

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE JULIACA  
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍAS  
RENOVABLES**



**“SISTEMA DE CALEFACCIÓN SOLAR TÉRMICA MEDIANTE  
RADIADORES PARA INCREMENTAR LA TEMPERATURA DEL  
LABORATORIO DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE LA  
EPIER-UNAJ”**

**Bach. Erick Anderson Apaza Chavez  
Bach. Luz Gina Gonzales Miramira**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**Asesor: Dr. Henry Pizarro Viveros**



**Juliaca – Perú  
2024**



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE JULIACA  
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍAS  
RENOVABLES**



**“SISTEMA DE CALEFACCIÓN SOLAR TÉRMICA MEDIANTE  
RADIADORES PARA INCREMENTAR LA TEMPERATURA DEL  
LABORATORIO DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE LA  
EPIER-UNAJ”**

**Bach. Erick Anderson Apaza Chavez  
Bach. Luz Gina Gonzales Miramira**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**Asesor: Dr. Henry Pizarro Viveros**



**Juliaca – Perú  
2024**

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE JULIACA**

**FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA  
EN ENERGÍAS RENOVABLES**



**“SISTEMA DE CALEFACCIÓN SOLAR TÉRMICA MEDIANTE  
RADIADORES PARA INCREMENTAR LA TEMPERATURA DEL  
LABORATORIO DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE LA  
EPIER-UNAJ”**

Bach. Erick Anderson Apaza Chavez

Bach. Luz Gina Gonzales Miramira

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**Asesor:** Dr. Henry Pizarro Viveros

Juliaca – Perú

2024

## FICHA CATALOGRÁFICA

Apaza, E. A. y Gonzales, L. G. (2024). *Sistema de calefacción solar térmica mediante radiadores para incrementar la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de Juliaca.

**AUTOR:** Erick Anderson Apaza Chavez, Luz Gina Gonzales Miramira

**TÍTULO:** Sistema de calefacción solar térmica mediante radiadores para incrementar la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ

**PUBLICACIÓN:** Juliaca, 2024

**DESCRIPCIÓN:** Cantidad de páginas (169pp.)

**NOTA:** Tesis de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energías Renovables – Universidad Nacional de Juliaca

**CÓDIGO:** 02-000033-02/G71

**NOTA:** Incluye bibliografía

**ASESOR:** Dr. Henry Pizarro Viveros

**PALABRAS CLAVE:** Energía solar térmica, calefacción hidrónica, radiadores, control horario, convección forzada.

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE JULIACA**  
**FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍAS**  
**RENOVABLES**

**“SISTEMA DE CALEFACCIÓN SOLAR TÉRMICA MEDIANTE  
RADIADORES PARA INCREMENTAR LA TEMPERATURA DEL  
LABORATORIO DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE LA  
EPIER-UNAJ”**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO EN ENERGÍAS RENOVABLES

**Presentada por:**

Bach. Erick Anderson Apaza Chavez

Bach. Luz Gina Gonzales Miramira

**Sustentada y aprobada ante el siguiente jurado:**

Dr. Ubaldo Yancachajlla Tito

**PRESIDENTE DE JURADO**

Mg. Cesar Enrique Yupanqui Bendita

**JURADO (Secretario)**

**2º MIEMBRO**

Dr. Elmer Rodrigo Aquino Larico

**JURADO (Vocal)**

**3º MIEMBRO**

Dr. Henry Pizarro Viveros

**ASESOR DE TESIS**

# Erick Anderson Apaza Chavez // Luz Gina Gonzales...

## SISTEMA DE CALEFACCIÓN SOLAR TÉRMICA MEDIANTE RADIADORES PARA INCREMENTAR LA TEMPERATURA DEL LA...

 Universidad Nacional de Juliaca

### Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::3117:455923053

169 Páginas

Fecha de entrega

5 may 2025, 1:12 p.m. GMT-5

39.684 Palabras

Fecha de descarga

5 may 2025, 1:26 p.m. GMT-5

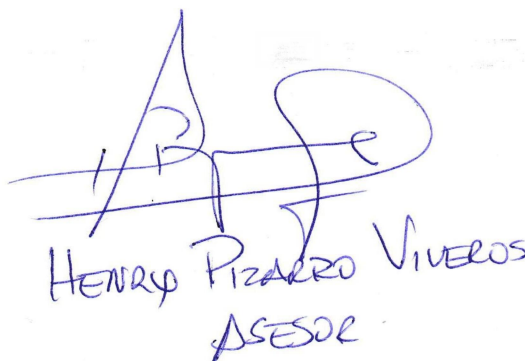
199.415 Caracteres

Nombre de archivo

SISTEMA DE CALEFACCIÓN SOLAR TÉRMICA MEDIANTE RADIADORES PARA INCREMENTAR LA TEM....pdf

Tamaño de archivo

10.3 MB



HENRY PIZARRO VIVEROS  
ASESOR

# 9% Overall Similarity

The combined total of all matches, including overlapping sources, for each database.

## Filtered from the Report

- ▶ Bibliography
- ▶ Quoted Text
- ▶ Cited Text
- ▶ Small Matches (less than 10 words)

## Top Sources

- 9% Internet sources
- 1% Publications
- 4% Submitted works (Student Papers)

## Integrity Flags

### 1 Integrity Flag for Review

- Replaced Characters**  
890 suspect characters on 41 pages  
Letters are swapped with similar characters from another alphabet.

Our system's algorithms look deeply at a document for any inconsistencies that would set it apart from a normal submission. If we notice something strange, we flag it for you to review.

A Flag is not necessarily an indicator of a problem. However, we'd recommend you focus your attention there for further review.

A handwritten signature in blue ink, consisting of a stylized 'H' and 'P' followed by a large loop. Below the signature, the name 'HENRY PIZARRO VIVEROS' and the title 'ASESOR' are written in blue ink.

## **DEDICATORIA**

A mis padres Dionisio Apaza Surco y Silveria Chavez Lima, por su paciencia, su capacidad de alegrar cualquier día con una sonrisa, su amor por Dios y la vida; me han inspirado, ellos me enseñaron a valorar las pequeñas cosas, a ver la belleza en la naturaleza y cuidar de los seres que nos rodean. A mí hermana Sindia Judith Apaza Chavez por sus detalles, por hacer de mi vida un viaje lleno de amor y aprendizaje.

*Erick Anderson Apaza Chavez*

Dedico a mis padres Florencio Sillo Yampara y Elsa Miramira Mullisaca, por su amor incondicional, su paciencia infinita, su capacidad de liderar y su guía exigente, que me conduce a avanzar. Cada enseñanza, cada muestra de bondad, amor ha sido determinante en mi vida, a ellos les debo mi fe, mi esperanza y todo lo bueno que hay en mí. Mi amor por mis padres trasciende los límites de lo que mis palabras podrían abarcar y sé que Dios me seguirá bendiciendo con su presencia en mi vida.

*Luz Gina Gonzales Miramira*

## AGRADECIMIENTOS

**“Esta tesis fue financiada por la Vicepresidencia de Investigación de la Universidad Nacional de Juliaca en el marco del VI Concurso de proyectos de tesis para la obtención del título profesional UNAJ – 2023”**

Agradezco a Dios, por su dirección y compañía en cada paso de este viaje académico. A mi padre Dionisio Apaza Surco, por su constante apoyo y sabios consejos, por creer en mí y en mis sueños. A mi madre Silveria Chavez Lima, por su generosidad, paciencia, amor y palabras de aliento cuando más lo necesitaba. A mi querida hermana Sindia Judith Apaza Chavez, por ser mi modelo a seguir, por escucharme y siempre estar ahí en los momentos más difíciles.

A mi asesor, Dr. Henry Pizarro Viveros, expreso mi más sincero agradecimiento por su valiosa guía, paciencia y dedicación a lo largo del avance de la presente investigación. Su conocimiento y orientación han sido fundamentales para la realización de esta investigación.

*Erick Anderson Apaza Chavez*

Expreso mi gratitud y reconocimiento a Dios, quién me dio sabiduría, inteligencia, fortaleza y ha estado siempre a mi lado guardándome como la niña de sus ojos, De la misma forma agradezco a mis padres, Florencio Sillo Yampara y Elsa Miramira Mullisaca, por su inmenso amor y su respaldo inquebrantable. Su confianza en mí y sus enseñanzas me han permitido enfrentar los desafíos con valentía. Sin su sacrificio y aliento, este logro no habría sido posible.

Agradezco a mi asesor de tesis Dr. Henry Pizarro Viveros, por su invaluable orientación y dedicación, que han sido fundamentales en la realización de esta tesis. Su confianza en mis capacidades me ha inspirado a dar lo mejor de mí.

*Luz Gina Gonzales Miramira*

## ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA.....	vi
AGRADECIMIENTOS.....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xvii
RESUMEN.....	xviii
ABSTRACT.....	xix
INTRODUCCIÓN.....	xx

### CAPÍTULO I

#### PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 El problema de investigación.....	22
1.2 La pregunta de investigación .....	23
1.2.1 Problema general.....	23
1.2.2 Problemas específicos .....	24
1.3 Planteamiento de los objetivos.....	24
1.3.1 Objetivo general .....	24
1.3.2 Objetivos específicos .....	24
1.4 Justificación de la investigación .....	24
1.4.1 Justificación técnica .....	24
1.4.2 Justificación económica .....	25
1.4.3 Justificación social .....	25
1.4.4 Justificación ambiental.....	25

### CAPÍTULO II

#### REVISIÓN LITERATURA

2.1 Antecedentes del problema de investigación .....	26
2.2 Bases teóricas de la investigación.....	28
2.2.1 Energía solar térmica.....	28
2.2.2 Convección.....	29
2.2.3 Calefacción hidrónica.....	29
2.2.4 Tipos de instalaciones para calefacción .....	30
2.2.5 Intercambiadores de calor o radiadores.....	32
2.3 Marco conceptual.....	34

2.3.1	Fundamentos termodinámicos .....	34
2.3.2	Sistemas de control .....	39

### CAPÍTULO III

#### MATERIALES Y MÉTODOS

3.1	Formulación de las hipótesis .....	40
3.1.1	Hipótesis general .....	40
3.1.2	Hipótesis específicas .....	40
3.2	Descripción de los materiales del sistema de calefacción.....	40
3.2.1	Descripción de los materiales del sistema hidráulico.....	40
3.2.2	Descripción de los materiales del sistema de automatización .....	41
3.3	Metodología .....	45
3.3.1	Tipo de investigación .....	45
3.3.2	Nivel de la investigación .....	45
3.3.3	Diseño de la investigación .....	46
3.3.4	Ámbito del proyecto.....	46
3.3.5	Operacionalización de las variables .....	47
3.3.6	Estrategias metodológicas para la resolución del primer objetivo específico.....	50
3.3.7	Estrategias metodológicas para la resolución del segundo objetivo específico.....	60
3.3.8	Estrategias metodológicas para la resolución del tercer objetivo específico.....	60

### CAPÍTULO IV

#### RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1	Resultados del dimensionamiento e implementación de los radiadores con la aplicación de un sistema automatizado mediante PLC.....	62
4.1.1	Resultados del dimensionamiento de los radiadores.....	62
4.1.2	Resultados de la implementación de los radiadores.....	63
4.2	Algoritmo de control basado en reglas condicionales para el óptimo funcionamiento del sistema de calefacción solar térmico.....	63
4.2.1	Resultados del sistema de calefacción con un calentador solar de 18 tubos .....	65
4.2.2	Resultados del sistema de calefacción con tres calentadores solares de 18 tubos .....	66

4.3	Resultados de la eficiencia de los radiadores con aplicación de convección forzada.....	69
4.3.1	Determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción SIN convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B .....	69
4.3.2	Determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción CON convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B .....	71
4.3.3	Resultados para la evaluación de la eficiencia del sistema de convección forzada.....	72
4.3.4	Resultados del sistema de calefacción con aplicación de convección forzada.....	73
4.4	Discusiones .....	76
4.4.1	Discusiones del dimensionamiento e implementación de los radiadores con la aplicación de un sistema automatizado mediante PLC .....	76
4.4.2	Discusiones del algoritmo de control basado en reglas condicionales para el óptimo funcionamiento del sistema de calefacción solar térmico.....	76
4.4.3	Discusiones de los resultados del sistema de calefacción con convección forzada.....	77

## CAPÍTULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1	Conclusiones .....	79
5.2	Recomendaciones.....	80
5.3	Sugerencia de trabajos de investigación futuros .....	81
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	82
	ANEXOS .....	88

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Presencia de sombras en el Laboratorio de Control y Automatización. ....	23
<b>Figura 2.</b> Clasificación de la energía solar térmica activa.....	28
<b>Figura 3.</b> Calefacción hidrónica. ....	30
<b>Figura 4.</b> Red de tuberías monotubo. ....	30
<b>Figura 5.</b> Red de tuberías bitubo con retorno directo. ....	31
<b>Figura 6.</b> Red de tuberías bitubo con retorno invertido.....	31
<b>Figura 7.</b> Instalación mediante colectores. ....	32
<b>Figura 8.</b> Radiador de hierro fundido. ....	33
<b>Figura 9.</b> Radiador de aluminio. ....	33
<b>Figura 10.</b> Radiador de chapa de acero. ....	33
<b>Figura 11.</b> Sistema en condiciones de flujo estacionario. ....	35
<b>Figura 12.</b> Transferencia de energía en un volumen de control. ....	35
<b>Figura 13.</b> Interacciones energéticas en una superficie de control. ....	36
<b>Figura 14.</b> Terma solar. ....	41
<b>Figura 15.</b> Tuberías y accesorios PVC hidro.....	41
<b>Figura 16.</b> Controlador lógico programable S7 1200.....	42
<b>Figura 17.</b> Módulo de expansión SM 1231 4AI.....	42
<b>Figura 18.</b> Transmisor de temperatura.....	42
<b>Figura 19.</b> Fuentes de alimentación.....	43
<b>Figura 20.</b> Variador de velocidad. ....	43
<b>Figura 21.</b> Sensor de temperatura PT100. ....	44
<b>Figura 22.</b> Registrador de temperatura y humedad relativa GSP-6.....	44
<b>Figura 23.</b> Interruptores termomagnéticos. ....	45
<b>Figura 24.</b> Ventilador de bajo consumo. ....	45
<b>Figura 25.</b> Referencia de ubicación del Laboratorio de Control y Automatización.....	46
<b>Figura 26.</b> Áreas que conforman al Laboratorio de Control y Automatización.....	47
<b>Figura 27.</b> Diagrama de procesos del dimensionamiento e implementación del sistema de calefacción. ....	50
<b>Figura 28.</b> Promedio de la temperatura y humedad relativa de los meses de agosto y setiembre del 2023 del Laboratorio de Control y Automatización sin el sistema de calefacción. ....	51

<b>Figura 29.</b> Diagrama de instalación de los calentadores solares en el sistema de calefacción. ....	53
<b>Figura 30.</b> Diagrama de instalación bitubular de los radiadores en el laboratorio. ....	54
<b>Figura 31.</b> Tratamiento químico del agua mediante filtro con sales de polifosfato. ....	54
<b>Figura 32.</b> Diagrama de interacción del PLC con los componentes del sistema de control. ....	55
<b>Figura 33.</b> Diagrama de instalación de los sensores de temperatura en el sistema de calefacción. ....	56
<b>Figura 34.</b> Diagrama de instalación de los sensores de temperatura para los ambientes A y B. ....	56
<b>Figura 35.</b> Método de procesamiento de datos de temperatura y humedad relativa en Excel. ....	57
<b>Figura 36.</b> Esquema de instalación y funcionamiento del sistema de impulsión. ....	57
<b>Figura 37.</b> Esquema de instalación de ventiladores con controlador de giro PWM – MOT5A. ....	59
<b>Figura 38.</b> Establecimiento de la velocidad de impulsión de aire con el controlador de giro PWM – MOT5A. ....	59
<b>Figura 39.</b> Bloques de función para programación horaria en TIA Portal V17. ....	60
<b>Figura 40.</b> Sistema de calefacción solar térmica en el Laboratorio de Control y Automatización. ....	63
<b>Figura 41.</b> Diagrama del control horario implementado. ....	64
<b>Figura 42.</b> Programación del funcionamiento intermitente de bombeo en KOP/Ladder. ....	64
<b>Figura 43.</b> Temperatura del Laboratorio, temperatura exterior y transferencia de calor de los radiadores del 13/10/23 a 16/12/23, con un calentador solar. ....	65
<b>Figura 44.</b> Temperatura del Laboratorio CON y SIN sistema de calefacción, con un calentador solar. ....	66
<b>Figura 45.</b> Temperatura exterior, temperatura del ambiente A y transferencia de calor de los radiadores del ambiente A, del 17/05/24 al 21/05/24, con tres calentadores solares. ....	67
<b>Figura 46.</b> Temperatura del ambiente A CON calefacción, y temperatura del laboratorio SIN sistema de calefacción, con tres calentadores solares. ....	68
<b>Figura 47.</b> Temperatura exterior, temperatura del ambiente B y transferencia de calor del radiador del ambiente B, del 15/05/24 al 21/05/24. ....	68

<b>Figura 48.</b> La temperatura del ambiente B CON sistema de calefacción y temperatura del laboratorio SIN calefacción, con tres calentadores solares.....	69
<b>Figura 49.</b> Eficiencia de los radiadores en el sistema de calefacción SIN y CON convección forzada, del ambiente A y B. ....	72
<b>Figura 50.</b> Temperatura exterior, interior y transferencia de calor CON VENTILADORES de los radiadores del ambiente A, del 17/06/24 al 24/06/24. ....	73
<b>Figura 51.</b> Temperatura del ambiente A con radiadores CON VENTILADORES, y temperatura SIN sistema de calefacción. ....	74
<b>Figura 52.</b> Temperatura exterior, interior y transferencia de calor CON VENTILADORES de los radiadores del ambiente B, del 17/06/24 al 24/06/24. ....	75
<b>Figura 53.</b> Temperatura del ambiente B con radiadores CON VENTILADORES, y temperatura SIN sistema de calefacción. ....	75
<b>Figura 54.</b> Imagen de los ambientes en vista de planta. ....	88
<b>Figura 55.</b> Ingresos y pérdidas de energía térmica en el ambiente B. ....	89
<b>Figura 56.</b> Ambiente B, en perspectiva ISO 3D, con flechas indicando las pérdidas. ....	93
<b>Figura 57.</b> Representación en vista de planta del ambiente B. ....	93
<b>Figura 58.</b> Composición del cerramiento techo del ambiente B. ....	95
<b>Figura 59.</b> Pérdidas de energía térmica en el ambiente A. ....	108
<b>Figura 60.</b> Representación en vista de planta del ambiente A. ....	109
<b>Figura 61.</b> Fotografía de la columna falsa. ....	120
<b>Figura 62.</b> Calentador solar de 18 tubos de vacío termosifónicos seleccionado. ....	122
<b>Figura 63.</b> Representación de la circulación del agua en el sistema de calefacción. ....	124
<b>Figura 64.</b> Representación de las temperaturas que interactúan con un radiador. ....	125
<b>Figura 65.</b> Representación de la circulación del agua en el sistema de calefacción con convección forzada. ....	130
<b>Figura 66.</b> Representación de las temperaturas que interactúan con un radiador con ventiladores. ....	131
<b>Figura 67.</b> Dimensiones del interior del termostato del calentador solar. ....	142
<b>Figura 68.</b> Representación de un tubo de vacío termosifónico, con dimensiones. ....	143
<b>Figura 69.</b> Curvas características de transferencia de calor de los radiadores de la serie UR1001. ....	149
<b>Figura 70.</b> Hermetizado del gabinete del Laboratorio de Control y Automatización. ....	160

<b>Figura 71.</b> Instalación de la bomba hidráulica y radiadores.....	160
<b>Figura 72.</b> Instalación de los calentadores solares.....	161
<b>Figura 73.</b> Calentadores solares instalados.....	161
<b>Figura 74.</b> Instalación del gabinete y tablero de control. ....	162
<b>Figura 75.</b> Tablero de control instalado.....	162
<b>Figura 76.</b> Ventiladores instalados en las estructuras de soportes de los radiadores. ....	163
<b>Figura 77.</b> Imágenes de los radiadores y del tablero del sistema de calefacción. ....	163

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Operacionalización de la variable independiente .....	48
<b>Tabla 2.</b> Operacionalización de la variable dependiente .....	48
<b>Tabla 3.</b> Datos de temperatura y humedad del laboratorio de los meses de agosto y setiembre del 2023 .....	51
<b>Tabla 4.</b> Datos de temperatura ambiente exterior .....	52
<b>Tabla 5.</b> Valores de temperatura del ambiente interior por tipo de uso del local .....	52
<b>Tabla 6.</b> Determinación de la frecuencia de funcionamiento de la bomba.....	58
<b>Tabla 7.</b> Ventiladores asignados para cada radiador .....	59
<b>Tabla 8.</b> Cantidad de radiadores para el ambiente A y B .....	62
<b>Tabla 9.</b> Cantidad de calentadores solares .....	62
<b>Tabla 10.</b> Índices metabólicos de acuerdo a las actividades realizadas en el ambiente B .....	90
<b>Tabla 11.</b> Valores de transferencia de calor producidos por equipos eléctricos de cómputo.....	92
<b>Tabla 12.</b> Elementos constructivos del ambiente B.....	94
<b>Tabla 13.</b> Transmitancia térmica máxima de elementos constructivos opacos .....	94
<b>Tabla 14.</b> Resistencias térmicas de cámaras de aire horizontales sin ventilar.....	96
<b>Tabla 15.</b> Transmitancias térmicas de elementos constructivos translúcidos y marco de aluminio.....	97
<b>Tabla 16.</b> Diferencias de temperatura de los cerramientos del Ambiente B .....	98
<b>Tabla 17.</b> Energía térmica perdida por los cerramientos del ambiente B.....	98
<b>Tabla 18.</b> Aproximación del área de la sección transversal de las rendijas en el ambiente B .....	100
<b>Tabla 19.</b> Especificaciones técnicas de los modelos de elementos de radiador UR1001 de la marca Unbeatable .....	103
<b>Tabla 20.</b> Disponibilidad de elementos de radiador de la serie UR1001 y dimensiones máximas .....	104
<b>Tabla 21.</b> Determinación del tiempo de entrada en régimen de los radiadores de la serie UR1001 en el ambiente B.....	104
<b>Tabla 22.</b> Elementos constructivos del ambiente A .....	109
<b>Tabla 23.</b> Transmitancias térmicas de elementos constructivos opacos del ambiente A .	110
<b>Tabla 24.</b> Transmitancia térmica de puerta de madera .....	110

<b>Tabla 25.</b> Transmitancias térmicas de elementos constructivos translúcidos.....	110
<b>Tabla 26.</b> Diferencias de temperatura de los cerramientos del ambiente A .....	111
<b>Tabla 27.</b> Energía térmica perdida por los cerramientos del ambiente A.....	112
<b>Tabla 28.</b> Aproximación del área de la sección transversal de las rendijas en el ambiente A .....	114
<b>Tabla 29.</b> Cálculo de la transferencia de calor por radiador según su modelo de elemento de la serie UR1001 .....	118
<b>Tabla 30.</b> Determinación de la cantidad de radiadores para el ambiente A .....	118
<b>Tabla 31.</b> Determinación de las fracciones de masa para los ambientes A y B .....	128
<b>Tabla 32.</b> Razones de transferencia de calor de los modelos de elementos de radiador UR1001 de la marca Unbeatable .....	145

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>Anexo 1.</b> Dimensionamiento del sistema de calefacción. ....	88
<b>Anexo 2.</b> Cálculos para la determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción SIN convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B. ....	124
<b>Anexo 3.</b> Cálculos para la determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción CON convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B. ....	130
<b>Anexo 4.</b> Propiedades de la atmósfera a gran altitud. ....	136
<b>Anexo 5.</b> Cálculo de la presión atmosférica en la ubicación del Laboratorio de Control y Automatización. ....	137
<b>Anexo 6.</b> Propiedades del punto crítico del aire. ....	138
<b>Anexo 7.</b> Propiedades del aire. ....	139
<b>Anexo 8.</b> Ficha técnica de los radiadores de aluminio de la marca UNBEATABLE para los modelos de elementos UR1001. ....	140
<b>Anexo 9.</b> Propiedades del agua saturada. ....	141
<b>Anexo 10.</b> Cálculos de caracterización de los calentadores solares seleccionados. ....	142
<b>Anexo 11.</b> Modelo matemático para determinar la función de transferencia de calor útil para radiadores con elementos de la serie UR1001. ....	145
<b>Anexo 12.</b> Datos registrados en las pruebas realizadas. ....	150
<b>Anexo 13.</b> Esquema de protección y fuerza. ....	156
<b>Anexo 14.</b> Esquema de control con PLC. ....	157
<b>Anexo 15.</b> Esquema de control con ventiladores. ....	158
<b>Anexo 16.</b> Diagrama de instalaciones hidráulicas ....	159
<b>Anexo 17.</b> Sistema de calefacción solar térmico instalado. ....	160
<b>Anexo 18.</b> Fichas técnicas de los equipos utilizados. ....	164

## RESUMEN

La calefacción solar térmica es una solución innovadora para combatir las bajas temperaturas en espacios cerrados. Un ejemplo de situación crítica es el Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER de la UNAJ, pues este recinto no recibe radiación solar directa durante el día y consecuentemente se convierte en un lugar muy frío afectando a estudiantes y docentes; el objetivo de la presente pesquisa fue implementar un sistema de calefacción solar térmica mediante radiadores para este ambiente. La investigación se desarrolló en varias fases, así tenemos la implementación de un sistema de calefacción solar por radiadores comandado por un dispositivo PLC. Posteriormente, se implementó un algoritmo basado en reglas condicionales horarias para automatizar el encendido del sistema de calefacción en el horario de funcionamiento del laboratorio (7:30 a 16:30). Finalmente, se integraron ventiladores para la convección forzada, con el propósito de justipreciar su impacto en la eficiencia de los radiadores, y el consecuente aumento de la temperatura del laboratorio. Se observó que la temperatura del fluido en el calentador solar no superó los 65°C; así mismo sin la convección forzada, se logró un incremento de 0.84°C en la temperatura promedio del laboratorio (ambiente A); y en el gabinete (ambiente B), se incrementó 3.77°C. Y con la convección forzada, se logró un incremento de 2.25°C en la temperatura promedio del laboratorio; y en el gabinete, se incrementó 3.65°C. Obteniéndose variaciones negativas en las eficiencias de los radiadores de los ambientes A y B, de 14.16% y 7.73% respectivamente. Concluyéndose que el sistema de calefacción solar implementado logró operar correctamente; y de la adición de convección forzada en los radiadores se finiquita que no presenta ventajas en su eficiencia energética. Este estudio proporciona un primer paso hacia la optimización de sistemas térmicos de calefacción solar en zonas altoandinas.

**Palabras clave:** Energía solar térmica, calefacción hidrónica, radiadores, control horario, convección forzada.

## ABSTRACT

Solar thermal heating is an innovative solution to combat low temperatures in closed spaces. An example of a critical situation is the Control and Automation Laboratory of the EPIER of the UNAJ, since this facility does not receive direct solar radiation during the day and consequently becomes a very cold place affecting students and teachers; the objective of this research was to implement a solar thermal heating system using radiators for this environment. The research was developed in several phases, thus we have the implementation of a solar heating system using radiators controlled by a PLC device. Subsequently, an algorithm based on conditional hourly rules was implemented to automate the switching on of the heating system during the laboratory's operating hours (7:30 to 16:30). Finally, fans were integrated for forced convection, in order to assess their impact on the efficiency of the radiators, and the consequent increase in the laboratory's temperature. It was observed that the temperature of the fluid in the solar heater did not exceed 65°C; Likewise, without forced convection, an increase of 0.84°C was achieved in the average temperature of the laboratory (environment A); and in the cabinet (environment B), it increased by 3.77°C. And with forced convection, an increase of 2.25°C was achieved in the average temperature of the laboratory; and in the cabinet, it increased by 3.65°C. Negative variations were obtained in the efficiencies of the radiators of environments A and B, of 14.16% and 7.73% respectively. It was concluded that the implemented solar heating system managed to operate correctly; and the addition of forced convection in the radiators concluded that it does not present advantages in its energy efficiency. This study provides a first step towards the optimization of solar heating thermal systems in high Andean areas.

**Keywords:** Solar thermal energy, hydronic heating, radiators, time control, forced convection.

## INTRODUCCIÓN

En los últimos años, el consumo excesivo de energía fósil ha provocado graves problemas ambientales y el agotamiento irreversible de los recursos naturales, así mismo se considera que los edificios desempeñan un papel importante, ya que los edificios y el sector de la construcción fueron responsables del 36% de uso de energía a nivel mundial y el 37% de las emisiones globales relacionadas con la energía en 2020, siendo la calefacción de ambientes de edificios y la calefacción de agua caliente sanitaria responsables de casi la mitad del consumo mundial de energía en el sector de la construcción (Brown y Beausoleil, 2023).

En nuestro país, ante la diversidad de las regiones a diferente altitud se estableció, la *Norma Técnica EM. 110, Envoltente Térmica*, que clasifica en siete zonas bioclimáticas al Perú de acuerdo a la altitud, donde las zonas con mayor altitud son la zona bioclimática Continental Frío que comprende la altitud desde los 2301 m.s.n.m. hasta los 3500 m.s.n.m. y la zona bioclimática Continental Muy Frío que comprende la altitud desde 3501 m.s.n.m. a más; en estas zonas bioclimáticas el frío es imbanicable, afectado a sus habitantes, causándoles enfermedades respiratorias como gripe, bronquitis, neumonía, artritis y problemas cardiovasculares. Esto evidencia la necesidad de sistemas de calefacción solar térmica, ya que además estas zonas altas cuentan con potencial de radiación solar, por ello el gobierno peruano y diversas instituciones han empezado a promover el uso de la energía solar, así mismo se observó la ejecución de programas de viviendas bioclimáticas para atenuar el friaje de la zona bioclimática Continental Muy Frío del Perú.

Dadas las gélidas temperaturas en las zonas bioclimáticas cuya altitud es mayor a 3501 m.s.n.m. el sistema de calefacción solar térmica mediante radiadores es una solución sostenible para aprovechar la energía solar. Este sistema se basa en la captación de la radiación solar a través de tubos del vacío, que utilizan un fluido que generalmente es agua debido a su capacidad térmica superior, no toxica, baja viscosidad y rentabilidad (Singh, Hussain, Kumar, y Bhogilla, 2024). Este fluido se utiliza para absorber el calor y distribuirlo a través de radiadores ubicados en el área que se desea calefactar, circulando el fluido a través de un circuito cerrado.

En la presente investigación se midió la temperatura inicial del laboratorio a calefactar, posterior a ello se realizó el cálculo de las pérdidas y las ganancias de temperatura del laboratorio, seguidamente, se realizó el cálculo de la cantidad de radiadores que se debe implementar en el ambiente A y B, luego se realizó el dimensionamiento del sistema de

calentamiento de agua, y se prosiguió con la instalación del sistema hidráulico. Para el funcionamiento integral del sistema de calefacción se instaló un sistema de control automatizado con PLC; estableciéndose un algoritmo de control horario de manera que el sistema empieza a funcionar desde las 7:30:00 a 16:30:00 horas de cada día. Aprovechándose la función de registro de datos del PLC, para captar la temperatura a través de sensores PT100; las temperaturas de interés son las temperaturas de los radiadores, la temperatura del laboratorio, y las temperaturas de entrada y salida del fluido, todo esto con la finalidad de emplear los datos para determinar la eficiencia de los radiadores en el sistema de calefacción.

En adición, para la optimización del funcionamiento del sistema de calefacción se aplicó un sistema de convección forzada mediante ventiladores que se colocaron en la base de los radiadores, con la finalidad de analizar el rendimiento de la convección forzada en el sistema.

La implementación de este sistema contribuye a los estudiantes y docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energías Renovables de la Universidad Nacional de Juliaca, dado que, este sistema tiene la intención de mejorar las condiciones de la temperatura del laboratorio, siendo su aplicación un aporte para abordar más temas de investigación en base a este sistema.

# CAPÍTULO I

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

### 1.1 El problema de investigación

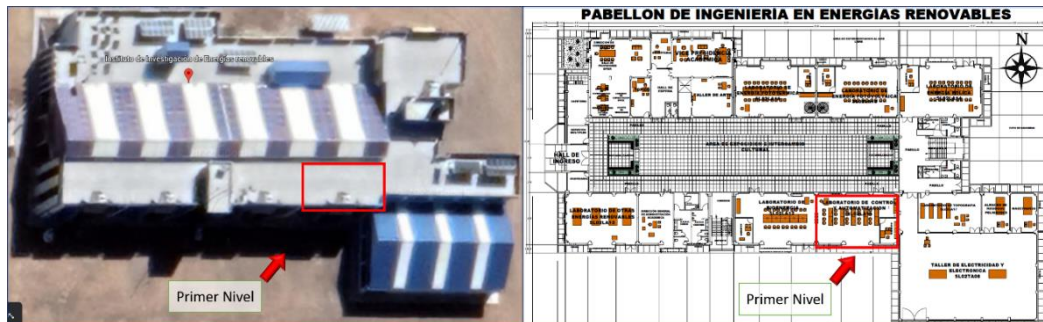
Actualmente las bajas temperaturas en la temporada de invierno se presentan con una mayor intensidad a diferencia de años pasados, siendo un problema recurrente, es por esto que los sistemas de calefacción solar térmica en los edificios representan una opción de solución más atractiva a este problema, pues aprovechan la energía renovable del sol para funcionar y emiten menores cantidades de CO<sub>2</sub> a diferencia de los sistemas de calefacción convencionales. En este sentido, en la ciudad de Islamabad, Pakistán a una elevación de 540 m.s.n.m. con una temperatura ambiente de 9.2°C, las bajas temperaturas causan incomodidad a sus ciudadanos, por ello los investigadores Sadiq y Mayyas (2022) implementaron un sistema de calentamiento de agua que consta de un colector solar con un área de 6 m<sup>2</sup> y un tanque de almacenamiento de agua caliente de 150 L logrando obtener una eficiencia máxima del 59,8 % equivalente a 6,68 kWh de energía térmica para el suministro de agua caliente durante las horas sin sol, que podría utilizarse para calefaccionar espacios en edificios residenciales. Evidenciando la aplicación eficiente de los sistemas solares de calentamiento de agua para propósitos de calefacción.

En las zonas altoandinas de nuestro país las personas sufren en épocas de invierno por la inclemencia de las bajas temperaturas, entre ellas se encuentra la región de Arequipa que tiene zonas altas a 3500 m.s.n.m. presentando temperaturas de hasta -12°C en el mes de julio, provocando enfermedades respiratorias y en el peor de los casos la muerte de niños y adultos (Castro, 2018), es por ello que se busca realizar investigaciones concernientes al aprovechamiento de la energía solar térmica para su aplicación en sistemas de calefacción con el fin de beneficiar a la población y contribuir con la conservación del medio ambiente. Así mismo, otra zona altoandina que sufre las bajas temperaturas es el distrito de Yanacancha, Cerro de Pasco ubicado a 4350 m.s.n.m. con temperaturas de hasta -1°C donde Luján (2020) planteó un sistema de calefacción solar para un ambiente de 20 m<sup>2</sup> mediante pisos radiantes, concluyendo que su diseño funcionaría de forma óptima. Evidenciando la necesidad de los sistemas de calefacción en las zonas altoandinas.

La región de Puno se encuentra entre 3812 y 5500 m.s.n.m. de elevación, donde la población sufre los efectos de las temperaturas por debajo de los 0°C. El fenómeno del friaje presenta descensos extremos y debido al calentamiento global no se puede precisar con exactitud el

comportamiento del clima ya que es variable y no se comporta de la misma forma con la que anteriormente se daba por las estaciones del año (Berrio y Hanco, 2017).

En el Laboratorio de Control y Automatización de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energías Renovables se presentan bajas temperaturas debido principalmente a su ubicación en el lado sur de la edificación (como se observa en la Figura 1). Pues durante el día el laboratorio no recibe radiación solar directa, por su orientación opuesta a la trayectoria de los rayos solares.



**Figura 1.** Presencia de sombras en el Laboratorio de Control y Automatización.

El Laboratorio de Control y Automatización está conformado por dos áreas, el Área A correspondiente al área del laboratorio, y el Área B destinada al gabinete del laboratorio, en donde, por los problemas de las bajas temperaturas en el laboratorio, se plantea implementar un sistema de calefacción solar térmica con radiadores mediante convección forzada, que constará con una terma solar cuyo colector será de tubos de vacío, los cuales se encargarán de calentar el agua que servirá como fluido transportador de calor y mediante tuberías el agua caliente fluirá a los radiadores que contarán con ventiladores en la parte inferior para mejorar su eficiencia, los cuales estarán ubicados en el Área A y en el Área B, para que, una vez realizado el intercambio de calor el agua sea impulsada por una bomba al tanque térmico para su recirculación en el sistema, siendo controlados los procesos por un sistema de control basado en un dispositivo PLC.

## **1.2 La pregunta de investigación**

De acuerdo a la problemática que presenta el Laboratorio de Control y Automatización, se procede a plantear las siguientes interrogantes.

### **1.2.1 Problema general**

¿Cómo implementar un sistema de calefacción solar térmico mediante radiadores para incrementar la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ?

## **1.2.2 Problemas específicos**

¿Cómo dimensionar e implementar los radiadores con la aplicación de un sistema automatizado mediante PLC para controlar el sistema de calefacción solar térmico del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ?

¿Por qué implementar un algoritmo de control basado en reglas condicionales para el óptimo funcionamiento del sistema de calefacción solar térmica del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ?

¿En qué medida aumentará la eficiencia energética con el uso de la convección forzada en los radiadores para el incremento de la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ?

## **1.3 Planteamiento de los objetivos**

### **1.3.1 Objetivo general**

Implementar un sistema de calefacción solar térmico mediante radiadores para incrementar la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

Dimensionar e implementar los radiadores con la aplicación de un sistema automatizado mediante PLC para controlar el sistema de calefacción solar térmico del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ.

Implementar un algoritmo de control basado en reglas condicionales para el óptimo funcionamiento del sistema de calefacción solar térmica del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ.

Evaluar las ventajas que ofrece el uso de la convección forzada sobre la eficiencia energética de los radiadores para el incremento de la temperatura del sistema de calefacción solar térmica del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ.

## **1.4 Justificación de la investigación**

### **1.4.1 Justificación técnica**

Lo que suscita esta investigación es incrementar la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización con un sistema de calefacción solar térmico mediante radiadores, siendo una ventaja la aplicación de la energía térmica solar porque se solucionaría el problema de las bajas

temperaturas con un reducido consumo energético, a diferencia de un sistema de calefacción convencional que consume energía eléctrica o combustibles.

#### **1.4.2 Justificación económica**

El sistema de calefacción solar térmica mediante radiadores propuesto, presenta un ahorro máximo de energía en contraste con un sistema de calefacción eléctrico, pero su desventaja es que el costo inicial para su implementación es elevado, lo cual se debe a que hasta el momento no hay una demanda para los componentes de sistemas de calefacción en la región, no siendo un impedimento ni representado pérdidas económicas a largo plazo.

#### **1.4.3 Justificación social**

El sistema de calefacción solar térmico beneficiará directamente a los laboratoristas, docentes y estudiantes que hacen uso del Laboratorio de Control y Automatización, favoreciendo y mejorando así las condiciones para el trabajo y el estudio en el ambiente.

#### **1.4.4 Justificación ambiental**

Con el desarrollo de esta pesquisa se busca promover la utilización de la energía solar en sistemas de calefacción, para un desarrollo sustentable y así disminuir la utilización de energía proveniente de combustibles fósiles.

## CAPÍTULO II

### REVISIÓN LITERATURA

#### 2.1 Antecedentes del problema de investigación

La literatura internacional muestra importantes avances, así podemos mencionar a Yanhua, Wengang, Hongwen, Jian y Mingxin (2019) quienes realizaron el estudio del rendimiento y evaluación económica de un colector solar de tubo de vacío con calentador eléctrico auxiliar para calefacción rural en un edificio de la ciudad de Shandong, China, a una elevación de 103 m.s.n.m. y cuya temperatura promedio del ambiente es de 4.68°C, como resultado obtuvieron la temperatura promedio en el interior del edificio de 19.43°C logrando satisfacer la demanda de calefacción interior. Por otro lado en la ciudad de Alberta, Canadá, Saloux y Candanedo (2021) realizaron el control del almacenamiento de energía térmica de una planta solar de calefacción para satisfacer la demanda de calefacción de 52 viviendas, los resultados mostraron que una estrategia de control adecuada podría lograr ahorros significativos de energía primaria de 13% a 30% pero al disminuir el volumen de almacenamiento a corto plazo de 240m<sup>3</sup> a 120m<sup>3</sup>, se podría obtener un ahorro de energía de hasta el 6% ajustando los parámetros de la estrategia de control. A su vez, aumentar el volumen ayudaría a almacenar más energía térmica y sería más eficiente durante los períodos pico, lo que daría como resultado una mejora adicional del rendimiento hasta un 36%. No obstante, el rendimiento tiende a estabilizarse con volúmenes superiores a 300m<sup>3</sup>.

En el ámbito nacional también se encuentra gran variedad de estudios con respecto a sistemas de calefacción, entre los cuales podemos mencionar a Vega (2021) quien diseñó un sistema de calefacción automatizada para incrementar la temperatura de una mini oficina ubicada en las zonas altas de la región Junín, cuya temperatura promedio mínima de la zona es de -3°C a -1°C. Utilizó los siguientes softwares: Proteus, AutoCAD y SPSS, obteniendo como resultado la temperatura máxima promedio de 22°C en la mini oficina. Por otro lado, Martinez (2022) presentó el diseño de un sistema de calefacción para una vivienda unifamiliar rural, ubicado en el distrito de Ccatca, Cusco, para mejorar el sistema de calefacción utilizó un ventilador alimentado con energía proveniente de un módulo fotovoltaico, logrando así desarrollar un sistema activo de aire caliente con eficiencias de 54.8% para combustibles sólidos y 89% para Gas LP, también logró calcular la carga de calefacción necesaria que resultó de 6.7kW, lo que nos indica que aprovechando la energía solar térmica es posible obtener buenos resultados, ya que es una fuente de energía inagotable y amigable con el medio ambiente.

El departamento de Puno ubicado a 3810 m.s.n.m., tiene una gran necesidad de investigación concerniente a sistemas de calefacción aprovechando la energía solar térmica debido a que en los meses de junio, julio y agosto se registra temperaturas de  $-10^{\circ}\text{C}$ , en consecuencia los investigadores Mercado y Machaca (2017) aprovecharon la energía solar térmica para implementar un sistema de calefacción, empleando 5 conjuntos de radiadores que constan de 10 secciones, esta cantidad está relacionada con la eficiencia la cual varía de acuerdo al flujo de agua, este sistema funciona de 8:00 a 14:00 horas con el fin de recuperar la temperatura del agua, llegando con este sistema a las temperaturas de 18 a  $24^{\circ}\text{C}$ . De igual manera, Pizarro, Ramos, Aquino, Sarmiento, y Beltrán (2019) realizaron un sistema de calefacción para un aula de  $66\text{ m}^2$  del pabellón académico la UNAJ cuya temperatura promedio es  $13.5^{\circ}\text{C}$ , el sistema de calefacción consta de: dos calentadores solares de tubos de vacío que incrementan la temperatura del agua hasta un promedio de  $78^{\circ}\text{C}$ , un radiador de agua caliente, piso radiante de conductos de cobre de  $\frac{1}{2}$  pulgada de diámetro, bomba trifásica de  $\frac{1}{2}$  HP y cinco sensores de temperatura PT100, logrando el incremento de la temperatura promedio en verano  $15.5^{\circ}\text{C}$  sin alumnos y en otoño  $18.5^{\circ}\text{C}$  contando con la presencia de 20 estudiantes en aula universitaria.

Hoyos (2021) desarrolló el diseño de un sistema activo de calefacción solar cuyo objetivo fue brindar condiciones de confort térmico a una vivienda unifamiliar ubicada en Mazocruz, Puno. En base a una temperatura exterior de  $-15.6^{\circ}\text{C}$  realizó el diseño para conservar la temperatura de  $20^{\circ}\text{C}$  en el interior de la vivienda, requiriéndose un suministro continuo de calor de  $5.3\text{kW}$  durante la noche, proponiendo a partir de sus resultados la implementación de un sistema de calefacción de  $5.8\text{kW}$  de capacidad, necesitando para ello un colector solar de  $3.75 \times 9.5\text{m}$  de área absorbente para calentar el aire como máximo  $1.13\text{kg/s}$  para llegar hasta una temperatura de  $43^{\circ}\text{C}$ . Por otra parte, una reciente investigación concerniente al diseño de un sistema de calefacción con radiadores, presentado por los autores Chambi y Cahui (2022) los cuales implementaron tres radiadores en el laboratorio de la UNAP para un volumen de  $159.03\text{m}^3$ , cuyo fluido de trabajo es el agua caliente proveniente de un tanque térmico de  $0.06\text{m}^3$  de capacidad que posee una resistencia eléctrica de 1000 Watts, controlado por un dispositivo PLC con sensores de temperatura en cada uno de los radiadores. Logrando llegar a una temperatura de confort de  $25^{\circ}\text{C}$  al trabajar los tres radiadores en simultaneo.

## 2.2 Bases teóricas de la investigación

### 2.2.1 Energía solar térmica

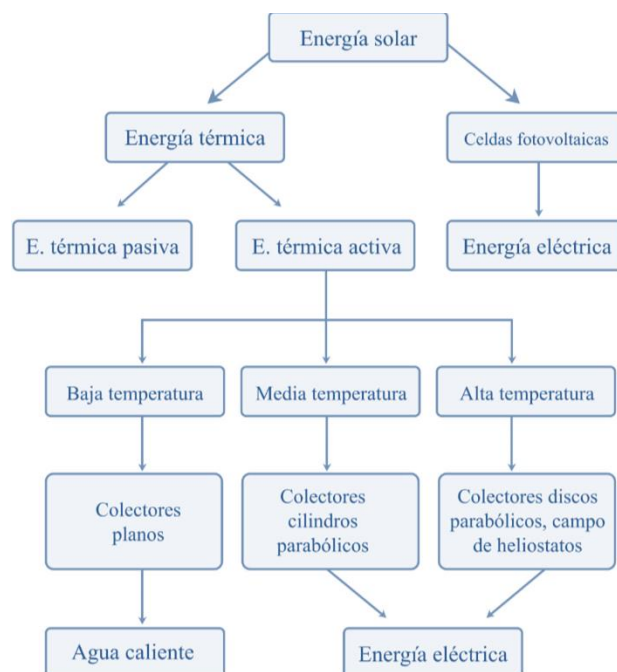
Consta de la captura de la radiación solar para transformarla en energía calorífica. Este calor se puede utilizar para calentar agua, aire o en sistemas más complejos. Esta energía se puede utilizar de forma pasiva o activa (Vega y Ramírez, 2014).

#### a. Energía Solar térmica pasiva

Consiste en el acondicionamiento pasivo de los edificios, aprovechando óptimamente las condiciones ambientales del entorno a través del diseño de su arquitectura bioclimática como: orientación, ventanas, materiales apropiados, tipos de cubiertas, colores, etc. (Vega y Ramírez, 2014).

#### b. Energía solar térmica activa

Precisa de una fuente energética complementaria para comenzar la operatividad del sistema. Este tipo de tecnología se puede clasificar en función de la temperatura, los cuales son: energía solar térmica de baja temperatura, cuya temperatura es menor de 90 °C, este se utiliza para el calentamiento del agua sanitaria; energía solar térmica de media temperatura, comprende la temperatura de 90 a 400 °C, se utiliza en la producción de calor en procesos industriales; energía solar térmica de alta temperatura, cuya temperatura es mayor de 400 °C (Vega y Ramírez, 2014).



**Figura 2.** Clasificación de la energía solar térmica activa (Vega y Ramírez, 2014).

### **2.2.2 Convección**

Es uno de los modos de cesión de energía térmica, sucede cuando una superficie solida transmite su calor hacia un fluido en movimiento, que puede ser un gas o líquido lindante (Cengel y Ghajar, 2011). En este sentido, la convección se divide en dos tipos de acuerdo al principio de movimiento del fluido:

#### **a. Convección natural**

Este tipo de convección se origina cuando el fluido se mueve a causa de fenómenos físicos producidos de forma natural. El caso más común ocurre cuando el aire se mueve debido a la diferencia de densidades causada por la diferencia en su temperatura (Cengel y Ghajar, 2011).

