

Dirección de Área de Conocimiento Industria y Producción

"Diseño de un Sistema de Climatización del Edificio Educativo Ubicado al sureste del Recinto Universitario Pedro Aráuz Palacios de la Universidad Nacional de Ingeniería en el año 2024".

Trabajo Monográfico para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Elaborado por:

Br. Hamilton Daniel
Estrada Pozo
Carnet: 2020-1248U

Br. José Manuel
Chávez Cárdenas
Carnet: 2020-1081U

Br. Bryan Fermín
Matamoros Loaisiga
Carnet: 2020-1224U

Tutor:

MSc. Donald Pérez
Palma



Dirección de Área
de Conocimiento
Industria y Producción

SECRETARIA DE ÁREA ACADÉMICA

F-8: CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA

El Suscrito Secretario del **ÁREA DE CONOCIMIENTO INDUSTRIA Y PRODUCCIÓN** hace constar que:

CHAVEZ CARDENAS JOSE MANUEL

Carné: **2020-1081U** Turno: **Diurno** Plan de Asignatura: **2015** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, ha aprobado todas las asignaturas correspondientes a la carrera de **INGENIERIA MECÁNICA**, en el año 2024 y solo tiene pendiente la realización de una de las formas de culminación de estudio.

Se extiende la presente **CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los veinte días del mes de marzo del año dos mil veinte y cinco.

Atentamente,



Rufi
Msc. Arlen Patricia Reyes Gomez
SECRETARIO DE ÁREA ACADÉMICA



Dirección de Área
de Conocimiento
Industria y Producción

SECRETARIA DE ÁREA ACADÉMICA

F-8: CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA

El Suscrito Secretario del **ÁREA DE CONOCIMIENTO INDUSTRIA Y PRODUCCIÓN** hace constar que:

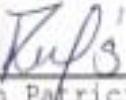
ESTRADA POZO HAMILTON DANIEL

Carné: 2020-1248U Turno: Diurno Plan de Asignatura: 2015 de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, ha aprobado todas las asignaturas correspondientes a la carrera de **INGENIERIA MECÁNICA**, en el año 2024 y solo tiene pendiente la realización de una de las formas de culminación de estudio.

Se extiende la presente **CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los veinte días del mes de marzo del año dos mil veinte y cinco.

Atentamente,




Msc. Arlen Patricia Reyes Gomez
SECRETARIO DE ÁREA ACADÉMICA



Movil: 809 229 8276



Recinto Universitario Pedro Arosemena
Costado Sur de Villa Progreso
Managua, Nicaragua



Dirección de Área
de Conocimiento
Industria y Producción

SECRETARIA DE ÁREA ACADÉMICA

F-8: CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA

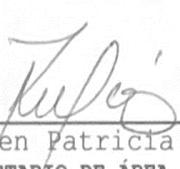
El Suscrito Secretario del **ÁREA DE CONOCIMIENTO INDUSTRIA Y PRODUCCIÓN** hace constar que:

MATAMOROS LOAISIGA BRYAN FERMIN

Carné: **2020-1224U** Turno: **Diurno** Plan de Asignatura: **2015** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, ha aprobado todas las asignaturas correspondientes a la carrera de **INGENIERIA MECÁNICA**, en el año 2024 y solo tiene pendiente la realización de una de las formas de culminación de estudio.

Se extiende la presente **CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los siete días del mes de mayo del año dos mil veinte y cinco.

Atentamente,


Msc. Arlen Patricia Reyes Gomez
SECRETARIO DE ÁREA ACADÉMICA



Móvil: (505) 2251 8276



Recinto Universitario Pedro Aráuz Palacios
Costado Sur de Villa Progreso.
Managua, Nicaragua.