#### **b. Convección forzada**

La convección forzada ocurre cuando el fluido se mueve por medios externos, como ventiladores, bombas o el viento, forzando la transmisión de energía (Cengel y Ghajar, 2011).

### **2.2.3 Calefacción hidrónica**

Se denomina calefacción hidrónica a un sistema de calefacción que fundamenta su principio de operatividad en la circulación del agua como fluido transportador de calor. La calefacción hidrónica consiste en la generación continua de calor sosegado y extendido para calentar los espacios en su totalidad. En este tipo de calefacción los espacios son climatizados de manera individual, bajando el consumo de energía, y los costos de operación, además no presenta la circulación de polvo ni movimiento de aire (Espitia, 2013). En la Figura 3 se observa una instalación de calefacción de este tipo con una caldera que calienta el agua a 80 °C (Gonzáles, 2015).

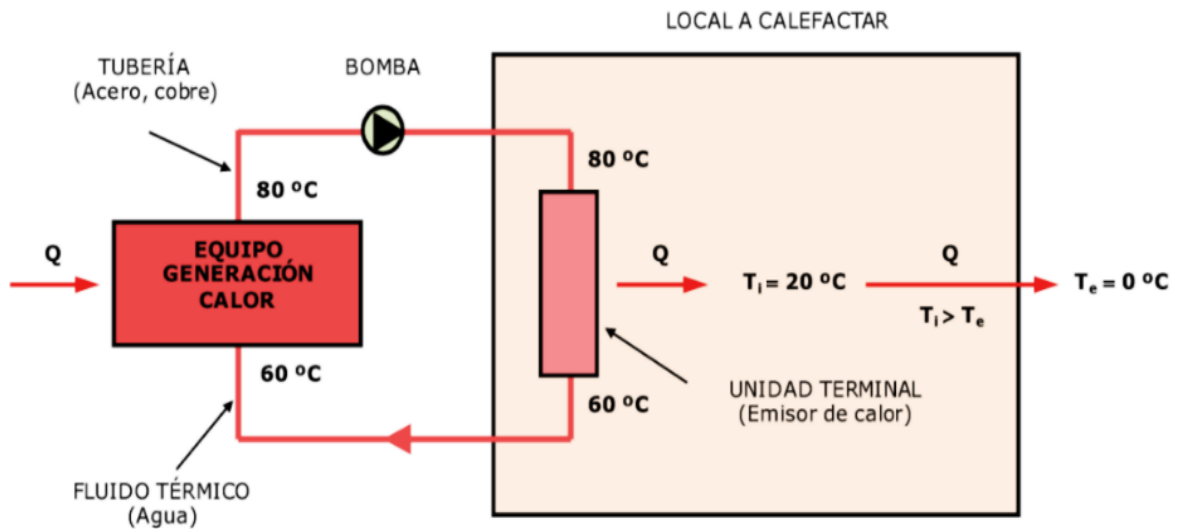


Figura 3. Calefacción hidrónica (Gonzales, 2015).

## 2.2.4 Tipos de instalaciones para calefacción

### a. Instalaciones monotubo

En este tipo de instalación todos los terminales de los radiadores están conectados en serie, lo cual no permite controlar la potencia de los radiadores ya que siempre el primer radiador será el que más potencia tenga por lo tanto afectará en la potencia de los demás radiadores (Illán, 2015).

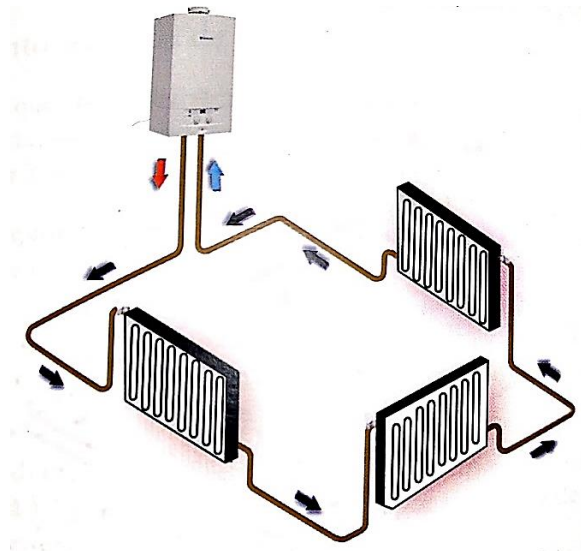
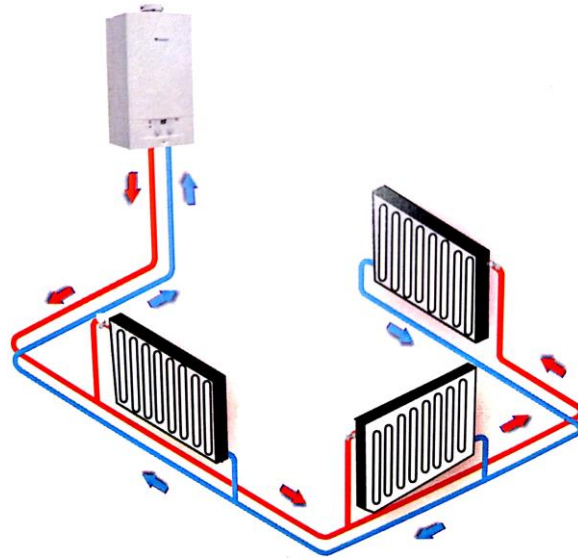


Figura 4. Red de tuberías monotubo (Illán, 2015).

### b. Instalaciones bitubo retorno directo

Reciben esta denominación los sistemas que presentan una conexión en paralelo, donde existe una tubería de ingreso utilizada para el fluido caliente y otra de regreso para el fluido frío, de tal forma de que el agua que circula por cada radiador al enfriarse regresa

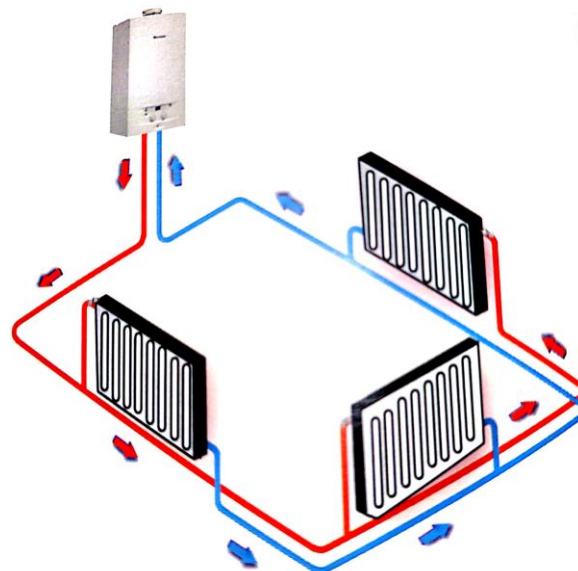
directamente sin pasar por otro radiador. Por lo tanto, los sistemas bitubulares son los más empleados en sistemas de calefacción con radiadores (Illán, 2015).



*Figura 5.* Red de tuberías bitubo con retorno directo (Illán, 2015).

### **c. Instalaciones bitubo retorno invertido**

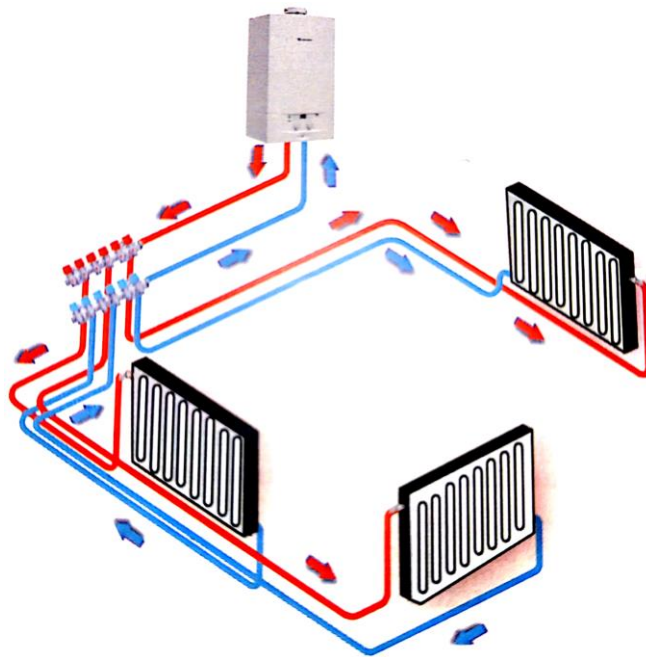
Los sistemas con doble tubo invertido permiten variar el caudal del fluido que pasa por los radiadores, estos sistemas distribuyen el calor de manera más uniforme por esto se emplean más en edificios grandes porque se requiere un control independiente de calor (Entrena, 2013).



*Figura 6.* Red de tuberías bitubo con retorno invertido (Illán, 2015).

#### **d. Instalación mediante colectores**

En estos sistemas los radiadores se conectan al calentador de agua mediante dos colectores generales de tuberías, uno encargado de distribuir el agua caliente hacia cada uno de los radiadores de manera independiente, y el otro encargado de coleccionar el agua fría de retorno de los radiadores. Generalmente se emplea agua como fluido térmico, con la adición en algunos casos de líquido anticongelante, lo cual hace que el agua no sea para consumo (Entrena, 2013).



*Figura 7.* Instalación mediante colectores (Illán, 2015).

#### **2.2.5 Intercambiadores de calor o radiadores**

Son equipos encargados de disipar calor dentro de ambientes cerrados, se considera como intercambiadores de calor a los radiadores. Su principio de operatividad se basa en transferir la energía térmica del fluido de circulación interior, al aire de un ambiente a través de medios convectivos. A continuación, se mencionan los tipos de radiadores según el material:

##### **a. Radiadores de hierro fundido**

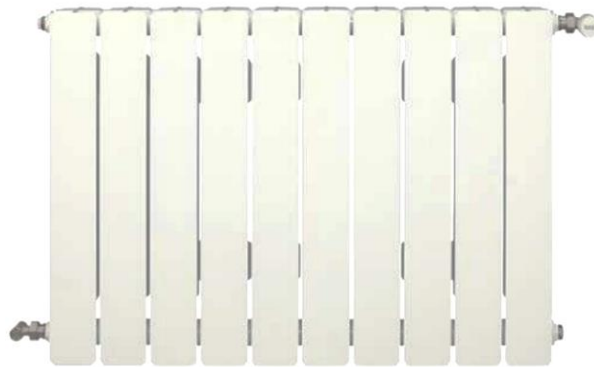
Son los radiadores convencionales de agua, que se ha utilizado en las instalaciones de calefacción más antiguas. Alcanzan una velocidad media de respuesta, puesto que tardan un tiempo prolongado alcanzar la temperatura adecuada. Poseen una gran inercia térmica, teniendo una gran capacidad para acumular calor, conservarlo durante mucho tiempo e ir desprendiéndolo poco a poco (Castelló, 2020).



*Figura 8.* Radiador de hierro fundido (Castelló, 2020).

### **b. Radiadores de aluminio**

La utilización de los radiadores de aluminio es habitual en las viviendas, dado que disponen de reducida inercia térmica, debido a esto se calientan y se enfrían rápidamente. Son muy ligeros para su instalación y tienen un comportamiento térmico ideal, por lo cual es recomendable instalarlos bien aislados (Castelló, 2020).



*Figura 9.* Radiador de aluminio (Castelló, 2020).

### **c. Radiadores de chapa de acero**

Conforman paneles de chapa de acero de distintas longitudes. Tienen una velocidad de respuesta alta y poseen poca inercia térmica, debido a la finura de sus paredes y a su bajo contenido en agua, adquieren y pierden temperatura en un corto tiempo (Castelló, 2020).



*Figura 10.* Radiador de chapa de acero (Castelló, 2020).

## 2.3 Marco conceptual

### 2.3.1 Fundamentos termodinámicos

#### a. Ecuación de estado de los gases ideales

Es una ecuación que relaciona las variables de estado como la presión, volumen y temperatura, de un sistema termodinámico; que surge a partir de la aplicación de la *ley de Boyle* y la *ley de Charles*. Su aplicación se da únicamente para describir el comportamiento de un gas cuando éste se encuentre en el intervalo de las propiedades del punto crítico del gas ideal (a una presión baja y a una temperatura alta).

La ecuación de estado de los gases ideales está definida como:

$$P = \rho * R * T \quad (1)$$

En donde,  $P$  es la presión absoluta,  $\rho$  es la densidad,  $R$  es la constante del gas específico, y  $T$  es la temperatura absoluta.

De acuerdo a Cengel y Ghajar (2011) la ecuación muestra de forma experimental una aproximación muy cercana al comportamiento de los gases reales a bajas densidades, pues a bajas presiones y temperaturas elevadas la densidad de un gas tiende a disminuir, comportándose como un gas ideal.

#### b. Principio de conservación de la energía

Es una denominación de la *primera ley de la termodinámica* que expresa que, la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma.

#### c. Balance de energía

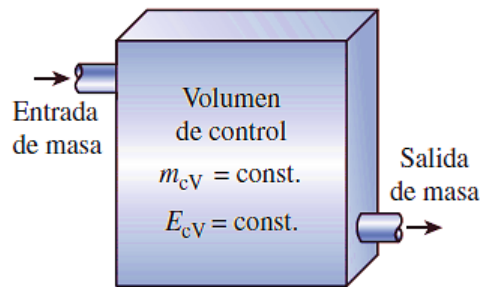
Se trata de una forma de expresión del principio de la conservación de la energía, indica que en el curso de cualquier proceso que pase en cualquier sistema siempre existirá un balance de energía (Cengel y Boles, 2014).

$$\underbrace{E_{entrada} - E_{salida}}_{\substack{\text{Transferencia neta de} \\ \text{energía por calor, trabajo} \\ \text{y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio en las energías} \\ \text{interna, cinética,} \\ \text{potencial, etc.}}} \quad [\text{J}] \quad (2)$$

Donde, el cambio neto en exceso o en defecto de la energía total del sistema ( $\Delta E_{sistema}$ ), es igual a la diferencia entre la energía total que entra ( $E_{entrada}$ ), y la energía total que sale del sistema durante el proceso ( $E_{salida}$ ).

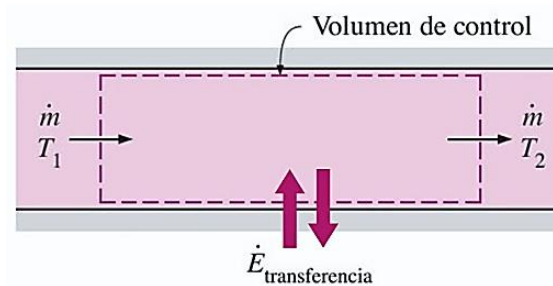
#### d. Balance de energía en sistemas abiertos

También denominado balance de energía para sistemas de flujo estacionario. Un sistema de flujo estacionario, es un sistema donde existe un flujo de masa de un fluido hacia dentro y fuera de un volumen de control en condiciones estacionarias de operación, con la característica de que en el volumen de control el contenido de masa y energía siempre permanecerán constantes (Cengel y Boles, 2014).



**Figura 11.** Sistema en condiciones de flujo estacionario (Cengel y Boles, 2014).

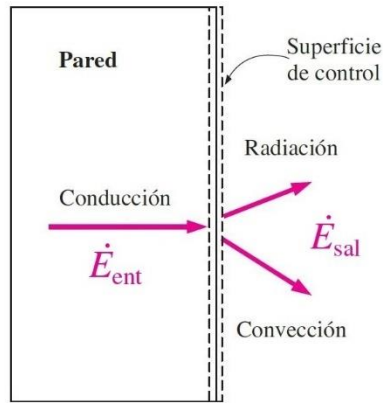
En este sentido, aplicando el principio de la conservación de la energía al volumen de control, se tiene que la razón neta de transferencia de energía hacia dentro o hacia afuera del volumen de control, es igual a la razón de ganancia o pérdida de energía del fluido que fluye por el volumen de control.



**Figura 12.** Transferencia de energía en un volumen de control (Cengel y Ghajar, 2011).

#### e. Balance de energía en superficies

Se trata de la aplicación del principio de la conservación de la energía en las superficies, considerando a las superficies como un límite ficticio en donde durante el curso de un proceso la energía permanecerá constante (Cengel y Ghajar, 2011).



**Figura 13.** Interacciones energéticas en una superficie de control (Cengel y Ghajar, 2011).

Entonces, el balance de energía en una superficie esta expresado por la igualdad entre la energía total que entra a la superficie, y la energía total que sale de la superficie de control.

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal} \quad (3)$$

#### f. Transferencia de energía

La energía puede ser transmitida de un sistema a otro por medio de dos mecanismos, por calor o por trabajo. Si existe un gradiente térmico entre una masa dada y otra, la energía contenida en la masa será transferida por calor, desde el sistema con mayor temperatura hacia el sistema con menor temperatura; de lo contrario la energía únicamente puede ser transferida por trabajo (Cengel y Ghajar, 2011).

#### g. Calor

De acuerdo a las definiciones termodinámicas el termino calor se emplea para referirse a la energía térmica. La energía térmica, se define como la suma de todas las formas de energía relacionadas con la actividad molecular de un sistema (Cengel y Ghajar, 2011). Esta energía puede ser transferida de un sistema a otro en un proceso termodinámico, por motivo de un gradiente térmico.

La cantidad total de energía térmica transferida en el curso de un proceso se denota por  $Q$ . Este valor puede ser determinado conociendo el comportamiento de la razón de transferencia de calor ( $\dot{Q}$ ), en un intervalo de tiempo ( $\Delta t$ ) específico (Cengel y Ghajar, 2011).

$$Q = \int_0^{\Delta t} \dot{Q} dt$$

De donde, si se considera que la transferencia de calor es constante durante el intervalo de tiempo, entonces la expresión se simplifica:

$$Q = \dot{Q} \cdot \Delta t \quad [\text{J}] \quad (4)$$

#### **h. Razón de transferencia de calor**

La razón de transferencia de calor se denota por  $\dot{Q}$ , e indica a la cantidad de energía térmica que es transferida por unidad de tiempo; por lo cual también se le denomina como razón o velocidad de transferencia de calor (Cengel y Ghajar, 2011). Su unidad en el SI es el joule por segundo (J/s), o de acuerdo a su equivalencia el watt (W).

$$\dot{Q} = \frac{Q}{\Delta t} \quad [\text{J/s}] \text{ o } [\text{W}] \quad (5)$$

#### **i. Flujo de calor**

Se denomina flujo de calor a la razón de transferencia de calor que se transmite por unidad de área perpendicular a la dirección de la transferencia (Cengel y Ghajar, 2011). El flujo de calor está denotado por  $\dot{q}$ , y se define como:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad [\text{W/m}^2] \quad (6)$$

#### **j. Calor específico**

El calor específico es un valor que indica la cantidad de energía que se necesita en un proceso, para incrementar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia (Cengel y Ghajar, 2011). Este valor depende de las condiciones de ejecución del proceso (si se dan a volumen constante o a presión constante), en este sentido existen dos tipos de calores específicos, el calor específico a volumen constante ( $C_v$ ), y el calor específico a presión constante ( $C_p$ ).

#### **k. Cambio en la entalpía específica en un sistema de flujo estacionario**

El cambio en la entalpía específica de un fluido en un sistema de flujo estacionario, indica la cantidad de energía que se transfiere al exterior o al interior de un volumen de control de acuerdo al cambio en la temperatura durante el proceso, por una unidad de masa del sistema.

El valor del cambio en la entalpía específica durante un proceso, se aproxima mediante el producto del calor específico a presión constante a la temperatura promedio ( $C_{p,prom}$ ), y el cambio de la temperatura ( $\Delta T$ ) durante el proceso (Cengel y Ghajar, 2011).

$$\Delta h = C_{p,prom} \cdot \Delta T \quad [\text{J/g}]$$

## l. Razón de transferencia de calor en un sistema de flujo estacionario

De acuerdo a Cengel y Ghajar (2011) el caso más común de un sistema de flujo estacionario se da cuando no hay interacción de trabajo, y los cambios en la energía potencial y cinética de un fluido en un volumen de control se consideran despreciables. En estos casos, la razón neta de transferencia de energía es únicamente la transferencia neta de calor ( $\dot{Q}$ ), hacia fuera o hacia dentro del volumen de control. En este sentido, la razón de transferencia de calor en un sistema de flujo estacionario se determina mediante el producto del gasto de masa del fluido ( $\dot{m}$ ), con el cambio de su entalpía específica ( $\Delta h$ ).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Entonces:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_{p,prom} \cdot \Delta T \quad [\text{kJ/s}] \text{ o } [\text{kW}] \quad (7)$$

## m. Balance de calor

Es una especificación del balance de energía que se emplea para analizar la interacción de todas las formas de calor o energía térmica en un sistema, considerando a la conversión de las energías mecánica, química y nuclear como generadores de calor (Cengel y Ghajar, 2011).

$$\underbrace{Q_{ent} - Q_{sal}}_{\text{Transferencia neta de calor}} + \underbrace{E_{gen}}_{\text{Generación de calor}} = \underbrace{\Delta E_{t\acute{e}rmica, sistema}}_{\text{Cambio en la energía térmica del sistema}} \quad [\text{J}] \quad (8)$$

## n. Cambio en la entalpía de un ambiente

El cambio en la entalpía de un ambiente, expresa la cantidad de energía térmica que fue transferida al aire de ese ambiente a presión constante durante el curso de un proceso. De acuerdo a Cengel y Ghajar (2011) el cambio en la entalpía ( $\Delta H$ ), se puede aproximar conociendo el valor del calor específico a presión constante del aire a la temperatura promedio ( $C_{p,prom}$ ), la masa del sistema ( $m$ ), y el cambio en la temperatura durante el proceso ( $\Delta T$ ).

$$\Delta H_{ambiente} = m * C_{p,prom} * \Delta T \quad [\text{J}] \quad (9)$$

## o. Transmisión de calor por cerramientos constructivos

Siempre que exista un gradiente de temperatura los cerramientos constructivos de un ambiente permitirán la transferencia de calor a través de ellos. La razón de transferencia de

calor por transmisión a través de los cerramientos constructivos ( $\dot{Q}$ ), se determina por medio del producto de la transmitancia térmica del cerramiento (U), la superficie del cerramiento expuesta a la diferencia de temperaturas (A), y la diferencia de temperatura entre la cara interior y exterior del cerramiento ( $\Delta T$ ) (Jutglar, Villarubia, y Miranda, 2012).

$$\dot{Q} = U * A * (T_{interior} - T_{exterior}) \text{ [W]} \quad (10)$$

#### **p. Puesta en régimen de un sistema de calefacción**

Al considerarse de sistemas de calefacción instalados en un ambiente dado, la puesta en régimen de un sistema de calefacción se refiere a la cantidad de tiempo que el ambiente tardará en llegar a las condiciones de temperatura óptimas de diseño.

#### **2.3.2 Sistemas de control**

Un sistema de control es la suma de dispositivos con funciones específicas dispuestos para cumplir una determinada actividad. Donde el principio básico del control es la regulación automática bajo condiciones de estados estacionarios y transitorios, lo manifiesta Saavedra y Mamani (2021).

Existen dos tipos de control:

##### **a. Sistemas en lazo abierto**

Con un sistema de lazo abierto la entrada se elige en base en la experiencia que se tiene con dichos sistemas para producir el valor de salida, sin embargo, no se ve modificada por el cambio en las condiciones externas (Saavedra y Mamani, 2021).

##### **b. Sistema en lazo cerrado o realimentados**

Un sistema de control de lazo cerrado tiene una señal de realimentación hacia la entrada desde la salida, la cual se utiliza para modificar la entrada de modo que la salida se conserve a pesar de los cambios en las condiciones de operación (Saavedra y Mamani, 2021).

## **CAPÍTULO III**

### **MATERIALES Y MÉTODOS**

#### **3.1 Formulación de las hipótesis**

De acuerdo al planteamiento del problema descrito en el CAPÍTULO I, se formularon las siguientes hipótesis.

##### **3.1.1 Hipótesis general**

El sistema de calefacción solar térmica mediante radiadores incrementa la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ.

##### **3.1.2 Hipótesis específicas**

El dimensionamiento y la implementación de los radiadores con la aplicación de un sistema automatizado mediante PLC permite controlar el sistema de calefacción solar térmico e incrementar la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ.

La implementación del algoritmo de control basado en reglas condicionales muestra una respuesta óptima en el funcionamiento del sistema de calefacción solar térmica del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ.

La implementación de la convección forzada en los radiadores aumenta notablemente la eficiencia energética del sistema de calefacción del Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER-UNAJ, ya que los ventiladores facilitan la disipación de calor por los radiadores, logrando un incremento más rápido y uniforme de la temperatura, en comparación con la convección natural.

#### **3.2 Descripción de los materiales del sistema de calefacción**

Los recursos utilizados para llevar a cabo el proyecto de investigación se describen a continuación.

##### **3.2.1 Descripción de los materiales del sistema hidráulico**

###### **a. Terma solar**

La terma solar también denominada como calentador solar, está conformado por un tanque de almacenamiento y colectores solares de tubos de vacío de baja presión, la función de estos es absorber la radiación solar y transferir la energía al agua por conducción térmica, el tubo

de vacío permite que solo pase la radiación y evita la conducción y la convección térmica al exterior (Colque y Condori, 2016).



*Figura 14.* Terma solar.

### **b. Tubería y accesorios PVC hidro**

Es un tipo de tubería sintética adecuada para transportar agua a temperaturas y presiones elevadas, debido a que se caracteriza por su durabilidad, resistencia a la corrosión, ligereza y facilidad de instalación (Universo S.A.C., 2017). Las tuberías y accesorios hidro se utilizaron para el transporte del fluido al laboratorio.



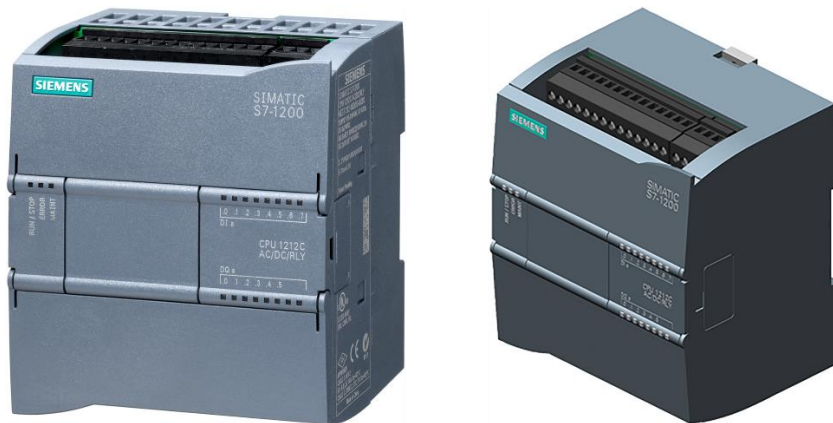
*Figura 15.* Tuberías y accesorios PVC hidro (Universo S.A.C., 2017).

### **3.2.2 Descripción de los materiales del sistema de automatización**

En este apartado se menciona y describe los materiales del sistema de automatización:

#### **a. Controlador lógico programable (PLC)**

El PLC es un controlador basado en un microprocesador que utiliza una memoria para almacenar instrucciones y ejecutar funciones, la programación del PLC se centra principalmente en implementar operaciones lógicas y operaciones de conmutación (Bolton, 2015). El PLC S7-1200 de Siemens utiliza el Software TIA Portal V17 para su programación y configuración.



**Figura 16.** Controlador lógico programable S7 1200 (SIEMENS, s.f.).

### **b. Módulo de expansión de entradas analógicas para PLC**

El módulo de expansión SM 1231 4AI se alimenta de 24V CC, y permite la expansión de 4 entradas analógicas con señales de corriente de 4-20mA, o de tensión de  $\pm 10V$  (SIEMENS, s.f.).



**Figura 17.** Módulo de expansión SM 1231 4AI (SIEMENS, s.f.).

### **c. Transmisor de temperatura RTD**

El transmisor es un dispositivo de alto rendimiento que recibe una entrada y salida de termopar (mV) / RTD (ohm), el transmisor puede captar la temperatura para convertirla en una señal analógica de corriente con un rango de 4 - 20 mA. (Industriales Andes, 2019).



**Figura 18.** Transmisor de temperatura (Industriales Andes, 2019).

#### d. Fuentes de alimentación

Utilizan la energía eléctrica cuya corriente es alterna para convertirla en una fuente de energía en corriente continua. Se emplearon dos fuentes, una posee una capacidad de 24V CC 3.2A, y la otra de 12V CC 5A.



Figura 19. Fuentes de alimentación (Mean Well, 2016).

#### e. Variador de velocidad Schneider

El variador de velocidad es utilizado en máquinas industriales simples o máquinas de consumo para variar la velocidad de giro de un motor mediante la variación de la frecuencia eléctrica suministrada, se configura mediante la rueda con muescas y ahorra tiempo de puesta en marcha para poder dedicar más tiempo a hacer su trabajo (Schneider Electric, 2016).



Figura 20. Variador de velocidad (Schneider Electric, 2016).

#### **f. Sensor de temperatura PT100**

Es un detector de temperatura resistivo (RTD), su funcionamiento se basa en el cambio de la resistencia de un conductor en función de la temperatura, este sensor está encapsulado con un alambre de platino, posee tres hilos y tiene una resistencia de 100 ohm a una temperatura de 0°C. (OMRON EUROPE, s.f.).



*Figura 21.* Sensor de temperatura PT100 (OMRON EUROPE, s.f.).

#### **g. Registrador de temperatura y humedad relativa GSP-6**

Es un dispositivo de registro de datos, diseñado principalmente para monitorear y registrar la temperatura y humedad, medidas mediante dos sondas de 2 metros. Puede almacenar máximo hasta 16000 registro de datos (Elitech, s.f.).



*Figura 22.* Registrador de temperatura y humedad relativa GSP-6 (Elitech, s.f.).

#### **h. Interruptor termomagnético**

Es un dispositivo de protección eléctrica contra sobrecargas y contra cortocircuitos, existen interruptores termomagnéticos monopolares, bipolares, tripolares y tetrapolares (AUTOMAQ CORPORATION S.A.C., 2020).



**Figura 23.** Interruptores termomagnéticos (AUTOMAQ CORPORATION S.A.C., 2020).

### **i. Ventilador**

El ventilador es una maquina rotatoria que transmite energía a una masa de aire, generando el aumento de la presión necesaria para mantener un flujo continuo de la masa de aire, para realizar este trabajo el ventilador requiere de una potencia en el eje del motor que lo acciona (Sanchez, 2007).



**Figura 24.** Ventilador de bajo consumo (Industriales Andes, 2019).

## **3.3 Metodología**

### **3.3.1 Tipo de investigación**

El tipo de investigación según su enfoque es cuantitativo porque mediante la recopilación de datos del sistema de calefacción se cuantificará el problema y por la finalidad de los datos es aplicativo ya que los resultados permitirán conocer el eficiente aprovechamiento de la energía solar para asegurar la temperatura aceptable en el interior del Laboratorio de Control y Automatización.

### **3.3.2 Nivel de la investigación**

El nivel de la investigación corresponde a un alcance aplicativo y descriptivo, pues implica la implementación del sistema de calefacción por medio de radiadores con un sistema

automatizado con un PLC, y la posterior caracterización del comportamiento de la temperatura en el interior del Laboratorio de Control y Automatización

### 3.3.3 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es no experimental; puesto que se implementará un sistema de calefacción por medio de radiadores para aumentar la temperatura en el interior del Laboratorio de Control y Automatización, y durante las pruebas no se alterará ninguna de las variables.

Y con respecto al tipo del diseño no experimental, corresponde al tipo longitudinal, por lo que se hace un estudio con el fin de establecer el desempeño del sistema de calefacción siendo necesario un periodo para las pruebas y adquisición de datos en intervalos mensuales.

### 3.3.4 Ámbito del proyecto

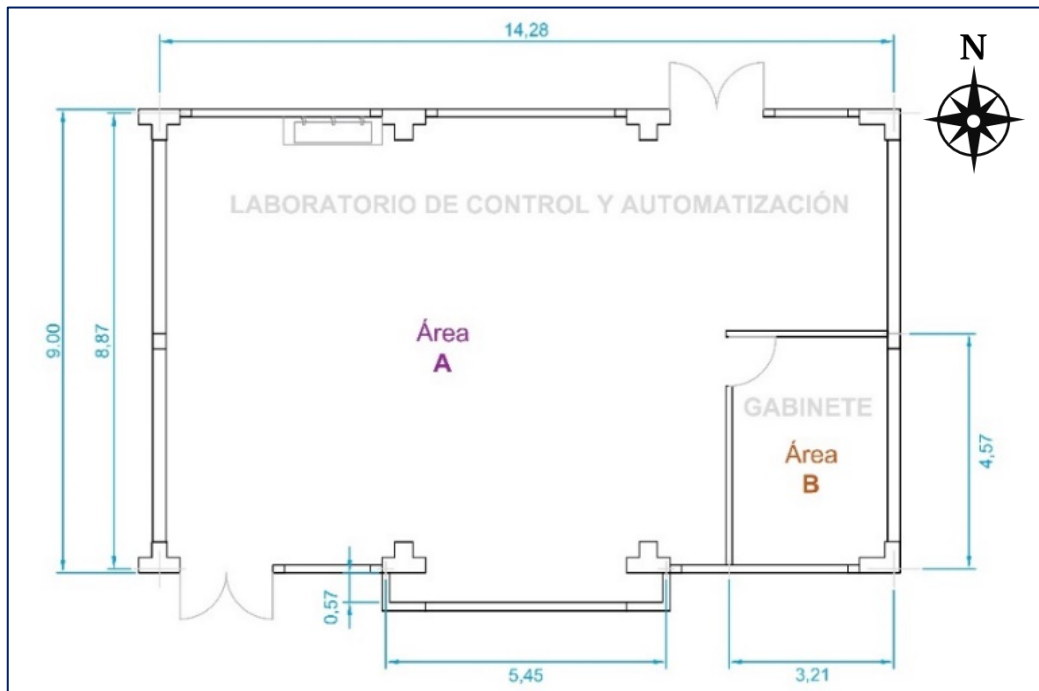
El proyecto de investigación se realizó en el laboratorio de control y automatización de la Universidad Nacional de Juliaca sede Ayabacas, situado en la provincia de San Román del departamento de Puno, con una latitud:  $15^{\circ}24'33.7''S$ , longitud:  $70^{\circ}5'26.4'' W$  y elevación 3833 m.s.n.m., en la Figura 25 se observa la ubicación del laboratorio.



**Figura 25.** Referencia de ubicación del Laboratorio de Control y Automatización (Google Earth, s.f.).

El Laboratorio de Control y Automatización está conformado por dos ambientes separados; el área A o ambiente A, dedicado a la experimentación de laboratorio, y el área B o ambiente

B, correspondiente al área de gabinete. La ubicación de estas áreas se aprecia en la Figura 26.



*Figura 26.* Áreas que conforman al Laboratorio de Control y Automatización.

### 3.3.5 Operacionalización de las variables

En la Tabla 1 y la Tabla 2 se detalla la operacionalización de las variables que se contempló para el desarrollo de la investigación considerando el objetivo general.

#### a. Operacionalización de la variable independiente general

**V. I.:** Sistema de calefacción solar térmica mediante radiadores.

Es el sistema de calefacción por radiadores basado en la transferencia de calor por convección.

**Tabla 1.***Operacionalización de la variable independiente*

<b>Dimensiones</b>	<b>Indicadores</b>	<b>Unidad</b>
Propiedades del ambiente A (área de experimentación de laboratorio), y ambiente B (gabinete).	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Volumen.</li> <li>• Masa de aire.</li> <li>• Ancho, altura.</li> <li>• Área.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [m<sup>3</sup>].</li> <li>• [kg].</li> <li>• [m].</li> <li>• [m<sup>2</sup>].</li> </ul>
Captación y acumulación de energía solar térmica.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Área del colector.</li> <li>• Razón de ganancia de calor.</li> <li>• Temperatura del fluido.</li> <li>• Volumen del acumulador.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [m<sup>2</sup>].</li> <li>• [kW].</li> <li>• [°C].</li> <li>• [m<sup>3</sup>].</li> </ul>
Ingresos y pérdidas de energía térmica.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía térmica (ganancias y pérdidas).</li> <li>• Razón de ingresos y pérdidas de energía térmica.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [kJ].</li> <li>• [W].</li> </ul>
Impulsión y circulación del agua.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Potencia mecánica de la bomba.</li> <li>• Altura de cabeza de la bomba.</li> <li>• Frecuencia de funcionamiento de la bomba.</li> <li>• Gasto másico del agua.</li> <li>• Caudal o gasto volumétrico producido por la bomba.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [HP].</li> <li>• [m].</li> <li>• [Hz].</li> <li>• [kg/s].</li> <li>• [m<sup>3</sup>/s].</li> </ul>
Dimensiones de los radiadores.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Salto térmico del radiador.</li> <li>• Razón de transferencia de calor útil.</li> <li>• Capacidad.</li> <li>• Alto, largo y espesor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [°C].</li> <li>• [W].</li> <li>• [m<sup>3</sup>].</li> <li>• [m].</li> </ul>
Dimensiones de los ventiladores.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Consumo eléctrico.</li> <li>• Velocidad de impulsión de aire.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [V], [A].</li> <li>• [m/s].</li> </ul>

**b. Operacionalización de la variable dependiente general**

**V. D.:** Incremento de temperatura del Laboratorio de Control y Automatización.

Son los parámetros que intervienen en el incremento de la Temperatura del Laboratorio de Control y Automatización

**Tabla 2.***Operacionalización de la variable dependiente*

<b>Dimensiones</b>	<b>Indicadores</b>	<b>Unidad</b>
Cambio en la temperatura del ambiente B (gabinete).	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperatura.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [°C].</li> </ul>
Cambio en la temperatura del ambiente A (área de experimentación de laboratorio).	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperatura.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [°C].</li> </ul>
Eficiencia de los radiadores.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rendimiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• [%].</li> </ul>

### **c. Definición de las variables de los objetivos específicos**

Se definen las variables de estudio por cada objetivo específico propuesto para la investigación.

#### **• Variables del primer objetivo específico**

El alcance de la investigación de este objetivo es del tipo aplicativo, pues aborda aspectos como el dimensionamiento y posterior instalación de los radiadores, considerando un dispositivo PLC para el funcionamiento del sistema de calefacción. En este sentido las variables son:

- **V. I.:** Dimensionamiento e implementación de los radiadores con la aplicación de un sistema automatizado con PLC.

Es la variable que se manipula, pues implica los procesos de dimensionamiento e instalación de los radiadores y del PLC.

- **V. D.:** Control del sistema de calefacción solar térmico.

Es la variable que se espera, pues el control del sistema de calefacción dependerá de la correcta implementación del sistema automatizado con PLC.

#### **• Variables del segundo objetivo específico**

De forma similar al primer objetivo, este objetivo específico corresponde a un alcance de nivel aplicativo, pues se trata de la implementación de un algoritmo de control condicional (programado en el PLC), para el funcionamiento del sistema de calefacción. Entonces:

- **V. I.:** Algoritmo de control basado en reglas condicionales.

Es la variable que se manipula, pues implica la programación del algoritmo en el PLC.

- **V. D.:** Óptimo funcionamiento del sistema de calefacción.

Es la variable que se espera como resultado de la implementación del algoritmo.

#### **• Variables del tercer objetivo específico**

Este objetivo presenta un alcance de nivel descriptivo, pues se caracterizará el comportamiento de la eficiencia de los radiadores con la aplicación de la convección forzada. Entonces:

- **V. I.:** Uso de la convección forzada en los radiadores.

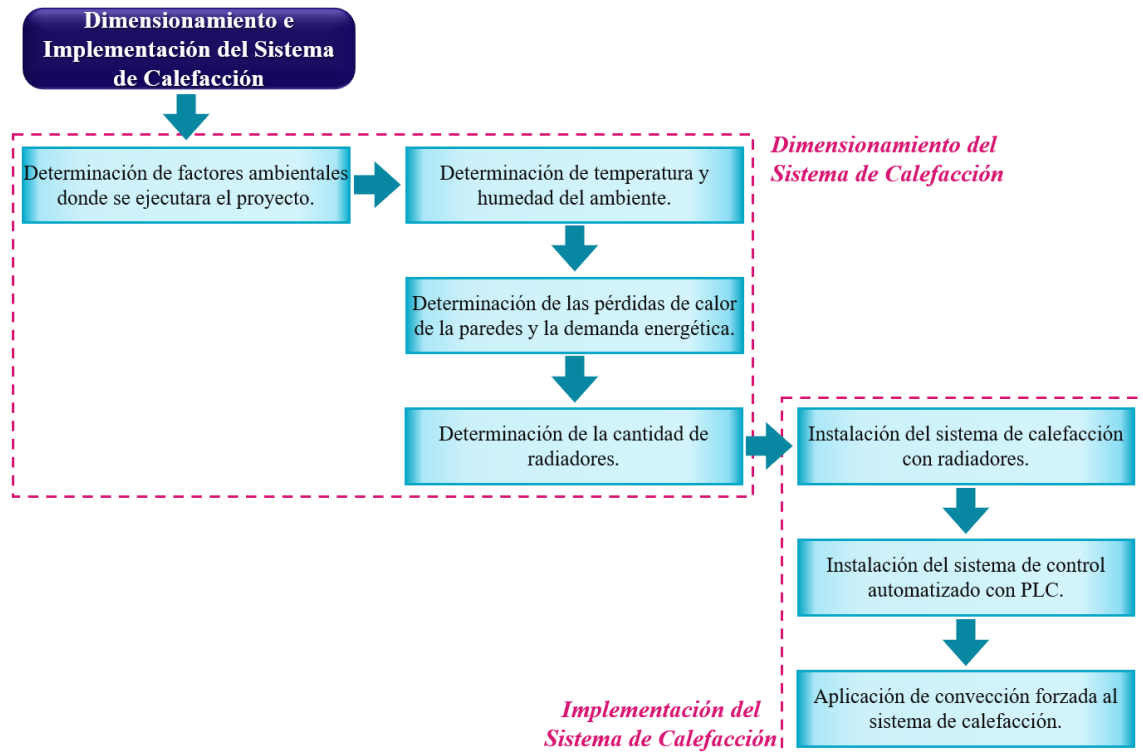
Es la variable que se manipula, pues implica la aplicación de la convección forzada en los radiadores.

- **V. D.:** Eficiencia energética de los radiadores en el sistema de calefacción.

Esta variable mide el impacto de la aplicación de la convección forzada en los radiadores.

### 3.3.6 Estrategias metodológicas para la resolución del primer objetivo específico

El primer objetivo específico aborda dos procesos para su resolución, el primero es el dimensionamiento del sistema de calefacción hidrónico, y el segundo es su implementación. En la Figura 27 se revela los pasos seguidos.



*Figura 27.* Diagrama de procesos del dimensionamiento e implementación del sistema de calefacción.

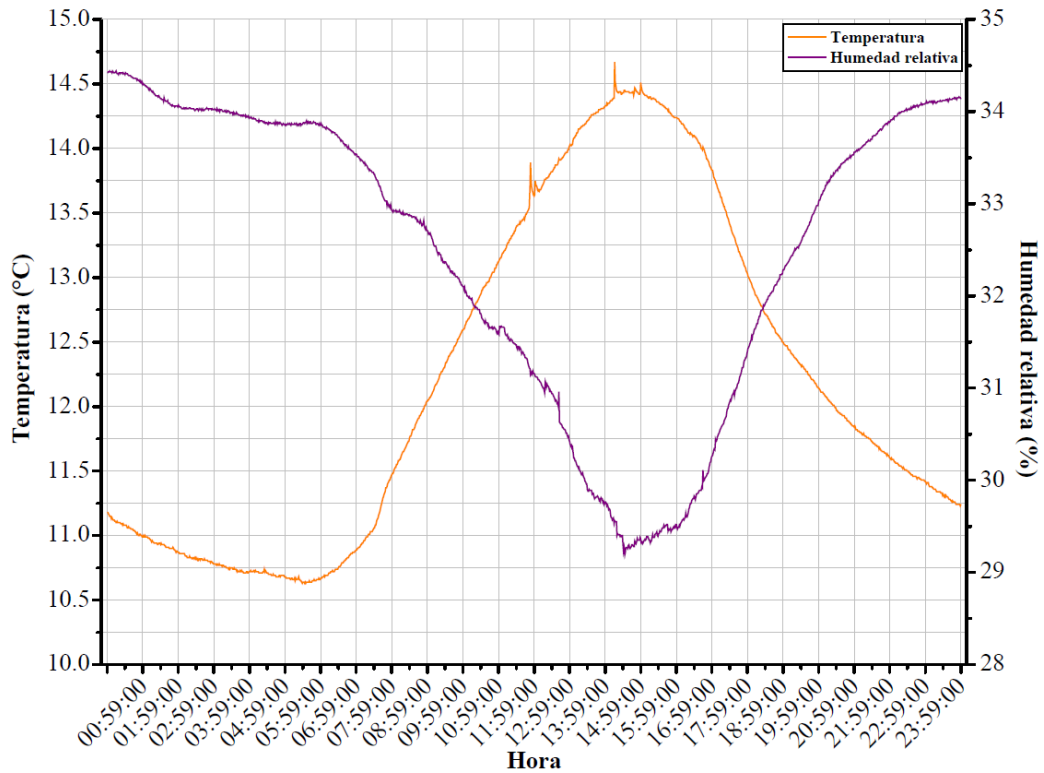
#### a. Estrategias para el dimensionamiento del sistema de calefacción hidrónico

El dimensionamiento del sistema de calefacción se realizó aplicando las nociones teóricas detalladas en el subcapítulo 2.3.1 Fundamentos Termodinámicos (ver Anexo 1. Dimensionamiento del sistema de calefacción).

Asimismo, se consideró las características ambientales de la zona de ubicación del laboratorio, con la finalidad de definir la temperatura de diseño:

- **Factores ambientales de la zona de estudio**

La provincia de San Román del departamento de Puno cuenta con condiciones climáticas adversas principalmente en los meses de invierno, debido a las heladas. En la Figura 28 se muestra el promedio de la temperatura y la humedad relativa del laboratorio de los meses de agosto y setiembre del 2023 (estos valores fueron registrados antes de la instalación del sistema de calefacción).



**Figura 28.** Promedio de la temperatura y humedad relativa de los meses de agosto y setiembre del 2023 del Laboratorio de Control y Automatización sin el sistema de calefacción.

El laboratorista, los docentes y los estudiantes empiezan sus actividades en el laboratorio a partir de las 7:30 horas hasta las 16:30 horas del día, por tal motivo se consideró y calculó el promedio de la temperatura y humedad relativa solo de las horas de trabajo, cuyo resultado de la temperatura es de 13.32 °C y la humedad es 31.06%.

En la Tabla 3 se muestra la temperatura y humedad promedio de los meses de agosto y setiembre del Laboratorio de Control y Automatización, y en la Tabla 4 se muestran los datos del ambiente exterior al laboratorio.

**Tabla 3.**

*Datos de temperatura y humedad del laboratorio de los meses de agosto y setiembre del 2023*

<b>Temperatura Promedio (°C)</b>	<b>Temperatura mínima (°C)</b>	<b>Temperatura máxima (°C)</b>	<b>Humedad relativa Promedio (%)</b>	<b>Humedad absoluta (g/m<sup>3</sup>)</b>
13.32	11.06	14.67	31.06	4

**Tabla 4.***Datos de temperatura ambiente exterior*

Fecha	Temperatura mínima (°C)	Temperatura máxima (°C)	Humedad mínima (%)	Humedad máxima (%)
Oct-23	10.84	24.05	28.25	67.5
Nov-23	12.89	31	18.84	47.41
Dic-23	12.26	27.42	29.25	68.99
May-24	5.063	17.51	30.53	74.6
Jun-24	1.74	15.28	22.14	58.21

- **Diseño del intervalo de temperatura**

Para definir una temperatura óptima para el diseño del sistema se consideró la *Norma Técnica EM. 110, Envolverte Térmica*, de donde se considera a los intervalos de temperatura mostrados en la Tabla 5.

**Tabla 5.***Valores de temperatura del ambiente interior por tipo de uso del local*

Local	Temperatura interior (°C)
Bibliotecas, archivos	15 - 18
Locales de trabajo	18 - 20
Salas de exposiciones	15 - 18
Aulas	20

Nota: Extraído de la Norma Técnica EM. 110, Envolverte Térmica.

Por lo tanto, se considera para el dimensionamiento que la temperatura del ambiente interior debe ser de 15 a 20 °C, siendo necesario incrementar 2.79 °C.

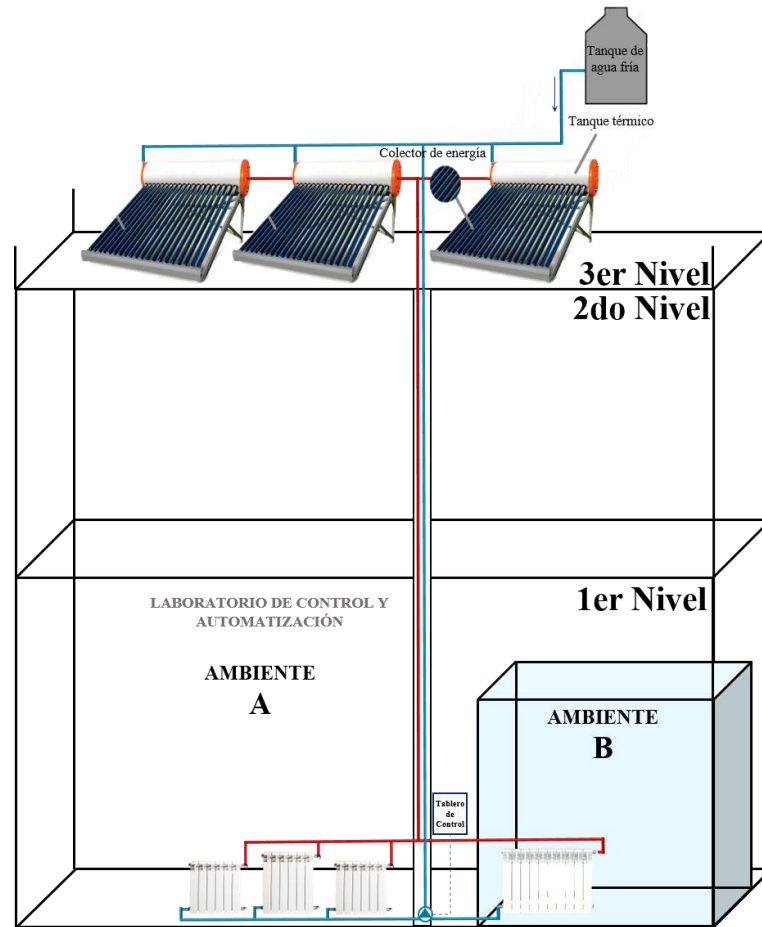
- b. Estrategias para la implementación del sistema de calefacción hidrónico**

La implementación del sistema de calefacción está relacionada con la instalación de acuerdo a los diseños establecidos, y su posterior funcionamiento comandado por un dispositivo PLC.

- **Diseño del sistema de calentamiento del agua**

Para calentar el agua (fluido transportador de calor), se instaló primeramente un calentador solar de 18 tubos de vacío para observar su comportamiento, y posteriormente se instaló dos calentadores solares más al sistema (de 18 tubos cada uno), dispuestos en una configuración en paralelo. Esto de acuerdo al dimensionamiento realizado (ver Anexo 1, subtítulo: A1.3 Dimensionamiento del sistema de calentamiento de agua).

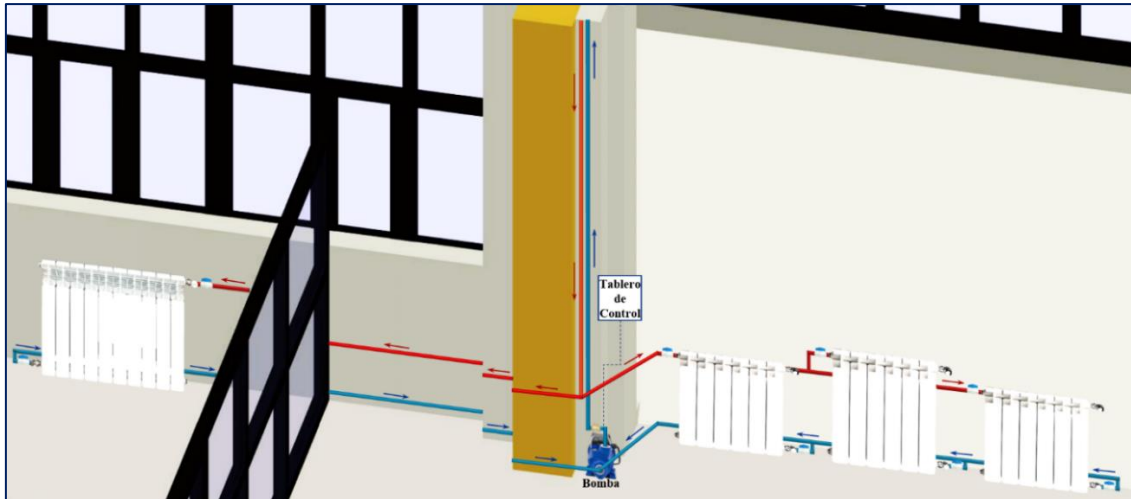
En la Figura 29 se aprecia una representación de las instalaciones hidráulicas de las termas solares para el calentamiento del agua.



*Figura 29.* Diagrama de instalación de los calentadores solares en el sistema de calefacción.

- **Diseño del sistema de circulación del agua**

El sistema de calefacción basa su principio en la circulación del agua como medio de transporte de la energía térmica, en este sentido se consideró más conveniente una instalación bitubular de retorno directo para los radiadores, debido a la posición de los ambientes A y B con respecto a los puntos de ingreso y retorno de agua del laboratorio.



**Figura 30.** Diagrama de instalación bitubular de los radiadores en el laboratorio.

Cabe destacar que el sistema de circulación del agua forma un ciclo cerrado con los calentadores solares, de manera que el agua se encuentra en constante recirculación. Por este motivo es necesaria la reposición del agua en el sistema con una frecuencia de cada 15 días.

Asimismo, debido a la dureza presente en el agua de la zona, se consideró conveniente la aplicación de un tratamiento químico para el agua. Esto se efectúa mediante el empleo de un filtro con sales de polifosfato instalado en la etapa de carga y reposición de agua a las termas solares del sistema, para evitar que se formen incrustaciones de cal en los conductos del agua.



**Figura 31.** Tratamiento químico del agua mediante filtro con sales de polifosfato.

- **Diseño del Sistema de Control con PLC**

Con respecto al sistema de control, está comandado por un PLC de la marca Siemens modelo S7 1200 CPU 1212C, siendo el responsable de regular todo el sistema de calefacción. Este dispositivo es el encargado de procesar y registrar las señales

provenientes de los sensores de temperatura PT100 en su memoria interna, así como enviar señales digitales para la activación del sistema de impulsión del agua, y accionar el encendido y apagado del sistema de convección forzada.



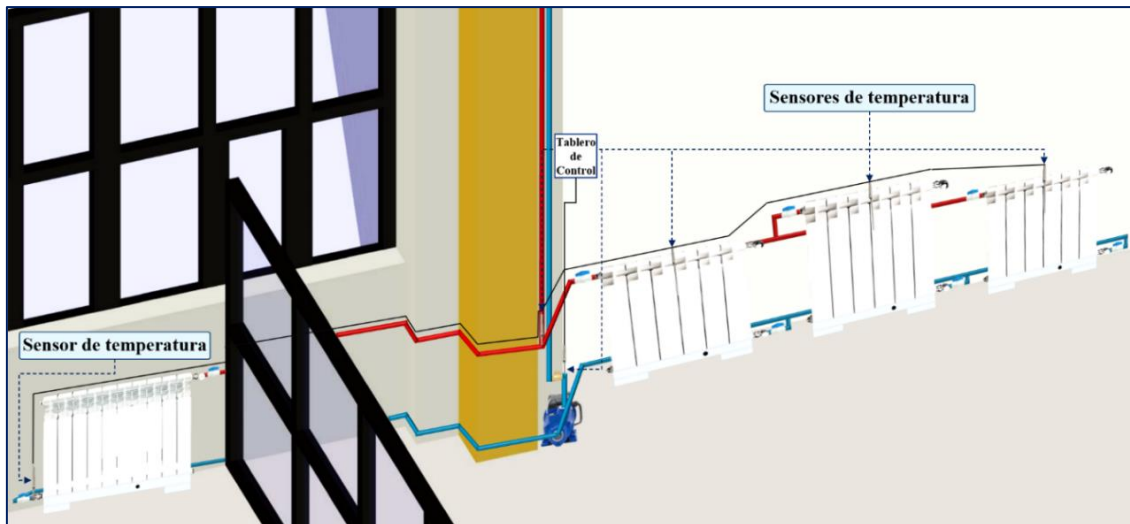
*Figura 32.* Diagrama de interacción del PLC con los componentes del sistema de control.

- **Diseño del sistema de procesamiento y registro de temperaturas**

Este sistema está conformado por seis sensores de temperatura PT100 y seis transmisores de temperatura con salida de corriente de 4 a 20mA, conectados al PLC S7 1200 CPU 1212C y a su módulo de expansión de entradas analógicas SM 1231 4AI. Para monitorear las temperaturas de los cuatro radiadores, así como de la entrada de agua caliente al laboratorio y retorno de agua fría hacia el sistema de calentamiento de agua.

De acuerdo a la programación realizada en el software TIA Portal V17, el PLC S7 1200 1212C se encarga de recibir las señales analógicas provenientes de los transmisores y sensores de temperatura PT100, para luego normalizar las señales en datos con valores que son escalados en unidades de temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ), para ser registrados y almacenados en su memoria interna durante las 24 horas del día con un intervalo de registro de datos por minuto.

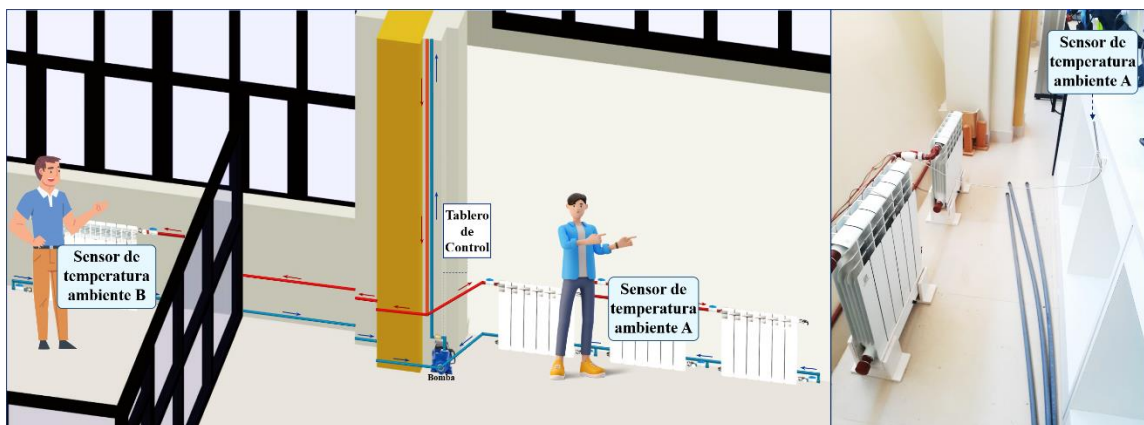
La disposición de la instalación de los sensores en los ambientes A y B se muestran en la Figura 33.



**Figura 33.** Diagrama de instalación de los sensores de temperatura en el sistema de calefacción.

En adición, para medir las temperaturas de los ambientes A y B, así como la temperatura ambiental exterior, se utilizó un dispositivo registrador de temperatura y humedad relativa portátil GSP-6 de la marca Elitech.

Con respecto a las alturas de instalación de los sensores para el registro de temperatura del ambiente interior del Laboratorio de Control y Automatización, en el año 2023 (antes de la separación de los ambientes), el sensor de temperatura se dispuso a 70 cm de altura. De manera similar para el año 2024, cuando ya se realizó el hermetizado del ambiente B (separación de ambientes), se dispuso los sensores de temperatura a 70 cm de altura para el registro de temperatura de los ambientes interiores A y B, con los radiadores trabajando sin convección forzada. Cuando ya se aplicó la convección forzada al sistema, se dispuso una altura de 70 cm para el registro de temperatura del ambiente A; y para el registro de temperatura del ambiente B se dispuso una altura de 1.20 m, esto debido a que el laboratorista estaba haciendo uso del gabinete.



**Figura 34.** Diagrama de instalación de los sensores de temperatura para los ambientes A y B.

Finalmente, acerca del procesamiento de los datos registrados (para efectuar el posterior análisis descriptivo), se calculó la media aritmética de la temperatura en distintas condiciones del sistema de calefacción, obteniéndose una sola lista con datos representativos para cada mes. Esto se realizó utilizando la herramienta macros del software Excel.

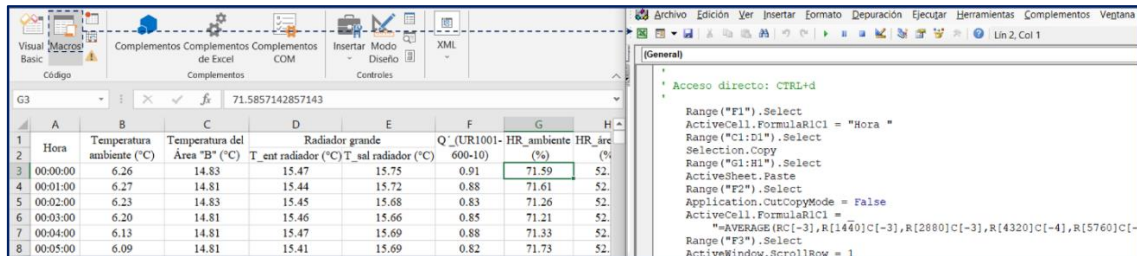


Figura 35. Método de procesamiento de datos de temperatura y humedad relativa en Excel.

- **Diseño del sistema de impulsión del agua**

El sistema de impulsión es el responsable de controlar la el caudal del agua a través de todo el sistema de calefacción, está compuesto por un variador de velocidad de la marca Schneider modelo Altivar 12 ATV12H075M2 de 1HP; y una bomba hidráulica trifásica de 0.5HP de la marca Pedrollo, con una altura de cabeza de 38m, capaz de impulsar el agua desde el primer nivel hasta la azotea en el tercer nivel de la edificación (9.5m).

La operatividad de este sistema se basa en el variador de velocidad, pues el variador debe recibir una señal digital proveniente del PLC para accionar la bomba hidráulica con una frecuencia específica, determinada para asegurar un gasto másico constante de agua a través de los radiadores. Esto se representa en la Figura 36.

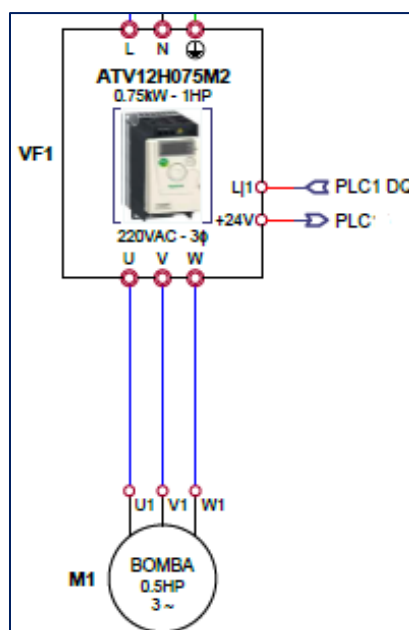


Figura 36. Esquema de instalación y funcionamiento del sistema de impulsión.

Si, de acuerdo a los cálculos de dimensionamiento realizados en el Anexo 1, subtítulo: A1.3 Dimensionamiento del sistema de calentamiento de agua, se determinó que por el sistema de calefacción debe haber un gasto másico de agua ( $\dot{m}_{agua}$ ), de 0.0484 kg/s. Se realizó tres pruebas para determinar la frecuencia optima de funcionamiento de la bomba hidráulica, en donde se registró el caudal del agua con tres frecuencias 20Hz, 15Hz, y 10Hz. Y, se calculó el gasto de masa considerando el valor de la densidad del agua ( $\rho_{agua}$ ), a la temperatura promedio de  $(44.18+33.42)/2 = 38.8$  °C, con un valor interpolado de 992.556 kg/m<sup>3</sup> (ver Anexo 9. Propiedades del agua saturada).

Entonces, si el gasto másico del agua ( $\dot{m}_{agua}$ ); es igual al producto de la densidad del agua ( $\rho_{agua}$ ), con el caudal o gasto volumétrico del agua ( $\dot{V}_{agua}$ ).

$$\dot{m}_{agua} = \rho_{agua} * \dot{V}_{agua}$$

Se obtiene la siguiente relación:

$$\dot{m}_{agua} = 992.556 \frac{kg}{m^3} * \dot{V}_{agua} \quad [kg/s]$$

Y, operando con los valores del caudal registrados:

**Tabla 6.**

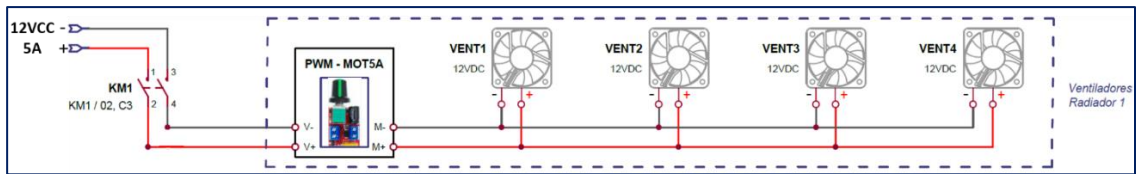
*Determinación de la frecuencia de funcionamiento de la bomba*

Frecuencia	Caudal $\dot{V}_{agua}$ (m <sup>3</sup> /s)	Densidad $\rho_{agua}$ (kg/m <sup>3</sup> )	Gasto de masa $\dot{m}_{agua}$ (kg/s)
20 Hz	0.0001011	992.566	0.1004
15 Hz	0.0000721	992.566	0.0716
10 Hz	0.0000416	992.566	0.0413

Por lo tanto, se seleccionó a la frecuencia de funcionamiento de 10Hz; para el funcionamiento de la bomba con un caudal de 0.0000416 m<sup>3</sup>/s y un gasto de masa de 0.0413 kg/s, por presentar el valor del gasto másico más aproximado al valor de diseño.

- **Diseño del sistema de convección forzada**

La función de este sistema es forzar la circulación del aire a través de las aletas de los radiadores para favorecer la ganancia de energía térmica del aire. Con este fin se contempló un total de 11 ventiladores de bajo consumo de 12V CC y 0.17A, instalados en la parte inferior de cada radiador.



**Figura 37.** Esquema de instalación de ventiladores con controlador de giro PWM – MOT5A.

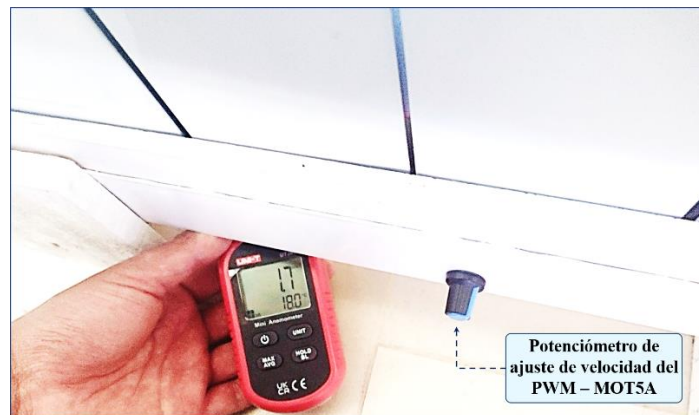
Los ventiladores se instalaron en cuatro grupos, cada uno conectado en paralelo a un módulo controlador de velocidad de giro PWM – MOT5A, alimentados por una fuente de 12V CC 5A (ver Anexo 15. Esquema de control con ventiladores). En la Tabla 7 se especifica la cantidad de ventiladores instalados en cada radiador.

**Tabla 7.**

*Ventiladores asignados para cada radiador*

Ambiente	Radiador	Cantidad de Ventiladores
B	R1, modelo UR1001-600-10	04
A	R2, modelo UR1001-350-6	02
	R3, modelo UR1001-500-6	03
	R4, modelo UR1001-350-6	02
<b>Total</b>		<b>11</b>

La finalidad del módulo controlador de giro PWM – MOT5A, es establecer una velocidad de impulsión de aire adecuada para cada radiador. Se configuró una velocidad de aire promedio de 1.7 m/s, como se observa en la Figura 38.



**Figura 38.** Establecimiento de la velocidad de impulsión de aire con el controlador de giro PWM – MOT5A.

Con respecto a la programación del sistema de convección forzada en el PLC, se consideró conveniente establecer un funcionamiento intermitente, que se encienda automáticamente cada vez que el sistema de impulsión de agua se detenga. Con un tiempo de encendido de 7 minutos y un tiempo de apagado de 7 minutos, que se repiten durante el intervalo de funcionamiento del sistema de calefacción.

### 3.3.7 Estrategias metodológicas para la resolución del segundo objetivo específico

Para la resolución de este objetivo se consideró la implementación de un algoritmo de control basado en reglas condiciones horarias para conseguir el óptimo funcionamiento del sistema de calefacción. Este algoritmo se programó en el PLC utilizando el software STEP7 - TIA Portal V17 empleando su lenguaje de programación basado en Ladder.

Se estableció que el sistema de calefacción se encienda únicamente en el horario de funcionamiento del Laboratorio de Control y Automatización, desde las 7:30 horas hasta las 16:30 horas del día, como se observa en la Figura 39.

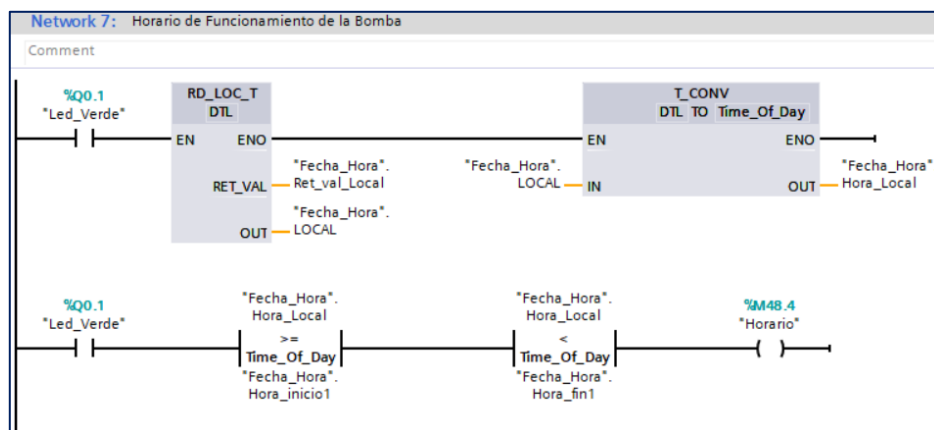


Figura 39. Bloques de función para programación horaria en TIA Portal V17.

Durante este intervalo de tiempo (de 9 horas), se estableció un funcionamiento intermitente para el sistema de impulsión del agua, con un tiempo de encendido de 7 minutos y un tiempo de apagado de 7 minutos que se repiten durante todo el intervalo de funcionamiento del sistema de calefacción; haciendo un total de 4.55 horas en funcionamiento, y 4.45 horas en parada del sistema de impulsión de agua por cada día de funcionamiento.

### 3.3.8 Estrategias metodológicas para la resolución del tercer objetivo específico

Para la resolución del tercer objetivo, se consideró comparar las eficiencias del sistema de calefacción sin el sistema de convección forzada, y con el sistema de convección forzada. Para determinar si existe un incremento en la eficiencia y en la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización.

En este sentido, para generar un contraste en el funcionamiento del sistema de calefacción, y analizar el impacto del sistema de la convección forzada, de forma general se determinó la eficiencia ( $\eta$ ), mediante la relación de la razón de transferencia de calor útil ( $\dot{Q}_{\text{útil}}$ ), sobre la razón de transferencia de calor teórica ( $\dot{Q}_{\text{teórica}}$ ).

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{teórica}}} * 100\% \quad (11)$$

De donde, la razón de transferencia de calor útil ( $\dot{Q}_{\text{útil}}$ ), se calculó aplicando las funciones de transferencia de calor de cada modelo de radiador (ver Anexo 11. Modelo matemático para determinar la función de transferencia de calor útil para radiadores con elementos de la serie UR1001). Y, la razón de transferencia de calor teórica ( $\dot{Q}_{\text{teórica}}$ ), se calculó aplicando los fundamentos termodinámicos descritos en el marco conceptual.

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS Y DISCUSIONES

#### 4.1 Resultados del dimensionamiento e implementación de los radiadores con la aplicación de un sistema automatizado mediante PLC

##### 4.1.1 Resultados del dimensionamiento de los radiadores

El dimensionamiento se realizó para satisfacer las demandas energéticas calculadas para el ambiente A de 16593.654kJ, y para el ambiente B de 16566.967kJ (ver Anexo 1, subtítulos: A1.1.6 y A1.2.6). Para ello se calculó los ingresos de energía, pérdidas de energía, cambio de entalpía y balance de calor del ambiente, determinando así la cantidad de radiadores para cada ambiente, lo cual se muestra en la Tabla 8.

**Tabla 8.**

*Cantidad de radiadores para el ambiente A y B*

Radiadores	Ambiente	Número de radiadores $\mathcal{N}_{rad}$ (unid.)	Volumen del ambiente (m <sup>3</sup> )
UR1001-600 - 10	B	1	49.091
UR1001-500 - 6	A	1	362.431
UR1001-350 - 6	A	2	362.431

Adicionalmente para que el sistema de calefacción funcione de manera adecuada se realizó el dimensionamiento del sistema de calentamiento de agua. Determinándose que se necesita 3 calentadores solares de 18 tubos de vacío, lo cual se muestra en la Tabla 9.

**Tabla 9.**

*Cantidad de calentadores solares*

Calentadores	Número de calentadores $\mathcal{N}_{calentadores\_solares}$ (unid.)
Calentador solar con 18 tubos de vacío termosifónicos.	3

Para la circulación del agua con un gasto másico específico por los radiadores y el calentador solar se necesita un variador de frecuencia, es por ello que se determinó el óptimo funcionamiento del variador de frecuencia, con ese fin, se tuvo en cuenta los cálculos del dimensionamiento en el Anexo 1.: A1.3 Dimensionamiento del sistema de calentamiento de agua, donde se obtuvo que por el sistema de calefacción debe haber un gasto másico de agua ( $\dot{m}_{agua}$ ), de 0.0484kg/s. En base a este resultado se realizó tres pruebas para determinar la frecuencia óptima de funcionamiento de la bomba hidráulica, donde se registró el caudal del agua con las siguientes frecuencias: 20Hz, 15Hz y 10Hz. Siendo 10Hz la óptima frecuencia

de funcionamiento por presentar un gasto másico de 0.0413kg/s cuyo valor es más próximo al valor obtenido en el dimensionamiento. Por tanto, se estableció la frecuencia de 10Hz para el funcionamiento del variador de frecuencia, cabe mencionar que a esa frecuencia el caudal es de 0.0000416m<sup>3</sup>/s.

#### 4.1.2 Resultados de la implementación de los radiadores

Los resultados de la implementación del sistema de calefacción se evidencian en la Figura 40; donde los radiadores, tablero de control y bomba hidráulica se instalaron en el Laboratorio de Control y Automatización, mientras que los calentadores solares se instalaron en la azotea de la edificación del Instituto de Energías Renovables y Eficiencia Energética.

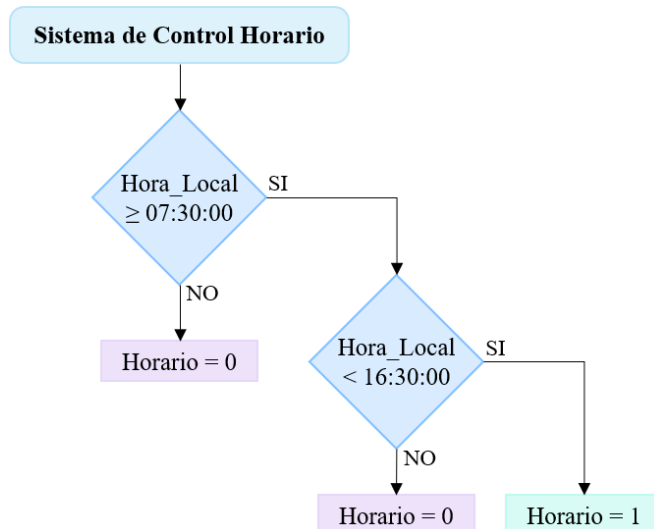


*Figura 40.* Sistema de calefacción solar térmica en el Laboratorio de Control y Automatización.

#### 4.2 Algoritmo de control basado en reglas condicionales para el óptimo funcionamiento del sistema de calefacción solar térmico

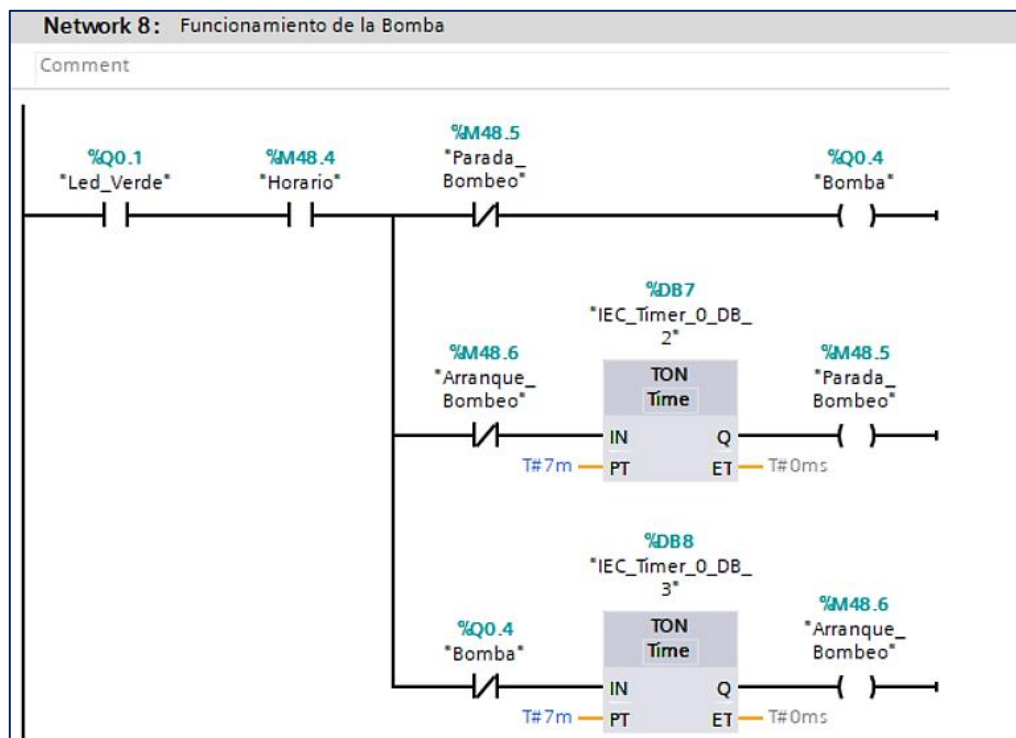
El algoritmo de control diseñado para el funcionamiento del sistema se realizó empleando el lenguaje de programación KOP (Ladder), utilizando el software de programación STEP 7-TIA Portal V17 (esto se evidenció en la Figura 39 mostrada anteriormente, donde se visualiza la programación del horario de funcionamiento del sistema de calefacción en Ladder).

De acuerdo al diagrama mostrado en la Figura 41, se estableció el horario de funcionamiento del sistema de calefacción a partir de las 07:30 horas hasta las 16:30 horas, haciendo un total de 9 horas por cada ciclo diario de funcionamiento.



**Figura 41.** Diagrama del control horario implementado.

Para definir el arranque y parada de la bomba hidráulica se estableció un funcionamiento intermitente con un tiempo de encendido de 7 minutos y un tiempo de apagado de 7 minutos que se repiten durante todo el intervalo de funcionamiento del sistema de calefacción; haciendo un total de 4.55 horas en funcionamiento, y 4.45 horas en parada. La programación realizada en KOP (Ladder), se muestra en la Figura 42; se observa que para establecer los intervalos de parada y arranque se utilizó dos temporizadores a la conexión (TON), configurados con 7 minutos cada uno.



**Figura 42.** Programación del funcionamiento intermitente de bombeo en KOP/Ladder.

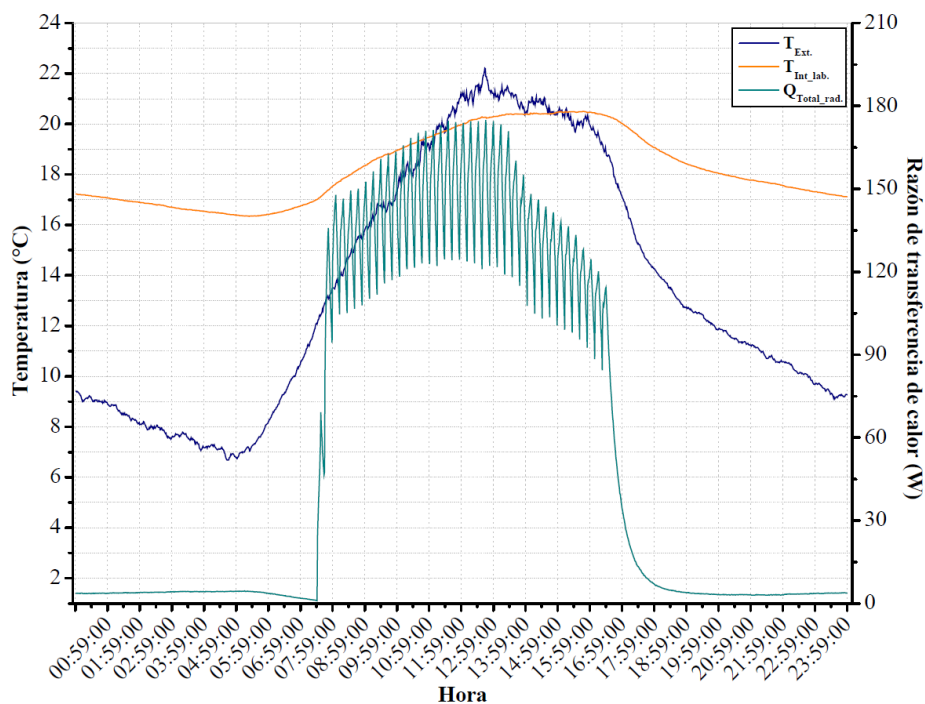
A continuación, se detallan otros resultados obtenidos tras la implementación del algoritmo de control, con la finalidad de evidenciar el funcionamiento del sistema.

#### 4.2.1 Resultados del sistema de calefacción con un calentador solar de 18 tubos

Seguidamente, se aprecian los resultados del análisis de los datos del sistema de calefacción, cuando aún no se realizó el hermetizado el ambiente B y cuando solo estaba instalado una terma solar de 18 tubos:

##### a. Temperatura del sistema de calefacción y razón de transferencia calor de los radiadores

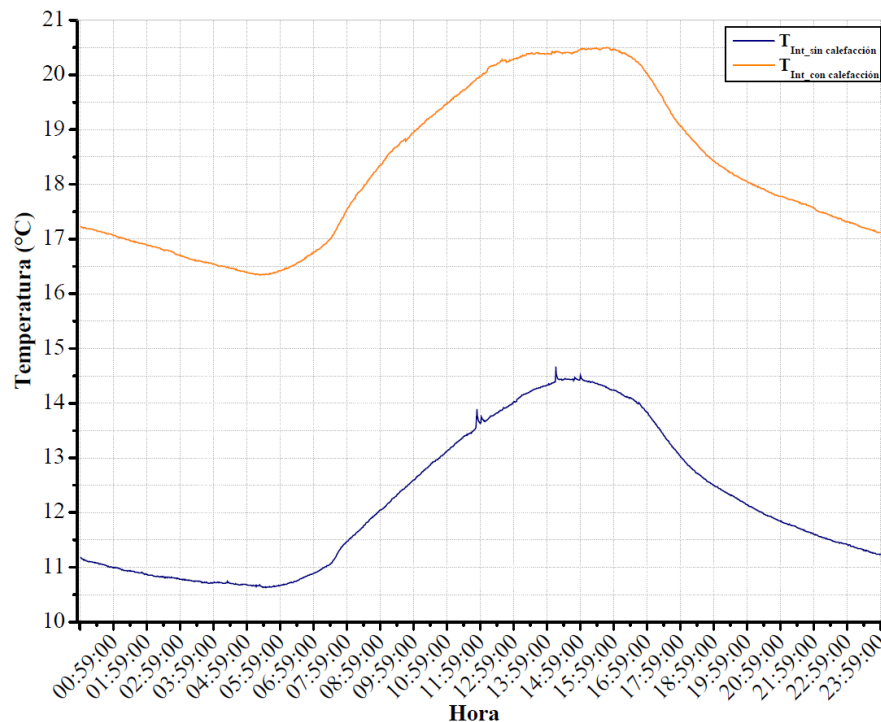
En la Figura 43, se aprecia el promedio de los datos obtenidos del 13 de octubre al 16 de diciembre del año 2023, donde valor máximo de la razón de transferencia de calor de los 4 radiadores es de 174.95W, mientras que el promedio es 135.13W, la temperatura máxima alcanzada del laboratorio con el sistema de calefacción es de 20.5°C y la temperatura promedio es 19.54°C, mientras que el promedio de la temperatura exterior es de 18.8°C, cuya diferencia es de 0.74°C, la poca ganancia de temperatura se debe a que el ambiente es muy grande y hay muchas pérdidas de calor.



**Figura 43.** Temperatura del Laboratorio, temperatura exterior y transferencia de calor de los radiadores del 13/10/23 a 16/12/23, con un calentador solar.

## b. Temperatura del laboratorio sin y con sistema de calefacción

En la Figura 44, se muestra los resultados de la temperatura del laboratorio, donde la temperatura promedio del laboratorio sin sistema de calefacción del mes de agosto y setiembre es de  $13.32^{\circ}\text{C}$ , mientras el promedio de la temperatura del laboratorio con sistema de calefacción del 13/10/2023 a 16/12/23 es de  $19.54^{\circ}\text{C}$ , lo que representa un incremento de  $6.22^{\circ}\text{C}$  en comparación con la condición inicial del laboratorio, cabe mencionar que la temperatura ganada posiblemente tenga una variación debido a la diferencia de radiación en las fechas medidas.



**Figura 44.** Temperatura del Laboratorio CON y SIN sistema de calefacción, con un calentador solar.

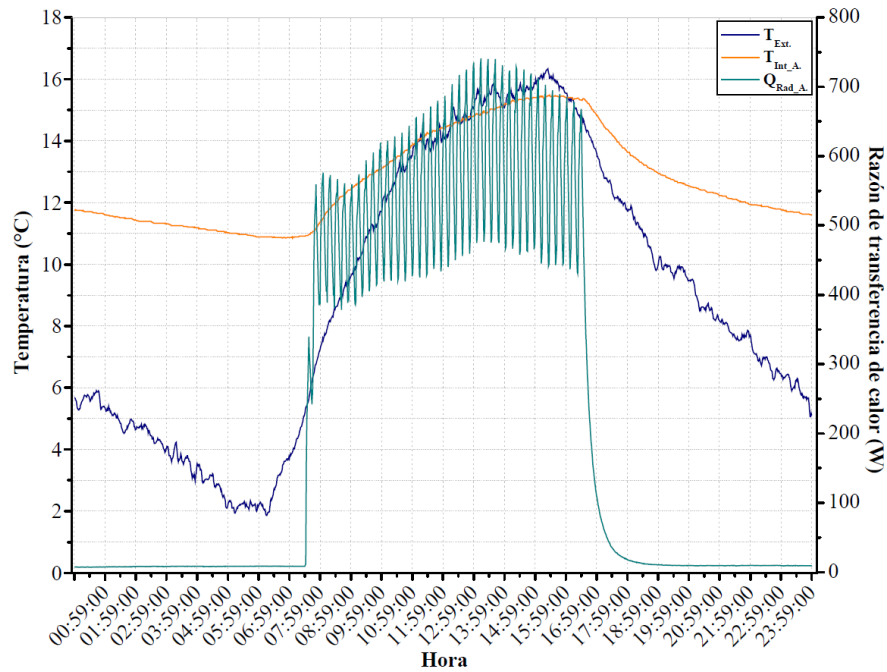
### 4.2.2 Resultados del sistema de calefacción con tres calentadores solares de 18 tubos

Se instaló dos calentadores solares más al sistema de calefacción y posteriormente se fueron analizando los datos obtenidos. A continuación, se aprecia el análisis de los datos del sistema de calefacción con tres colectores solares de 18 tubos, así mismo para estas pruebas se realizó el hermetizado del ambiente B, separándolo del ambiente A.

#### a. Temperatura del ambiente A y razón de transferencia de calor de los radiadores

En la Figura 45, se muestran los resultados del sistema de calefacción obtenidos en el ambiente A del 17/05/24 al 21/05/24, donde el promedio de la temperatura exterior (durante las horas de trabajo 07:30:00 a 16:30:00), es de  $13.16^{\circ}\text{C}$ ; el promedio de la temperatura del ambiente A es de  $14^{\circ}\text{C}$ , con una variación de temperatura de  $0.84^{\circ}\text{C}$ . Mientras que el

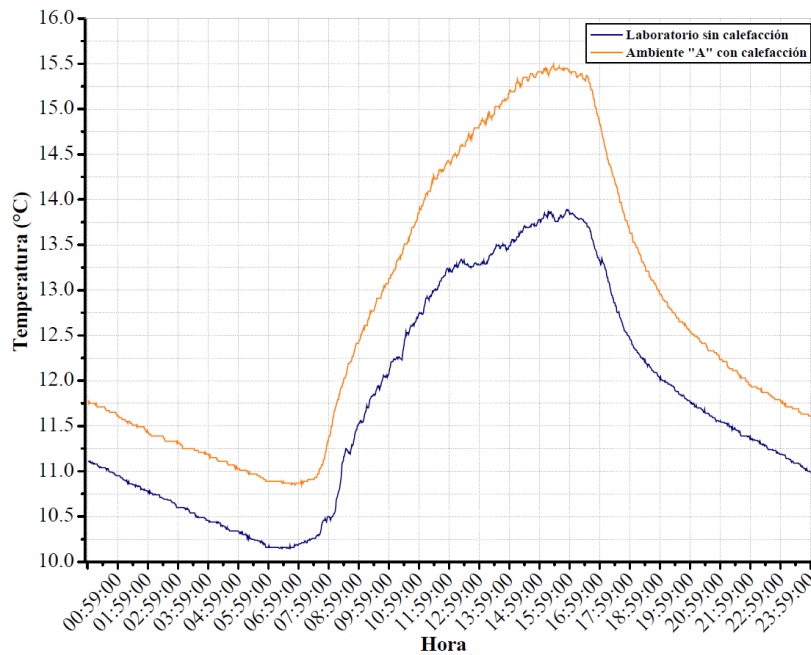
promedio de la transferencia de calor de los radiadores que están instalados en el ambiente A es de 544.34 W.



**Figura 45.** Temperatura exterior, temperatura del ambiente A y transferencia de calor de los radiadores del ambiente A, del 17/05/24 al 21/05/24, con tres calentadores solares.

### b. Temperatura del ambiente A sin y con sistema de calefacción

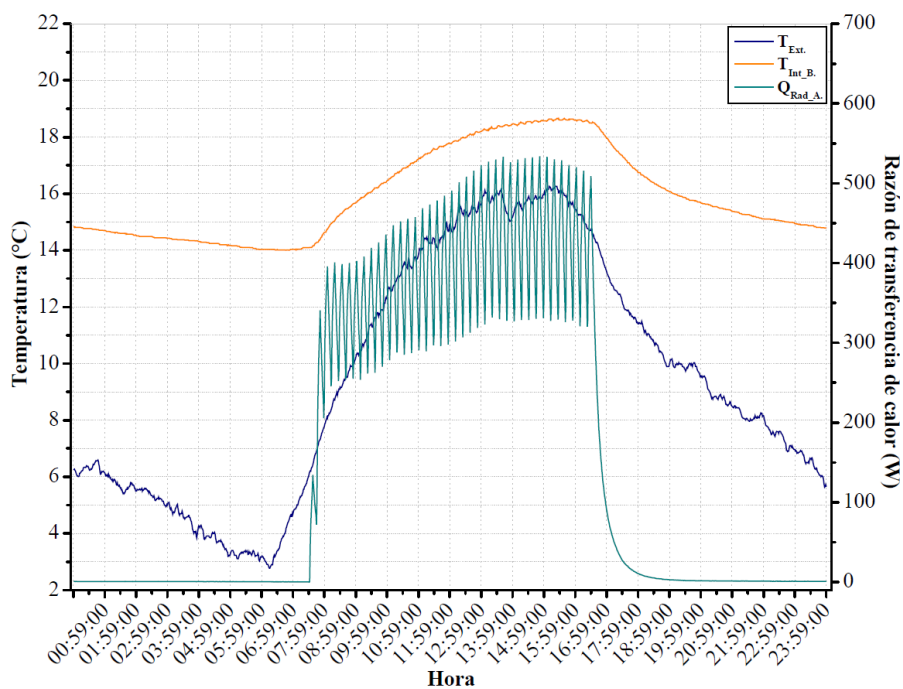
En la Figura 46, se muestran los resultados del promedio de temperatura del Laboratorio sin sistema de calefacción medidos del 05/07/24 al 12/07/24, cuyo valor durante las horas que se necesita calefactar es de 12.72°C; mientras que el promedio de la temperatura del ambiente A durante las horas de trabajo del sistema de calefacción es de 14°C, lo que representa una ganancia de temperatura de 1.28°C.



**Figura 46.** Temperatura del ambiente A CON calefacción, y temperatura del laboratorio SIN sistema de calefacción, con tres calentadores solares.

**c. Temperatura del ambiente B y razón de transferencia de calor de los radiadores**

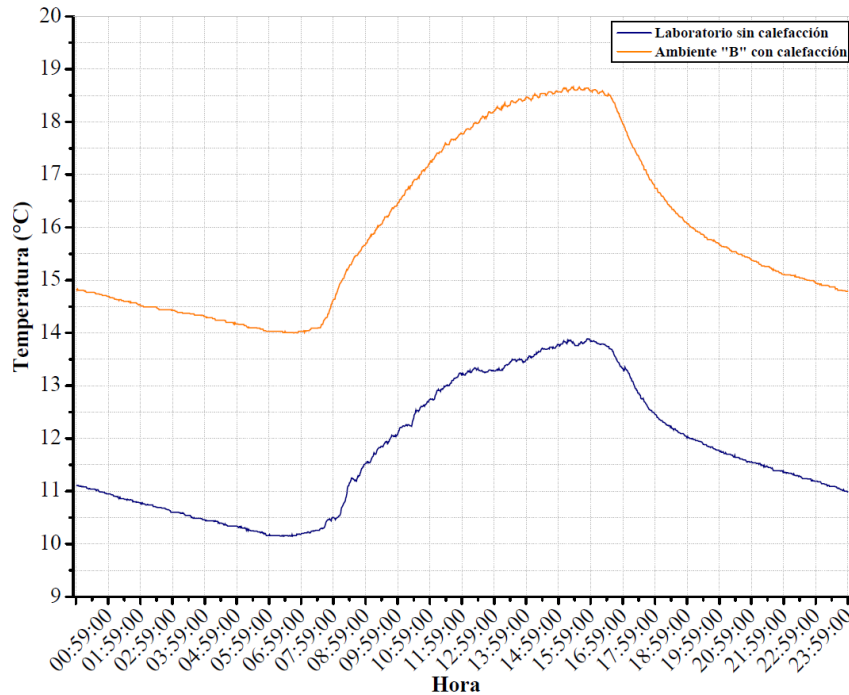
En la Figura 47, se observa los datos obtenidos del 15/05/24 al 21/05/24, donde el promedio de la temperatura exterior es de 13.52°C, así mismo el promedio de la temperatura del ambiente B es de 17.29°C, obteniendo una ganancia de 3.77°C. Y, el promedio de la razón de transferencia de calor de los radiadores es de 386.55W.



**Figura 47.** Temperatura exterior, temperatura del ambiente B y transferencia de calor del radiador del ambiente B, del 15/05/24 al 21/05/24.

#### d. Temperatura del ambiente B sin y con sistema de calefacción

En la Figura 48, se muestran los resultados del promedio de la temperatura exterior obtenidos del 05/07/24 al 12/07/24, cuyo valor es de 12.72°C; mientras que el promedio de la temperatura del ambiente B es de 17.29°C, obteniendo una diferencia de temperatura de 4.57°C.



**Figura 48.** La temperatura del ambiente B CON sistema de calefacción y temperatura del laboratorio SIN calefacción, con tres calentadores solares.

#### 4.3 Resultados de la eficiencia de los radiadores con aplicación de convección forzada

De acuerdo a la estrategia metodológica establecida en el subcapítulo 3.3.8, para generar un contraste se determinan las eficiencias SIN convección forzada, y CON convección forzada de los radiadores en el sistema de calefacción.

##### 4.3.1 Determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción SIN convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B

Se emplearán los valores calculados en el Anexo 2. Cálculos para la determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción SIN convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B.

### a. Cálculo de la eficiencia del sistema de calefacción SIN convección forzada del ambiente A

Empleando la Ecuación 11, se determina la eficiencia de funcionamiento del sistema de calefacción sin convección forzada del ambiente A.

Si, el valor de la razón de transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente A sin sistema de convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil}_A}$ ), es de 564.135W. Y, el valor de la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente A sin convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{teórica}_A}$ ), tiene un valor de 976.113W.

Entonces, la eficiencia de funcionamiento del sistema de calefacción sin convección forzada del ambiente A ( $\eta_A$ ), será:

$$\eta_A = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}_A}}{\dot{Q}_{\text{teórica}_A}} * 100\%$$
$$\eta_A = \frac{564.135 \text{ W}}{976.113 \text{ W}} * 100\%$$
$$\eta_A = 57.79\%$$

### b. Cálculo de la eficiencia del sistema de calefacción SIN convección forzada del ambiente B

Considerando que, el valor de la razón de transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente B sin sistema de convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil}_B}$ ), es de 380.747W. Y, el valor de la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente B sin convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{teórica}_B}$ ), tiene un valor de 718.528W.

Entonces, la eficiencia de funcionamiento del sistema de calefacción sin convección forzada del ambiente B ( $\eta_B$ ), será:

$$\eta_B = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}_B}}{\dot{Q}_{\text{teórica}_B}} * 100\%$$
$$\eta_B = \frac{380.747 \text{ W}}{718.528 \text{ W}} * 100\%$$
$$\eta_B = 52.99\%$$

### 4.3.2 Determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción CON convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B

Se emplearán los valores calculados en el Anexo 3. Cálculos para la determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción CON convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B.

#### a. Cálculo de la eficiencia del sistema de calefacción CON convección forzada en el ambiente A

Empleando la Ecuación 11, se determina la eficiencia de funcionamiento del sistema de calefacción con convección forzada en el ambiente A.

Si, el valor de la razón de transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente A con un sistema de convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil,convec}_A}$ ), es de 466.524W. Y, el valor de la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente A con convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{teórica,convec}_A}$ ), tiene un valor de 1069.368W.

Entonces, la eficiencia de funcionamiento del sistema de calefacción con convección forzada en el ambiente A ( $\eta_{\text{convec}_A}$ ), será:

$$\eta_{\text{convec}_A} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil,convec}_A}}{\dot{Q}_{\text{teórica,convec}_A}} * 100\%$$

$$\eta_{\text{convec}_A} = \frac{466.524 \text{ W}}{1069.368 \text{ W}} * 100\%$$

$$\eta_{\text{convec}_A} = 43.63\%$$

#### b. Cálculo de la eficiencia del sistema de calefacción CON convección forzada en el ambiente B

Considerando que, el valor de la razón de transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente B con convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil,convec}_B}$ ), es de 356.306W. Y, el valor de la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente B con convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{teórica,convec}_B}$ ), tiene un valor de 787.174W.

Entonces, la eficiencia de funcionamiento del sistema de calefacción con convección forzada del ambiente B ( $\eta_{\text{convec}_B}$ ), será:

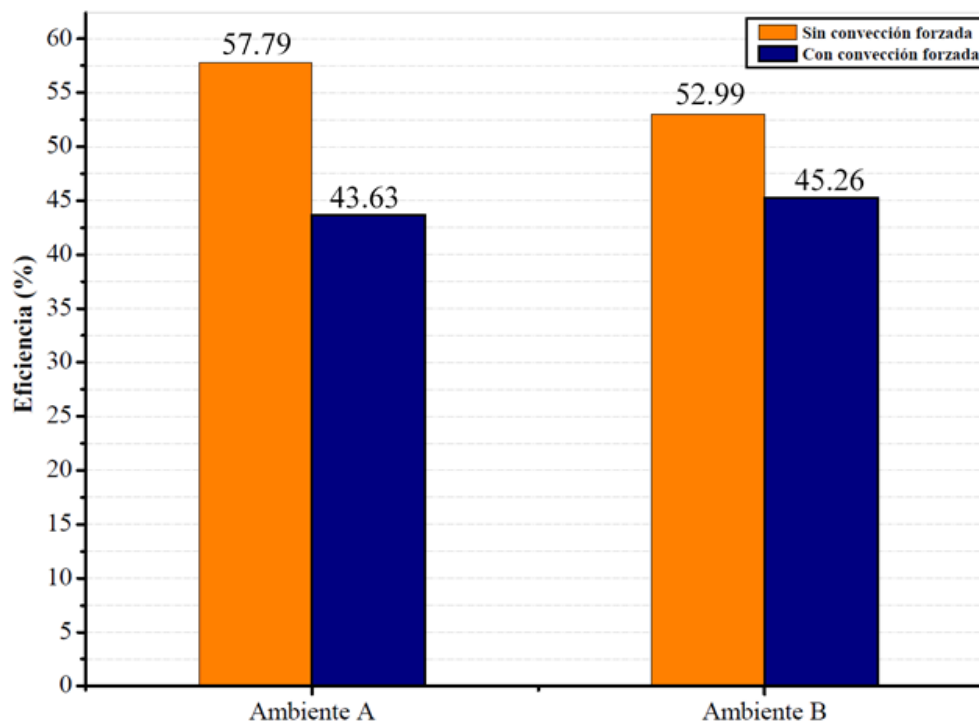
$$\eta_{\text{convec}_B} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil,convec}_B}}{\dot{Q}_{\text{teórica,convec}_B}} * 100\%$$

$$\eta_{convec\_B} = \frac{356.306 \text{ W}}{787.174 \text{ W}} * 100\%$$

$$\eta_{convec\_B} = 45.26\%$$

### 4.3.3 Resultados para la evaluación de la eficiencia del sistema de convección forzada

La eficiencia de los radiadores en el sistema de calefacción SIN convección forzada en el ambiente A ( $\eta_A$ ) es 57.79%, y en el ambiente B ( $\eta_B$ ) es 52.99%. En contraste, la eficiencia de los radiadores en el sistema de calefacción CON convección forzada en el ambiente A ( $\eta_{convec\_A}$ ) es 43.63%, y en el ambiente B ( $\eta_{convec\_B}$ ) es 45.26%.



**Figura 49.** Eficiencia de los radiadores en el sistema de calefacción SIN y CON convección forzada, del ambiente A y B.

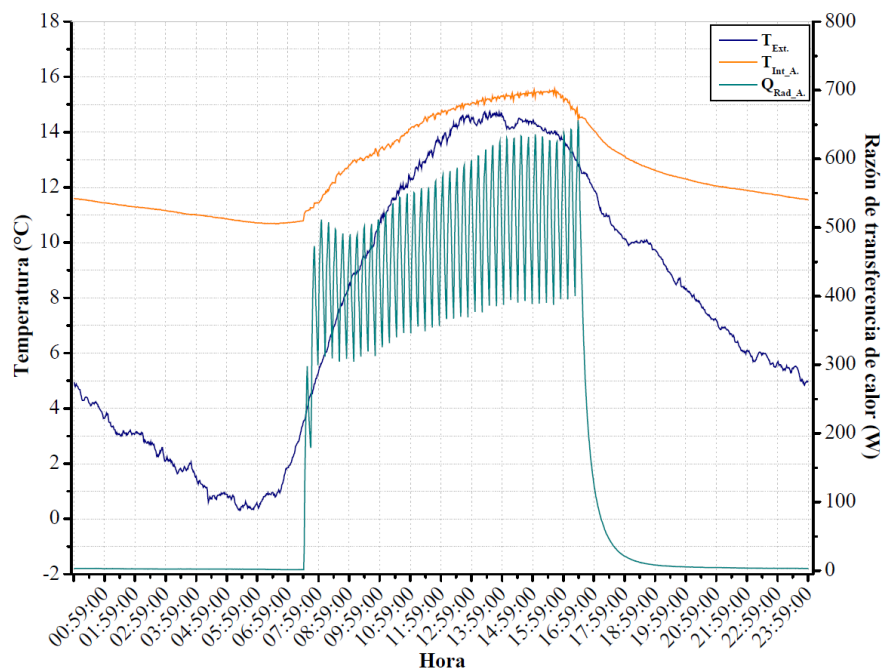
Se observa una reducción en la eficiencia con la aplicación del sistema de convección forzada de un 14.16% en el ambiente A, y de 7.73% en el ambiente B.

A continuación, se detallan otros resultados obtenidos tras la implementación del sistema de convección forzada en los radiadores, con la finalidad de evidenciar el cambio en la temperatura de los ambientes.

#### 4.3.4 Resultados del sistema de calefacción con aplicación de convección forzada

##### a. Temperatura del ambiente A y razón de transferencia de calor de los radiadores con ventiladores

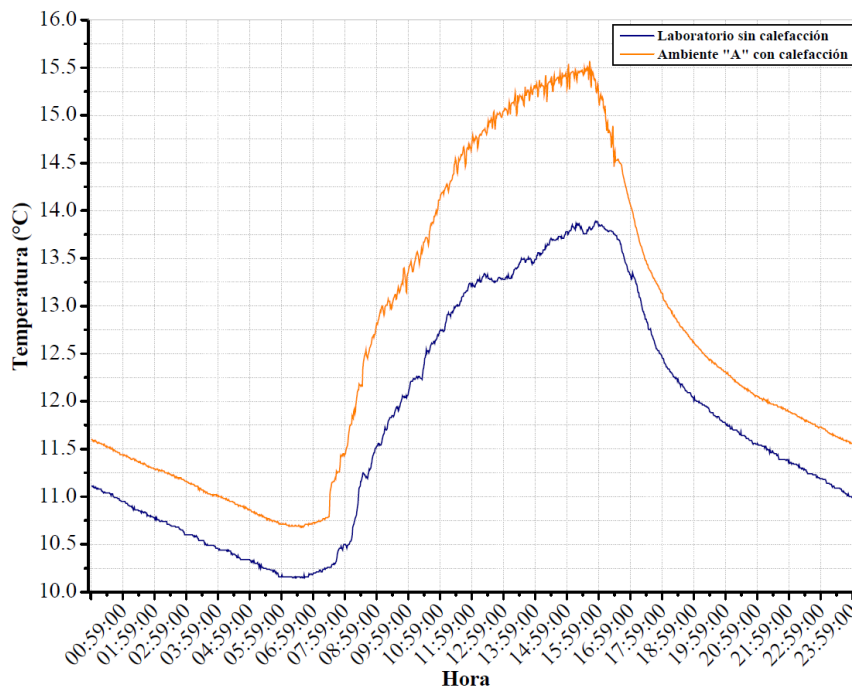
En la Figura 50 se muestra la temperatura exterior, la temperatura del ambiente A y la razón de transferencia de calor de los radiadores instalados CON ventiladores en el ambiente A. El promedio de la temperatura exterior (en las horas de trabajo de 07:30 a 16:30), es de  $11.89^{\circ}\text{C}$ ; mientras que el promedio de la temperatura del ambiente A es de  $14.14^{\circ}\text{C}$ , siendo la ganancia de temperatura de  $2.25^{\circ}\text{C}$ . El promedio de la razón de transferencia de calor de los radiadores instalados con ventiladores es de  $467.73\text{W}$ .



**Figura 50.** Temperatura exterior, interior y transferencia de calor CON VENTILADORES de los radiadores del ambiente A, del 17/06/24 al 24/06/24.

##### b. Temperatura del ambiente A sin y con sistema de calefacción con ventiladores

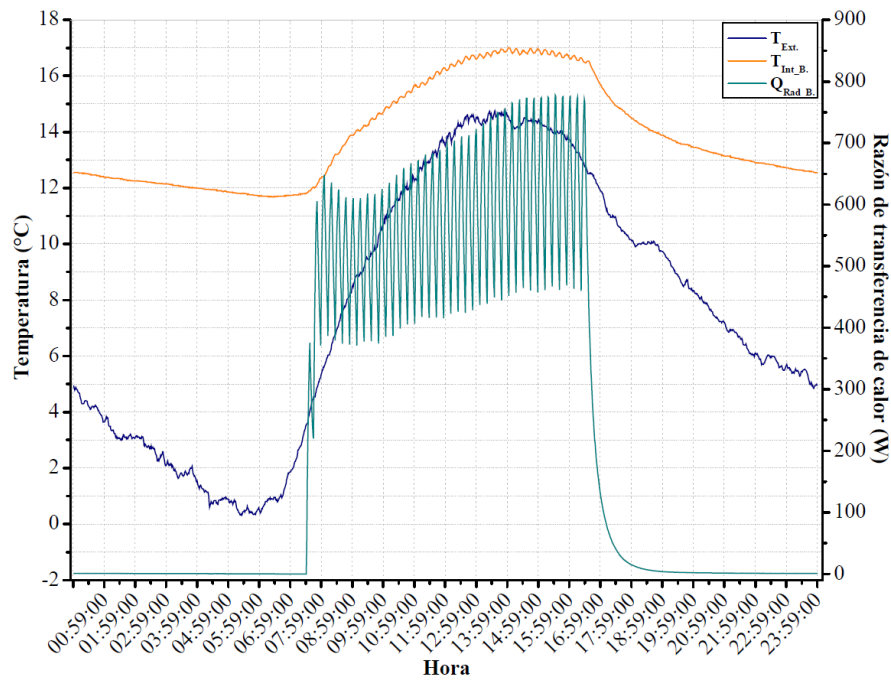
En la Figura 51 se visualizan los resultados de la temperatura SIN el sistema de calefacción (obtenidos del 05/07/24 al 12/07/24), cuyo valor promedio es de  $12.72^{\circ}\text{C}$ ; y los resultados de la temperatura del sistema de calefacción CON ventiladores en los radiadores del ambiente A (del 17/06/24 al 24/06/24), cuyo valor promedio es de  $14.14^{\circ}\text{C}$ , siendo la ganancia de temperatura de  $1.42^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 51.** Temperatura del ambiente A con radiadores CON VENTILADORES, y temperatura SIN sistema de calefacción.

**c. Temperatura del ambiente B y razón de transferencia de calor de los radiadores con ventiladores**

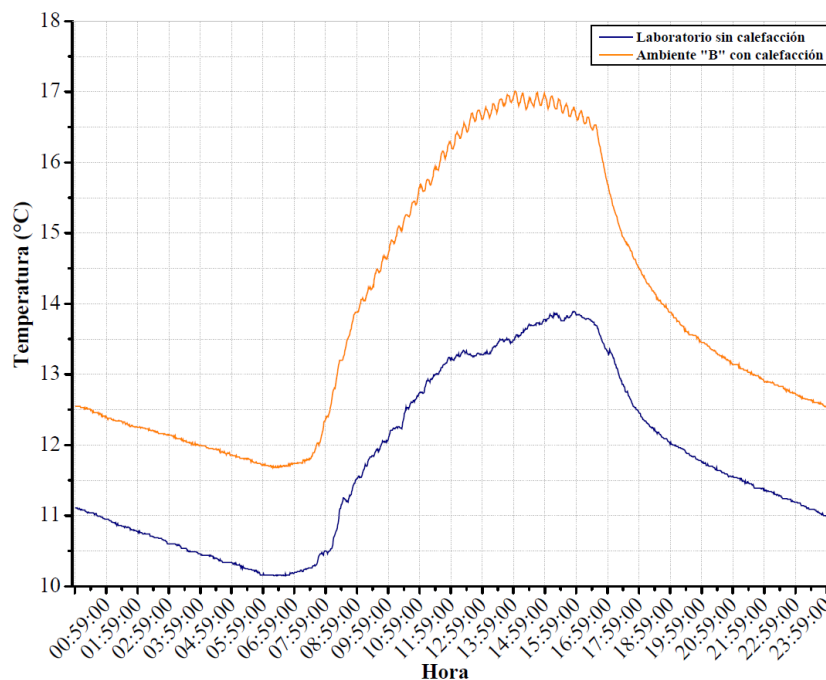
En la Figura 52, se muestra la temperatura exterior, la temperatura del ambiente B y la razón de transferencia de calor de los radiadores instalados CON ventiladores en el ambiente B (datos obtenidos del 17/06/24 al 24/06/24). El promedio de la temperatura exterior en las horas de funcionamiento del laboratorio es de 11.89°C; mientras que el promedio de la temperatura del ambiente B con ventiladores instalados es de 15.54°C, existiendo una ganancia de temperatura de 3.65°C. El promedio de la razón de transferencia de calor de los radiadores instalados con ventiladores es de 362.62W.



**Figura 52.** Temperatura exterior, interior y transferencia de calor CON VENTILADORES de los radiadores del ambiente B, del 17/06/24 al 24/06/24.

**d. Temperatura del Ambiente B sin y con Sistema de Calefacción Con Ventiladores**

En la Figura 53, se muestran los resultados de la temperatura SIN el sistema de calefacción (obtenido del 05/07/24 al 12/07/24), cuyo valor promedio de la temperatura durante las horas que se necesita calefactar es de 12.72°C; y los resultados de la temperatura del sistema de calefacción CON ventiladores en los radiadores del ambiente B (del 17/06/24 al 24/06/24), cuyo valor promedio es de 15.54°C, siendo la ganancia de temperatura de 2.82°C.



**Figura 53.** Temperatura del ambiente B con radiadores CON VENTILADORES, y temperatura SIN sistema de calefacción.

## **4.4 Discusiones**

### **4.4.1 Discusiones del dimensionamiento e implementación de los radiadores con la aplicación de un sistema automatizado mediante PLC**

El ambiente A tiene un volumen calculado de  $362.431\text{m}^3$  al cual se le instalaron tres radiadores (nombrados de acuerdo a la Tabla 20), conformados por un radiador UR1001-500-6 y los otros dos modelo UR1001-350-6 cuyas dimensiones son  $582 \times 480 \times 85\text{mm}$  y  $432 \times 480 \times 85\text{mm}$ ; así mismo para el ambiente B cuyo volumen es de  $49.091\text{m}^3$  se instaló un radiador UR1001-600-10 cuya dimensión es  $685 \times 800 \times 90\text{mm}$ ; mientras que Chambi y Cahui (2022) instalaron tres radiadores con dimensiones de  $600 \times 400\text{mm}$ ,  $400 \times 400\text{mm}$  y  $400 \times 300\text{mm}$ , para un ambiente cuyo volumen era de  $159.03\text{m}^3$ . Evidenciándose que las dimensiones de los radiadores tienen cierta relación con respecto al volumen de los ambientes a calefactar; pues mientras mayor sea el volumen, mayores deberán ser las dimensiones de los radiadores.

### **4.4.2 Discusiones del algoritmo de control basado en reglas condicionales para el óptimo funcionamiento del sistema de calefacción solar térmico**

En concordancia con los investigadores Mo et al. (2024) para establecer un correcto algoritmo de control horario se debe considerar el tipo de ambiente a calefactar, pues cada ambiente presenta diferentes horarios de funcionamiento; esto se evidencia en su investigación, en donde establecen un algoritmo de control para calentar un ambiente solamente en horarios de oficina, y remarcan la diferencia de establecer un horario para una edificación residencial, pues esta debe ser calentada durante las 24 horas del día.

- Discusión del resultado mostrado en la Figura 43: En comparación con el resultado del sistema de calefacción instalado en el departamento de Ingeniería Mecánica del Instituto Indio de Tecnología, Jammu y Cachemira, India ( $32.73^\circ\text{N}$ ,  $74.86^\circ\text{E}$ ); en el cual se instalaron ocho colectores solares, cada uno de ellos constan de seis tubos de vacío, siendo un total de 48 tubos de vacío, este colector solar alimenta a un radiador, obteniendo la temperatura en el interior del ambiente de  $18^\circ\text{C}$  (Singh et al., 2024), cuyo valor es similar a la temperatura obtenida en la presente investigación de  $19.54^\circ\text{C}$ .
- Discusión del resultado mostrado en la Figura 44: Por otro lado, los investigadores Yanhua, Wengang, Hongwen, Jian y Mingxin, (2019) lograron obtener un promedio de temperatura interior de  $19.43^\circ\text{C}$ , mientras que la temperatura del ambiente exterior es  $4.68^\circ\text{C}$ ,

utilizando un sistema de calefacción compuesto por un colector solar de 50 tubos y un calentador eléctrico.

- Discusión del resultado mostrado en la Figura 45: La temperatura del ambiente A con tres colectores de 18 tubos difiere de  $21.88^{\circ}\text{C}$ , cuya temperatura es del ambiente interior de otro sistema de calefacción, esto se debe a que ese sistema consta de un colector solar heat pipe de 50 tubos de vacío, radiador y una estufa de biomasa con colectores de calor (Yuan, Duanmu, Wang, Gao, y Zheng, 2023). Es por eso que la temperatura es mayor a la temperatura obtenida en la presente investigación.
- Discusión del resultado mostrado en la Figura 46: La diferencia de temperatura del ambiente A con y sin sistema de calefacción con tres colectores de 18 tubos es de  $1.28^{\circ}\text{C}$ . Este valor se debe a que la eficiencia del radiador se ve afectado significativamente por las condiciones ambientales y la presencia de carbonato de calcio ( $\text{CaCO}_3$ ) y el carbonato de magnesio ( $\text{MgCO}_3$ ) en el agua (Arsalan, et al., 2023). Así mismo, se debe a que el calentador solar viene con un ángulo estandarizado por el fabricante el cual no se alteró para el funcionamiento del sistema de calefacción, lo que afecta la eficiencia del colector solar.
- Discusión del resultado mostrado en la Figura 47: Por otro lado, en la investigación de Arsalan, et al. (2023) obtuvieron las temperaturas de  $16.45^{\circ}\text{C}$  a  $23.2^{\circ}\text{C}$ , estas temperaturas son para calefactar el interior de una habitación, la temperatura es mayor debido a que este sistema de calefacción es híbrido, ya que consta de 4 calentadores solares con colectores de tubos de vacío y 4 calentadores solares con colectores de placa plana.

#### **4.4.3 Discusiones de los resultados del sistema de calefacción con convección forzada**

Evaluando los resultados de las eficiencias de los radiadores SIN y CON convección forzada (en los ambientes A y B), se manifiesta una disminución en las eficiencias obtenidas con la aplicación de la convección forzada, siendo este valor de un 14.16% en el ambiente A, y de 7.73% en el ambiente B (ver Figura 49). Esta disminución puede justificarse debido a que, de acuerdo a los datos de temperatura externa mostrados en la Tabla 4, en el mes de junio del 2024 (mes donde se realizó las pruebas CON convección forzada en los ambientes A y B), se presentaron las temperaturas exteriores más bajas durante todo el intervalo de pruebas, así como se presentaron mayormente cielos nublados y parcialmente nublados; afectando también a las temperaturas de los ambientes interiores, ocasionando la disminución de las eficiencias. Por consiguiente, se puede afirmar que no hubo una disminución significativa

de las eficiencias en los radiadores con la aplicación de la convección forzada. Siendo este resultado concordante con la investigación de Jin, Simone, Olesen, Holmberg, y Bourdakis (2016) que compararon un sistema de calefacción con convección forzada con un sistema de calefacción con convección natural, obteniendo resultados que evidenciaron que no había disparidad relevante de la temperatura entre los dos sistemas de calefacción.

Por otro lado, Bayram y Koç (2023) reportaron que la eficiencia es de 60% a 79% con la aplicación de la convección forzada a los radiadores, cuando la velocidad del aire en el área de la cubierta superior aumento de 0.5m/s a 2.5m/s, haciendo énfasis a que estas eficiencias varían en función a la temperatura del fluido y a las condiciones de velocidad del ventilador. Considerando esta premisa, se sustenta que la eficiencia con la aplicación de la convección forzada sea menor, pues la temperatura del agua disminuyó debido a la presencia de cielos nublados durante las pruebas, lo que disminuyó la razón de ganancia de calor de las termas solares.

Wang, et al. (2023), mostraron que el radiador con convección natural puede alcanzar la razón de transferencia de calor promedio de 848.9W, pero con convección forzada, la razón de transferencia de calor promedio aumenta a 1048.6W, mientras que en la presente investigación el promedio de la razón de transferencia de calor de los radiadores instalados con convección forzada en el ambiente A y B es de 467.73W y 362.62W respectivamente.

## CAPÍTULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 Conclusiones

De forma general se concluye que, se logró implementar un sistema de calefacción solar con radiadores hidrónicos como elementos intercambiadores de calor en el Laboratorio de Control y Automatización de la EPIER. Alcanzándose una temperatura interior del ambiente A (o laboratorio) de 14°C, con respecto a la temperatura exterior de 13.16°C; con un incremento de temperatura de 0.84°C, a una razón de ganancias de calor de los radiadores de 544.34W. Y, en el ambiente B (o gabinete) alcanzándose una temperatura de 17.29°C, con respecto a una temperatura exterior de 13.52°C; con un incremento de temperatura de 3.77°C, a una razón de ganancia de calor del radiador de 386.55W. No llegando a cumplirse en el ambiente A, y cumpliéndose adecuadamente en el ambiente B; el intervalo de temperatura optima establecido según la *Norma Técnica EM. 110, Envoltente Térmica*, de 15°C a 20°C (ver el subcapítulo 3.3.6.1, subtítulo: b. Diseño del intervalo de temperatura).

Con respecto al primer objetivo específico se concluye que, con las consideraciones adecuadas de dimensionamiento para satisfacer las demandas energéticas calculadas para el ambiente A de 16593.654kJ, y para el ambiente B de 16566.967kJ (ver Anexo 1, subtítulos: A1.1.5 y A1.2.5). Se logró efectuar la instalación en el ambiente A, de un total de 03 radiadores de la marca Unbeatable, dos de ellos correspondientes al modelo UR1001-350-6, y uno del modelo UR1001-500-6; y, en el ambiente B se instaló 01 radiador del modelo UR1001-600-10 de mayor capacidad. Implementado un sistema automatizado comandado por un PLC Siemens S7 1200 CPU 1212C, capaz de controlar integralmente el subsistema de procesamiento y registro de temperaturas, el subsistema de impulsión del agua, y el subsistema de convección forzada, para el sistema de calefacción solar del Laboratorio de Control y Automatización.

En cuanto al segundo objetivo específico se concluye que, el algoritmo de control basado en reglas condicionales horarias programado utilizando el lenguaje KOP/Ladder en el software STEP 7-TIA Portal V17, es capaz de gestionar eficientemente el sistema de calefacción solar instalado en el Laboratorio de Control y Automatización, pues limita el funcionamiento del sistema de calefacción de acuerdo a su horario de funcionamiento (desde las 7:30 horas hasta las 16:30 horas del día). Permitiendo la adición de programación de funcionamiento intermitente para el arranque y parada de la bomba hidráulica, con un tiempo de encendido

de 7 minutos y un tiempo de apagado de 7 minutos que se repiten consecutivamente; garantizando así, un total de 4.45 horas de parada de la bomba, tiempo que se aprovecha para que las termas solares calienten el agua durante el ciclo diario de funcionamiento del sistema.

Finalmente, acerca del tercer objetivo específico, tras la evaluación de las eficiencias energéticas en el ambiente A (ver Figura 49), se evidencia una variación negativa de la eficiencia con un valor de 14.16% con la aplicación del sistema de convección forzada en los radiadores. De forma análoga, de la evaluación de las eficiencias en el ambiente B, se manifiesta otra variación negativa con un valor de 7.73% con la implementación de la convección forzada en los radiadores. Por lo tanto, se concluye que la aplicación de la convección forzada mediante ventiladores inferiores no presenta ventajas en la eficiencia, y por consiguiente en el incremento de la temperatura del Laboratorio de Control y Automatización. Pues, se alcanzó una temperatura interior del ambiente A de 14.14°C, con respecto a la temperatura exterior de 11.89°C; con un incremento de temperatura de 2.25°C, a una razón de ganancias de calor de 467.73W de los radiadores CON ventiladores. Y, en el ambiente B consiguiéndose una temperatura de 15.54°C, con respecto a la temperatura exterior de 11.89°C; con un incremento de temperatura de 3.65°C, a una razón de ganancia de calor de 362.62W del radiador CON ventiladores. No llegando a cumplirse en el ambiente A, y cumpliéndose levemente en el ambiente B; el intervalo de temperatura optima establecido según la *Norma Técnica EM. 110, Envolvente Térmica*, de 15°C a 20°C.

## **5.2 Recomendaciones**

Se recomienda emplear sistemas de calefacción que se ajusten a las condiciones climáticas específicas de la zona en la cual se desea implementar. Así mismo para la calefacción hidrónica se debe ver las propiedades de agua que se tiene a disposición en el lugar donde se desee implementar este sistema de calefacción, ya que si el agua tiene carbonato de calcio ( $\text{CaCO}_3$ ) y el carbonato de magnesio ( $\text{MgCO}_3$ ) podría causar que el ciclo de vida del sistema de calefacción sea menor, así mismo necesitaría constante mantenimiento.

Para instalar un sistema de calefacción es necesario medir la temperatura y realizar el dimensionamiento para el área que se desea calefactar, así mismo se recomienda que antes de realizar la construcción de una vivienda se deben considerar utilizar materiales aislantes para así tener mínimas pérdidas de calor y así sea más fácil calefactar el área.

Para el sistema de calefacción hidrónico se recomienda utilizar calentadores solares heat pipe, ya que estos tienen mayor capacidad para calentar el fluido a un mayor valor de temperatura.

Se recomienda utilizar los equipos de protección personal en toda la fase instalación para evitar peligros.

### **5.3 Sugerencia de trabajos de investigación futuros**

Para futuros trabajos de investigación, se sugiere realizar una investigación para la optimización del sistema de calefacción con materiales alternativos o la aplicación de nuevas tecnologías, así mismo podrían realizar el aislamiento térmico del laboratorio para evitar las pérdidas de calor.

Se sugiere realizar una comparación de la eficiencia y los costos entre el sistema de calefacción con radiadores y el sistema de calefacción con pisos radiantes, para así determinar cuál es el más beneficioso.

Estudio del ciclo de vida de los componentes del sistema bajo las condiciones climáticas de la zona.

También se puede realizar la evaluación de la sostenibilidad del sistema de calefacción.

Los ventiladores del sistema de calefacción son regulables, y en el sistema de calefacción implementado se encuentra trabajando en la velocidad media, si se instala un calentador solar heat pipe se podría incrementar la velocidad, para así ver la viabilidad de la aplicación de la convección forzada.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aquino, E. R. (2018). Determinación de la energía solar para el diseño bioclimático de viviendas en la ciudad de Juliaca región Puno. *Revista de investigaciones*, 7(1), 410-421. doi:<https://doi.org/10.26788/riepg.v7i1.320>
- Arsalan, M., Abid, M., Ali, M., Akhter, J., Kousar, R., y Zaini, J. (2023). Experimental development, techno-economic and environmental analysis of a hybrid solar space heating system in a subtropical climate. *Energy Reports*, 10, 3020-3034. doi:<https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.09.136>
- AUTOMAQ CORPORATION S.A.C. (2020). *Interruptor termomagnético*. CHINT ELECTRIC. Recuperado el 17 de abril de 2023 de <https://www.chint.com.pe/producto/18/interruptor-termomagnético-bipolar-2p-25a-6ka>
- Bayram, H., y Koç, N. (2023). Experimental investigation of the effects of add-on fan radiators on heat output and indoor air temperature. *Case Studies In Thermal Engineering*, 50, 103432. doi:<https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103432>
- Berrio, W., y Hanco, F. (2017). *Diseño de un prototipo de calefacción por m<sup>2</sup> de superficie de piso radiante utilizando PCMS aprovechando la energía solar térmica en la ciudad de Puno* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Altiplano. Obtenido de Repositorio Institucional Digital de la Universidad Nacional del Altiplano: <http://repositorio.unap.edu.pe/handle/20.500.14082/4753>
- Bolton, W. (2015). *Programmable Logic Controllers* (6th ed.). Newnes.
- Brown, S., y Beausoleil, I. (2023). Experimental performance of a full-scale solar thermal system designed to meet residential heating demands with passive solar energy. *Solar Energy*, 264, 112044. doi:<https://doi.org/10.1016/j.solener.2023.112044>
- Castelló, A. (2020). *Diseño de un sistema sostenible de calefacción para una vivienda mediante energía de biomasa* (Tesis de pregrado). Universitat Politècnica de València. Obtenido de Repositorio Institucional de la Universitat Politècnica de València: <http://hdl.handle.net/10251/139777>
- Castro, P. (2018). *Evaluación y simulación de un piso radiante en el albergue del centro poblado de Imata ubicado a 4500 msnm en el Departamento de Arequipa* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa. Obtenido de

Repositorio Institucional - UNSA:  
<http://repositorio.unsa.edu.pe/handle/UNSA/7994>

Cengel, Y., y Boles, M. (2014). *Termodinámica* (Octava ed.). México: McGraw-Hill.

Cengel, Y., y Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa* (Cuarta ed.). México: McGraw-Hill.

Chambi, J., y Cahui, D. R. (2022). *Diseño de un sistema de calefacción eficiente con radiadores para un volumen de 159.03 m<sup>3</sup> que se implementara en el laboratorio de Ingeniería Mecánica Eléctrica UNA - Puno 2021* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Altiplano. Obtenido de Repositorio Institucional Digital de la Universidad Nacional del Altiplano: <http://repositorio.unap.edu.pe/handle/20.500.14082/17786>

Colque, O., y Condori, Á. (2016). *Determinación de la eficiencia térmica de una terma solar de tubos al vacío en Puno* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Altiplano. Obtenido de Repositorio Institucional Digital de la Universidad Nacional del Altiplano: <http://repositorio.unap.edu.pe/handle/20.500.14082/2999>

Czajkowski, J. D. (05 de agosto de 2016). *Balance térmico de verano*. arquinstal - FAU - UNLP. Obtenido de [http://www.arquinstal.com.ar/2016/n2\\_08\\_2016\\_baltermver.pdf](http://www.arquinstal.com.ar/2016/n2_08_2016_baltermver.pdf)

Elitech. (s.f.). *Registrador de datos de temperatura y humedad Elitech GSP-6G con sensor de temperatura de botella de glicol Sensores externos duales*. Recuperado el 20 de abril de 2023 de <https://www.elitecheu.com/es/products/elitech-gsp-6g-temperature-and-humidity-data-logger-with-glycol-bottle-temperature-sensor-dual-external-sensors>

Entrena, F. (2013). *UF0565 Eficiencia energética en las instalaciones de calefacción y ACS en los edificios*. Andalucía: IC Editorial.

Espitia, N. (2013). *Desarrollo de criterios de diseño de sistemas de calefacción hidrónica para condiciones climáticas de Bogotá* (Tesis de pregrado). Universidad de los Andes, Bogotá, Colombia. Obtenido de Repositorio institucional Séneca: <http://hdl.handle.net/1992/19867>

Garrido, M., Zamora, J. V., Ortega, I., y Castaño, I. R. (26 de marzo de 2014). *Guía de emisores de calefacción a baja temperatura de agua*. Fundación de la Energía de la

- Comunidad de Madrid. Obtenido de <https://www.fenercom.com/publicacion/guia-de-emisores-de-calefaccion-a-baja-temperatura-de-agua-2014/>
- González, C. (2015). *Diseño y cálculo de instalaciones de climatización*. Barcelona: Cano Pina.
- Google Earth. (s.f.). [Universidad Nacional de Juliaca]. Recuperado el 20 de marzo de 2023 de [https://earth.google.com/web/@-15.4091943,-70.09333904,3832.54235486a,1330.80630097d,35y,358.08270023h,0t,0r/data=CgRCAggBQgIIAEoNCP\\_\\_\\_\\_\\_wEQAA](https://earth.google.com/web/@-15.4091943,-70.09333904,3832.54235486a,1330.80630097d,35y,358.08270023h,0t,0r/data=CgRCAggBQgIIAEoNCP_____wEQAA)
- Hoyos, L. (2021). *Diseño de un sistema de calefacción solar activo de 5,8 kw para viviendas unifamiliares rurales ubicadas en Mazocruz* (Tesis de pregrado). Pontificia Universidad Católica del Perú. Obtenido de Repositorio Digital de Tesis y Trabajos de Investigación PUCP: <http://hdl.handle.net/20.500.12404/20523>
- Illán, F. (2015). *Eficiencia energética en las instalaciones en edificios*. Murcia: Cano Pina, SL.
- Industriales Andes. (2019). *Transmisor de temperatura*. Recuperado el 2 de mayo de 2023 de <https://industrialesandes.co/sensores/750-transmisor-de-temperatura-pt100-0-400-grados-4-20ma.html>
- Jin, Q., Simone, A., Olesen, B., Holmberg, S., y Bourdakis, E. (2016). Laboratory study of subjective perceptions to low temperature heating systems with exhaust ventilation in Nordic countries. *Science And Technology For The Built Environment*, 23(3), 457-468. doi:<https://doi.org/10.1080/23744731.2017.1251266>
- Jutglar, L., Villarubia, M., y Miranda, Á. L. (2012). *Manual de aire acondicionado Carrier*. Barcelona, España: Marcombo.
- Knauf Ceiling Solutions. (01 de diciembre de 2021). *AMF ECOMIN planet Placa de fibra mineral*. Obtenido de [https://www.knaufceilingsolutions.com/fileadmin/knaufceilingsolutions/01\\_products/01\\_mineral/datasheets/latam/DS\\_AMF\\_ECOMIN\\_Planet\\_13mm\\_LATAM\\_ES.pdf](https://www.knaufceilingsolutions.com/fileadmin/knaufceilingsolutions/01_products/01_mineral/datasheets/latam/DS_AMF_ECOMIN_Planet_13mm_LATAM_ES.pdf)
- Luján, A. (2020). *Diseño de un sistema de calefacción para un ambiente de 20 m<sup>2</sup> ubicado a 4350 msnm en Yanacancha – Cerro de Pasco* (Tesis de pregrado). Universidad

- Nacional de Ingeniería. Obtenido de Repositorio Institucional Universidad Nacional de Ingeniería: <https://repositorio.uni.edu.pe/handle/20.500.14076/21759>
- Martinez, M. (2022). *Diseño de un sistema de calefacción para vivienda unifamiliar rural, afectada por heladas, ubicado en el distrito de Ccatca* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco. Obtenido de Repositorio Institucional - UNSAAC: <http://hdl.handle.net/20.500.12918/6408>
- Mean Well. (2016). *DIN Rail Power Supply*. Retrieved abril 16, 2023, from <https://assets.rs-online.com/v1698764389/Datasheets/25c137bcd62fb826b717d6f2786e7770.pdf>
- Mercado, E., y Machaca, H. (2017). *Sistema de calefacción solar térmico controlado para mantener el confort térmico en un ambiente de la FIQ* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Altiplano. Obtenido de Repositorio Institucional Digital de la Universidad Nacional del Altiplano: <http://repositorio.unap.edu.pe/handle/20.500.14082/5543>
- OMRON EUROPE. (s.f.). *Sensores de temperatura*. Recuperado el 22 de abril de 2023 de [https://assets.omron.eu/downloads/latest/datasheet/es/h10e\\_e52-e\\_1\\_temperature\\_sensors\\_datasheet\\_es.pdf?v=8](https://assets.omron.eu/downloads/latest/datasheet/es/h10e_e52-e_1_temperature_sensors_datasheet_es.pdf?v=8)
- Pizarro, H., Ramos, J., Aquino, E., Sarmiento, V., y Beltrán, N. (2019). Implementación de un sistema de calefacción solar para un aula universitaria de la Universidad Nacional de Juliaca. *Revista de Investigación Científica de Ingeniería Ñawparisun*, 1, 81-86. Obtenido de Repositorio UNAJ: <https://unaj.edu.pe/revista/index.php/vpin/article/view/56>
- Quispe, S. (2021). *Análisis comparativo de la eficiencia térmica en termas solares de tres colores de vacío, para dos ángulos de inclinación de 25° y 35° para la ciudad de Juliaca* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de Juliaca. Obtenido de Repositorio Institucional de la UNAJ: <http://repositorio.unaj.edu.pe:8080/xmlui/handle/UNAJ/190>
- Ramírez, J., Aparcana, L., Zamora, R., y Leo, I. (2019). El sobrepeso, la obesidad y la obesidad abdominal en la población adulta del Perú. *Anales de la Facultad de Medicina*, 80(1), 21-27. doi:<https://doi.org/10.15381/anales.v80i1.15863>
- Rincón, D. A., y Komaromy, C. Y. (2004). *Evaluación de seis fórmulas usadas para el cálculo de la superficie corporal*. *Revista de la Facultad de Medicina*, 52(2), 115–

<https://revistas.unal.edu.co/index.php/revfacmed/article/view/43328>

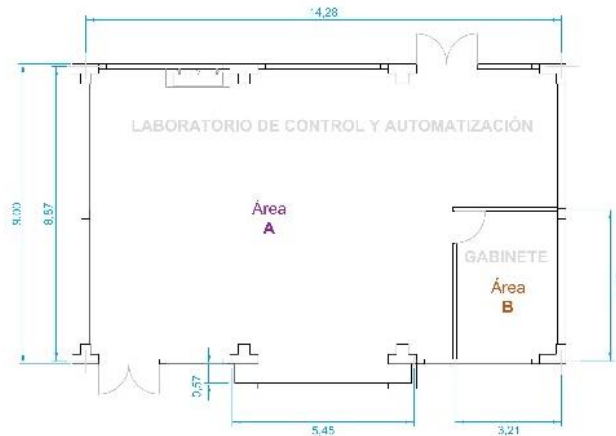
- Saavedra, M., y Mamani, Y. (2021). *Diseño de un sistema de acumulación térmica y controladores para aplicaciones de calefacción con termas solares, en la región altoandina - Puno* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Altiplano. Obtenido de Repositorio Institucional Digital de la Universidad Nacional del Altiplano: <http://repositorio.unap.edu.pe/handle/20.500.14082/16711>
- Sadiq, M., y Mayyas, A. (2022). Design of the solar water heating system for local communities in Pakistan. *Cleaner Engineering And Technology*, 8, 100496. doi:<https://doi.org/10.1016/j.clet.2022.100496>
- Saloux, E., y Candanedo, J. (2021). Sizing and control optimization of thermal energy storage in a solar district heating system. *Energy Reports*, 7, 389-400. doi:<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.08.092>
- Sanchez, I. (19 de julio de 2007). *Libro de ventilación*. Academia. [https://www.academia.edu/7878886/Libro\\_de\\_ventilaci%C3%B3n](https://www.academia.edu/7878886/Libro_de_ventilaci%C3%B3n)
- Schneider Electric. (2016). *Variador de velocidad*. Recuperado el 8 de mayo de 2023 de <https://www.se.com/pe/es/product/ATV12H075M2/variador-de-velocidad-atv12-0-75kw-1hp-200-240v-1ph-con-receptor-de-calor/>
- SIEMENS. (s.f.). *Programmable Logic Controllers*. Recuperado el 12 de abril de 2023 de [https://mall.industry.siemens.com/mall/es/WW/Catalog/Product/6ES7212-1BE40-0XB0?gclid=Cj0KCQjw4MSzBhC8ARIsAPFOuyVG9tPRHjx9W50USic2jGSHWj4Yp2o9JofqkYGbkeEV\\_pOAwdpJn0aAk5DEALw\\_wcB&gad\\_source=1](https://mall.industry.siemens.com/mall/es/WW/Catalog/Product/6ES7212-1BE40-0XB0?gclid=Cj0KCQjw4MSzBhC8ARIsAPFOuyVG9tPRHjx9W50USic2jGSHWj4Yp2o9JofqkYGbkeEV_pOAwdpJn0aAk5DEALw_wcB&gad_source=1)
- Singh, U., Hussain, M., Kumar, V., y Bhogilla, S. (2024). Experimental investigation of an off-grid CPC system integrated with a radiator for the application of space heating. *Energy*, 306, 132459. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132459>
- Universo S.A.C. (2017). *Hidro IPS*. Importaciones y Representaciones Universo S.A.C.. Recuperado el 25 de mayo de 2023 de <https://www.universoaqp.com/ips.html>
- Vega, J., y Ramírez, S. (2014). *Fuentes de energía, renovables y no renovables aplicaciones* (Primera ed.). Alfaomega. Obtenido de <https://www.alphaeditorialcloud.com/reader/fuentes-de-energia-renovables-y-no-renovables-aplicaciones?location=253>

- Vega, L. (2021). *Diseño de una mini-oficina con calefacción automatizada por aire caliente para dotar de confort térmico a los habitantes de las zonas altas de la región Junín-2021* (Tesis de pregrado). Universidad Continental. Obtenido de Repositorio Institucional Continental: <https://hdl.handle.net/20.500.12394/10202>
- Wang, H., Zhou, Y., Li, X., Wu, X., Wang, H., Elnaz, A., . . . Teppo, E. (2023). Study on the performance of a forced convection low temperature radiator for district heating. *Energy*, 283, 129036. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129036>
- Yanhua, L., Wengang, H., Hongwen, Y., Jian, Z., y Mingxin, L. (2019). Performance and economic evaluation of evacuated tube solar collector with auxiliary electric heater for rural heating. *Energy Procedia*, 158, 186-191. doi:<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.068>
- Yuan, P., Duanmu, L., Wang, Z., Gao, S., y Zheng, H. (2023). Thermal performance of solar-biomass energy heating system coupled with thermal storage floor and radiators in northeast China. *Applied Thermal Engineering*, 236, 121458. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121458>

## ANEXOS

### Anexo 1. Dimensionamiento del sistema de calefacción.

Debido a que el Laboratorio de Control y Automatización está conformado por dos ambientes separados; el área A o ambiente A, dedicado a la experimentación de laboratorio, y el área B o ambiente B, correspondiente al área de gabinete. Es necesario realizar los cálculos de dimensionamiento para cada uno de los ambientes.



**Figura 54.** Imagen de los ambientes en vista de planta.

Las características de la zona de ubicación del Laboratorio de Control y Automatización, se muestran a continuación:

- Ubicación en la provincia de San Román del departamento de Puno, con una latitud: 15°24'33.7"S, longitud: 70°5'26.4" W y elevación 3833 m.s.n.m.
- Zonificación bioclimática de la ubicación, de acuerdo a la *Norma Técnica EM. 110, Envoltente Térmica*, es considerado Continental Muy Frío.
- La presión atmosférica ( $P_{atm}$ ), de acuerdo a la elevación de la zona de ubicación del laboratorio a 3833 m.s.n.m., la presión atmosférica es de 63.01 kPa (ver Anexo 4. Propiedades de la atmósfera a gran altitud).
- En cuanto a la temperatura inicial (sin sistema de calefacción instalado), se considera a la temperatura promedio registrada en los ambientes interiores en los meses de agosto y setiembre del 2023. Esta temperatura es de 13.32 °C, que expresada en una escala de temperatura absoluta es 286.47 K.

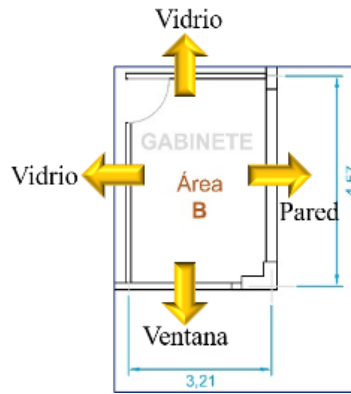
#### A1.1 Dimensionamiento del sistema de calefacción para el área de gabinete o ambiente B

Se realiza primero el cálculo del sistema de calefacción para el área de gabinete o ambiente B, debido a que este ambiente tiende a perder energía térmica hacia el ambiente A.

### A1.1.1 Definición de la ecuación de balance de calor para el ambiente B

De acuerdo a la Ecuación 8, considerando toda interacción de energía térmica en este ambiente, se tiene que:

$$Q_{ent\_B} - Q_{sal\_B} + E_{gen\_B} = \Delta E_{t\acute{e}rmica, ambiente\_B}$$



**Figura 55.** Ingresos y pérdidas de energía térmica en el ambiente B.

De donde, la generación de energía térmica  $E_{gen\_B}$ , es nula; debido a que en el ambiente B no existen fuente de energías mecánica, química o nuclear. Entonces:

$$E_{gen\_B} = 0$$

Si, el cambio en la energía térmica en el aire del ambiente B ( $\Delta E_{t\acute{e}rmica, ambiente\_B}$ ), a presión constante (presión atmosférica), es el cambio en su entalpía ( $\Delta H_{ambiente\_B}$ ). Entonces, la ecuación del balance de calor para el ambiente B, será:

$$Q_{ent\_B} - Q_{sal\_B} = \Delta H_{ambiente\_B}$$

De donde,  $Q_{ent\_B}$  representa a los ingresos de energía térmica que se transfieren al aire del ambiente B,  $Q_{sal\_B}$  representa a las pérdidas de energía térmica producidas en el ambiente B, y  $\Delta H_{ambiente\_B}$  indica la cantidad de energía térmica necesaria para calentar el ambiente B.

### A1.1.2 Cálculo de los ingresos de energía térmica en el ambiente B

Las fuentes que entregan energía térmica al aire del ambiente B consideradas son, la energía entregada por los radiadores ( $Q_{e,rad\_B}$ ), por las personas ( $Q_{e,per\_B}$ ), por las luminarias ( $Q_{e,lum\_B}$ ), y por los artefactos eléctricos ( $Q_{e,elec\_B}$ ).

$$Q_{ent\_B} = Q_{e,rad\_B} + Q_{e,per\_B} + Q_{e,lum\_B} + Q_{e,elec\_B}$$

- **Cálculo de la energía térmica entregada por las personas al ambiente B** ( $Q_{e,per\_B}$ ):

Para calcular la energía térmica que entregan las personas al ambiente B, es necesario calcular primeramente la razón de transferencia de calor que en promedio emite una persona al ambiente B ( $\dot{Q}_{e,per\_B}$ ), el número de personas que ocupan el ambiente ( $N_{pers\_B}$ ), y el intervalo de tiempo promedio que utilizan el ambiente ( $\Delta t$ ).

$$Q_{e,per\_B} = N_{pers\_B} * \dot{Q}_{e,per\_B} * \Delta t \quad [J]$$

*Cálculo de la razón de transferencia de calor que emite una persona al ambiente B.*

La razón de transferencia de calor que una persona emite se relaciona directamente con el índice metabólico según la actividad realizada. En la Tabla 10 se muestran los índices metabólicos para las actividades realizadas en el ambiente B.

**Tabla 10.**

*Índices metabólicos de acuerdo a las actividades realizadas en el ambiente B*

<b>Actividad</b>	<b>Índice metabólico</b> (W/m <sup>2</sup> )
Leer, sentado	55
Escribir	60
Mecanografiar	65
Caminar por allí	100
Levantar objetos/empacar	120
<b>Promedio</b>	<b>80</b>

Nota: Extraído de la tabla 1-7 de Transferencia de calor y masa, (Cengel y Ghajar, 2011, p.42).

De la Tabla 10, los índices metabólicos indican a los flujos de calor que disipan las personas ( $\dot{q}_{pers}$ ) de acuerdo a las actividades indicadas.

Si, la razón de transferencia de calor que emite una persona en el ambiente B, se determina mediante el producto del flujo de calor que disipa una persona en el ambiente B ( $\dot{q}_{pers\_B}$ ), y su superficie corporal ( $SC$ ), entonces:

$$\dot{Q}_{e,per\_B} = \dot{q}_{pers\_B} * SC$$

De donde, la superficie corporal de una persona  $SC$ , se calcula utilizando la ecuación propuesta por Boyd en el año 1939, al ser considerada la formula estándar para el cálculo (Rincón y Komaromy, 2004). Esta ecuación determina la superficie corporal del cuerpo en función de la talla ( $\tau$ ) en centímetros, y de la masa de la persona ( $m$ ) en gramos.

$$SC = 0.0003207 * (\tau)^{0.3} * (m)^{[0.7285-(0.0188*\log(m))]} \quad [m^2]$$

Si, de acuerdo a Pajuelo, Torres, Agüero y Bernui (2019) que empleando los datos de la Encuesta Nacional de Hogares 2012-2013 (ENAH0), calcularon la talla y la masa promedio de las personas en el Perú. Se tiene que:

$$\tau = 1.56m = 156cm, \quad m = 64.1kg = 64100g$$

Entonces, la superficie corporal promedio de una persona, será:

$$SC_{prom} = 0.0003207 * (156)^{0.3} * (64100)^{[0.7285 - (0.0188 * \log(64100))]}$$

$$SC_{prom} = 1.704m^2$$

Y, la razón de transferencia de calor que en promedio emite una persona en el ambiente B, será:

$$\dot{Q}_{e,per_B} = \dot{q}_{pers_B} * SC_{prom}$$

$$\dot{Q}_{e,per_B} = \left(80 \frac{W}{m^2}\right) * (1.704 m^2)$$

$$\dot{Q}_{e,per_B} = 136.32 W$$

*Cálculo de la energía térmica entregada por las personas al ambiente B.*

Si, el ambiente B o gabinete, generalmente se encuentra ocupado por el laboratorista a cargo, en un promedio de 7 horas diarias.

Entonces:

$$\mathcal{N}_{pers_B} = 1, \quad \Delta t = 7h = 25200s$$

Finalmente, la energía térmica entregada por las personas al ambiente B, será:

$$Q_{e,per_B} = \mathcal{N}_{pers_B} * \dot{Q}_{e,per_B} * \Delta t$$

$$Q_{e,per_B} = (1) * (136.32 W) * (25200 s)$$

$$Q_{e,per_B} = 3435.264 kJ$$

- **Cálculo de la energía térmica entregada por las luminarias al ambiente B**

**( $Q_{e,lum_B}$ ):**

La cantidad de energía térmica que entregan las luminarias al ambiente B es ínfima, por lo tanto, para los fines del dimensionamiento se considerará como cero.

$$Q_{e,lum_B} \approx 0$$

- **Cálculo de la energía térmica entregada por los artefactos eléctricos al ambiente B**

**( $Q_{e,elec_B}$ ):**

El artefacto eléctrico más significativo en el ambiente B es una computadora de escritorio o una computadora portátil, en este sentido:

$$Q_{e,elec_B} = Q_{e,comp_B}$$

Siendo posible calcular la energía térmica que entrega la computadora al ambiente B ( $Q_{e,comp\_B}$ ) conociendo su razón de transferencia de calor.

Sí, Czajkowski (2016) indica los valores de transferencia de calor sensible, latente y total, producidos por equipos eléctricos de cómputo.

**Tabla 11.**

*Valores de transferencia de calor producidos por equipos eléctricos de cómputo*

Equipo	Transf. de calor sensible (W)	Transf. de calor latente (W)	Transf. de calor total (W)
Computadora de escritorio o “desktop”	210-300	0	210-300
Computadora tipo “notebook”	200	0	200

Nota: Estos equipos solo emiten calor sensible (Czajkowski, 2016, p.148).

Considerando que se trata de una computadora de bajo consumo, de la Tabla 11 se considera el valor de la razón de transferencia de calor que emite una computadora al ambiente B:

$$\dot{Q}_{e,comp\_B} = \frac{210\text{ W} + 200\text{ W}}{2} = 205\text{ W}$$

Teniendo en cuenta que la computadora se encuentra en funcionamiento en promedio unas 4 horas diarias.

Entonces:

$$\Delta t = 5h = 14400s$$

Y, la energía térmica que entrega la computadora al ambiente B será:

$$Q_{e,comp\_B} = \dot{Q}_{e,comp\_B} * \Delta t$$

$$Q_{e,comp\_B} = (205\text{ W}) * (14400\text{ s}) = 2952\text{ kJ}$$

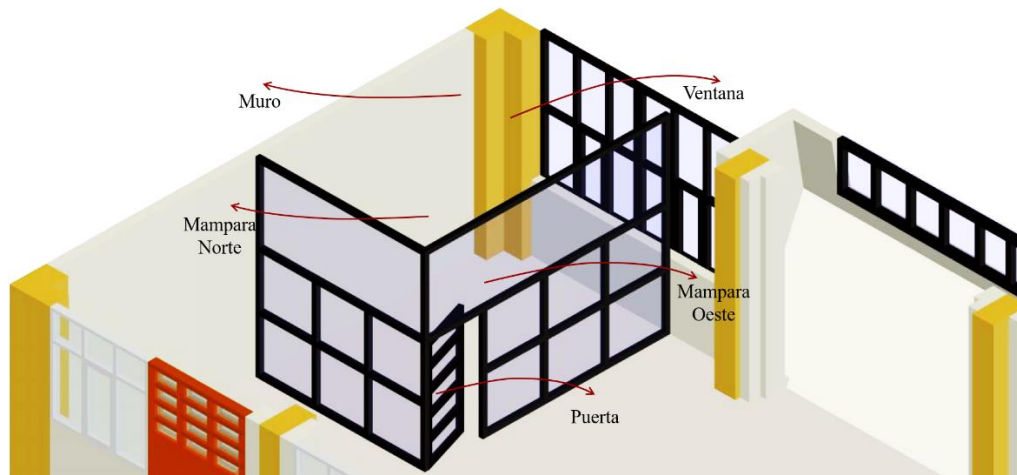
Entonces, la energía térmica entregada por los artefactos eléctricos al ambiente B, es:

$$Q_{e,elec\_B} = 2952\text{ kJ}$$

### A1.1.3 Cálculo de las pérdidas de energía térmica en el ambiente B

Entre las pérdidas de energía térmica que se producen en el ambiente B se consideran a las pérdidas por los cerramientos constructivos ( $Q_{s,cerramientos\_B}$ ), las pérdidas por la renovación de aire ( $Q_{s,ren\_B}$ ), y las pérdidas por la infiltración de aire ( $Q_{s,inf\_B}$ ).

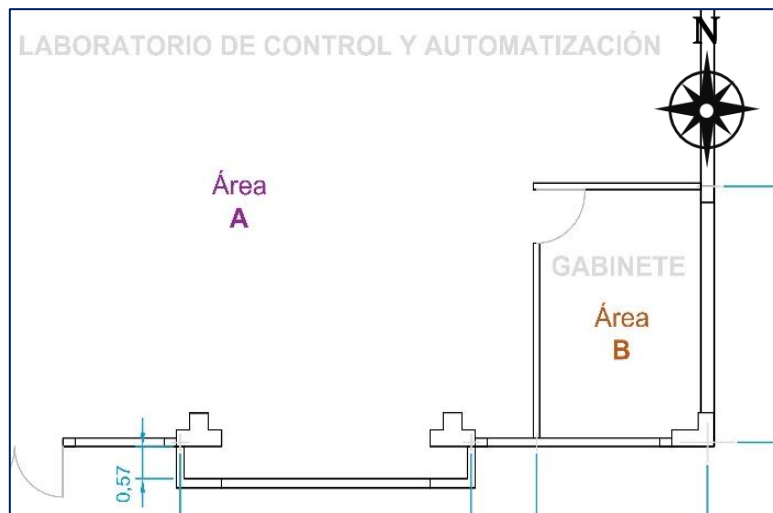
$$Q_{sal\_B} = Q_{s,cerramientos\_B} + Q_{s,ren\_B} + Q_{s,inf\_B}$$



**Figura 56.** Ambiente B, en perspectiva ISO 3D, con flechas indicando las pérdidas.

De donde las pérdidas de energía térmica producidas por los cerramientos constructivos del ambiente B ( $Q_{s,cerramientos_B}$ ), dependen de la propiedad de transmitancia térmica (U) que posean los elementos constructivos.

En la Figura 57, se muestra la ubicación del ambiente B en la posición sur-este del Laboratorio de Control y Automatización.



**Figura 57.** Representación en vista de planta del ambiente B

De acuerdo a su posición los elementos constructivos que conforman los cerramientos del ambiente B se especifican en la Tabla 12.

**Tabla 12.**

*Elementos constructivos del ambiente B*

<b>Elemento</b>	<b>Material</b>
Muro norte	Mampara fija de vidrio gris de 6mm.
Muro este	Enlucido interno, bloques asentados con mortero, y enlucido externo.
Muro sur	Enlucido interno, bloques asentados con mortero con vano para ventana, y enlucido externo.
Ventana sur	Vidrio templado gris de 8mm.
Muro oeste	Mampara fija de vidrio gris de 6mm, con vano para puerta de acceso.
Puerta oeste	Vidrio monolítico gris de 6mm, con marcos de aluminio sin rotura de puente térmico.
Columna sur-este	Concreto armado, y enlucido interno.
Piso	Porcelanato, contrapiso de concreto, falso piso, etc.
Techo	Baldosa de fibra mineral (cielo raso), cámara de aire, losa aligerada, contra piso, y porcelanato.

Entonces, para calcular las pérdidas de energía térmica producidas por los cerramientos constructivos del ambiente B, se determinan las transmitancias térmicas de acuerdo al tipo de material.

- **Determinación de las transmitancias térmicas de los elementos constructivos opacos del ambiente B:**

En la Tabla 13 se muestran los valores de las transmitancias térmicas de los elementos constructivos opacos que conforman el muro este, muro sur, columna piso y techo (sin considerar el falso techo) del ambiente B, de acuerdo a la *Norma Técnica EM. 110, Envolverte Térmica*, para la zona bioclimática Continental Muy Frio.

**Tabla 13.**

*Transmitancia térmica máxima de elementos constructivos opacos*

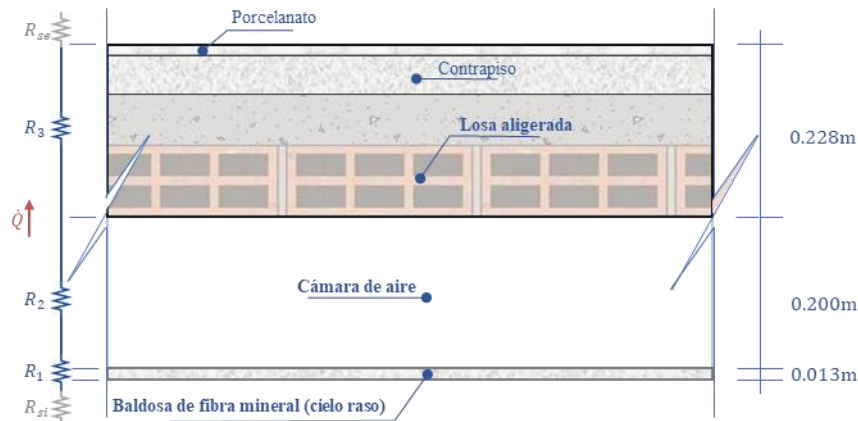
<b>Elemento</b>	<b>Transmitancia térmica U (W/m<sup>2</sup>·K)</b>
Muro	1.9
Piso	1.2
Techo	0.8

Nota: Extraído de la tabla N°06 de la Norma Técnica EM. 110, Envolverte Térmica.

Para los fines del cálculo se considera a la columna como parte del cerramiento muro, conservando su misma propiedad de transmitancia térmica.

Cálculo de la transmitancia térmica del cerramiento techo ( $U_{techo\_amb\ B}$ ).

El cerramiento techo del ambiente B está constituido por capas térmicamente homogéneas, compuestas por una instalación de falso techo o cielo raso con baldosas de fibra mineral, una cámara de aire, losa aligerada, contrapiso y piso de porcelanato, como se muestra en la Figura 58.



**Figura 58.** Composición del cerramiento techo del ambiente B.

De donde la losa aligerada, contrapiso y el piso se generalizan con la resistencia térmica  $R_3$ , de acuerdo a los procedimientos establecidos por la *Norma Técnica EM. 110, Envoltente Térmica*.

Si:

$$R_{techo_{max}} = \frac{1}{U_{techo_{max}}}, \quad R_{techo_{max}} = R_{si} + R_3 + R_{se}$$

Entonces:

$$R_3 = \frac{1}{U_{techo_{max}}} - (R_{si} + R_{se})$$

Y, de la Tabla 13 se tiene el valor de la transmitancia térmica máxima para un techo conformado con elementos constructivos similares (losa, contrapiso y piso),  $U_{techo_{max}} = 0.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ . El valor de  $R_3$  será:

$$R_3 = \frac{1}{0.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} - (R_{si} + R_{se})$$

La resistencia térmica de la cámara de aire  $R_2$  (considerándola sin ventilación), se determina empleando el valor establecido por la *Norma Técnica EM. 110, Envoltente Térmica* de acuerdo al espesor de la cámara de aire.

**Tabla 14.***Resistencias térmicas de cámaras de aire horizontales sin ventilar*

Esesor (m)	Resistencia térmica (m <sup>2</sup> ·K/W)
0.01	0.15
0.02	0.16
0.05 a más	0.16

Nota: Extraído de la tabla N°06 de la Norma Técnica EM. 110, Envoltente Térmica.

Entonces, el valor de  $R_2$  para un espesor de 0.2m será:

$$R_2 = 0.16 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

La resistencia térmica de las baldosas de fibra mineral  $R_1$  que conforman el cielo raso, se determina de acuerdo al valor de la conductividad térmica del material expresado por el fabricante (Knauf Ceiling Solutions, 2021),  $k_{cieloraso} = 0.060$  W/m·K.

Si:

$$R_1 = \frac{e_{cieloraso}}{k_{cieloraso}} \quad [m^2 \cdot K/W]$$

Reemplazando, el valor de  $R_1$  será:

$$R_1 = \frac{0.013 \text{ m}}{0.060 \frac{W}{m \cdot K}} = 0.217 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Entonces, la resistencia térmica total del cerramiento techo del ambiente B ( $R_{T_{techo\_amb B}}$ ), será:

$$R_{T_{techo\_amb B}} = R_{si} + R_1 + R_2 + R_3 + R_{se}$$

Reemplazando los valores de  $R_1$ ,  $R_2$  y  $R_3$ :

$$R_{T_{techo\_amb B}} = R_{si} + 0.217 + 0.16 + \frac{1}{0.8} - (R_{si} + R_{se}) + R_{se}$$

$$R_{T_{techo\_amb B}} = 0.217 + 0.16 + \frac{1}{0.8}$$

$$R_{T_{techo\_amb B}} = 1.627 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

El valor de la transmitancia térmica total del cerramiento techo del ambiente B ( $U_{T_{techo\_amb B}}$ ), será:

$$U_{T_{techo\_amb B}} = \frac{1}{R_{T_{techo\_amb B}}}$$

Entonces:

$$U_{T_{techo_{amb}B}} = \frac{1}{1.627 \frac{m^2 \cdot K}{W}}$$

$$U_{T_{techo_{amb}B}} = 0.615 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- **Determinación de las transmitancias térmicas de los elementos constructivos translúcidos del ambiente B:**

En la Tabla 15 se muestran los valores de las transmitancias térmicas de los elementos constructivos translúcidos o transparentes que conforman el muro norte, muro oeste y ventana del muro sur del ambiente B, de acuerdo a la *Norma Técnica EM. 110, Envoltente Térmica*.

**Tabla 15.**

*Transmitancias térmicas de elementos constructivos translúcidos y marco de aluminio*

Elemento	Transmitancia térmica U (W/m <sup>2</sup> ·K)
Vidrio monolítico 6mm.	5.7
Vidrio monolítico 8mm.	5.6
Marco metálico, sin rotura de puente térmico.	5.7

Nota: Extraído del anexo N°03, y tabla N°07 de la Norma EM. 110.2016.

Se considera las mismas propiedades de transmitancia térmica para la puerta de acceso en el muro oeste, debido a que está fabricada con los mismos materiales que la mampara de vidrio que conforma el muro.

- **Cálculo de las pérdidas de energía térmica por los cerramientos constructivos del ambiente B ( $Q_{s,cerramientos_B}$ ):**

Las pérdidas de energía térmica producidas por los cerramientos del ambiente B ( $Q_{s,cerramientos_B}$ ), están comprendidas por las pérdidas en el piso ( $Q_{s,pi_B}$ ), las pérdidas en los muros ( $Q_{s,mu_B}$ ), las pérdidas en el techo ( $Q_{s,te_B}$ ), las pérdidas en las puertas ( $Q_{s,pu_B}$ ), y las pérdidas en las ventanas ( $Q_{s,ve_B}$ ).

$$Q_{s,cerramientos_B} = Q_{s,pi_B} + Q_{s,mu_B} + Q_{s,te_B} + Q_{s,pu_B} + Q_{s,ve_B}$$

Si, el intervalo de tiempo de funcionamiento del Laboratorio de Control y Automatización ( $\Delta t$ ); desde las 7:30 hasta las 16:30 horas, es de 9 horas. Entonces:

$$\Delta t = 9h = 32400s.$$

Y, si las diferencias de temperatura ( $\Delta T$ ), son las diferencias entre la temperatura interior ( $T_{int}$ ); y las temperaturas exteriores ( $T_{ext}$ ) al ambiente B, según la posición del cerramiento constructivo. Entonces:

**Tabla 16.**

*Diferencias de temperatura de los cerramientos del Ambiente B*

Cerramiento	$T_{int}$ (°C)	$T_{ext}$ (°C)	$\Delta T$ (°C $\equiv$ K)
Muro norte	16.00	14.00	2.00
Muro este	16.00	13.32	2.68
Muro sur	16.00	11.50	4.50
Muro oeste	16.00	14.00	2.00
Piso	16.00	11.50	4.50
Techo	16.00	13.32	2.68

Nota: Se utilizan temperaturas corregidas de acuerdo a las mediciones realizadas en los ambientes.

Empleando la Ecuación 10 para el cálculo de la transmisión de calor a través de los elementos constructivos, se calcula la cantidad de energía térmica perdida por los cerramientos del ambiente B en el intervalo de tiempo de funcionamiento del Laboratorio de Control y Automatización. Esto se resume en la Tabla 17.

**Tabla 17.**

*Energía térmica perdida por los cerramientos del ambiente B*

Elemento	Transmitancia térmica $U$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	Superficie $A$ (m <sup>2</sup> )	Diferencia de temperatura $\Delta T$ (K)	Transmisión de calor $\dot{Q}$ (W)	Intervalo de tiempo $\Delta t$ (s)	Energía térmica $Q$ (kJ)
Muro norte	5.7	10.930	2.00	124.602	32400	4037.105
Muro este	1.9	15.835	2.68	80.632	32400	2612.471
Muro sur	1.9	3.749	4.50	32.054	32400	1038.548
Ventana sur	5.6	7.181	4.50	180.961	32400	5863.143
Muro oeste	5.7	13.879	2.00	158.221	32400	5126.347
Puerta oeste	5.7	1.956	2.00	22.298	32400	722.468
Piso	1.2	14.284	4.50	77.134	32400	2499.129
Techo	0.615	14.755	2.68	24.319	32400	787.942
<b>Total</b>				<b>700.221</b>	<b>-</b>	<b>22687.153</b>

Por tanto, la energía térmica del ambiente B se pierde a una razón de transferencia de calor de:

$$\dot{Q}_{s, cerramientos_B} = 700.221 \text{ W}$$

Y, las pérdidas de energía térmica producidas por los cerramientos del ambiente B, en el intervalo de tiempo de 9h son:

$$Q_{s, cerramientos_B} = 22687.153 \text{ kJ}$$

- **Cálculo de las pérdidas de energía térmica por renovación de aire en el ambiente**

**B ( $Q_{s,ren\_B}$ ):**

En el ambiente B no hay un dispositivo electromecánico que propicie la renovación de aire forzada; por lo tanto, se consideran nulas a las pérdidas de energía térmica por la renovación de aire en el ambiente.

$$Q_{s,ren\_B} \approx 0$$

- **Cálculo de las pérdidas de energía térmica por infiltración de aire en el ambiente**

**B ( $Q_{s,inf\_B}$ ):**

Debido a que, si se incrementa la temperatura en el ambiente el aire tiende a expandirse a presión constante, ocasionando un pequeño intercambio de masas de aire (entre el interior y exterior del ambiente B, a través de los espacios en la puerta y ventana), con una velocidad de transferencia de masa constante.

Por tanto, la razón de transferencia de calor hacia el exterior del ambiente B por la infiltración del aire ( $\dot{Q}_{s,inf\_B}$ ), será:

$$\dot{Q}_{s,inf\_B} = \dot{m}_{aire\_B} * C_{p_{aire}} * \Delta T$$

De donde, el gasto de masa de aire que sale al exterior del ambiente ( $\dot{m}_{aire\_B}$ ), es el producto de la densidad del aire ( $\rho_{aire}$ ), la velocidad del aire ( $\mathcal{V}_{aire\_B}$ ), y el área de la sección transversal por donde fluye el aire ( $A_c$ ).

$$\dot{m}_{aire\_B} = \rho_{aire} * \mathcal{V}_{aire\_B} * A_c$$

Entonces, aplicando la Ecuación 1 o ecuación de estado de los gases ideales se determina la densidad del aire:

$$\rho_{aire} = \frac{P_{atm}}{R_{aire} * T}$$

Si, la presión del aire en el ambiente es la presión atmosférica  $P_{atm} = 63.01$  kPa (ver Anexo 4. Propiedades de la atmósfera a gran altitud), la constante R del aire es  $0.2870$  kPa·m<sup>3</sup>/kg·K (ver Anexo 6. Propiedades del punto crítico del aire); y la temperatura T de acuerdo a la Tabla 16, tiene un valor promedio entre la temperatura interna y externas al ambiente B de  $(16+14+11.5)/3 = 13.83$  °C, en una escala de temperatura absoluta es  $286.98$  K. Entonces:

$$\rho_{aire} = \frac{63.01 \text{ kPa}}{0.2870 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}} * 286.98 \text{ K}} = 0.765 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

También, si aproximadamente la velocidad pasiva del aire es de 0.015 m/s, y el área de la sección transversal por las rendijas en la puerta y ventana es de 0.0115 m<sup>2</sup>, como se muestra en la Tabla 18.

**Tabla 18.**

*Aproximación del área de la sección transversal de las rendijas en el ambiente B*

Elemento	Ancho (m)	Alto (m)	Área $S_c$ (m <sup>2</sup> )
Puerta muro oeste	1.000	0.010	0.010
Ventana sur	0.500	0.003	0.00135
<b>Total</b>	-	-	<b>0.0115</b>

Entonces, el gasto de masa de aire ( $\dot{m}_{aire\_B}$ ), será:

$$\dot{m}_{aire\_B} = 0.765 \frac{kg}{m^3} * 0.015 \frac{m}{s} * 0.0115 m^2 = 0.0001319625 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{aire\_B} \approx 0.000132 \frac{kg}{s}$$

Así mismo, si el valor del calor específico a presión constante del aire ( $C_{p_{aire}}$ ) a la temperatura promedio de  $(16+14+11.5)/3 = 13.83$  °C aproximadamente es de 1007 J/kg·°C (ver Anexo 7. Propiedades del aire); y la caída de temperatura ( $\Delta T$ ), se calcula con una temperatura externa promedio de  $(14+11.5)/2 = 12.75$  °C.

Finalmente, la razón de pérdida de calor por la infiltración del aire en el ambiente B ( $\dot{Q}_{s,inf\_B}$ ), es:

$$\dot{Q}_{s,inf\_B} = 0.000132 \frac{kg}{s} * 1007 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} * (16 - 12.75)^\circ C$$

$$\dot{Q}_{s,inf\_B} = 0.432 W$$

Considerando el intervalo de tiempo de funcionamiento del Laboratorio de Control y Automatización ( $\Delta t$ ); desde las 7:30 hasta las 16:30 horas, de 9 horas. Entonces:

$$\Delta t = 9h = 32400s.$$

Se determinan las pérdidas de energía térmica por las infiltraciones de aire en el ambiente B ( $Q_{s,inf\_B}$ ):

$$Q_{s,inf\_B} = \dot{Q}_{s,inf\_B} * \Delta t$$

$$Q_{s,inf\_B} = 0.432 W * 32400 s$$

$$Q_{s,inf\_B} = 13.997 kJ$$

#### A1.1.4 Cálculo del cambio en la entalpía del ambiente B

De acuerdo a la Ecuación 9, el cambio en la entalpía del ambiente B ( $\Delta H_{ambiente\_B}$ ) se determina mediante el producto de la masa de aire en el ambiente B ( $m_{aire\_B}$ ), el calor específico a presión constante del aire a temperatura promedio ( $C_{p,prom\_aire}$ ), y el cambio en la temperatura en el ambiente B ( $\Delta T$ ).

$$\Delta H_{ambiente\_B} = m_{aire\_B} * C_{p,prom\_aire} * \Delta T \quad [J]$$

De donde, el cambio en la temperatura en el ambiente ( $\Delta T$ ), es la diferencia entre la temperatura de diseño ( $T_{dis}$ ), y la temperatura inicial del ambiente B ( $T_{ini\_B}$ ).

$$\Delta T = T_{dis} - T_{ini\_B}$$

Si, la temperatura  $T_{ini\_B}$ , corresponde a la temperatura promedio (sin sistema de calefacción); registrada en el ambiente interior en los meses de agosto y setiembre del 2023, con un valor de 13.32 °C expresada en una escala de temperatura absoluta es de 286.47 K.

Entonces, la masa de aire del ambiente B ( $m_{aire\_B}$ ), se calcula aplicando la Ecuación 1, o ecuación de estado de los gases ideales; debido a que el aire se comporta como un gas ideal cuando es sometido a presiones bajas (menores a 3.77 MPa), y temperaturas elevadas (mayores a 132.5 K) (Cengel y Boles, 2014, p.138). Teniendo en cuenta que la presión en el ambiente B es la presión atmosférica ( $P_{atm}$ ), y la densidad del aire en el ambiente B es la relación de la masa ( $m_{aire\_B}$ ), dividida por su volumen ( $V_{aire\_B}$ ). Entonces:

$$P_{atm} = \frac{m_{aire\_B}}{V_{aire\_B}} * R_{aire} * T_{ini\_B}$$

Si:

- La presión atmosférica de acuerdo a la elevación de la zona de ubicación del laboratorio (a 3833 m.s.n.m.), es 63.01 kPa (Ver Anexo 4. Propiedades de la atmósfera a gran altitud).
- De acuerdo a las propiedades del punto crítico para el aire sometido a presiones menores a 3.77 MPa, y temperaturas mayores a 132.5 K (ver Anexo 6. Propiedades del punto crítico del aire), la constante  $R$  para el aire es 0.2870 kPa·m<sup>3</sup>/kg·K.
- El volumen  $V_{aire\_B}$ , está definido por el volumen ocupado por los cerramientos constructivos del ambiente B (sin considerar al volumen ocupado por los muebles), cuyo valor calculado es de 49.091 m<sup>3</sup>.

Despejando la masa de aire, y reemplazando se tiene que:

$$m_{aire\_B} = \frac{P_{atm} * V_{aire\_B}}{R_{aire} * T_{ini\_B}}$$

$$m_{aire\_B} = \frac{63.01 \text{ kPa} * 49.091 \text{ m}^3}{0.2870 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}} * 286.47 \text{ K}} = 37.623 \text{ kg}$$

Finalmente, si se proyecta un cambio en la entalpía del ambiente B con una temperatura de diseño ( $T_{diseño}$ ), de 20°C o en escala de temperatura absoluta de 293.15 K; asumiendo un valor del calor específico a presión constante del aire ( $C_{p,prom\_aire}$ ), a la temperatura promedio de  $(13.32+20)/2 = 16.66$  °C de 1007 J/kg·°C (ver Anexo 7. Propiedades del aire). Entonces:

$$\Delta H_{ambiente\_B} = m_{aire\_B} * C_{p,prom\_aire} * (T_{dis} - T_{ini\_B})$$

$$\Delta H_{ambiente\_B} = 37.623 \text{ kg} * 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} * (293.15 - 286.47) \text{ K}$$

$$\Delta H_{ambiente\_B} = 253080.892 \text{ J} = 253.080892 \text{ kJ}$$

$$\Delta H_{ambiente\_B} \approx 253.081 \text{ kJ}$$

### A1.1.5 Balance de calor del ambiente B

Considerando a los ingresos y pérdidas de energía térmica, así como al cambio en la entalpía proyectada para el ambiente B. Y de acuerdo a la ecuación del balance de calor definida para el ambiente, se tiene:

$$Q_{ent\_B} - Q_{sal\_B} = \Delta H_{ambiente\_B}$$

Donde los ingresos de energía térmica en el ambiente B ( $Q_{ent\_B}$ ), son:

$$Q_{ent\_B} = Q_{e,rad\_B} + Q_{e,per\_B} + Q_{e,lum\_B} + Q_{e,elec\_B}$$

$$Q_{ent\_B} = Q_{e,rad\_B} + 3435.264 \text{ kJ} + 0 + 2952 \text{ kJ}$$

$$Q_{ent\_B} = Q_{e,rad\_B} + 6387.264 \text{ kJ}$$

Las pérdidas de energía térmica en el ambiente B ( $Q_{sal\_B}$ ), son:

$$Q_{sal\_B} = Q_{s,cerramientos\_B} + Q_{s,ren\_B} + Q_{s,inf\_B}$$

$$Q_{sal\_B} = 22687.153 \text{ kJ} + 0 + 13.997 \text{ kJ}$$

$$Q_{sal\_B} = 22701.15 \text{ kJ}$$

Y, el cambio proyectado en la entalpía del ambiente B ( $\Delta H_{ambiente\_B}$ ), es:

$$\Delta H_{ambiente\_B} = 253.081 \text{ kJ}$$

Reemplazando en la ecuación del balance de calor para el ambiente B, se tiene:

$$(Q_{e,rad\_B} + 6387.264 \text{ kJ}) - (22701.15 \text{ kJ}) = 253.081 \text{ kJ}$$

$$Q_{e,rad\_B} = 16566.967 \text{ kJ}$$

Entonces, para que exista un equilibrio entre los ingresos y pérdidas de energía térmica, con el cambio en la entalpía en el ambiente B. Es necesario que la energía térmica entregada por el radiador al ambiente sea de 16566.967 kJ.

$$\therefore Q_{demanda\_B} = 16566.967 \text{ kJ}$$

#### **A1.1.6 Determinación de los radiadores para el ambiente B**

Tomando en cuenta que la cantidad de energía térmica que se necesita añadir al ambiente B ( $Q_{demanda\_B}$ ), es de 16566.967 kJ para alcanzar a la temperatura de diseño de 20°C. Y, la disponibilidad del espacio en el ambiente B, para la instalación de los radiadores; de donde el lugar más favorable para la instalación de radiadores es el muro sur, que consta de un espacio disponible menor a 1.5 metros.

Considerando a los radiadores de la marca Unbeatable con los modelos de elementos de la serie UR1001, de acuerdo a las especificaciones técnicas del fabricante, se tiene:

**Tabla 19.**

*Especificaciones técnicas de los modelos de elementos de radiador UR1001 de la marca Unbeatable*

<b>Modelo</b>	<b>Dimensiones</b> H*L*D (mm*mm*mm)	<b>Salida térmica</b> $\Delta T_1=50^\circ\text{C}$ (W)	<b>Salida térmica</b> $\Delta T_2=64.5^\circ\text{C}$ (W)
UR1001-350	432*80*85	90	158
UR1001-500	582*80*85	128	196
UR1001-600	685*80*90	138	216

Nota: Extraído de la ficha de especificaciones técnicas del fabricante (ver Anexo 8).

Así mismo, considerando el número máximo de elementos por unidad de radiador disponible según el modelo, y sus dimensiones.

**Tabla 20.**

*Disponibilidad de elementos de radiador de la serie UR1001 y dimensiones máximas*

Modelo	Máximo de elementos (unidad)	Dimensiones máximas H*L*D (mm*mm*mm)	Capacidad de retención de agua (L)
UR1001-350	06	432*480*85	06*0.31 = 1.86
UR1001-500	06	582*480*85	06*0.36 = 2.16
UR1001-600	10	685*800*90	10*0.39 = 3.90

Nota: Valores de acuerdo a la disponibilidad del proveedor.

Aplicando la Ecuación 4 de forma generalizada, para razones de transferencia de calor constantes; se realiza la relación donde  $Q_{demanda}$  es la demanda de energía térmica,  $\dot{Q}_{elem}$  es la razón de transferencia de calor de un elemento, y  $N_{elem}$  es el número de elementos que conforman un radiador. Y de las Tablas 19 y 20, considerando los valores de las transferencias de calor con el salto térmico ideal inferior ( $\Delta T$ ), de 50°C. Se determina el intervalo de tiempo ( $\Delta t$ ) en horas, que tardará el modelo de radiador en entrar en régimen.

$$\Delta t = \frac{Q_{demanda}}{\dot{Q}_{elem} * N_{elem} * 3600} \quad [h]$$

**Tabla 21.**

*Determinación del tiempo de entrada en régimen de los radiadores de la serie UR1001 en el ambiente B*

Modelo	Demanda de energía térmica $Q$ (kJ)	Transferencia de calor por elemento $\dot{Q}_{elem}$ (W)	Número de elementos $N_{elem}$ (unid.)	Intervalo de tiempo $\Delta t$ (h)
UR1001-350	16566.967	90	06	8.52
UR1001-500	16566.967	128	06	5.99
UR1001-600	16566.967	138	10	3.34

Nota: Extraído de la ficha de especificaciones técnicas del fabricante (ver Anexo 8).

Entonces, tomando en cuenta a los radiadores compuestos por elementos modelo UR1001-600, por presentar el menor intervalo de tiempo de entrada en régimen de funcionamiento. El número de radiadores para satisfacer la demanda energética del ambiente B, estará dado por:

$$N_{rad} = \frac{Q_{demanda}}{\dot{Q}_{rad} * \Delta t}$$

Donde, la transferencia de calor de un radiador ( $\dot{Q}_{rad}$ ), es igual a la transferencia de calor de un elemento ( $\dot{Q}_{elem}$ ), multiplicado por el número de elementos ( $N_{elem}$ ). Entonces:

$$\mathcal{N}_{rad} = \frac{16566.967 * 10^3}{(138 * 10) * (3.34 * 3600)} = 0.998$$

$$\mathcal{N}_{rad} \approx 1$$

Por lo tanto, tomando en cuenta el menor intervalo de tiempo, se tiene que 01 radiador conformado por 10 elementos del modelo UR1001-600 será capaz de satisfacer la demanda de energía térmica del ambiente B, en un tiempo de 3.34 horas.

## **A1.2 Dimensionamiento del sistema de calefacción para el área de laboratorio o ambiente A**

Considerando todas las energías que interactúan en el ambiente A se realiza el cálculo del sistema de calefacción para el ambiente A o área de experimentación de laboratorio.

### **A1.2.1 Definición de la ecuación de balance de calor para el ambiente A**

De acuerdo a la Ecuación 8, de forma general considerando toda interacción de energía térmica en el ambiente A, el balance de calor está expresado por:

$$Q_{ent\_A} - Q_{sal\_A} + E_{gen\_A} = \Delta E_{térmica, ambiente\_A}$$

Donde, la generación de energía térmica ( $E_{gen\_A}$ ), es nula; debido a que no existen fuente de energías mecánica, química o nuclear en el ambiente A. Entonces:

$$E_{gen\_A} = 0$$

Si, el cambio en la energía térmica en el aire del ambiente A ( $\Delta E_{térmica, ambiente\_A}$ ), a presión constante (presión atmosférica), es el cambio en su entalpía ( $\Delta H_{ambiente\_A}$ ). Entonces, la ecuación del balance de calor para el ambiente A, será:

$$Q_{ent\_A} - Q_{sal\_A} = \Delta H_{ambiente\_A}$$

De donde,  $Q_{ent\_A}$  representa a los ingresos de energía térmica que se transfieren al aire del ambiente A,  $Q_{sal\_A}$  representa a las pérdidas de energía térmica producidas en el ambiente A, y  $\Delta H_{ambiente\_A}$  indica la cantidad de energía térmica necesaria para calentar el ambiente A.

### A1.2.2 Cálculo de los ingresos de energía térmica en el ambiente A

Las fuentes que entregan energía térmica al aire del ambiente A consideradas son, la energía entregada por los radiadores ( $Q_{e,rad\_A}$ ), por las personas ( $Q_{e,per\_A}$ ), por las luminarias ( $Q_{e,lum\_A}$ ), por los artefactos eléctricos ( $Q_{e,elec\_A}$ ), y por la transmisión de calor del Gabinete hacia el ambiente A, a través de las mamparas de vidrio ( $Q_{e,gabinete}$ ).

$$Q_{ent\_A} = Q_{e,gabinete} + Q_{e,rad\_A} + Q_{e,per\_A} + Q_{e,lum\_A} + Q_{e,elec\_A}$$

De donde, para los fines del dimensionamiento no se considerará a la energía térmica transmitida por el Gabinete hacia el ambiente A; debido que se considerará a esta fracción de los ingresos de energía térmica como un factor de seguridad de dimensionamiento. Por lo tanto:

$$Q_{e,gabinete} = 0$$

Entonces, los ingresos de energía térmica en el ambiente A, están dados por:

$$Q_{ent\_A} = Q_{e,rad\_A} + Q_{e,per\_A} + Q_{e,lum\_A} + Q_{e,elec\_A}$$

- **Cálculo de la energía térmica entregada por las personas al ambiente A ( $Q_{e,per\_A}$ ):**

La energía térmica que entregan la personas al ambiente A se determina mediante el producto de la razón de transferencia de calor que en promedio emite una persona en el ambiente ( $\dot{Q}_{e,per\_A}$ ), el número de personas que ocupan el ambiente A ( $N_{pers\_A}$ ), y el intervalo de tiempo promedio que utilizan el ambiente ( $\Delta t$ ).

$$Q_{e,per\_A} = N_{pers\_A} * \dot{Q}_{e,per\_A} * \Delta t \quad [J]$$

*Determinación de la razón de transferencia de calor que emite una persona al ambiente A.*

Si, la razón de transferencia de calor que emite una persona al ambiente A ( $\dot{Q}_{e,per\_A}$ ), es la misma razón de transferencia de calor que emite una persona al ambiente B (ver Cálculo de la Energía Térmica Entregada por las Personas al Ambiente B, en el subtítulo A1.1.2), entonces:

$$\dot{Q}_{e,per\_A} = \dot{Q}_{e,per\_B} = 136.32 \text{ W}$$

*Cálculo de la energía térmica entregada por las personas al ambiente A.*

Si, se considera que el ambiente A en promedio se encuentra ocupado por un total de 10 personas; en un intervalo de tiempo de aproximadamente 90 minutos diarios por semana (sin contar sábados y domingos).

Entonces:

$$\mathcal{N}_{pers\_A} = 10, \quad \Delta t = 90 \text{ min} = 5400s$$

Finalmente, la energía térmica entregada por las personas al ambiente A, será:

$$Q_{e,per\_A} = \mathcal{N}_{pers\_A} * \dot{Q}_{e,per\_A} * \Delta t$$
$$Q_{e,per\_A} = (10) * (136.32 \text{ W}) * (5400s)$$
$$Q_{e,per\_A} = 7361.28 \text{ kJ}$$

- **Cálculo de la energía térmica entregada por las luminarias al ambiente A ( $Q_{e,lum\_A}$ ):**

Se considera ínfima a la cantidad de energía térmica que entregan las luminarias al ambiente A, dado que la tecnología de las luminarias es LED (de bajas emisiones de calor), y el tiempo de uso de las luminarias es mínimo; por lo tanto, para los fines del dimensionamiento este valor se considerará como cero.

$$Q_{e,lum\_A} \approx 0$$

- **Cálculo de la energía térmica entregada por los artefactos eléctricos al ambiente A ( $Q_{e,elec\_A}$ ):**

Los artefactos eléctricos que se utilizan en el ambiente A, son dos computadoras de escritorio, y los equipos de laboratorio de uso académico. De los cuales, los artefactos eléctricos cuyo uso es más significativo, son las computadoras de escritorio; pues en su mayoría los equipos de laboratorio son de bajo consumo energético.

Entonces, se tiene que:

$$Q_{e,elec\_A} = Q_{e,comp\_A}$$

Si, de acuerdo a Czajkowski (2016) el valor de la transferencia de calor total de una computadora de escritorio se encuentra en un rango de 210W a 300W (valor mostrado en la Tabla 11), de acuerdo al tipo de computadora instalada en el ambiente A se considera un valor de 210W. Entonces, la razón de transferencia de calor de las dos computadoras en el ambiente A, será:

$$\dot{Q}_{e,comp\_A} = 2 * 210 \text{ W} = 420 \text{ W}$$

Y, teniendo en cuenta que las computadoras se encuentran en funcionamiento en promedio unas 2 horas diarias por semana. Entonces:

$$\Delta t = 2h = 7200s$$

Finalmente, la energía térmica que entregan las computadoras al ambiente A, será:

$$Q_{e,comp\_A} = \dot{Q}_{e,comp\_A} * \Delta t$$

$$Q_{e,comp\_A} = (420 W) * (7200 s) = 3024 kJ$$

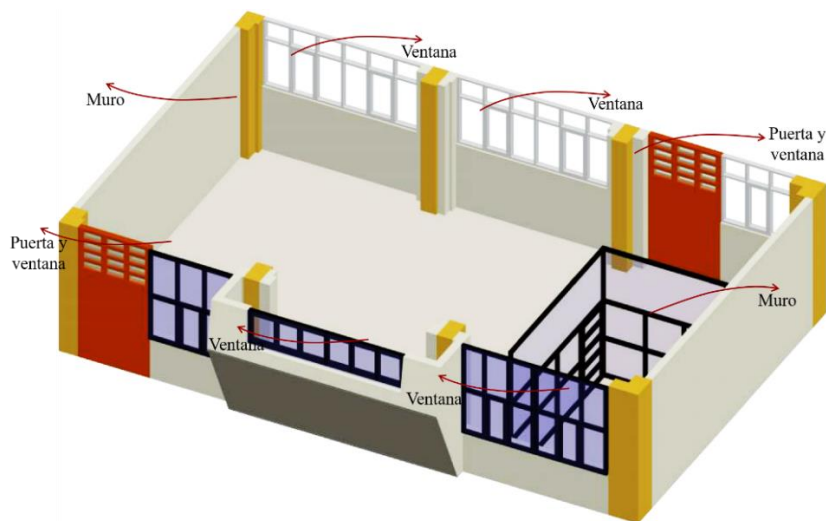
Entonces:

$$Q_{e,elec\_A} = Q_{e,comp\_A} = 3024 kJ$$

### A1.2.3 Cálculo de las pérdidas de energía térmica en el ambiente A

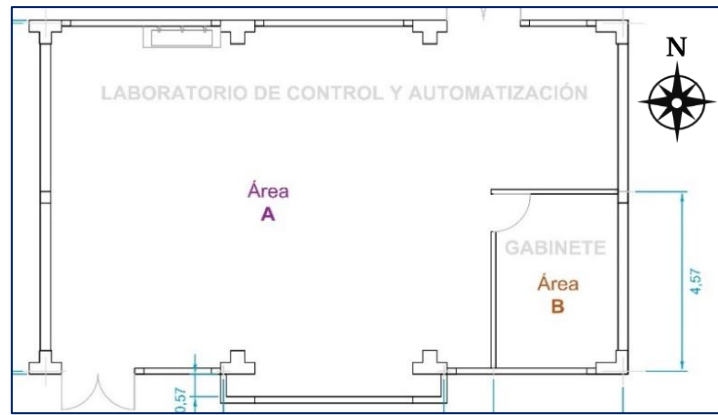
Entre las pérdidas de energía térmica que se producen en el ambiente A ( $Q_{sal\_A}$ ), se consideran a las pérdidas por los cerramientos constructivos ( $Q_{s,ceramientos\_A}$ ), las pérdidas por la renovación de aire ( $Q_{s,ren\_A}$ ), y las pérdidas por la infiltración de aire ( $Q_{s,inf\_A}$ ).

$$Q_{sal\_A} = Q_{s,ceramientos\_A} + Q_{s,ren\_A} + Q_{s,inf\_A}$$



**Figura 59.** Pérdidas de energía térmica en el ambiente A.

De donde las pérdidas de energía térmica producidas por los cerramientos constructivos del ambiente A ( $Q_{s,ceramientos\_A}$ ), dependen de la propiedad de transmitancia térmica (U) que posean sus elementos constructivos.



**Figura 60.** Representación en vista de planta del ambiente A.

De acuerdo a la representación mostrada en la Figura 59, los elementos constructivos del ambiente A, organizados de acuerdo a su posición se muestran en la Tabla 22.

**Tabla 22.**

*Elementos constructivos del ambiente A*

Elemento	Material
Muro norte	Enlucido interno, bloques asentados con mortero con vanos para una puerta y ventanas, y enlucido externo.
Puerta norte	Madera maciza de dos hojas, con marco de madera.
Ventanas norte	Vidrio monolítico de 6mm.
Muro este	Enlucido interno, bloques asentados con mortero, y enlucido externo.
Muro sur	Enlucido interno, bloques asentados con mortero con vanos para una puerta y ventanas, y enlucido externo.
Ventanas sur	Vidrio templado gris de 8mm.
Puerta sur	Madera maciza de dos hojas, con marco de madera.
Muro oeste	Enlucido interno, bloques asentados con mortero, y enlucido externo.
Columnas	Concreto armado, y enlucido interno.
Piso	Porcelanato, contrapiso de concreto, falso piso, etc.
Techo	Baldosa de fibra mineral (cielo raso), cámara de aire, losa aligerada, contra piso, y porcelanato.

Entonces, para calcular las pérdidas de energía térmica producidas por los cerramientos constructivos del ambiente A, se determinan las transmitancias térmicas de según el tipo de material.

- **Determinación de las transmitancias térmicas de los elementos constructivos opacos del ambiente A:**

Debido a que el ambiente A y el ambiente B comparten los mismos elementos constructivos opacos, los valores de sus transmitancias térmicas serán los mismos. Entonces, de acuerdo a la *Norma Técnica EM. 110, Envoltente Térmica*, para la zona bioclimática Continental Muy Frío, y a los cálculos realizados en el apartado

“Determinación de las Transmitancias Térmicas de los Elementos Constructivos Opacos del Ambiente B” (ver subtítulo A1.1.3), se tiene:

**Tabla 23.**

*Transmitancias térmicas de elementos constructivos opacos del ambiente A*

Elemento	Transmitancia térmica U (W/m <sup>2</sup> ·K)
Muro	1.9
Piso	1.2
Techo	0.615

Donde, para los fines del cálculo se considera a las columnas como parte del cerramiento muro, conservando su misma propiedad de transmitancia térmica.

Y, con respecto a las transmitancias térmicas para las puertas norte y sur de madera del ambiente A, se tiene que:

**Tabla 24.**

*Transmitancia térmica de puerta de madera*

Tipo de puerta	Transmitancia térmica U (W/m <sup>2</sup> ·K)
Con marco de madera y: Hoja de vidrio simple entre 30% a 60% de la superficie de la hoja de madera maciza (cualquier espesor)	4.5

Nota: Extraído de la tabla N°08 de la Norma EM. 110.2016.

- **Determinación de las transmitancias térmicas de los elementos constructivos translúcidos del ambiente A:**

En la Tabla 25, se muestran los valores de las transmitancias térmicas de los elementos constructivos translúcidos o transparentes que conforman las ventanas norte y sur del ambiente A, de acuerdo a la *Norma Técnica EM. 110, Envolverte Térmica*.

**Tabla 25.**

*Transmitancias térmicas de elementos constructivos translúcidos*

Elemento	Transmitancia térmica U (W/m <sup>2</sup> ·K)
Vidrio monolítico 6mm.	5.7
Vidrio monolítico 8mm.	5.6

Nota: Extraído del anexo N°03 de la Norma EM. 110.2016.

- **Cálculo de las pérdidas de energía térmica por los cerramientos constructivos del ambiente A ( $Q_{s,cerramientos\_A}$ ):**

Si, las pérdidas de energía térmica producidas por los cerramientos del ambiente A ( $Q_{s,cerramientos\_A}$ ), están comprendidas por las pérdidas en el piso ( $Q_{s,pi\_A}$ ), las pérdidas en los muros ( $Q_{s,mu\_A}$ ), las pérdidas en el techo ( $Q_{s,te\_A}$ ), las pérdidas en las puertas ( $Q_{s,pu\_A}$ ), y las pérdidas en las ventanas ( $Q_{s,ve\_A}$ ).

$$Q_{s,cerramientos\_A} = Q_{s,pi\_A} + Q_{s,mu\_A} + Q_{s,te\_A} + Q_{s,pu\_A} + Q_{s,ve\_A}$$

Considerando un intervalo de tiempo de funcionamiento del Laboratorio de Control y Automatización ( $\Delta t$ ); desde las 7:30 hasta las 16:30 horas, de 9 horas.

$$\Delta t = 9h = 32400s.$$

Y, si las diferencias de temperatura ( $\Delta T$ ), son las diferencias entre la temperatura interior ( $T_{int}$ ); y las temperaturas exteriores ( $T_{ext}$ ) al ambiente A, según la posición del cerramiento constructivo, son:

**Tabla 26.**

*Diferencias de temperatura de los cerramientos del ambiente A*

<b>Cerramiento</b>	<b><math>T_{int}</math> (°C)</b>	<b><math>T_{ext}</math> (°C)</b>	<b><math>\Delta T</math> (°C <math>\equiv</math> K)</b>
Muro norte	14.00	13.32	0.68
Muro este	14.00	13.32	0.68
Muro sur	14.00	11.50	2.50
Muro oeste	14.00	13.32	0.68
Piso	14.00	11.50	2.50
Techo	14.00	13.32	0.68

Nota: Se utilizan temperaturas corregidas de acuerdo a las mediciones realizadas en los ambientes.

De donde:

- Las pérdidas de energía térmica a través de los elementos constructivos de la posición norte ocurren en un intervalo de tiempo promedio de 2.5 horas o 9000 segundos diarios (desde las 7:30 horas hasta las 10:00 horas), debido a que el ambiente externo norte tiende a calentarse por la transmisión de radiación solar a través del techo de policarbonato de la edificación del Instituto de Energías Renovables y Eficiencia Energética aproximadamente a partir de las 10:00 horas.
- No se consideran a los muros compartidos con el ambiente B como fuentes de pérdida de calor; porque no hay pérdidas de energía térmica a través de estos muros, debido a que el ambiente B tiende a perder energía térmica hacia el ambiente A.

Entonces, empleando la Ecuación 10 para el cálculo de la transmisión de calor a través de los elementos constructivos, se calcula la cantidad de energía térmica perdida por los cerramientos del ambiente A en el intervalo de tiempo de funcionamiento del Laboratorio de Control y Automatización.

**Tabla 27.**

*Energía térmica perdida por los cerramientos del ambiente A*

Elemento	Transmitancia térmica U (W/m <sup>2</sup> ·K)	Superficie A (m <sup>2</sup> )	Diferencia de temperatura $\Delta T$ (K)	Transmisión de calor $\dot{Q}$ (W)	Intervalo de tiempo $\Delta t$ (s)	Energía térmica Q (kJ)
Muro norte	1.9	25.501	0.68	32.947	9000	296.526
Puerta norte	4.5	6.266	0.68	19.174	9000	172.566
Ventanas norte	5.7	17.089	0.68	66.237	9000	596.133
Muro este	1.9	14.599	0.68	18.862	32400	611.126
Muro sur	1.9	25.248	2.50	119.928	32400	3885.667
Ventanas sur	5.6	10.310	2.50	144.340	32400	4676.616
Puerta sur	4.5	6.266	2.50	70.493	32400	2283.957
Muro oeste	1.9	30.288	0.68	39.132	32400	1267.880
Piso	1.2	101.288	2.50	303.864	32400	9845.194
Techo	0.615	105.895	0.68	44.285	32400	1434.843
<b>Total</b>				<b>859.262</b>	<b>-</b>	<b>25070.507</b>

Por tanto, la energía térmica del ambiente A se pierde a una razón de transferencia de calor de:

$$\dot{Q}_{s,cerramientos\_A} = 859.262 \text{ W}$$

Y, las pérdidas de energía térmica producidas por los cerramientos del ambiente A, son:

$$Q_{s,cerramientos\_A} = 25070.507 \text{ kJ}$$

- **Cálculo de las pérdidas de energía térmica por renovación de aire en el ambiente A ( $Q_{s,ren\_A}$ ):**

Al igual que en el Gabinete, en el ambiente A no hay un dispositivo electromecánico que propicie la renovación de aire forzada; por lo tanto, se consideran nulas a las pérdidas de energía térmica por la renovación de aire.

$$Q_{s,ren\_A} \approx 0$$

- **Cálculo de las pérdidas de energía térmica por infiltración de aire en el ambiente**

**A ( $Q_{s,inf\_A}$ ):**

Debido a que, si se incrementa la temperatura en el ambiente el aire tiende a expandirse a presión constante, ocasionando un pequeño intercambio de masas de aire (entre el interior y exterior del ambiente A, a través de los espacios en las puertas y ventanas), con una velocidad de transferencia de masa constante.

Se tiene que, la razón de transferencia de calor hacia el exterior del ambiente A por la infiltración del aire ( $\dot{Q}_{s,inf\_A}$ ), será:

$$\dot{Q}_{s,inf\_A} = \dot{m}_{aire\_A} * C_{p_{aire}} * \Delta T$$

De donde, el gasto de masa de aire que sale al exterior del ambiente A ( $\dot{m}_{aire\_A}$ ), es el producto de la densidad del aire ( $\rho_{aire}$ ), la velocidad del aire ( $\mathcal{V}_{aire\_A}$ ), y el área de la sección transversal por donde fluye el aire ( $A_c$ ).

$$\dot{m}_{aire\_A} = \rho_{aire} * \mathcal{V}_{aire\_A} * A_c$$

Entonces, aplicando la Ecuación 1 o ecuación de estado de los gases ideales se determina la densidad del aire:

$$\rho_{aire} = \frac{P_{atm}}{R_{aire} * T}$$

Si, la presión del aire en el ambiente es la presión atmosférica  $P_{atm} = 63.01$  kPa (ver Anexo 4. Propiedades de la atmosfera a gran altitud), la constante R del aire es  $0.2870$  kPa·m<sup>3</sup>/kg·K (ver Anexo 6. Propiedades del punto crítico del aire); y la temperatura  $T$  de acuerdo a la Tabla 26, tiene un valor promedio entre la temperatura interna y temperaturas externas al ambiente A de  $(14+13.32+11.5)/3 = 12.94$  °C, en una escala de temperatura absoluta es  $286.09$  K. Entonces:

$$\rho_{aire} = \frac{63.01 \text{ kPa}}{0.2870 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}} * 286.09 \text{ K}} = 0.767 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

También, si aproximadamente la velocidad pasiva del aire de infiltración ( $\mathcal{V}_{aire\_A}$ ) es de  $0.015$  m/s, y el área de la sección transversal ( $A_c$ ) por las rendijas en las puertas y ventanas es de  $0.067$  m<sup>2</sup>, como se muestra en la Tabla 28.

**Tabla 28.**

*Aproximación del área de la sección transversal de las rendijas en el ambiente A*

Elemento	Cantidad	Ancho (m)	Alto (m)	Área $S_c$ (m <sup>2</sup> )
Puerta norte	01	1.800	0.015	0.027
Ventana norte	05	0.650	0.003	0.0098
Puerta sur	01	1.800	0.015	0.027
Ventana sur	02	0.500	0.003	0.003
<b>Total</b>		-	-	<b>0.067</b>

Entonces, el gasto de masa de aire ( $\dot{m}_{aire\_A}$ ), será:

$$\dot{m}_{aire\_A} = 0.767 \frac{kg}{m^3} * 0.015 \frac{m}{s} * 0.067 m^2 = 0.00077084 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{aire\_A} \approx 0.000771 \frac{kg}{s}$$

Así mismo, si el valor del calor específico a presión constante del aire ( $C_{p_{aire}}$ ) a la temperatura promedio de  $(14+13.32+11.5)/3 = 12.94$  °C aproximadamente es de 1007 J/kg·°C (ver Anexo 7. Propiedades del aire); y la caída de temperatura ( $\Delta T$ ), se calcula con una temperatura externa promedio de  $(13.32+11.5)/2 = 12.41$  °C.

Finalmente, la razón de pérdida de calor por la infiltración del aire en el ambiente A ( $\dot{Q}_{s,inf\_A}$ ), es:

$$\dot{Q}_{s,inf\_A} = 0.000771 \frac{kg}{s} * 1007 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} * (14 - 12.41)^\circ C$$

$$\dot{Q}_{s,inf\_A} = 1.234 W$$

Considerando el intervalo de tiempo de funcionamiento del Laboratorio de Control y Automatización ( $\Delta t$ ); desde las 7:30 hasta las 16:30 horas, de 9 horas. Entonces:

$$\Delta t = 9h = 32400s.$$

Se determinan las pérdidas de energía térmica por las infiltraciones de aire en el ambiente A ( $Q_{s,inf\_A}$ ):

$$Q_{s,inf\_A} = \dot{Q}_{s,inf\_A} * \Delta t$$

$$Q_{s,inf\_A} = 1.234 W * 32400 s$$

$$Q_{s,inf\_A} = 39.982 kJ$$

#### **A1.2.4 Cálculo del cambio en la entalpía del ambiente A**

De acuerdo a la Ecuación 9, el cambio en la entalpía del ambiente A ( $\Delta H_{ambiente\_A}$ ) se determina mediante el producto de la masa de aire en el ambiente A ( $m_{aire\_A}$ ), el calor

específico a presión constante del aire a temperatura promedio ( $C_{p,prom\_aire}$ ), y el cambio en la temperatura en el ambiente A ( $\Delta T$ ).

$$\Delta H_{ambiente\_A} = m_{aire\_A} * C_{p,prom\_aire} * \Delta T \quad [J]$$

De donde, el cambio en la temperatura en el ambiente ( $\Delta T$ ), es la diferencia entre la temperatura de diseño ( $T_{dis}$ ), y la temperatura inicial del ambiente A ( $T_{ini\_A}$ ).

$$\Delta T = T_{dis} - T_{ini\_A}$$

Si, la temperatura  $T_{ini\_A}$ , corresponde a la temperatura promedio (sin sistema de calefacción); registrada en el ambiente interior en los meses de agosto y setiembre del 2023, con un valor de 13.32 °C expresada en una escala de temperatura absoluta es de 286.47 K.

Entonces, la masa de aire del ambiente A ( $m_{aire\_A}$ ), se calcula aplicando la Ecuación 1 o ecuación de estado de los gases ideales; debido a que el aire se comporta como un gas ideal cuando es sometido a presiones bajas (menores a 3.77 MPa), y temperaturas elevadas (mayores a 132.5 K) (Cengel y Boles, 2014, p.138). Teniendo en cuenta que la presión en el ambiente A es la presión atmosférica ( $P_{atm}$ ), y la densidad del aire en el ambiente A es la relación de la masa ( $m_{aire\_A}$ ), dividida por su volumen ( $V_{aire\_A}$ ). Entonces:

$$P_{atm} = \frac{m_{aire\_A}}{V_{aire\_A}} * R_{aire} * T_{ini\_A}$$

Si:

- La presión atmosférica de acuerdo a la elevación de la zona de ubicación del laboratorio (a 3833 m.s.n.m.), es 63.01 kPa (ver Anexo 4. Propiedades de la atmósfera a gran altitud).
- De acuerdo a las propiedades del punto crítico para el aire sometido a presiones menores a 3.77 MPa, y temperaturas mayores a 132.5 K (ver Anexo 6. Propiedades del punto crítico del aire), la constante  $R$  para el aire es 0.2870 kPa·m<sup>3</sup>/kg·K.
- El volumen  $V_{aire\_A}$ , está definido por el volumen ocupado por los cerramientos constructivos del ambiente A (sin considerar al volumen ocupado por los muebles), cuyo valor calculado es de 362.431 m<sup>3</sup>.

Despejando la masa de aire, y reemplazando se tiene que:

$$m_{aire\_A} = \frac{P_{atm} * V_{aire\_A}}{R_{aire} * T_{ini\_A}}$$

$$m_{aire\_A} = \frac{63.01 \text{ kPa} * 362.431 \text{ m}^3}{0.2870 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}} * 286.47 \text{ K}} = 277.763 \text{ kg}$$

Finalmente, si se proyecta un cambio en la entalpía del ambiente A con una temperatura de diseño ( $T_{diseño}$ ), de 20°C o en escala de temperatura absoluta de 293.15 K; asumiendo un valor del calor específico a presión constante del aire ( $C_{p,prom\_aire}$ ), a la temperatura promedio de  $(13.32+20)/2 = 16.66$  °C de 1007 J/kg·°C (ver Anexo 7. Propiedades del aire). Entonces:

$$\Delta H_{ambiente\_A} = m_{aire\_A} * C_{p,prom\_aire} * (T_{dis} - T_{ini\_A})$$

$$\Delta H_{ambiente\_A} = 277.763 \text{ kg} * 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} * (293.15 - 286.47) \text{ K}$$

$$\Delta H_{ambiente\_A} = 1868445.038 \text{ J} = 1868.445038 \text{ kJ}$$

$$\Delta H_{ambiente\_A} \approx 1868.445 \text{ kJ}$$

### A1.2.5 Balance de calor del ambiente A

Considerando a los ingresos y pérdidas de energía térmica, así como al cambio en la entalpía proyectada para el ambiente A. Y de acuerdo a la ecuación del balance de calor definida para el ambiente, se tiene:

$$Q_{ent\_A} - Q_{sal\_A} = \Delta H_{ambiente\_A}$$

Donde los ingresos de energía térmica en el ambiente A ( $Q_{ent\_A}$ ), son:

$$Q_{ent\_A} = Q_{e,rad\_A} + Q_{e,per\_A} + Q_{e,lum\_A} + Q_{e,elec\_A}$$

$$Q_{ent\_A} = Q_{e,rad\_A} + 7361.28 \text{ kJ} + 0 + 3024 \text{ kJ}$$

$$Q_{ent\_A} = Q_{e,rad\_A} + 10385.28 \text{ kJ}$$

Las pérdidas de energía térmica en el ambiente A ( $Q_{sal\_A}$ ), son:

$$Q_{sal\_A} = Q_{s,cerramientos\_A} + Q_{s,ren\_A} + Q_{s,inf\_A}$$

$$Q_{sal\_A} = 25070.507 \text{ kJ} + 0 + 39.982 \text{ kJ}$$

$$Q_{sal\_A} = 25110.489 \text{ kJ}$$

Y, el cambio proyectado en la entalpía del ambiente A ( $\Delta H_{ambiente\_A}$ ), es:

$$\Delta H_{ambiente\_A} = 1868.445 \text{ kJ}$$

Reemplazando en la ecuación del balance de calor para el ambiente A, se tiene:

$$(Q_{e,rad\_A} + 10385.28 \text{ kJ}) - (25110.489 \text{ kJ}) = 1868.445 \text{ kJ}$$

$$Q_{e,rad\_A} = 16593.654 \text{ kJ}$$

Entonces, para que exista un equilibrio entre los ingresos y pérdidas de energía térmica, con el cambio en la entalpía en el ambiente A. Es necesario que la energía térmica entregada por el radiador al ambiente sea de 16593.654 kJ.

$$\therefore Q_{demanda\_A} = 16593.654 \text{ kJ}$$

#### **A1.2.6 Determinación de los radiadores para el ambiente A**

Tomando en cuenta que la cantidad de energía térmica que se necesita añadir al ambiente A ( $Q_{demanda\_A}$ ), es de 16593.654 kJ para alcanzar a la temperatura de diseño de 20°C.

Y, considerando que el sistema de circulación del fluido caloportador será el mismo para el ambiente A y para el ambiente B, entonces el intervalo de tiempo de entrada en régimen debe ser el mismo o menor.

Entonces:  $\Delta t \leq 3.34 \text{ h}$

Si, la demanda de transferencia de calor ( $\dot{Q}_{demanda}$ ), está dada por:

$$\dot{Q}_{demanda} = \frac{Q_{demanda}}{\Delta t} \quad [W]$$

Reemplazando valores, la demanda de transferencia de calor, será:

$$\dot{Q}_{demanda} = \frac{16593.654 * 10^3}{3.34 * 3600} = 1380.045 \text{ W}$$

Y, para los fines de la investigación, a diferencia del ambiente B; para el ambiente A se considera a los radiadores compuestos por los modelos de elementos UR1001-350 y UR1001-500, para analizar su comportamiento en el sistema de calefacción.

De las Tablas 19 y 20, considerando los valores de las transferencias de calor por modelo de elemento con el salto térmico ideal inferior ( $\Delta T$ ), de 50°C. Se calcula las razones de transferencia de calor de cada radiador según su modelo de elementos.

**Tabla 29.***Cálculo de la transferencia de calor por radiador según su modelo de elemento de la serie UR1001*

Modelo	Transf. de calor por elemento $\dot{Q}_{elem}$ (W)	Número de elementos $N_{elem}$ (unid.)	Transferencia de calor por radiador $\dot{Q}_{rad}$ (W)
UR1001-350	90	06	540
UR1001-500	128	06	768

Si, el número de radiadores ( $N_{rad}$ ) para satisfacer la demanda energética se obtiene al dividir a la transferencia de calor demandada ( $\dot{Q}_{demanda}$ ), con la transferencia de calor de cada radiador ( $\dot{Q}_{rad}$ ).

$$N_{rad} = \frac{\dot{Q}_{demanda}}{\dot{Q}_{rad}}$$

En la Tabla 30 se determina la cantidad de radiadores conformados por un solo modelo de elementos.

**Tabla 30.***Determinación de la cantidad de radiadores para el ambiente A*

Modelo	Transferencia de calor demandada $\dot{Q}_{demanda}$ (W)	Transferencia de calor por radiador $\dot{Q}_{rad}$ (W)	Número de radiadores $N_{rad}$ (unid.)
UR1001-350-6	1380.045	540	2.6
UR1001-500-6	1380.045	768	1.8

De donde, si se consideraría únicamente a radiadores compuestos por elementos UR1001-350, se necesitaría 3 radiadores; y si se consideraría a radiadores con modelos de elementos UR1001-500, se necesitaría a 2 radiadores.

Entonces, considerando a ambos modelos de radiadores en una distribución de 02 radiadores con modelos de elementos UR1001-350, y 01 radiador con modelo de elementos UR1001-500; el intervalo de tiempo de entrada en régimen de funcionamiento será:

$$\Delta t = \frac{Q_{demanda}}{\dot{Q}_{rad_{total}} * 3600} \quad [h]$$

Reemplazando:

$$\Delta t = \frac{16593.654 * 10^3 J}{[(2 * 540 W) + (1 * 768 W)] * 3600 \frac{s}{h}} = 2.50 h$$

Cumpléndose la condición  $2.50 h \leq 3.34 h$ .

Por lo tanto, se selecciona a 02 radiadores conformados por 06 elementos del modelo UR1001-350, y a 01 radiador conformado por 06 elementos del modelo UR1001-500; configuración que será capaz de satisfacer la demanda de energía térmica del ambiente A en un tiempo de entrada en régimen de 2.5 horas.

### A1.3 Dimensionamiento del sistema de calentamiento de agua

Considerando el valor de las demandas de energía térmica del ambiente A y B, así como las pérdidas de calor que se producen en la columna falsa, y las características de calentamiento solar del agua, se determina la cantidad de calentadores solares necesarios para cubrir la demanda de energía térmica del laboratorio de Control y Automatización.

#### A1.3.1 Calculo del gasto másico de agua necesario

El gasto másico de agua mínimo, necesario para cubrir la demanda de energía térmica de los ambientes del Laboratorio de Control y Automatización ( $\dot{m}_{agua}$ ), se obtiene de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{demanda_{A,B}} = \dot{m}_{agua} * C_{p_{agua}} * \Delta T$$

De donde,  $\dot{Q}_{demanda_{A,B}}$  es la demanda de transferencia de calor de los ambientes A y B,  $C_{p_{agua}}$  es el calor específico a presión constante del agua, y  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura en la entrada y salida del agua.

Si, de acuerdo a los cálculos realizados en los apartados A1.1.5 y A1.2.5, la demanda de energía térmica de los ambientes A y B ( $Q_{demanda_{A,B}}$ ), será:

$$Q_{demanda_{A,B}} = Q_{demanda_B} + Q_{demanda_A}$$

$$Q_{demanda_{A,B}} = 16566.967 \text{ kJ} + 16593.654 \text{ kJ} = 33160.621 \text{ kJ}$$

Considerando el intervalo de tiempo de funcionamiento del sistema de calefacción ( $\Delta t$ ), de 4.55 horas o 16380 segundos; se calcula la demanda de transferencia de calor ( $\dot{Q}_{demanda}$ ).

$$\dot{Q}_{demanda_{A,B}} = \frac{Q_{demanda_{A,B}}}{\Delta t}$$

$$\dot{Q}_{demanda_{A,B}} = \frac{33160.621 * 10^3 \text{ J}}{16380 \text{ s}} = 2024.458 \text{ W}$$

Si, se considera a la temperatura de ingreso ( $T_{in}$ ) como 60°C, y la temperatura de salida ( $T_{sal}$ ) como 50 °C; entonces el calor específico a presión constante del agua a la temperatura

promedio de  $(60+50)/2 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ , tiene un valor de  $4183 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$  (ver Anexo 9. Propiedades del agua saturada). Entonces, el gasto másico de agua mínimo será:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{Q}_{demanda_{A,B}}}{C_{p_{agua}} * \Delta T}$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{2024.458 \text{ W}}{4183 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot^\circ\text{C}} * (60 - 50)^\circ\text{C}} = 0.0484 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

### A1.3.2 Cálculo de las pérdidas de energía térmica en la columna falsa

La edificación cuenta con una conexión de dos tuberías hidráulicas para agua caliente desde la azotea en el tercer nivel, hasta el Laboratorio de Control y Automatización en el primer nivel; mediante una columna falsa construida con placas de yeso laminado.



**Figura 61.** Fotografía de la columna falsa.

Si, se considera que durante el trayecto de circulación del agua se producen pérdidas de energía térmica en la columna falsa, la cantidad de energía térmica que se pierde se determina aplicando el principio de conservación de la energía.

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal}$$

De donde, la transferencia de energía de entrada  $\dot{E}_{ent}$ , es la razón de transferencia de calor del agua con un gasto másico constante ( $\dot{Q}_{agua}$ ); y la transferencia de energía de salida  $\dot{E}_{sal}$ , representa a la razón de pérdidas de energía térmica en la falsa columna ( $\dot{Q}_{p\acute{e}r_{columna}}$ ).

Entonces:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{Q}_{p\acute{e}r_{columna}}$$
$$\dot{m}_{agua} * C_{p_{agua}} * (T_{ent} - T_{sal}) = \dot{Q}_{p\acute{e}r_{columna}}$$

Si:

- Se considera que el valor de la temperatura en la entrada (azotea), es de 74 °C; y la temperatura de salida de agua en el laboratorio (primer nivel), es de 60 °C.
- El valor del calor específico a presión constante del agua  $C_{p_{agua}}$  a la temperatura promedio de  $(74+60)/2 = 67$  °C, tiene un valor interpolado de 4188.2 J/kg·°C (ver Anexo 9. Propiedades del agua saturada).
- El valor del gasto de masa de agua ( $\dot{m}_{agua}$ ), es el valor calculado anteriormente de 0.0484 kg/s.

Las pérdidas de energía térmica en la falsa columna, serán:

$$\dot{Q}_{p\acute{e}r_{columna}} = 0.0484 \frac{kg}{s} * 4188.2 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} * (74 - 60)^\circ C$$
$$\dot{Q}_{p\acute{e}r_{columna}} = 2837.924 W$$

### A1.3.3 Cálculo de la demanda total de transferencia de calor

Conociendo el valor de la demanda de transferencia de calor del ambiente A y el ambiente B ( $\dot{Q}_{demanda_{A,B}}$ ), así como el valor de la razón de pérdidas de energía térmica por la falsa columna ( $\dot{Q}_{p\acute{e}r_{columna}}$ ); la demanda total de transferencia de calor para calefaccionar el Laboratorio de Control y Automatización ( $\dot{Q}_{demanda_{Total}}$ ), será:

$$\dot{Q}_{demanda_{Total}} = \dot{Q}_{demanda_{A,B}} + \dot{Q}_{p\acute{e}r_{columna}}$$
$$\dot{Q}_{demanda_{Total}} = 2024.458 W + 2837.924 W$$
$$\dot{Q}_{demanda_{Total}} = 4862.382 W$$

### A1.3.4 Cálculo de la razón de ganancia de calor de un calentador solar de tubos de vacío termosifónicos

Por motivos de disponibilidad, se consideró a calentadores solares con colectores de tubos de vacío termosifónicos o de baja presión, de 18 tubos de vacío (ver Anexo 10. Cálculos de caracterización de los calentadores solares seleccionados).



**Figura 62.** Calentador solar de 18 tubos de vacío termosifónicos seleccionado.

En este sentido, la razón de ganancia de calor de un calentador solar de 18 tubos de vacío ( $\dot{Q}_{Colector\_18tubos}$ ), se determina mediante el producto de la eficiencia de captación solar de un tubo de vacío ( $\eta_{tubo\_vacío}$ ), la Hora Solar Pico en Juliaca ( $HSP$ ), y el área total de captación solar ( $A_{captación}$ ); divididos por el intervalo de tiempo de captación solar ( $\Delta t$ ), en horas.

$$\dot{Q}_{Colector\_18tubos} = \frac{\eta_{tubo\_vacío} * HSP * A_{captación}}{\Delta t} \quad [kW]$$

De donde, el área total de captación solar ( $A_{captación}$ ), se calcula mediante el producto de la mitad de la longitud de arco interno de un tubo de vacío ( $L_{\alpha\_tubo\_vacío}$ ), la longitud interna útil de un tubo de vacío ( $L_{tubo\_vacío\_int}$ ), y el número total de tubos de vacío del colector ( $\mathcal{N}_{tubos\_vacío}$ ).

$$A_{captación} = L_{\alpha\_tubo\_vacío} * L_{tubo\_vacío\_int} * \mathcal{N}_{tubos\_vacío} \quad [m^2]$$

Si, la longitud interna útil de un tubo de vacío es de 1.65 m, su diámetro interno es de 0.047 m, y el número total de tubos de vacío en el colector de un calentador solar es de 18 (ver Anexo 10. Cálculos de caracterización de los calentadores solares seleccionados). El área total de captación, será:

$$A_{captación} = \left( \pi * \frac{0.047}{2} \right) * 1.65 * 18 = 2.19 \text{ m}^2$$

Así mismo, considerando que la eficiencia de captación solar de un tubo de vacío ( $\eta_{tubo\_vacío}$ ), en promedio para tubos de color lila y negro es de un 66% (Quispe, 2021); y la Hora Solar Pico en Juliaca ( $HSP$ ), tiene un valor de 6,632 kWh/m<sup>2</sup> (Aquino, 2018); con un intervalo de tiempo de captación solar ( $\Delta t$ ), de 4.45 horas al día.

Reemplazando, se tiene que:

$$\dot{Q}_{\text{Colector}_{18\text{tubos}}} = \frac{HSP * A_{\text{captación}}}{\Delta t}$$
$$\dot{Q}_{\text{Colector}_{18\text{tubos}}} = \frac{0.66 * 6.632 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2} * 2.19 \text{ m}^2}{4.45 \text{ h}}$$
$$\dot{Q}_{\text{Colector}_{18\text{tubos}}} = 2.1541 \text{ kW}$$

Por lo tanto, un colector solar de baja presión de 18 tubos de vacío termosifónicos tiene una razón de ganancia de energía térmica de 2.1541 kW.

#### A1.3.5 Cálculo de la cantidad de calentadores solares

Considerando el valor de la demanda total de transferencia de calor ( $\dot{Q}_{\text{demanda}_{\text{Total}}}$ ), de 4862.382 W; y razón de ganancia de calor por cada calentador solar de 18 tubos de vacío ( $\dot{Q}_{\text{Colector}_{18\text{tubos}}}$ ), con un valor de 2.1541 kW. Se determina el número de calentadores solares de 18 tubos de vacío que se necesita ( $\mathcal{N}_{\text{calentadores}_{\text{solares}}}$ ).

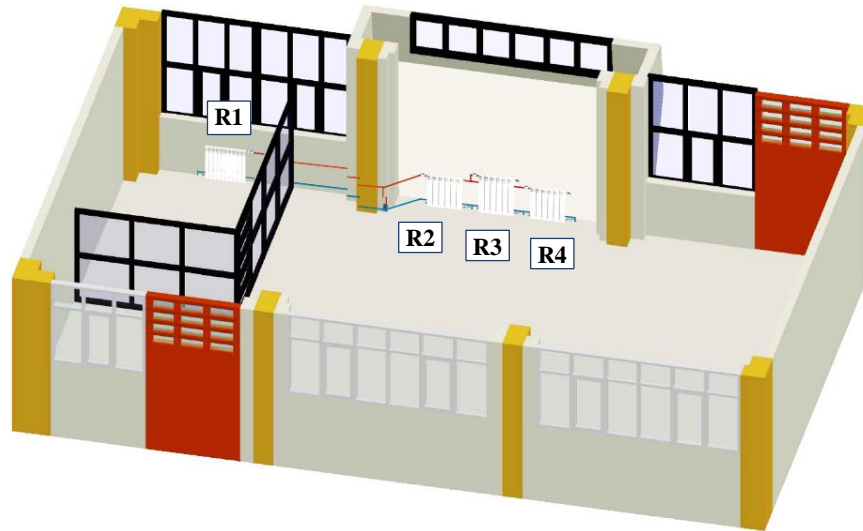
Entonces, el número de calentadores solares necesarios para cubrir la demanda de energía será:

$$\mathcal{N}_{\text{calentadores}_{\text{solares}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{demanda}_{\text{Total}}}}{\dot{Q}_{\text{Colector}_{18\text{tubos}}}}$$
$$\mathcal{N}_{\text{calentadores}_{\text{solares}}} = \frac{4862.382 \text{ W}}{2.1541 * 10^3 \text{ W}} = 2.26$$
$$\mathcal{N}_{\text{calentadores}_{\text{solares}}} \approx 3$$

Por lo tanto, con 03 calentadores solares de 18 tubos de vacío se cubre la demanda de energía térmica para calefaccionar el ambiente A y el ambiente B, del Laboratorio de Control y Automatización.

## Anexo 2. Cálculos para la determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción SIN convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B.

Para el cálculo de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción sin convección forzada, se utilizó las temperaturas promedio obtenidas del registro de datos del mes de mayo del 2024 (del 15/05/2024 al 21/05/2024).



**Figura 63.** Representación de la circulación del agua en el sistema de calefacción.

De donde las temperaturas son:

- La temperatura del agua en el punto de entrada general ( $T_{ent}$ ), con un valor de  $46.75^{\circ}\text{C}$ .
- La temperatura del agua en el punto de retorno general ( $T_{ret}$ ), con un valor de  $35.92^{\circ}\text{C}$ .
- La temperatura del ambiente A ( $T_{amb\_A}$ ), con un valor de  $14.00^{\circ}\text{C}$ .
- La temperatura del ambiente B ( $T_{amb\_B}$ ), con un valor de  $17.29^{\circ}\text{C}$ .

### A2.1 Cálculo de la razón de transferencia de calor útil del sistema de calefacción sin convección forzada del ambiente A y del ambiente B.

Utilizando las funciones de transferencia de calor en función del salto térmico para para los Radiadores con Elementos de la Serie UR1001 (ver Anexo 11. Modelo matemático para determinar la función de transferencia de calor útil para radiadores con elementos de la serie UR1001), se calculan las razones de transferencia de calor útil de los radiadores instalados en los ambientes A y B.

- **Cálculo de la transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente A sin convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil}_A}$ ):**

Empleando la nomenclatura de los radiadores mostrada en la Figura 63, en el ambiente A se encuentran instalados tres radiadores en configuración bitubo, el

radiador R2 del modelo UR1001-350-6, el radiador R3 del modelo UR1001-500-6, y el radiador R4 del modelo UR1001-350-6.

*Cálculo de la Transferencia de Calor Útil de los Radiadores R2 y R4 Modelo UR1001-350-6.*

Para los radiadores R2 y R4 se aplica la función potencia de la razón de transferencia de calor útil para el modelo de radiador UR1001-350-6:

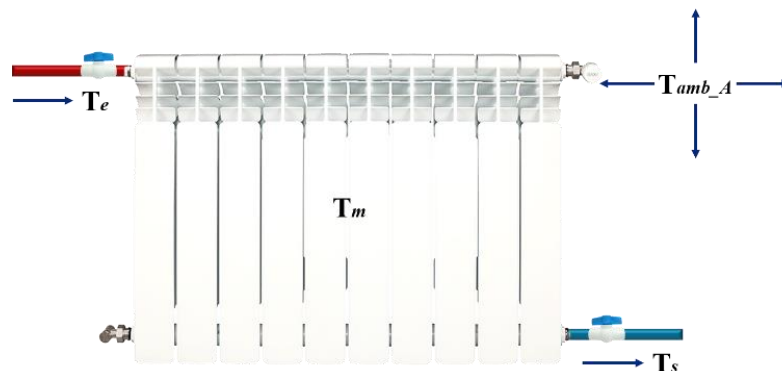
$$\dot{Q}_{UR1001-350-6} = f(\Delta T) = 6 * [0.015825044037 * (\Delta T)^{2.21010234003}] \text{ [W]}$$

Si, el salto térmico  $\Delta T$  en el ambiente A es la diferencia entre la temperatura media del elemento ( $T_m$ ), y la temperatura en el ambiente A ( $T_{amb\_A}$ ).

$$\Delta T = T_m - T_{amb\_A}$$

Donde,  $T_m$  es la media entre la temperatura de entrada ( $T_e$ ), y la temperatura de salida ( $T_s$ ) del fluido caloportador:

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$$



**Figura 64.** Representación de las temperaturas que interactúan con un radiador.

Utilizando las temperaturas promedio del mes de mayo del 2024, se tiene que:  $T_e = 46.75 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_s = 35.92 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $T_{amb\_A} = 14.00 \text{ }^\circ\text{C}$ .

El salto térmico será:

$$\Delta T = \frac{T_e + T_s}{2} - T_{amb\_A}$$

$$\Delta T = \frac{46.75 + 35.92}{2} - 14.00 = 27.34 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entonces, la transferencia de calor útil para los radiadores modelo UR1001-350-6 del ambiente A, será:

$$\dot{Q}_{UR1001-350-6} = 6 * [0.015825044037 * (27.34)^{2.21010234003}]$$

$$\dot{Q}_{UR1001-350-6} = 142.222 \text{ W}$$

Por lo tanto, debido a que se encuentran en configuración bitubo, las razones de transferencia de calor útil de los radiadores R2 y R4, son:

$$\dot{Q}_{\text{útil},R2UR1001-350-6} = \dot{Q}_{UR1001-350-6} = 142.222 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil},R4UR1001-350-6} = \dot{Q}_{UR1001-350-6} = 142.222 \text{ W}$$

*Cálculo de la transferencia de calor útil del radiador R3 modelo UR1001-500-6.*

Aplicando la función potencia de la razón de transferencia de calor útil para el modelo de radiador UR1001-500-6, se tiene:

$$\dot{Q}_{UR1001-500-6} = f(\Delta T) = 6 * [0.183814470502 * (\Delta T)^{1.67326689986}] \text{ [W]}$$

Si, el salto térmico  $\Delta T$  en el ambiente A, tiene un valor de 27.34 °C.

Entonces, la transferencia de calor útil del radiador R3 modelo UR1001-500-6 del ambiente A, es:

$$\dot{Q}_{UR1001-500-6} = f(\Delta T) = 6 * [0.183814470502 * (27.34)^{1.67326689986}]$$

$$\dot{Q}_{\text{útil},R3UR1001-500-6} = \dot{Q}_{UR1001-500-6} = 279.691 \text{ W}$$

*Cálculo de la transferencia de calor útil sin convección forzada del ambiente A.*

Finalmente, la razón de transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente A sin sistema de convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil}_A}$ ), será igual a la adición de las transferencias de calor de los radiadores R2, R3 y R4.

$$\dot{Q}_{\text{útil}_A} = \dot{Q}_{\text{útil},R2UR1001-350-6} + \dot{Q}_{\text{útil},R3UR1001-500-6} + \dot{Q}_{\text{útil},R4UR1001-350-6}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}_A} = 142.222 \text{ W} + 279.691 \text{ W} + 142.222 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}_A} = 564.135 \text{ W}$$

- **Cálculo de la transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente B sin convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil}_B}$ ):**

De acuerdo a la Figura 63, el radiador instalado en el ambiente B es el radiador R1 del modelo UR1001-600-10; entonces, la razón de transferencia de calor útil para este radiador se determina aplicando la función potencia de la transferencia de calor útil para el modelo de radiador UR1001-600-10.

$$\dot{Q}_{UR1001-600-10} = f(\Delta T) = 10 * [0.141469623905 * (\Delta T)^{1.75942828879}] \text{ [W]}$$

Si, el salto térmico  $\Delta T$  en el ambiente B, se calcula utilizando las temperaturas promedio del mes de mayo del 2024, de donde  $T_e = 46.75$  °C,  $T_s = 35.92$  °C y  $T_{\text{amb}_B} = 17.29$  °C.

El salto térmico será:

$$\Delta T = \frac{T_e + T_s}{2} - T_{amb\_B}$$

$$\Delta T = \frac{46.75 + 35.92}{2} - 17.29 = 24.05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entonces, la transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente B sin convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil}_B}$ ), será:

$$\dot{Q}_{R1,UR1001-600-10} = f(\Delta T) = 10 * [0.141469623905 * (24.05)^{1.75942828879}]$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}_B} = \dot{Q}_{R1,UR1001-600-10} = 380.747 \text{ W}$$

## **A2.2 Cálculo de la razón de transferencia de calor teórica del sistema de calefacción sin convección forzada del ambiente A y del ambiente B**

La razón de transferencia de calor teórica del sistema de calefacción sin convección forzada, se calcula considerando al fluido caloportador (agua), como un fluido de flujo estacionario cuyo volumen de control inicia en el punto de entrada general de agua al laboratorio, y termina en el punto de retorno general del agua del laboratorio.

En este sentido, la razón de transferencia de calor teórica para el ambiente A y para el ambiente B se determina mediante el producto de la fracción de masa ( $f_m$ ), el gasto másico del agua ( $\dot{m}_{\text{agua}}$ ), el calor específico a presión constante del agua ( $C_{p_{\text{agua}}}$ ), y la diferencia de temperatura entre el punto de entrada general y el punto de retorno general del agua ( $T_{\text{ent}} - T_{\text{ret}}$ ).

$$\dot{Q}_{\text{teórica}} = f_m * \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{\text{ent}} - T_{\text{ret}})$$

De donde, la fracción de masa ( $f_m$ ), depende del volumen del agua que fluye por las tuberías y radiadores del ambiente A y del ambiente B.

Como se observó en la Figura 30, los radiadores se encuentran instalados en configuración bitubular, entonces el gasto másico total de entrada se divide en dos gastos másicos, uno para la rama que va al ambiente A y el otro para la rama que va a el ambiente B. Estos gastos de masa se definen calculando la fracción de masa para cada ambiente respectivamente, entonces:

**Tabla 31.**

Determinación de las fracciones de masa para los ambientes A y B

Ambiente	Elementos	Longitud (m)	Área $S_c$ (m <sup>2</sup> )	Volumen (m <sup>3</sup> )	Fracción de masa $f_m$
A	Tuberías ½" hidro.	8.391	0.000145267	0.001219	0.576
	Radiadores R2, R3, R4.	-	-	0.000980	
B	Tuberías ½" hidro.	8.452	0.000145267	0.001228	0.424
	Radiador R1.	-	-	0.000390	
<b>Total</b>				<b>0.003817</b>	<b>1.000</b>

Nota: Los volúmenes de los radiadores se obtuvieron utilizando sus especificaciones técnicas (ver Anexo 8. Ficha técnica de los radiadores de aluminio de la marca UNBEATABLE para los modelos de elementos UR1001).

Así mismo:

- Se considera que el valor de la temperatura en el punto de entrada ( $T_{ent}$ ), es de 46.75°C; y la temperatura de agua en el punto de retorno ( $T_{ret}$ ), es de 35.92°C.
- El valor del calor específico a presión constante del agua ( $C_{p_{agua}}$ ); a la temperatura promedio de  $(46.75+35.92)/2 = 41.34$  °C, tiene un valor interpolado de 4179.267 J/kg·°C (ver Anexo 9. Propiedades del agua saturada).

- **Cálculo de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente A sin convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica_A}$ ):**

El ambiente A esta conformado por los radiadores R2, R3 y R4 en configuración bitubo, para calcular la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente A sin convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica_A}$ ), es necesario determinar el gasto de masa total de agua ( $\dot{m}_{total,agua}$ ), entonces:

Si el gasto de masa total de agua ( $\dot{m}_{total,agua}$ ); se obtiene del producto de la densidad del agua ( $\rho_{agua}$ ), con el caudal o gasto volumétrico total del agua ( $\dot{V}_{total,agua}$ ).

$$\dot{m}_{total,agua} = \rho_{agua} * \dot{V}_{total,agua}$$

Considerando que el caudal total en el punto de entrada y retorno del agua ( $\dot{V}_{total,agua}$ ), tiene un valor medido de 0.0000416 m<sup>3</sup>/s. Y, el valor de la densidad del agua ( $\rho_{agua}$ ); a la temperatura promedio de  $(46.75+35.92)/2 = 41.34$  °C, tiene un valor interpolado de 991.566 kg/m<sup>3</sup> (ver Anexo 9. Propiedades del agua saturada). Se tiene:

$$\dot{m}_{total,agua} = 991.566 \frac{kg}{m^3} * 0.0000416 \frac{m^3}{s} = 0.04125 \frac{kg}{s}$$

Si, de la Tabla 31 se extrae el valor de la fracción de masa para el ambiente A ( $f_{\dot{m}_A}$ ), con un valor de 0.576. Se determina la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente A sin convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica\_A}$ ).

$$\dot{Q}_{teórica\_A} = f_{\dot{m}_A} * \dot{m}_{total,agua} * C_{p_{agua}} * (T_{ent} - T_{ret})$$

$$\dot{Q}_{teórica\_A} = 0.576 * 0.04125 \frac{kg}{s} * 4179.267 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} * (45.75 - 35.92)^\circ C$$

$$\dot{Q}_{teórica\_A} = 976.113 W$$

- **Cálculo de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente B sin convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica\_B}$ ):**

Considerando el valor del gasto másico total del agua ( $\dot{m}_{total,agua}$ ), de 0.04125 kg/s. Y, si de la Tabla 31 se extrae el valor de la fracción de masa para el ambiente B ( $f_{\dot{m}_B}$ ), con un valor de 0.424. Se determina la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente B sin convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica\_B}$ ).

$$\dot{Q}_{teórica\_B} = f_{\dot{m}_B} * \dot{m}_{total,agua} * C_{p_{agua}} * (T_{ent} - T_{ret})$$

$$\dot{Q}_{teórica\_B} = 0.424 * 0.04125 \frac{kg}{s} * 4179.267 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} * (45.75 - 35.92)^\circ C$$

$$\dot{Q}_{teórica\_B} = 718.528 W$$

### Anexo 3. Cálculos para la determinación de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción CON convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B.

Para el cálculo de las eficiencias de funcionamiento del sistema de calefacción con convección forzada, se utilizó las temperaturas promedio obtenidas del registro de datos del mes de junio del 2024 (del 17/06/2024 al 24/06/2024).

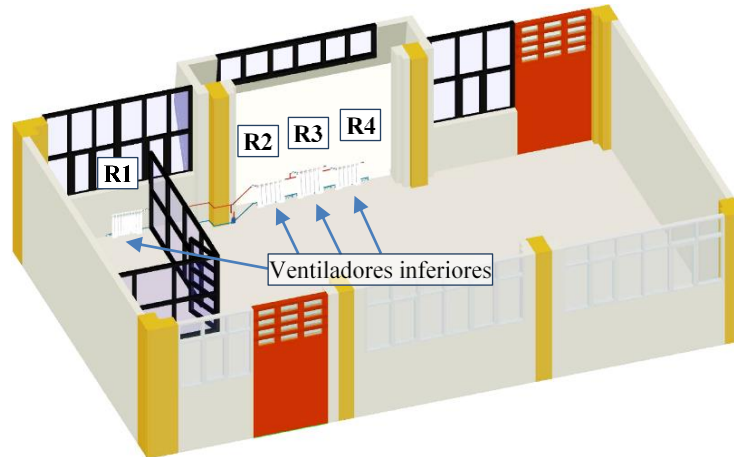


Figura 65. Representación de la circulación del agua en el sistema de calefacción con convección forzada.

De donde las temperaturas son:

- La temperatura del agua en el punto de entrada general ( $T_{ent}$ ), con un valor de 44.18°C.
- La temperatura del agua en el punto de retorno general ( $T_{ret}$ ), con un valor de 33.42°C.
- La temperatura del ambiente A ( $T_{amb\_A}$ ), con un valor de 14.01°C.
- La temperatura del ambiente B ( $T_{amb\_B}$ ), con un valor de 15.64°C.

#### A3.1 Cálculo de la razón de transferencia de calor útil del sistema de calefacción con convección forzada del ambiente A y del ambiente B

De manera similar al caso anterior, se utilizarán las funciones de transferencia de calor en función del salto térmico para para los Radiadores con Elementos de la Serie UR1001 (ver Anexo 11. Modelo matemático para determinar la función de transferencia de calor útil para radiadores con elementos de la serie UR1001), para calcular las razones de transferencia de calor útil de los radiadores instalados en los ambientes A y B.

- **Cálculo de la transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente A con convección forzada ( $\dot{Q}_{\acute{u}til,convec\_A}$ ):**

De acuerdo a la Figura 65, en el ambiente A se encuentran instalados tres radiadores en configuración bitubo, el radiador R2 modelo UR1001-350-6 con dos ventiladores,

el radiador R3 modelo UR1001-500-6 con tres ventiladores, y el radiador R4 modelo UR1001-350-6 con dos ventiladores.

*Cálculo de la transferencia de calor útil con convección forzada en los radiadores R2 y R4 modelo UR1001-350-6.*

Para los radiadores R2 y R4 se aplica la función potencia de la razón de transferencia de calor útil para el modelo de radiador UR1001-350-6:

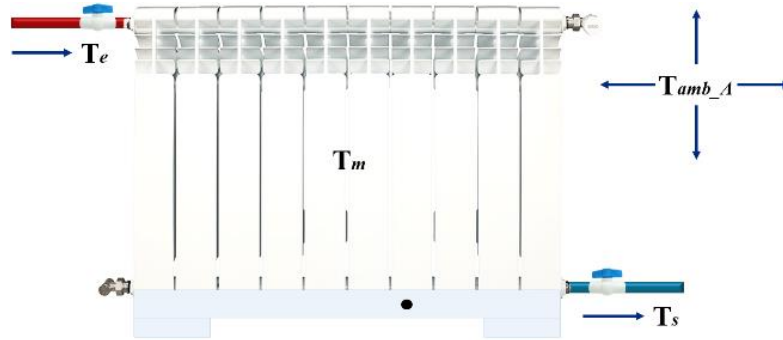
$$\dot{Q}_{UR1001-350-6} = f(\Delta T) = 6 * [0.015825044037 * (\Delta T)^{2.21010234003}] \text{ [W]}$$

Si, el salto térmico  $\Delta T$  en el ambiente A es la diferencia entre la temperatura media del elemento ( $T_m$ ), y la temperatura en el ambiente A ( $T_{amb\_A}$ ).

$$\Delta T = T_m - T_{amb\_A}$$

Donde,  $T_m$  es la media aritmética entre la temperatura de entrada ( $T_e$ ), y la temperatura de salida ( $T_s$ ) del fluido caloportador:

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$$



**Figura 66.** Representación de las temperaturas que interactúan con un radiador con ventiladores.

Empleando las temperaturas promedio del mes de junio del 2024, se tiene que:  $T_e = 44.18 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_s = 33.42 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $T_{amb\_A} = 14.01 \text{ }^\circ\text{C}$ .

El salto térmico será:

$$\Delta T = \frac{T_e + T_s}{2} - T_{amb\_A}$$

$$\Delta T = \frac{44.18 + 33.42}{2} - 14.01 = 24.79 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entonces, la transferencia de calor útil para los radiadores del modelo UR1001-350-6 del ambiente A, será:

$$\dot{Q}_{UR1001-350-6} = 6 * [0.015825044037 * (24.79)^{2.21010234003}]$$

$$\dot{Q}_{UR1001-350-6} = 114.549 \text{ W}$$

Por lo tanto, debido a que se encuentran en configuración bitubo, las razones de transferencia de calor útil con convección forzada de los radiadores R2 y R4, serán:

$$\dot{Q}_{\text{útil,convec,R2UR1001-350-6}} = \dot{Q}_{UR1001-350-6} = 114.549 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil,convec,R4UR1001-350-6}} = \dot{Q}_{UR1001-350-6} = 114.549 \text{ W}$$

*Cálculo de la transferencia de calor útil con convección forzada del radiador R3 modelo UR1001-500-6.*

Aplicando la función potencia de la razón de transferencia de calor útil para el modelo de radiador UR1001-500-6, se tiene:

$$\dot{Q}_{UR1001-500-6} = f(\Delta T) = 6 * [0.183814470502 * (\Delta T)^{1.67326689986}] \text{ [W]}$$

Si, el salto térmico  $\Delta T$  en el ambiente A, tiene un valor de 24.79 °C.

Entonces, la transferencia de calor útil con convección forzada del radiador R3 modelo UR1001-500-6 del ambiente A, es:

$$\dot{Q}_{UR1001-500-6} = f(\Delta T) = 6 * [0.183814470502 * (24.79)^{1.67326689986}]$$

$$\dot{Q}_{\text{útil,convec,R3UR1001-500-6}} = \dot{Q}_{UR1001-500-6} = 237.426 \text{ W}$$

*Cálculo de la transferencia de calor útil con convección forzada del ambiente A.*

Finalmente, la razón de transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente A con el sistema de convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil,convec}_A}$ ), será igual a la adición de las transferencias de calor de los radiadores R2, R3 y R4.

$$\dot{Q}_{\text{útil,convec}_A} =$$

$$\dot{Q}_{\text{útil,convec,R2UR1001-350-6}} + \dot{Q}_{\text{útil,convec,R3UR1001-500-6}} + \dot{Q}_{\text{útil,convec,R4UR1001-350-6}}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil,convec}_A} = 114.549 \text{ W} + 237.426 \text{ W} + 114.549 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil,convec}_A} = 466.524 \text{ W}$$

- **Cálculo de la transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente B con convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil,convec}_B}$ ):**

De acuerdo a la Figura 65, el radiador instalado en el ambiente B es el radiador R1 del modelo UR1001-600-10 con cuatro ventiladores inferiores; entonces, la razón de la transferencia de calor útil con convección forzada para este radiador se determina aplicando la función potencia de la transferencia de calor útil para el modelo de radiador UR1001-600-10.

$$\dot{Q}_{UR1001-600-10} = f(\Delta T) = 10 * [0.141469623905 * (\Delta T)^{1.75942828879}] \text{ [W]}$$

Si, el salto térmico  $\Delta T$  en el ambiente B, se calcula utilizando las temperaturas promedio del mes de junio del 2024, de donde  $T_e = 44.18$  °C,  $T_s = 33.42$  °C y  $T_{amb\_B} = 15.64$  °C.

El salto térmico será:

$$\Delta T = \frac{T_e + T_s}{2} - T_{amb\_B}$$

$$\Delta T = \frac{44.18 + 33.42}{2} - 15.64 = 23.16 \text{ °C}$$

Entonces, la transferencia de calor útil del sistema de calefacción del ambiente B con convección forzada ( $\dot{Q}_{\text{útil,convec}_B}$ ), será:

$$\dot{Q}_{R1,UR1001-600-10} = f(\Delta T) = 10 * [0.141469623905 * (23.16)^{1.75942828879}]$$

$$\dot{Q}_{\text{útil,convec}_B} = \dot{Q}_{R1,UR1001-600-10} = 356.306 \text{ W}$$

### A3.2 Cálculo de la razón de transferencia de calor teórica del sistema de calefacción con convección forzada del ambiente A y del ambiente B

La razón de transferencia de calor teórica del sistema de calefacción con convección forzada, se calcula considerando al fluido caloportador (agua), como un fluido de flujo estacionario cuyo volumen de control inicia en el punto de entrada general de agua al laboratorio, y termina en el punto de retorno general del agua del laboratorio.

En este sentido, la transferencia de calor teórica con convección forzada en el ambiente A y en el ambiente B se determina mediante el producto de la fracción de masa ( $f_{\dot{m}}$ ), el gasto másico del agua ( $\dot{m}_{\text{agua}}$ ), el calor específico a presión constante del agua ( $C_{p_{\text{agua}}}$ ), y la diferencia de temperatura entre el punto de entrada general y el punto de retorno general del agua ( $T_{ent} - T_{ret}$ ).

$$\dot{Q}_{\text{teórica,convec}} = f_{\dot{m}} * \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{ent} - T_{ret})$$

De donde, los valores de la fracción de masa para el ambiente A y para el ambiente B determinados en la Tabla 31; son  $f_{\dot{m}_A} = 0.576$ , y  $f_{\dot{m}_B} = 0.424$ .

Así mismo:

- Se considera que el valor de la temperatura en el punto de entrada ( $T_{ent}$ ), es de 44.18°C; y la temperatura de agua en el punto de retorno ( $T_{ret}$ ), es de 33.42°C.

- El valor del calor específico a presión constante del agua ( $C_{p_{agua}}$ ); a la temperatura promedio de  $(44.18+33.42)/2 = 38.8$  °C, tiene un valor interpolado de 4178.76 J/kg·°C (ver Anexo 9. Propiedades del agua saturada).

- **Cálculo de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente A con convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica,convec\_A}$ ):**

El ambiente A esta conformado por los radiadores R2, R3 y R4 en configuración bitubo, para calcular la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente A con convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica,convec\_A}$ ), es necesario determinar el gasto de masa total de agua ( $\dot{m}_{total,agua}$ ), entonces:

Si el gasto de masa total de agua ( $\dot{m}_{total,agua}$ ); se obtiene del producto de la densidad del agua ( $\rho_{agua}$ ), con el caudal o gasto volumétrico total del agua ( $\dot{V}_{total,agua}$ ).

$$\dot{m}_{total,agua} = \rho_{agua} * \dot{V}_{total,agua}$$

Considerando que el caudal total en el punto de entrada y retorno del agua ( $\dot{V}_{total,agua}$ ), tiene un valor medido de 0.0000416 m<sup>3</sup>/s. Y, el valor de la densidad del agua ( $\rho_{agua}$ ); a la temperatura promedio de  $(44.18+33.42)/2 = 38.8$  °C, tiene un valor interpolado de 992.556 kg/m<sup>3</sup> (ver Anexo 9. Propiedades del agua saturada). Se tiene:

$$\dot{m}_{total,agua} = 992.556 \frac{kg}{m^3} * 0.0000416 \frac{m^3}{s} = 0.04129 \frac{kg}{s}$$

Si, de la Tabla 31 el valor de la fracción de masa para el ambiente A ( $f_{\dot{m}_A}$ ), es de 0.576. Entonces, se determina la razón de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente A con convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica,convec\_A}$ ).

$$\dot{Q}_{teórica,convec\_A} = f_{\dot{m}_A} * \dot{m}_{total,agua} * C_{p_{agua}} * (T_{ent} - T_{ret})$$

$$\dot{Q}_{teórica,convec\_A} = 0.576 * 0.04129 \frac{kg}{s} * 4178.76 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} * (44.18 - 33.42)^\circ C$$

$$\dot{Q}_{teórica,convec\_A} = 1069.368 W$$

- **Cálculo de la transferencia de calor teórica del sistema de calefacción del ambiente B con convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica,convec\_B}$ ):**

Considerando el valor del gasto másico total del agua ( $\dot{m}_{total,agua}$ ), de 0.04129 kg/s. Y, si de la Tabla 31 se extrae el valor de la fracción de masa para el ambiente B ( $f_{\dot{m}_B}$ ), con un valor de 0.424. Se determina la razón de la transferencia de calor

teórica del sistema de calefacción del ambiente B con convección forzada ( $\dot{Q}_{teórica,convec\_B}$ ).

$$\dot{Q}_{teórica,convec\_B} = \dot{m}_B * \dot{m}_{total,agua} * C_{p,agua} * (T_{ent} - T_{ret})$$

$$\dot{Q}_{teórica,convec\_B} = 0.424 * 0.04129 \frac{kg}{s} * 4178.76 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} * (44.18 - 33.42)^\circ C$$

$$\dot{Q}_{teórica,convec\_B} = 787.174 W$$

## Anexo 4. Propiedades de la atmósfera a gran altitud.

**TABLA A-17**

Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, $z$ , m	Temperatura, $T$ , °C	Presión, $P$ , kPa	Gravedad, $g$ , m/s <sup>2</sup>	Velocidad del sonido, $c$ , m/s	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Viscosidad, $\mu$ , kg/m · s	Conductividad térmica, $k$ , W/m · K
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	$1.789 \times 10^{-5}$	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	$1.783 \times 10^{-5}$	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	$1.777 \times 10^{-5}$	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	$1.771 \times 10^{-5}$	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	$1.764 \times 10^{-5}$	0.0250
1 000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	$1.758 \times 10^{-5}$	0.0249
1 200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	$1.752 \times 10^{-5}$	0.0248
1 400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	$1.745 \times 10^{-5}$	0.0247
1 600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	$1.739 \times 10^{-5}$	0.0245
1 800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	$1.732 \times 10^{-5}$	0.0244
2 000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	$1.726 \times 10^{-5}$	0.0243
2 200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	$1.720 \times 10^{-5}$	0.0242
2 400	-0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	$1.713 \times 10^{-5}$	0.0241
2 600	-1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	$1.707 \times 10^{-5}$	0.0240
2 800	-3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	$1.700 \times 10^{-5}$	0.0239
3 000	-4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	$1.694 \times 10^{-5}$	0.0238
3 200	-5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	$1.687 \times 10^{-5}$	0.0237
3 400	-7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	$1.681 \times 10^{-5}$	0.0236
3 600	-8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	$1.674 \times 10^{-5}$	0.0235
3 800	-9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	$1.668 \times 10^{-5}$	0.0234
4 000	-10.98	61.66	9.794	324.6	0.819	$1.661 \times 10^{-5}$	0.0233
4 200	-12.3	60.07	9.794	323.8	0.802	$1.655 \times 10^{-5}$	0.0232
4 400	-13.6	58.52	9.793	323.0	0.785	$1.648 \times 10^{-5}$	0.0231
4 600	-14.9	57.00	9.793	322.2	0.769	$1.642 \times 10^{-5}$	0.0230
4 800	-16.2	55.51	9.792	321.4	0.752	$1.635 \times 10^{-5}$	0.0229
5 000	-17.5	54.05	9.791	320.5	0.736	$1.628 \times 10^{-5}$	0.0228
5 200	-18.8	52.62	9.791	319.7	0.721	$1.622 \times 10^{-5}$	0.0227
5 400	-20.1	51.23	9.790	318.9	0.705	$1.615 \times 10^{-5}$	0.0226
5 600	-21.4	49.86	9.789	318.1	0.690	$1.608 \times 10^{-5}$	0.0224
5 800	-22.7	48.52	9.785	317.3	0.675	$1.602 \times 10^{-5}$	0.0223
6 000	-24.0	47.22	9.788	316.5	0.660	$1.595 \times 10^{-5}$	0.0222
6 200	-25.3	45.94	9.788	315.6	0.646	$1.588 \times 10^{-5}$	0.0221
6 400	-26.6	44.69	9.787	314.8	0.631	$1.582 \times 10^{-5}$	0.0220
6 600	-27.9	43.47	9.786	314.0	0.617	$1.575 \times 10^{-5}$	0.0219
6 800	-29.2	42.27	9.785	313.1	0.604	$1.568 \times 10^{-5}$	0.0218
7 000	-30.5	41.11	9.785	312.3	0.590	$1.561 \times 10^{-5}$	0.0217
8 000	-36.9	35.65	9.782	308.1	0.526	$1.527 \times 10^{-5}$	0.0212
9 000	-43.4	30.80	9.779	303.8	0.467	$1.493 \times 10^{-5}$	0.0206
10 000	-49.9	26.50	9.776	299.5	0.414	$1.458 \times 10^{-5}$	0.0201
12 000	-56.5	19.40	9.770	295.1	0.312	$1.422 \times 10^{-5}$	0.0195
14 000	-56.5	14.17	9.764	295.1	0.228	$1.422 \times 10^{-5}$	0.0195
16 000	-56.5	10.53	9.758	295.1	0.166	$1.422 \times 10^{-5}$	0.0195
18 000	-56.5	7.57	9.751	295.1	0.122	$1.422 \times 10^{-5}$	0.0195

Fuente: U. S. Standard Atmosphere Supplements, U. S. Government Printing Office, 1966. Basadas en las condiciones medias redondeadas al año a 45° de latitud y varían con el momento del año y los patrones meteorológicos. Las condiciones al nivel del mar ( $z = 0$ ) se toman como  $P = 101.325$  kPa,  $T = 15^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 1.2250$  kg/m<sup>3</sup>,  $g = 9.80665$  m/s<sup>2</sup>.

### **Anexo 5. Cálculo de la presión atmosférica en la ubicación del Laboratorio de Control y Automatización.**

Es posible aproximar el valor de la presión atmosférica en función de la elevación, realizando una interpolación lineal conociendo el valor de la elevación de 3833 m.s.n.m.

Del Anexo 4. Propiedades de la atmósfera a gran altitud, se extrae las siguientes relaciones:

Si:

$$x_0 = 3800 \text{ m}, y_0 = 63.28 \text{ kPa}$$

$$x_1 = 4000 \text{ m}, y_1 = 61.66 \text{ kPa}$$

$$x = 3833 \text{ m}$$

Entonces, la presión será:

$$y = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} * (x - x_0) + y_0$$

$$y = \frac{61.66 - 63.28}{4000 - 3800} * (3833 - 3800) + 63.28$$

$$y = 63.0127 \text{ kPa}$$

$$P_{atm} \approx 63.01 \text{ kPa}$$

Por lo tanto, la presión atmosférica de acuerdo a la elevación de la zona de ubicación del Laboratorio de Control y Automatización (3833 m.s.n.m.), es de 63.01kPa.

## Anexo 6. Propiedades del punto crítico del aire.

**TABLA A-1**

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar, <i>M</i> kg/kmol	Constante de gas, <i>R</i> kJ/kg · K*	Propiedades del punto crítico		
				Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m <sup>3</sup> /kmol
Agua	H <sub>2</sub> O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Aire	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Alcohol etílico	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Alcohol metílico	CH <sub>3</sub> OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Amoniaco	NH <sub>3</sub>	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benceno	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromo	Br <sub>2</sub>	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
<i>n</i> -Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Cloro	Cl <sub>2</sub>	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Cloroformo	CHCl <sub>3</sub>	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Cloruro metílico	CH <sub>3</sub> Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Criptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano (R-21)	CHCl <sub>2</sub> F	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Dióxido de sulfuro	SO <sub>2</sub>	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
<i>n</i> -Hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hidrógeno (normal)	H <sub>2</sub>	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Metano	CH <sub>4</sub>	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N <sub>2</sub> O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O <sub>2</sub>	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propileno	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Tetracloruro de carbono	CCl <sub>4</sub>	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	102.03	0.08149	374.2	4.059	0.1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl <sub>3</sub> F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186

\*La unidad en kJ/kg · K es equivalente a kPa · m<sup>3</sup>/kg · K. La constante de gas se calcula de  $R = R_u/M$ , donde  $R_u = 8.31447$  kJ/kmol · K y  $M$  es la masa molar.

Fuente: K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117–236; y ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, Inc., 1993), pp. 16.4 y 36.1.

## Anexo 7. Propiedades del aire.

**TABLA A-15**

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T$ , °C	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K	Conductividad térmica, $k$ , W/m · K	Difusividad térmica, $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-6}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

*Nota:* Para los gases ideales, las propiedades  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y Pr son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de  $\rho$ , a la temperatura dada, por  $P$  y al dividir  $\nu$  y  $\alpha$  entre  $P$ .

*Fuente:* Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

**Anexo 8. Ficha técnica de los radiadores de aluminio de la marca UNBEATABLE para los modelos de elementos UR1001.**

**UNBEATABLE** | *Die Casting Aluminum Radiators for Home Heating*

Model: UR1001

**Description of Product**



Name	Decorative Wall Panels
Working Pressure	1.5 MPa
Water Capacity	0.31-0.39L
Weight	1.01-1.30Kg
Installation	Wall mounted
Color	International standard color #RAL 9016
Delivery Time	20 days after the prepayment
Advantages	International standard raw material ADC 12 die casting machine gives radiator outstanding performance with good conductivity, anti-corrosion and stability.
	Three times pressure test at 2.0 MPa ensures no leakage
	Hidden water channel prevents children from being hurt
	Easy to adjust the element quantity for different room size and temperature request.
	Thanks to automatic pretreatment procedure and electrophoresis painting line, color on surface is perfect.
	Efficient heating and high thermal output helps energy saving and environmental protection

**More Parameter of Product**

Model	Dimension H*L*D (mm*mm*mm)	Central distance ( mm )	Water capacity ( L )	Thermal Output $\Delta t=50^{\circ}\text{C}$ ( w )	Thermal Output $\Delta t=64.5^{\circ}\text{C}$ ( w )	Weight (Kg)
UR1001-350	432*80*85	350	0.31	90	158	1.01
UR1001-500	582*80*85	500	0.36	128	196	1.24
UR1001-600	685*80*90	600	0.39	138	216	1.30

## Anexo 9. Propiedades del agua saturada.

**TABLA A-9**

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, ρ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, h <sub>fg</sub> , kJ/kg	Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-5</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-5</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-5</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 <sup>-3</sup>	1.077 × 10 <sup>-5</sup>	3.25	1.00	0.484 × 10 <sup>-3</sup>
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 <sup>-3</sup>	1.093 × 10 <sup>-5</sup>	2.99	1.00	0.517 × 10 <sup>-3</sup>
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 <sup>-3</sup>	1.110 × 10 <sup>-5</sup>	2.75	1.00	0.548 × 10 <sup>-3</sup>
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 <sup>-3</sup>	1.126 × 10 <sup>-5</sup>	2.55	1.00	0.578 × 10 <sup>-3</sup>
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 <sup>-3</sup>	1.142 × 10 <sup>-5</sup>	2.38	1.00	0.607 × 10 <sup>-3</sup>
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 <sup>-3</sup>	1.159 × 10 <sup>-5</sup>	2.22	1.00	0.653 × 10 <sup>-3</sup>
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 <sup>-3</sup>	1.176 × 10 <sup>-5</sup>	2.08	1.00	0.670 × 10 <sup>-3</sup>
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 <sup>-3</sup>	1.193 × 10 <sup>-5</sup>	1.96	1.00	0.702 × 10 <sup>-3</sup>
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 <sup>-3</sup>	1.210 × 10 <sup>-5</sup>	1.85	1.00	0.716 × 10 <sup>-3</sup>
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 <sup>-3</sup>	1.227 × 10 <sup>-5</sup>	1.75	1.00	0.750 × 10 <sup>-3</sup>
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 <sup>-3</sup>	1.261 × 10 <sup>-5</sup>	1.58	1.00	0.798 × 10 <sup>-3</sup>
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 <sup>-3</sup>	1.296 × 10 <sup>-5</sup>	1.44	1.00	0.858 × 10 <sup>-3</sup>
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 <sup>-3</sup>	1.330 × 10 <sup>-5</sup>	1.33	1.01	0.913 × 10 <sup>-3</sup>
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 <sup>-3</sup>	1.365 × 10 <sup>-5</sup>	1.24	1.02	0.970 × 10 <sup>-3</sup>
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 <sup>-3</sup>	1.399 × 10 <sup>-5</sup>	1.16	1.02	1.025 × 10 <sup>-3</sup>
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 <sup>-3</sup>	1.434 × 10 <sup>-5</sup>	1.09	1.05	1.145 × 10 <sup>-3</sup>
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 <sup>-3</sup>	1.468 × 10 <sup>-5</sup>	1.03	1.05	1.178 × 10 <sup>-3</sup>
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 <sup>-3</sup>	1.502 × 10 <sup>-5</sup>	0.983	1.07	1.210 × 10 <sup>-3</sup>
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 <sup>-3</sup>	1.537 × 10 <sup>-5</sup>	0.947	1.09	1.280 × 10 <sup>-3</sup>
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 <sup>-3</sup>	1.571 × 10 <sup>-5</sup>	0.910	1.11	1.350 × 10 <sup>-3</sup>
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 <sup>-3</sup>	1.641 × 10 <sup>-5</sup>	0.865	1.15	1.520 × 10 <sup>-3</sup>
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 <sup>-3</sup>	1.712 × 10 <sup>-5</sup>	0.836	1.24	1.720 × 10 <sup>-3</sup>
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 <sup>-3</sup>	1.788 × 10 <sup>-5</sup>	0.832	1.35	2.000 × 10 <sup>-3</sup>
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 <sup>-3</sup>	1.870 × 10 <sup>-5</sup>	0.854	1.49	2.380 × 10 <sup>-3</sup>
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 <sup>-3</sup>	1.965 × 10 <sup>-5</sup>	0.902	1.69	2.950 × 10 <sup>-3</sup>
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 <sup>-3</sup>	2.084 × 10 <sup>-5</sup>	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 <sup>-3</sup>	2.255 × 10 <sup>-5</sup>	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 <sup>-3</sup>	2.571 × 10 <sup>-5</sup>	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 <sup>-3</sup>	4.313 × 10 <sup>-5</sup>	—	—	—

**Nota 1:** La viscosidad cinemática  $\nu$  y la difusividad térmica  $\alpha$  se pueden calcular a partir de sus definiciones,  $\nu = \mu/\rho$  y  $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$ . Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

**Nota 2:** La unidad kJ/kg · °C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg · K y la unidad W/m · °C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m · K.

**Fuente:** Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291-1322. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

## Anexo 10. Cálculos de caracterización de los calentadores solares seleccionados.

Por motivos de disponibilidad, se consideró a calentadores solares con colectores de tubos de vacío termosifónicos o de baja presión de la marca Davsol, de 18 tubos de vacío.

### A10.1 Cálculo del volumen de agua de un termotanque

El volumen del agua en un termotanque ( $V_{termotanque}$ ) se calcula mediante el producto del área de la sección transversal interna del termotanque ( $A_{c_{int}}$ ), y la longitud interna del termotanque ( $L_{tanque_{int}}$ ).

$$V_{termotanque} = A_{c_{int}} * L_{tanque_{int}}$$



**Figura 67.** Dimensiones del interior del termotanque del calentador solar.

Si, el diámetro interno medido del termotanque es de 0.37 m, y la longitud interna del termotanque  $L_{tanque_{int}}$  es de 1.68 m; entonces, el volumen de agua de un termotanque será:

$$V_{termotanque} = \left( \pi * \frac{0.37^2}{4} \right) m^2 * 1.68 m$$

$$V_{termotanque} = 0.18064 m^3$$

### A10.2 Cálculo de la masa de agua en un termotanque

De la ecuación de la densidad se calcula a la masa de agua ( $m_{agua\_termotanque}$ ), para el volumen de agua de un termotanque ( $V_{termotanque}$ ), de  $0.18064 m^3$ .

$$m_{agua\_termotanque} = \rho_{agua} * V_{termotanque}$$

Si, la densidad del agua a la temperatura promedio de agua caliente  $(80/60)/2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ , es de  $977.5 \text{ kg/m}^3$ .

Entonces, la masa de agua de un termotanque será:

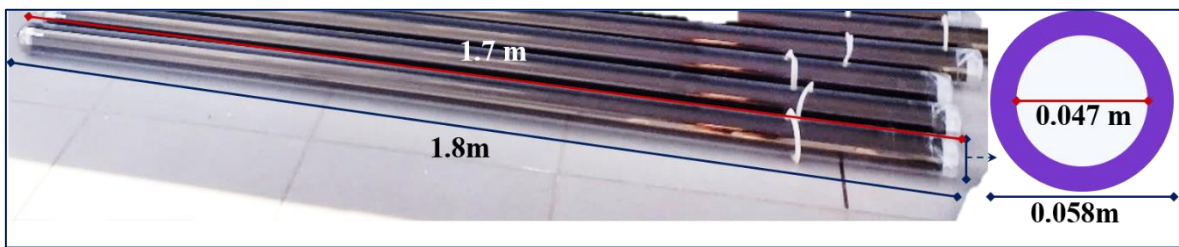
$$m_{\text{agua\_termotanque}} = 977.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.18064 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{agua\_termotanque}} = 176.58 \text{ kg}$$

### A10.3 Cálculo del volumen de agua de un tubo de vacío

Conociendo las dimensiones estandarizadas de los tubos de vacío termosifónicos, se calcula el volumen de agua que hay en un tubo de vacío, mediante el producto del área de la sección transversal interna ( $A_{c_{\text{tubo\_vacío\_int}}}$ ), y la longitud interna del tubo de vacío ( $L_{\text{tubo\_vacío\_int}}$ ).

$$V_{\text{tubo\_vacío}} = A_{c_{\text{tubo\_vacío\_int}}} * L_{\text{tubo\_vacío\_int}}$$



**Figura 68.** Representación de un tubo de vacío termosifónico, con dimensiones.

Si, el diámetro exterior de un tubo de vacío es 0.058 m, el diámetro interno es de 0.047 m, la longitud exterior es de 1.8 m, y la longitud interna es de 1.7 m.

El volumen de agua que contendrá un tubo de vacío será:

$$V_{\text{tubo\_vacío}} = \left( \pi * \frac{0.047^2}{4} \right) \text{ m}^2 * 1.7 \text{ m}$$

$$V_{\text{tubo\_vacío}} = 0.00295 \text{ m}^3$$

### A10.4 Cálculo de la masa de agua en un tubo de vacío

Considerando el volumen de agua en un tubo de vacío ( $V_{\text{tubo\_vacío}}$ ); y el valor de la densidad del agua ( $\rho_{\text{agua}}$ ), a la temperatura promedio de agua caliente  $(80/60)/2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$  de  $977.5 \text{ kg/m}^3$ . Utilizando la ecuación de la densidad, se calcula la masa de agua en un tubo de vacío termosifónico ( $m_{\text{agua\_tubo\_vacío}}$ ).

$$m_{\text{agua\_tubo\_vacío}} = \rho_{\text{agua}} * V_{\text{tubo\_vacío}}$$

$$m_{agua\_tubo\_vacío} = 977.5 \frac{kg}{m^3} * 0.00295 m^3$$

$$m_{agua\_tubo\_vacío} = 2.88 kg$$

### A10.5 Cálculo del volumen de agua de un calentador solar con 18 tubos de vacío

El volumen de agua de un calentador solar con un colector de 18 tubos de vacío termosifónicos ( $V_{calentador\_18tubos}$ ), será igual a la suma del volumen del agua en un termotanque ( $V_{termotanque}$ ), y el volumen de agua que contendrán 18 tubos de vacío ( $V_{tubo\_vacío}$ ).

$$V_{calentador\_18tubos} = V_{termotanque} + (18 * V_{tubo\_vacío})$$

Reemplazando:

$$V_{calentador\_18tubos} = 0.18064 m^3 + (18 * 0.00295)m^3$$

$$V_{calentador\_18tubos} = 0.23374 m^3$$

$$V_{calentador\_18tubos} = 233.74 L$$

Por lo tanto, el volumen de agua de un calentador solar de baja presión, de 18 tubos de vacío termosifónicos es de 0.23374 m<sup>3</sup> o de 233.74 L.

### A10.6 Cálculo de la masa de agua de un calentador solar con 18 tubos de vacío

La masa de un calentador solar de 18 tubos de vacío ( $m_{agua\_calentador\_18tubos}$ ), será igual a la suma de la masa de agua de un termotanque ( $m_{agua\_termotanque}$ ), y a la masa de agua en 18 tubos de vacío termosifónicos ( $m_{agua\_tubo\_vacío}$ ).

$$m_{agua\_calentador\_18tubos} = m_{agua\_termotanque} + (18 * m_{agua\_tubo\_vacío})$$

Reemplazando:

$$m_{agua\_calentador\_18tubos} = 176.58 kg + (18 * 2.88) kg$$

$$m_{agua\_calentador\_18tubos} = 228.42 kg$$

Por lo tanto, la masa de agua en un calentador solar de baja presión, de 18 tubos de vacío termosifónicos es de 228.42 kg.

## **Anexo 11. Modelo matemático para determinar la función de transferencia de calor útil para radiadores con elementos de la serie UR1001.**

Para calcular la función de la razón de transferencia de calor útil de cada radiador instalado se utilizarán los datos de la ficha técnica de los radiadores de la marca Unbeatable, para los modelos de elementos UR1001 (ver Anexo 8. Ficha técnica de los radiadores de aluminio de la marca UNBEATABLE para los modelos de elementos UR1001).

**Tabla 32.**

*Razones de transferencia de calor de los modelos de elementos de radiador UR1001 de la marca Unbeatable*

Modelo	Salida térmica	Salida térmica
	$\Delta T_1=50^\circ\text{C}$ (W)	$\Delta T_2=64.5^\circ\text{C}$ (W)
UR1001-350	90	158
UR1001-500	128	196
UR1001-600	138	216

Nota: Extraído de la ficha de especificaciones técnicas del fabricante (ver Anexo 8).

De donde, la salida térmica expresa a la razón de transferencia de calor de cada elemento ( $\dot{Q}_{elem}$ ), de acuerdo a los saltos térmicos producidos ( $\Delta T$ ). Y, el salto térmico  $\Delta T$  expresa a la diferencia entre la temperatura media de cada elemento y la temperatura ambiente.

En este sentido, para calcular la razón de transferencia de calor útil de un radiador para un salto térmico específico, es necesario determinar la relación que existe entre la razón de transferencia de calor de los elementos que conforman al radiador con respecto al salto térmico.

### **A11.1 Curva característica de la transferencia de calor de un radiador**

De acuerdo a Garrido, Zamora, Ortega, y Castaño (2014) la curva característica de la razón de transferencia de calor de un radiador se asemeja a la curva de una función potencia. Entonces, relacionando las razones de transferencia de calor con sus saltos térmicos en una función potencia para radiadores con modelos de elementos UR1001, se tiene:

$$\dot{Q}_{elem} = f(\Delta T)$$

$$\text{Sí: } f(\Delta t) = a * (\Delta T)^n \quad [\text{W}]$$

### **A11.2 Cálculo de la función potencia para el modelo de elemento UR1001-350**

Si, de la Tabla 32 se obtiene:

$$\Delta T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \dot{Q}_1 = f(\Delta T_1) = 90 \text{ W}$$

$$\Delta T_2 = 64.5 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \dot{Q}_2 = f(\Delta T_2) = 158 \text{ W}$$

Del primer par ordenado, se tiene:

$$90 = a * 50^n \quad \rightarrow a = \frac{90}{50^n}$$

Del segundo par ordenado, se tiene:

$$158 = a * 64.5^n$$

Reemplazando  $a$  en la ecuación del segundo par ordenado:

$$158 = \frac{90}{50^n} * 64.5^n$$

$$\frac{158}{90} = \left(\frac{64.5}{50}\right)^n$$

Despejando  $n$ , por propiedad del logaritmo:

$$n = \log_{\left(\frac{64.5}{50}\right)}\left(\frac{158}{90}\right) = 2.21010234003$$

Calculando el valor del coeficiente  $a$ :

$$a = \frac{90}{50^{(2.21010234003)}} = 0.015825044037$$

Entonces, la función potencia para el modelo de elemento UR1001-350 será:

$$\dot{Q}_{UR1001-350} = f(\Delta T) = 0.015825044037 * (\Delta T)^{2.21010234003} \quad [\text{W}]$$

Y, la función potencia para un radiador compuesto por 06 elementos del modelo UR1001-350 (ver la Tabla 29), será:

$$\dot{Q}_{UR1001-350-6} = f(\Delta T) = 6 * [0.015825044037 * (\Delta T)^{2.21010234003}] \quad [\text{W}]$$

### A11.3 Cálculo de la función potencia para el modelo de elemento UR1001-500

Si, de la Tabla 32 se obtiene:

$$\Delta T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \dot{Q}_1 = f(\Delta T_1) = 128 \text{ W}$$

$$\Delta T_2 = 64.5 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \dot{Q}_2 = f(\Delta T_2) = 196 \text{ W}$$

Del primer par ordenado, se tiene:

$$128 = a * 50^n \quad \rightarrow a = \frac{128}{50^n}$$

Del segundo par ordenado, se tiene:

$$196 = a * 64.5^n$$

Reemplazando  $a$  en la ecuación del segundo par ordenado:

$$196 = \frac{128}{50^n} * 64.5^n$$
$$\frac{196}{128} = \left(\frac{64.5}{50}\right)^n$$

Despejando  $n$ , por propiedad del logaritmo:

$$n = \log_{\left(\frac{64.5}{50}\right)} \left(\frac{196}{128}\right) = 1.67326689986$$

Calculando el valor del coeficiente  $a$ :

$$a = \frac{128}{50^{(1.67326689986)}} = 0.183814470502$$

Entonces, la función potencia para el modelo de elemento UR1001-500 será:

$$\dot{Q}_{UR1001-500} = f(\Delta T) = 0.183814470502 * (\Delta T)^{1.67326689986} \quad [\text{W}]$$

Y, la función potencia para un radiador compuesto por 06 elementos del modelo UR1001-500 (ver la Tabla 29), será:

$$\dot{Q}_{UR1001-500-6} = f(\Delta T) = 6 * [0.183814470502 * (\Delta T)^{1.67326689986}] \quad [\text{W}]$$

#### **A11.4 Cálculo de la función potencia para el modelo de elemento UR1001-600**

Si, de la Tabla 32 se obtiene:

$$\Delta T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \dot{Q}_1 = f(\Delta T_1) = 138 \text{ W}$$

$$\Delta T_2 = 64.5 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \dot{Q}_2 = f(\Delta T_2) = 216 \text{ W}$$

Del primer par ordenado, se tiene:

$$138 = a * 50^n \quad \rightarrow a = \frac{138}{50^n}$$

Del segundo par ordenado, se tiene:

$$216 = a * 64.5^n$$

Reemplazando  $a$  en la ecuación del segundo par ordenado:

$$216 = \frac{138}{50^n} * 64.5^n$$

$$\frac{216}{138} = \left(\frac{64.5}{50}\right)^n$$

Despejando  $n$ , por propiedad del logaritmo:

$$n = \log_{\left(\frac{64.5}{50}\right)}\left(\frac{216}{138}\right) = 1.75942828879$$

Calculando el valor del coeficiente  $a$ :

$$a = \frac{138}{50^{(1.75942828879)}} = 0.141469623905$$

Entonces, la función potencia para el modelo de elemento UR1001-600 será:

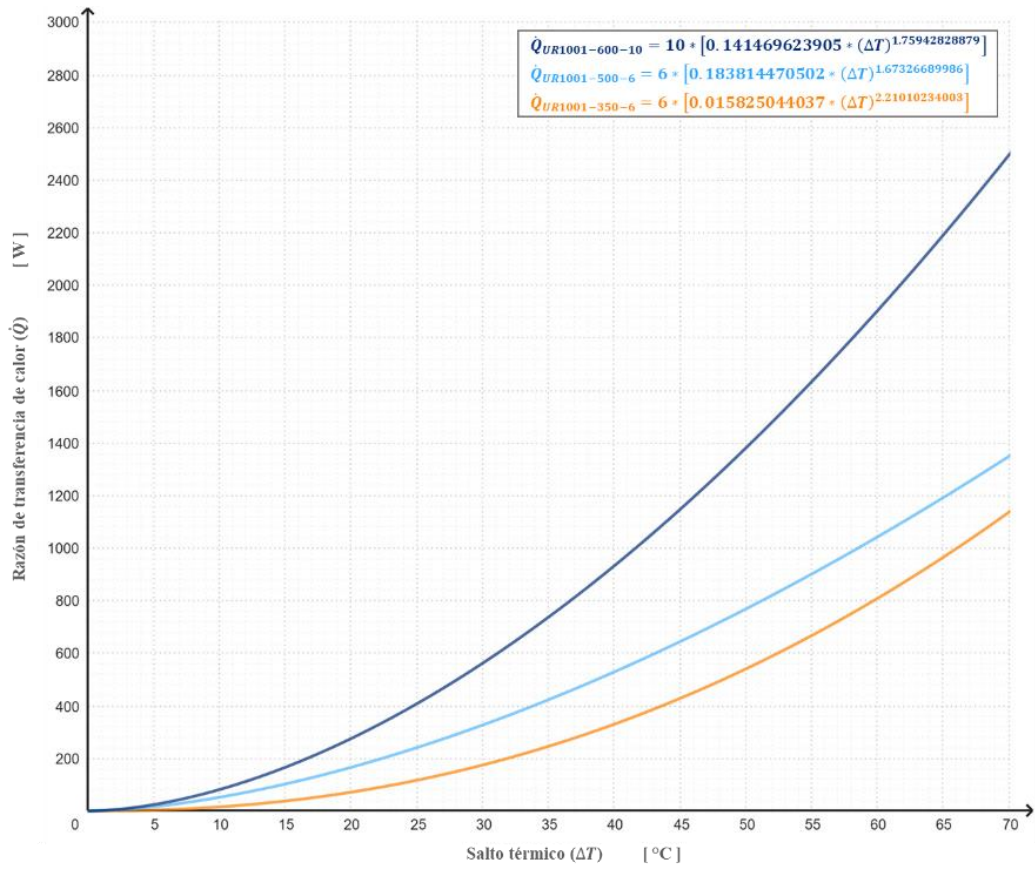
$$\dot{Q}_{UR1001-600} = f(\Delta T) = 0.141469623905 * (\Delta T)^{1.75942828879} \quad [\text{W}]$$

Y, la función potencia para un radiador compuesto por 10 elementos del modelo UR1001-600 (ver la Tabla 29), será:

$$\dot{Q}_{UR1001-600-10} = f(\Delta T) = 10 * [0.141469623905 * (\Delta T)^{1.75942828879}] \quad [\text{W}]$$

### **A11.5 Gráficas de las curvas características de transferencia de calor de los radiadores UR1001**

En la Figura 69 se muestran las curvas de las razones de transferencia de calor de los radiadores de los modelos UR1001-350-6, UR1001-500-6, y UR1001-600-10.



**Figura 69.** Curvas características de transferencia de calor de los radiadores de la serie UR1001.

**Anexo 12. Datos registrados en las pruebas realizadas.**

**Tabla A12.1 Datos del promedio temperatura y humedad del laboratorio sin el sistema de calefacción del mes de agosto y setiembre del 2023.**

<b>Hora</b>	<b>Temperatura del laboratorio (°C)</b>	<b>Humedad relativa (%)</b>
00:00:00	11.11	34.42
00:30:00	11.03	34.36
01:00:00	10.96	34.22
01:30:00	10.90	34.09
02:00:00	10.84	34.03
02:30:00	10.81	34.02
03:00:00	10.76	34.01
03:30:00	10.72	33.96
04:00:00	10.72	33.90
04:30:00	10.69	33.87
05:00:00	10.66	33.86
05:30:00	10.65	33.87
06:00:00	10.71	33.80
06:30:00	10.83	33.62
07:00:00	10.97	33.42
07:30:00	11.28	33.10
08:00:00	11.61	32.90
08:30:00	11.91	32.81
09:00:00	12.18	32.52
09:30:00	12.46	32.23
10:00:00	12.74	31.94
10:30:00	13.00	31.68
11:00:00	13.26	31.57
11:30:00	13.52	31.31
12:00:00	13.74	31.04
12:30:00	13.92	30.68
13:00:00	14.13	30.14
13:30:00	14.28	29.82
14:00:00	14.41	29.55
14:30:00	14.44	29.30
15:00:00	14.40	29.37
15:30:00	14.29	29.48
16:00:00	14.16	29.63
16:30:00	13.98	29.99
17:00:00	13.62	30.56
17:30:00	13.21	31.10
18:00:00	12.86	31.69
18:30:00	12.60	32.10
19:00:00	12.41	32.44
19:30:00	11.88	33.50
20:00:00	12.06	33.22
20:30:00	11.91	33.46
21:00:00	11.78	33.63
21:30:00	11.66	33.81
22:00:00	11.55	33.97
22:30:00	11.45	34.06
23:00:00	11.36	34.10
23:30:00	11.27	34.14
<b>Promedio 07:30:00 a 16:30:00</b>	<b>13.35</b>	<b>31.00</b>

**Tabla A12.2. Datos de la temperatura, humedad relativa y razón de transferencia de calor del 13/10/2023 a 16/12/23.**

Hora	T <sub>exterior</sub> (°C)	HR <sub>exterior</sub> (%)	T <sub>Lab.</sub> (°C)	HR <sub>Lab.</sub> (%)	$\dot{Q}_{UR1001-60c}$ (W)	$\dot{Q}_{UR1001-50c}$ (W)	$\dot{Q}_{UR1001-350}$ (W)	$\Sigma \dot{Q}_{600,500,350}$ (W)
00:00:00	9.20	70.26	17.19	47.46	1.90	1.46	0.14	3.64
00:30:00	9.01	70.86	17.11	47.56	1.93	1.48	0.14	3.68
01:00:00	8.73	70.70	17.02	47.68	1.99	1.53	0.15	3.81
01:30:00	8.32	71.95	16.93	47.74	2.03	1.56	0.15	3.89
02:00:00	8.02	72.92	16.85	47.83	2.09	1.60	0.16	4.01
02:30:00	7.79	73.42	16.76	47.95	2.15	1.65	0.16	4.12
03:00:00	7.67	73.90	16.65	48.11	2.25	1.71	0.17	4.30
03:30:00	7.35	74.46	16.58	48.28	2.24	1.71	0.17	4.29
04:00:00	7.20	75.67	16.50	48.38	2.25	1.71	0.17	4.30
04:30:00	6.90	75.69	16.43	48.43	2.28	1.74	0.17	4.36
05:00:00	7.03	75.77	16.36	48.47	2.31	1.76	0.18	4.42
05:30:00	7.68	74.16	16.38	48.36	2.11	1.62	0.16	4.04
06:00:00	8.80	70.66	16.48	48.10	1.70	1.31	0.12	3.25
06:30:00	9.94	67.12	16.65	47.76	1.22	0.96	0.08	2.34
07:00:00	11.27	63.20	16.87	47.36	0.80	0.64	0.05	1.53
07:30:00	12.82	58.56	17.27	46.63	40.26	26.49	6.61	79.96
08:00:00	14.03	54.86	17.76	45.79	65.00	42.00	11.64	130.29
08:30:00	15.29	50.99	18.16	45.29	66.27	42.78	11.93	132.91
09:00:00	16.31	48.41	18.54	44.82	68.78	44.32	12.51	138.12
09:30:00	16.83	46.29	18.82	44.41	71.39	45.92	13.10	143.51
10:00:00	18.00	43.01	19.09	44.04	72.30	46.47	13.31	145.39
10:30:00	18.80	40.50	19.35	43.60	73.67	47.31	13.63	148.25
11:00:00	19.63	38.16	19.60	43.20	74.57	47.86	13.84	150.11
11:30:00	20.52	36.52	19.85	42.74	76.05	48.77	14.19	153.19
12:00:00	21.15	34.69	20.11	42.34	76.28	48.91	14.24	153.67
12:30:00	21.56	33.26	20.25	42.03	76.45	49.01	14.28	154.03
13:00:00	21.24	34.64	20.34	41.80	75.50	48.43	14.06	152.05
13:30:00	20.89	37.29	20.39	41.51	70.97	45.67	13.00	142.64
14:00:00	20.84	38.01	20.41	41.32	65.74	42.46	11.81	131.82
14:30:00	20.58	37.84	20.42	41.29	63.45	41.05	11.30	127.09
15:00:00	20.34	37.38	20.48	41.14	61.60	39.91	10.88	123.28
15:30:00	20.05	37.98	20.48	41.06	58.81	38.19	10.27	117.53
16:00:00	19.44	39.51	20.40	41.07	54.77	35.69	9.39	109.23
16:30:00	18.01	42.54	20.19	41.40	32.70	21.80	4.99	64.48
17:00:00	16.17	46.89	19.78	41.99	11.10	7.81	1.28	21.47
17:30:00	14.69	52.14	19.27	42.67	5.01	3.67	0.47	9.62
18:00:00	13.86	55.12	18.89	43.41	2.96	2.22	0.24	5.66
18:30:00	13.04	58.34	18.56	44.09	2.26	1.72	0.17	4.33
19:00:00	12.57	59.95	18.31	44.73	1.93	1.48	0.14	3.69
19:30:00	11.31	62.87	17.81	45.86	1.65	1.27	0.11	3.15
20:00:00	11.71	61.85	17.97	45.55	1.66	1.28	0.12	3.17
20:30:00	11.35	62.84	17.83	45.82	1.66	1.28	0.12	3.17
21:00:00	11.04	63.00	17.73	46.02	1.62	1.25	0.11	3.10
21:30:00	10.65	64.11	17.63	46.17	1.63	1.26	0.11	3.11
22:00:00	10.39	65.49	17.49	46.37	1.76	1.36	0.13	3.37
22:30:00	9.98	67.61	17.37	46.56	1.84	1.42	0.13	3.52
23:00:00	9.56	69.72	17.26	46.83	1.92	1.48	0.14	3.68
23:30:00	9.22	70.68	17.16	47.14	1.99	1.52	0.15	3.81
<b>Promedio 07:30:00 a 16:30:00</b>	18.80	41.55	19.54	43.00	67.33	43.40	12.22	135.17

**Tabla A12.3. Datos de la temperatura ambiente exterior, temperatura del ambiente A y razón de transferencia de calor del radiador 17/05/2024 a 21/05/24.**

<b>Hora</b>	<b>T<sub>Ambiente exterior</sub> (°C)</b>	<b>T<sub>Ambiente A</sub> (°C)</b>	<b>Q<sub>UR1001-500</sub> (W)</b>	<b>Q<sub>UR1001-350</sub> (W)</b>	<b>Σ Q<sub>500,350</sub> (W)</b>
00:00:00	5.58	11.73	0.79	5.86	7.44
00:30:00	5.63	11.66	0.79	5.95	7.52
01:00:00	5.14	11.56	0.81	6.24	7.86
01:30:00	4.75	11.48	0.79	6.37	7.95
02:00:00	4.69	11.39	0.79	6.65	8.24
02:30:00	4.21	11.33	0.78	6.74	8.29
03:00:00	3.86	11.26	0.77	6.86	8.41
03:30:00	3.46	11.21	0.74	6.99	8.47
04:00:00	3.16	11.14	0.73	6.89	8.35
04:30:00	2.63	11.07	0.73	6.89	8.34
05:00:00	2.17	11.00	0.73	7.15	8.60
05:30:00	2.18	10.93	0.72	7.24	8.69
06:00:00	2.18	10.89	0.70	7.34	8.74
06:30:00	3.34	10.87	0.69	7.35	8.72
07:00:00	4.39	10.89	0.66	7.21	8.52
07:30:00	6.27	11.08	62.55	213.90	339.01
08:00:00	7.98	11.72	95.80	295.40	487.01
08:30:00	9.12	12.24	99.02	283.49	481.54
09:00:00	10.19	12.63	101.50	286.15	489.15
09:30:00	11.27	12.97	105.13	304.62	514.88
10:00:00	12.37	13.29	109.80	304.88	524.49
10:30:00	13.23	13.66	113.95	299.19	527.10
11:00:00	13.94	14.05	118.72	303.96	541.40
11:30:00	14.02	14.33	124.13	314.38	562.64
12:00:00	14.53	14.51	130.43	322.41	583.26
12:30:00	14.78	14.72	135.70	336.38	607.77
13:00:00	15.38	14.89	140.56	336.05	617.16
13:30:00	15.47	15.07	142.02	325.25	609.29
14:00:00	15.49	15.26	142.32	306.99	591.64
14:30:00	15.70	15.37	145.29	299.44	590.01
15:00:00	16.10	15.43	145.55	291.98	583.07
15:30:00	15.83	15.44	146.25	285.02	577.51
16:00:00	15.15	15.38	144.07	280.71	568.85
16:30:00	14.19	15.15	60.34	154.12	274.81
17:00:00	12.93	14.49	9.45	44.20	63.10
17:30:00	12.05	13.90	2.93	18.94	24.79
18:00:00	11.46	13.45	1.52	11.85	14.90
18:30:00	10.42	13.10	1.09	9.17	11.35
19:00:00	9.93	12.84	0.93	8.38	10.24
19:30:00	8.35	12.29	0.80	7.90	9.50
20:00:00	9.00	12.47	0.82	7.84	9.47
20:30:00	8.43	12.32	0.80	7.88	9.47
21:00:00	7.96	12.17	0.81	7.94	9.55
21:30:00	7.66	12.03	0.80	7.92	9.53
22:00:00	7.03	11.91	0.81	8.01	9.63
22:30:00	6.59	11.82	0.81	8.05	9.67
23:00:00	6.23	11.72	0.82	7.79	9.42
23:30:00	5.70	11.64	0.80	7.75	9.35
<b>Promedio 07:30:00 a 16:30:00</b>	13.16	14.00	122.38	299.46	544.21

**Tabla A12.4. Datos de la temperatura ambiente exterior, temperatura del ambiente A y razón de transferencia de calor del radiador con ventilador 17/06/24 a 24/06/24.**

<b>Hora</b>	<b>T<sub>Ambiente exterior</sub> (°C)</b>	<b>T<sub>Ambiente A</sub> (°C)</b>	<b><math>\dot{Q}_{UR1001-500}</math> (W)</b>	<b><math>\dot{Q}_{UR1001-350}</math> (W)</b>	<b><math>\Sigma \dot{Q}_{500,350}</math> (W)</b>
00:00:00	4.53	11.56	0.31	2.67	3.28
00:30:00	4.04	11.48	0.29	2.56	3.14
01:00:00	3.38	11.40	0.27	2.41	2.95
01:30:00	3.09	11.33	0.25	2.27	2.76
02:00:00	2.95	11.26	0.23	2.16	2.62
02:30:00	2.45	11.20	0.22	2.09	2.54
03:00:00	1.94	11.12	0.22	2.05	2.48
03:30:00	1.79	11.03	0.22	2.08	2.52
04:00:00	1.10	10.97	0.21	2.01	2.43
04:30:00	0.85	10.90	0.21	2.01	2.43
05:00:00	0.61	10.82	0.20	1.94	2.34
05:30:00	0.45	10.74	0.19	1.85	2.22
06:00:00	0.76	10.70	0.16	1.61	1.93
06:30:00	1.22	10.70	0.13	1.41	1.67
07:00:00	2.59	10.75	0.12	1.35	1.60
07:30:00	4.47	11.25	65.88	152.25	284.02
08:00:00	6.14	11.84	102.56	217.85	422.96
08:30:00	7.74	12.53	100.32	214.23	414.88
09:00:00	8.99	12.97	100.85	215.05	416.75
09:30:00	9.98	13.20	103.09	218.70	424.89
10:00:00	11.21	13.49	106.40	223.96	436.76
10:30:00	12.00	13.87	110.04	229.72	449.80
11:00:00	12.67	14.29	111.66	232.27	455.58
11:30:00	13.39	14.58	116.05	239.23	471.33
12:00:00	13.97	14.79	120.66	246.37	487.68
12:30:00	14.45	14.97	124.04	251.52	499.61
13:00:00	14.45	15.10	126.11	254.71	506.92
13:30:00	14.62	15.23	128.12	257.78	514.02
14:00:00	14.25	15.31	128.89	258.91	516.69
14:30:00	14.41	15.38	129.67	260.06	519.39
15:00:00	14.17	15.44	131.13	262.36	524.63
15:30:00	13.90	15.40	131.91	263.53	527.35
16:00:00	13.27	14.93	135.98	269.63	541.60
16:30:00	12.38	14.36	66.36	152.93	285.65
17:00:00	11.25	13.73	14.10	48.09	76.28
17:30:00	10.43	13.28	4.81	21.39	31.01
18:00:00	10.01	12.96	2.17	11.73	16.06
18:30:00	9.95	12.72	1.21	7.55	9.96
19:00:00	9.30	12.52	0.82	5.65	7.29
19:30:00	7.27	12.08	0.47	3.72	4.66
20:00:00	8.04	12.23	0.55	4.16	5.26
20:30:00	7.38	12.10	0.48	3.78	4.75
21:00:00	6.88	12.01	0.44	3.52	4.39
21:30:00	6.27	11.93	0.39	3.23	4.02
22:00:00	5.91	11.85	0.36	3.04	3.77
22:30:00	5.73	11.76	0.35	2.94	3.63
23:00:00	5.47	11.67	0.33	2.86	3.52
23:30:00	5.17	11.59	0.32	2.78	3.43
<b>Promedio 07:30:00 a 16:30:00</b>	11.89	14.14	115.19	237.12	467.49

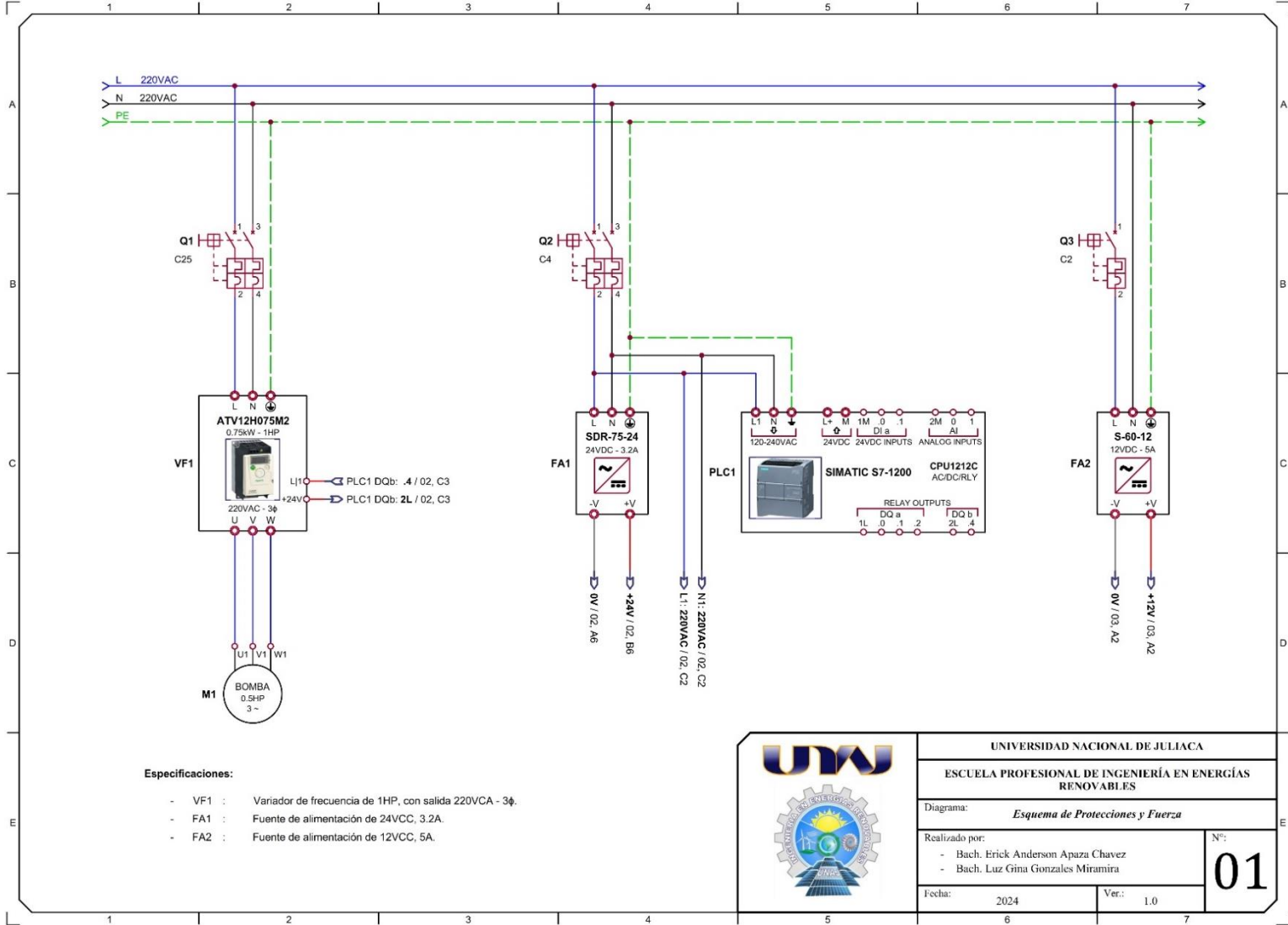
**Tabla A12.5. Datos de la temperatura ambiente, temperatura del ambiente B y razón de transferencia de calor del radiador 13/10/2023 a 16/12/23.**

<b>Hora</b>	<b>T<sub>Ambiente exterior</sub> (°C)</b>	<b>T<sub>Ambiente B</sub> (°C)</b>	<b>Q<sub>UR1001-600</sub> (W)</b>	<b>HR<sub>Ambiente exterior</sub> (%)</b>	<b>HR<sub>Ambiente B</sub> (%)</b>
00:00:00	6.22	14.80	0.78	71.00	52.38
00:30:00	6.33	14.73	0.69	70.49	52.43
01:00:00	5.88	14.64	0.71	72.21	52.48
01:30:00	5.59	14.57	0.67	72.69	52.55
02:00:00	5.51	14.49	0.69	72.99	52.61
02:30:00	5.16	14.44	0.64	74.85	52.66
03:00:00	4.83	14.39	0.60	75.29	52.71
03:30:00	4.33	14.34	0.53	76.58	52.77
04:00:00	3.99	14.27	0.49	79.09	52.83
04:30:00	3.56	14.21	0.46	81.08	52.89
05:00:00	3.29	14.13	0.45	82.05	52.96
05:30:00	3.25	14.07	0.41	82.53	53.00
06:00:00	3.04	14.03	0.31	83.16	53.06
06:30:00	4.10	14.02	0.25	81.30	53.05
07:00:00	5.34	14.06	0.22	78.69	52.98
07:30:00	6.94	14.30	168.54	75.44	52.47
08:00:00	8.53	14.97	328.97	68.00	51.17
08:30:00	9.66	15.49	336.00	63.24	50.25
09:00:00	10.75	15.90	344.87	58.49	49.58
09:30:00	11.81	16.28	357.56	55.26	49.01
10:00:00	12.88	16.67	371.31	51.76	48.39
10:30:00	13.57	17.04	375.35	48.04	47.77
11:00:00	14.26	17.40	382.92	45.47	47.25
11:30:00	14.49	17.67	397.94	47.63	46.86
12:00:00	15.13	17.89	413.97	45.43	46.66
12:30:00	15.43	18.11	429.92	42.66	45.99
13:00:00	15.89	18.28	437.66	38.59	45.58
13:30:00	15.57	18.40	437.03	43.02	45.52
14:00:00	15.59	18.48	432.52	44.96	45.47
14:30:00	15.83	18.55	433.71	40.04	45.15
15:00:00	16.15	18.61	437.92	37.73	45.15
15:30:00	15.80	18.62	437.76	38.76	45.09
16:00:00	15.05	18.57	430.99	43.09	45.29
16:30:00	14.01	18.29	222.81	46.47	45.85
17:00:00	12.66	17.62	51.01	51.31	47.26
17:30:00	11.74	17.03	17.33	57.06	48.19
18:00:00	11.13	16.56	7.39	59.71	48.99
18:30:00	10.31	16.22	3.82	61.75	49.59
19:00:00	9.97	15.96	2.43	63.19	49.98
19:30:00	8.64	15.43	1.34	67.22	50.70
20:00:00	9.13	15.60	1.53	64.94	50.50
20:30:00	8.70	15.46	1.36	66.93	50.67
21:00:00	8.27	15.31	1.26	68.09	50.86
21:30:00	8.09	15.18	1.15	67.51	51.00
22:00:00	7.65	15.08	1.07	68.31	51.11
22:30:00	7.18	15.00	1.03	69.33	51.23
23:00:00	6.73	14.90	1.00	68.59	51.34
23:30:00	6.14	14.82	0.97	68.54	51.43
<b>Promedio 07:30:00 a 16:30:00</b>	13.52	17.29	386.39	49.31	47.37

**Tabla A12.6. Datos de la temperatura ambiente, temperatura del ambiente B y razón de transferencia de calor del radiador 13/10/2023 a 16/12/23.**

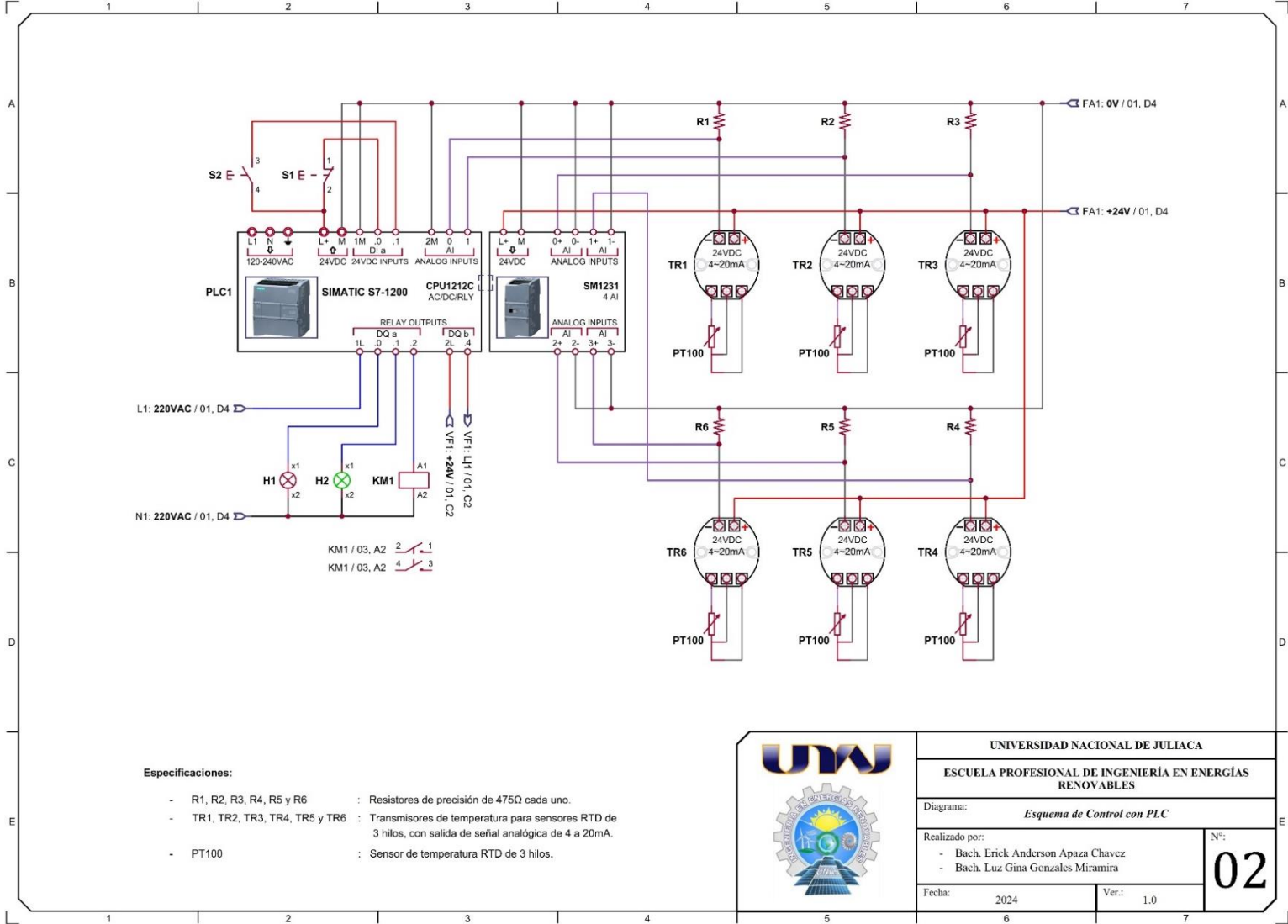
<b>Hora</b>	<b>T<sub>Ambiente exterior</sub> (°C)</b>	<b>T<sub>Ambiente B</sub> (°C)</b>	<b><math>\dot{Q}_{UR1001-600}</math>(W)</b>
00:00:00	4.53	12.53	0.82
00:30:00	4.04	12.44	0.74
01:00:00	3.38	12.35	0.65
01:30:00	3.09	12.28	0.55
02:00:00	2.95	12.23	0.46
02:30:00	2.45	12.16	0.42
03:00:00	1.94	12.10	0.37
03:30:00	1.79	12.02	0.38
04:00:00	1.10	11.96	0.34
04:30:00	0.85	11.89	0.33
05:00:00	0.61	11.82	0.27
05:30:00	0.45	11.76	0.22
06:00:00	0.76	11.70	0.13
06:30:00	1.22	11.71	0.05
07:00:00	2.59	11.77	0.03
07:30:00	4.47	12.04	235.59
08:00:00	6.14	12.77	342.02
08:30:00	7.74	13.56	333.10
09:00:00	8.99	14.09	332.12
09:30:00	9.98	14.52	333.04
10:00:00	11.21	14.97	338.03
10:30:00	12.00	15.37	347.04
11:00:00	12.67	15.72	353.30
11:30:00	13.39	16.09	362.94
12:00:00	13.97	16.38	372.84
12:30:00	14.45	16.63	379.93
13:00:00	14.45	16.73	386.05
13:30:00	14.62	16.88	390.53
14:00:00	14.25	16.89	394.50
14:30:00	14.41	16.88	398.68
15:00:00	14.17	16.85	405.14
15:30:00	13.90	16.73	409.54
16:00:00	13.27	16.61	409.90
16:30:00	12.38	16.19	213.42
17:00:00	11.25	15.28	55.16
17:30:00	10.43	14.73	19.56
18:00:00	10.01	14.31	8.45
18:30:00	9.95	14.00	4.30
19:00:00	9.30	13.75	2.64
19:30:00	7.27	13.20	1.31
20:00:00	8.04	13.38	1.57
20:30:00	7.38	13.22	1.35
21:00:00	6.88	13.09	1.20
21:30:00	6.27	12.97	1.08
22:00:00	5.91	12.87	0.98
22:30:00	5.73	12.77	0.92
23:00:00	5.47	12.67	0.90
23:30:00	5.17	12.59	0.84
<b>Promedio 07:30:00 a 16:30:00</b>	11.89	15.54	362.46

**Anexo 13. Esquema de protección y fuerza.**

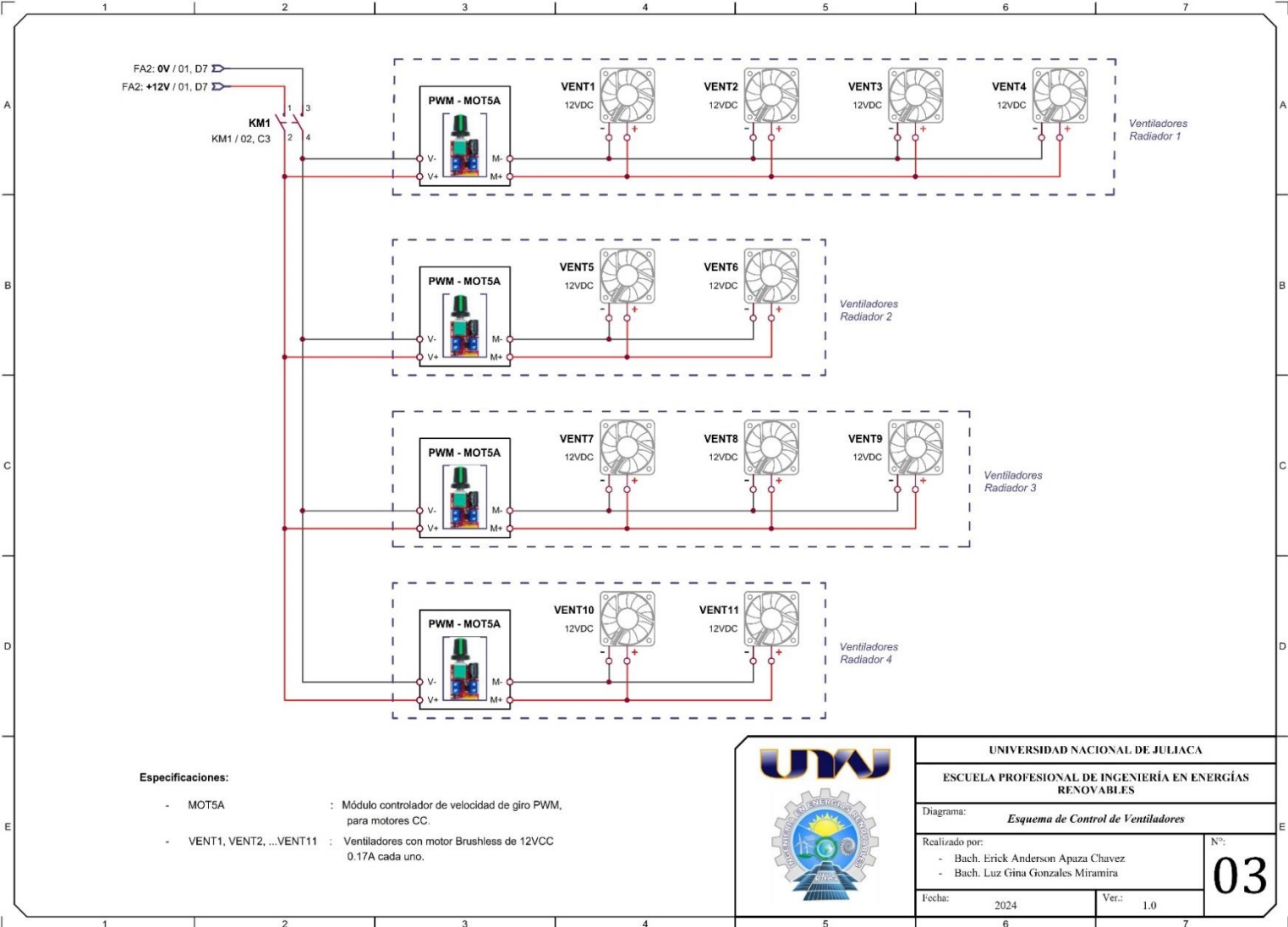


	UNIVERSIDAD NACIONAL DE JULIACA	
	ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES	
	Diagrama: <i>Esquema de Protecciones y Fuerza</i>	
	Realizado por:	N°:
- Bach. Erick Anderson Apaza Chavez - Bach. Luz Gina Gonzales Miramira		01
Fecha: 2024	Ver.: 1.0	

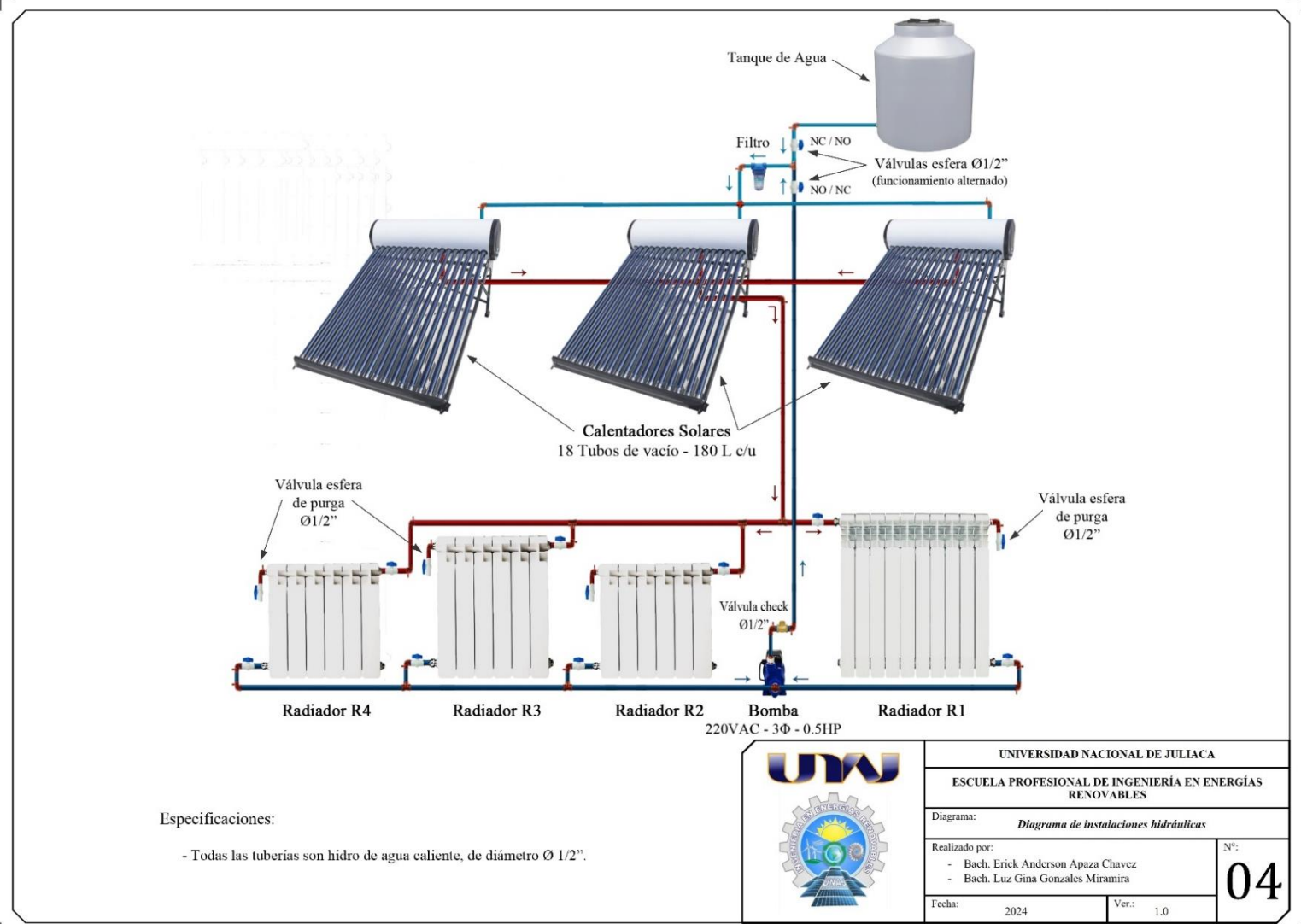
Anexo 14. Esquema de control con PLC.



**Anexo 15. Esquema de control con ventiladores.**



Anexo 16. Diagrama de instalaciones hidráulicas.



## **Anexo 17. Sistema de calefacción solar térmico instalado.**

En este apéndice se muestran las fotografías de la instalación del sistema de calefacción solar térmico.

### **A17.1 Hermetizado del gabinete del Laboratorio de Control y Automatización**

En la Figura 70 se muestra el hermetizado del gabinete mediante mamparas de vidrio superiores, que lo aíslan térmicamente del resto del laboratorio.



*Figura 70.* Hermetizado del gabinete del Laboratorio de Control y Automatización.

### **A17.2 Instalaciones hidráulicas realizadas**

En la Figura 71 se muestran los procesos de instalación de los radiadores y de la bomba hidráulica.



*Figura 71.* Instalación de la bomba hidráulica y radiadores.

En la Figura 72 se muestra el proceso de instalación de los calentadores solares.



**Figura 72.** Instalación de los calentadores solares.

En la Figura 73 se muestra el resultado de la instalación de los tres calentadores solares de 18 tubos de vacío cada uno.



**Figura 73.** Calentadores solares instalados.

### A17.3 Instalación del sistema de control

En la Figura 74 se muestran los procesos de instalación de los componentes del sistema de control.



*Figura 74.* Instalación del gabinete y tablero de control.

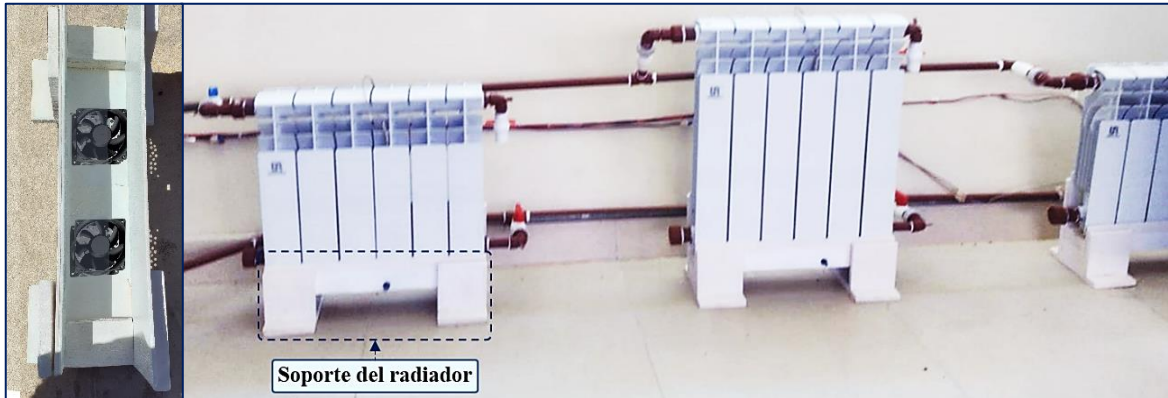
En la Figura 75 se muestra el tablero de control instalado, con el sistema en funcionamiento.



*Figura 75.* Tablero de control instalado.

#### A17.4 Instalaciones del sistema de convección forzada

En la Figura 76 se muestran los ventiladores del sistema de convección forzada, estos fueron instalados en la estructura de soporte de los radiadores.



*Figura 76.* Ventiladores instalados en las estructuras de soportes de los radiadores.

#### A17.5 Instalaciones del sistema de calefacción

En la Figura 77 se muestran los radiadores instalados en el laboratorio (ambiente A), y en el gabinete (ambiente B), en funcionamiento.



*Figura 77.* Imágenes de los radiadores y del tablero del sistema de calefacción.

## Anexo 18. Fichas técnicas de los equipos utilizados.

### A18.1 Ficha técnica del PLC S7-1200 CPU1212C

# SIEMENS

#### Hoja de datos

**6ES7212-1BE40-0XB0**



Figura similar

SIMATIC S7-1200, CPU 1212C, CPU compacta AC/DC/relé, E/S INTEGRADAS: 8 DI DC 24V; 6 DO, relé 2 A; 2 AI 0-10V DC, alimentación: AC 85-264 V AC con 47-63 Hz, Memoria de programas/datos 75 KB

Información general	
Designación del tipo de producto	CPU 1212C AC/DC/Relais
Versión de firmware	V4.5
Ingeniería con	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Paquete de programación</li> </ul>	STEP 7 V17 o superior
Tensión de alimentación	
Valor nominal (AC)	
<ul style="list-style-type: none"> <li>120 V AC</li> <li>230 V AC</li> </ul>	Sí Sí
Rango admisible, límite inferior (AC)	85 V
Rango admisible, límite superior (AC)	264 V
Frecuencia de red	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Rango admisible, límite inferior</li> <li>Rango admisible, límite superior</li> </ul>	47 Hz 63 Hz
Intensidad de entrada	
Consumo (valor nominal)	80 mA con 120 V AC; 40 mA con 240 V AC
Consumo, máx.	240 mA con 120 V AC; 120 mA con 240 V AC
Intensidad de cierre, máx.	20 A; con 264 V
I <sup>2</sup> t	0,8 A <sup>2</sup> ·s
Intensidad de salida	
Para bus de fondo (5 V DC), máx.	1 000 mA; máx. 5 V DC para SM y CM
Alimentación de sensores	
Alimentación de sensores 24 V	
<ul style="list-style-type: none"> <li>24 V</li> </ul>	20,4 a 28,8 V
Pérdidas	
Pérdidas, típ.	11 W
Memoria	
Memoria de trabajo	
<ul style="list-style-type: none"> <li>integrada</li> </ul>	75 kbyte
Memoria de carga	
<ul style="list-style-type: none"> <li>integrada</li> <li>enchufable (SIMATIC Memory Card), máx.</li> </ul>	2 Mbyte con SIMATIC Memory Card
Respaldo	
<ul style="list-style-type: none"> <li>existente</li> <li>libre de mantenimiento</li> <li>sin pila</li> </ul>	Sí Sí Sí
Tiempos de ejecución de la CPU	
para operaciones de bits, típ.	0,08 µs; /instrucción
para operaciones a palabras, típ.	1,7 µs; /instrucción

## A18.2 Ficha técnica del módulo de expansión SM 1231 4AI

# SIEMENS

### Hoja de datos

6ES7231-4HD32-0XB0



Figura similar

SIMATIC S7-1200, módulo de entradas analógicas, SM 1231, 4 AI, +/-10V, +/-5V, +/-2,5V, o 0-20 mA/4-20 mA, 12 bits + signo (13 bits ADC)

Información general	
Designación del tipo de producto	SM 1231, AI 4x13 bit
Tensión de alimentación	
Valor nominal (DC)	24 V
Intensidad de entrada	
Consumo, típ.	45 mA
de bus de fondo 5 V DC, típ.	80 mA
Pérdidas	
Pérdidas, típ.	1,5 W
Entradas analógicas	
Nº de entradas analógicas	4; Entradas diferenciales tipo corriente o tensión
Tensión de entrada admisible para entrada de tensión (límite de destrucción), máx.	35 V
Intensidad de entrada admisible para entrada de corriente (límite de destrucción), máx.	40 mA
Tiempo de ciclo (todos los canales), máx.	625 µs
Rangos de entrada	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tensión</li> <li>• Intensidad</li> <li>• Termopar</li> <li>• Termorresistencias</li> <li>• Resistencia</li> </ul>	Sí; ±10 V, ±5 V, ±2,5 V Sí; 4 a 20 mA, 0 a 20 mA No No No
Rangos de entrada (valores nominales), tensiones	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• -10 V a +10 V</li> <li>— Resistencia de entrada (-10 V a +10 V)</li> <li>• -2,5 V a +2,5 V</li> <li>— Resistencia de entrada (-2,5 V a +2,5 V)</li> <li>• -5 V a +5 V</li> <li>— Resistencia de entrada (-5 V a +5 V)</li> </ul>	Sí ≥ 9 MOhm Sí ≥ 9 MOhm Sí ≥ 9 MOhm
Rangos de entrada (valores nominales), intensidades	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• 0 a 20 mA</li> <li>— Resistencia de entrada (0 a 20 mA)</li> <li>• 4 mA a 20 mA</li> <li>— Resistencia de entrada (4 mA a 20 mA)</li> </ul>	Sí 280 Ω Sí 280 Ω
Formación de valor analógico para entradas	
Tiempo de integración y conversión/resolución por canal	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Resolución con rango de rebase (bits incl. signo), máx.</li> <li>• Tiempo de integración parametrizable</li> <li>• Supresión de perturbaciones de tensión para frecuencia perturbadora f1 en Hz</li> </ul>	12 bit; + signo Sí 40 dB, DC a 60 V para frecuencia de perturbación 50/60 Hz

## A18.3 Ficha técnica del variador de velocidad Schneider Altivar 12 ATV12H075M2

# Ficha técnica del producto

Especificaciones



Variador de velocidad ATV12 -  
0.75kW - 1hp - 200..240V - 1ph -  
con receptor de calor

ATV12H075M2

### Principal

Gama de producto	Altivar 12
Tipo de Producto o Componente	Variador de velocidad
aplicación específica de producto	Máquina simple
tipo de montaje	Montaje de gabinete
protocolo del puerto de comunicación	Modbus
Frecuencia de alimentación	50/60 Hz +/- 5 %
[Us] Tensión de alimentación	200...240 V - 15...10 %
corriente de salida nominal	4.2 A
potencia del motor en HP	1 hp
potencia del motor en kW	0.75 kW
potencia del motor en HP	1 hp
filtro CEM	Integrado
Grado de protección IP	IP20

### Complementario

número de entrada digital	4
número de salida digital	2
número de entrada analógica	1
número de salida analógica	1
numero de salidas relé	1
interface física	RS 485 de dos hilos
Tipo de conector	1 RJ45
corriente de salida en continuo	4.2 A en 4 kHz
método de acceso	Servidor serie Modbus
rango de frecuencias de salida	0.5...400 Hz
rango de velocidades	1...20
duración de muestreo	20 ms, tolerancia +/- 1 ms para entrada lóg. 10 ms para entrada analógica
error lineal	+/- 0.3 % de máximo valor para entrada analógica
resolución de frecuencia	Entrada analógica, estado 1 convertido A/D, 10 bits Unidad visualización, estado 1 0.1 Hz
constante de tiempo	20 ms +/- 1 ms para cambio de referencia

## A18.4 Ficha técnica de la bomba hidráulica Pedrollo PKm 60

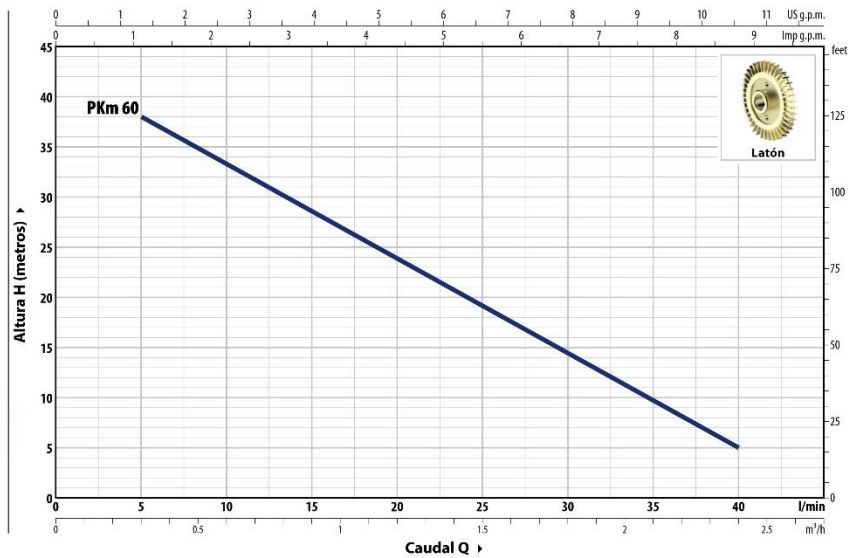


**PKm 60<sup>®</sup>**

**Electrobomba con rodete periférico**

CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES – HS=0 m

50 Hz



TIPO	POTENCIA (P <sub>2</sub> )	Q	Caudal Q														
			m <sup>3</sup> /h	0	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4					
Monofásico	kW	l/min	0	5	10	15	20	25	30	35	40						
Trifásico	HP																
PKm 60	IE2 IE3	H m	40	38	33.5	29	24	19.5	15	10	5						

Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

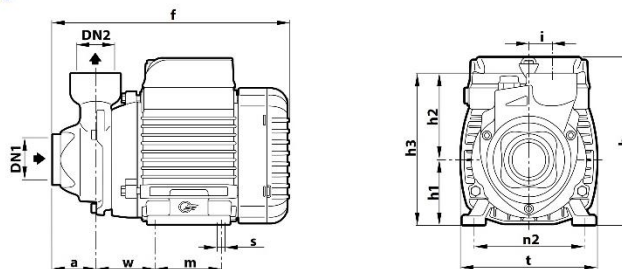
Tolerancia de las curvas de prestaciones según EN ISO 9906 Grado 3B.

### CONSUMOS

TIPO	TENSIÓN
Monofásico	230 V
PKm 60 <sup>®</sup>	2.3 A

TIPO	TENSIÓN	
Trifásico	230 V - Δ	400 V - Δ
PK 60 <sup>®</sup>	2.0 A	1.15 A

### DIMENSIONES Y PESOS



TIPO	BOCAS	DIMENSIONES mm												kg		PALETIZACIÓN		
		DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	h3	i	m	t	n2	w	s		1~	3~
Monofásico																		
Trifásico																		
PKm 60 <sup>®</sup>	1" 1"	38	208	145	56	75	131	20	55	118	94-100	53	7	5.0	5.0		240	

## A18.5 Ficha técnica del registrador de temperatura y humedad relativa GSP-6

**Elitech®**

*Innovation Preceding All*

### Parámetros técnicos



<b>Modelo</b>	RC-61/GSP-6
<b>Rango de medición de temperatura</b>	-40°C~+85°C (-40°F~185°F)
<b>Precisión de medición de temperatura</b>	Sonda TH: ±0,3°C/±0,6°F (-20°C~+40°C), ±0,5°C/±0,9°F (otros)
<b>Precisión de medición de humedad</b>	Sonda T: ±0,5°C/±0,9°F (-20°C~+40°C), ±1°C/±1,8°F (otros)
<b>Alcance de medición de humedad</b>	0%RH-100%RH
<b>Precisión de medición de humedad</b>	±3%RH (25°C, 20-80%RH), ±5%RH (otros)
<b>Resolución</b>	0,1°C/°F; 0,1%RH
<b>Cantidad de grupos de registros</b>	16.000 puntos al máximo
<b>Intervalo de registro</b>	10 segundos-24 horas
<b>Interfaz de datos</b>	USB
<b>Modo de arranque</b>	Arranque por botón y software
<b>Modo de parada</b>	Parada automática o por botón y software
<b>Software</b>	ElitechLog, soporta los sistemas macOS y Windows.
<b>Formato del informe</b>	El software puede exportar PDF/EXCEL/TXT*
<b>Sonda exterior</b>	Sondaintegrada de temperatura y humedad, sonda de temperatura, sonda de botella de gel (opcional)**
<b>Fuente de alimentación</b>	Batería ER14505 / o USB
<b>Vida útil</b>	2 años
<b>Certificación de producto</b>	EN12830, CE, RoHS
<b>Especificación y dimensión</b>	118 x 61,5 x 19 mm
<b>Peso de todo el equipo</b>	100g

\*\* Sólo la versión Windows puede exportar el informe TXT.

\*\*La botella de gel contiene 8 ml de propilenglicol.

## CERTIFICATE OF CALIBRATION

**Elitech®**  
*Innovation Preceding All*

**MODEL** GSP-6

**CALIBRATION DATE** 06/06/2022

**SERIAL No.** EFG226100250

**EXPIRATION DATE** 06/06/2024

### STATEMENT OF CALIBRATION

The products mentioned on the following page have been thoroughly tested, validated and met performance accuracy specifications over the stated ranges.

### REFERENCE EQUIPMENT

Low temperature testing equipment, model YF-80A accuracy ±0.015°C;  
Constant temperature through, model XORTS-120A accuracy ±0.01°C;  
Temperature and humidity verification box, model C4-180Pro accuracy ±1%RH;  
The above reference instruments have been calibrated by the China National Accreditation Council for Conformity Assessment and can be accredited by the American National Institute of Standards and Technology (NIST) in accordance with multilateral accreditation agreements.

**Temp Accuracy** -20~+40°C(±0.5°C) Others ±1.0°C

**Hum Accuracy** 20~80%RH(25°C: ±3%RH) Others ±5%RH

Validation	Indicated	Variance	Result
+85°C	85.9°C	0.9°C	PASS
+40°C	39.9°C	-0.1°C	PASS
+25°C	25.3°C	0.3°C	PASS
0°C	-0.2°C	-0.2°C	PASS
-20°C	-20.1°C	-0.1°C	PASS
-40°C	-39.6°C	0.4°C	PASS

Validation	Indicated	Variance	Result
70%RH	71%RH	1%RH	PASS
60%RH	59%RH	-1%RH	PASS
50%RH	52%RH	2%RH	PASS
40%RH	42%RH	2%RH	PASS
30%RH	28%RH	-2%RH	PASS
20%RH	18%RH	-2%RH	PASS

Elitech Technology, Inc.  
www.elitechlog.com

2528 Qume Dr, Ste 2  
San Jose, CA 95131 USA

INSPECTED BY *Jack Jia*

UNW

UW