Dirección de Área
de Conocimiento
Industria y Producción

Managua, 12 de junio de 2025

Bachilleres

Hamilton Daniel Estrada Pozo
José Manuel Chávez Cárdenas
Bryan Fermín Matamoros Loásiga

Estimados Bachilleres:

Por medio de la presente les comunico que esta dirección autoriza PRORROGA de tres meses para la entrega del trabajo monográfico titulado **Diseño de un Sistema de Climatización del Edificio Educativo Ubicado al sureste del Recinto Universitario Pedro Arauz Palacios de la Universidad Nacional de Ingeniería en el año 2024.**, bajo la tutoría del Ing. Donal Pérez Palma.

La fecha límite, para que presenten concluido su documento final, debidamente revisado por el tutor guía será el **12 de septiembre de 2025**.

Esperando puntualidad en la entrega de la Tesis, me despido.

Atentamente,


Msc. Augusto César Palacios Rodríguez
Director de Área de Conocimiento
Industria y Producción

CC: Prorroga
Archivo



Móvil: (505) 2251 8276



Recinto Universitario Pedro Aráuz Palacios
Costado Sur de Villa Progreso.
Managua, Nicaragua.



www.uni.edu.ni

Managua, 14 de Agosto del 2025

Msc. Augusto Cesar Palacios Rodríguez
Director de Área de Conocimiento Industria y Producción

Estimado Ing. Augusto

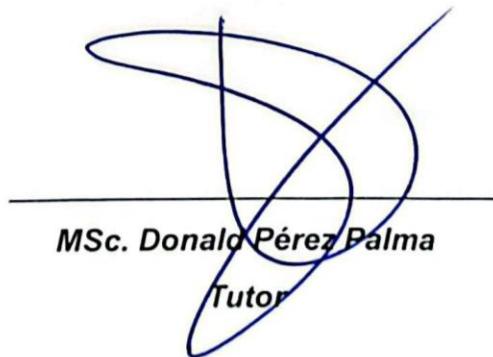
Reciba un cordial saludo de mi parte. El motivo de la presente carta es para notificarle que he revisado la monografía titulada: “**Diseño de un Sistema de Climatización del Edificio Educativo Ubicado al sureste del Recinto Universitario Pedro Arauz Palacios de la Universidad Nacional de Ingeniería en el año 2024**”, la cual fue elaborada por los bachilleres:

- **Hamilton Daniel Estrada Pozo**
- **Bryan Fermín Matamoros Loaisiga**
- **José Manuel Chávez Cárdenas**

No omito manifestarle que el documento cumple con los requisitos técnicos y académicos establecidos por la Dirección y nuestra Alma Mater, por lo cual le solicito la programación de pre defensa de la monografía antes mencionada.

Agradeciéndole de antemano a la presente, le saludo deseándole éxito en sus funciones.

Atentamente,



MSc. Donald Pérez Palma
Tutor

The image shows a handwritten signature in blue ink. The signature consists of several loops and strokes that form the name "Donald Pérez Palma". Below the signature, the word "Tutor" is written in a smaller, simpler font. The entire signature is positioned above a horizontal line.

Agradecimiento.

Primeramente, agradezco a Dios por haberme cuidado, por darme la salud y la sabiduría necesarias para concluir la carrera de Ingeniería Mecánica, así como la fortaleza para llevar a cabo este proyecto y tener la oportunidad de convertirme en Ingeniero Mecánico.

A mis padres, Harry Estrada y Dominga Pozo, mi mayor gratitud. Gracias por su amor incondicional, por ser mi ejemplo de esfuerzo, responsabilidad y dedicación. Ustedes me han enseñado a luchar por mis sueños con humildad y perseverancia. Su apoyo constante y sacrificio han sido la base sobre la cual he construido este logro. Todo lo que he alcanzado es, en gran parte, gracias a ustedes.

A mi novia Tatiana, por ser una parte fundamental en mi vida y por brindarme su apoyo incondicional en cada etapa de este proceso, incluso en medio de las circunstancias más difíciles. Su compañía y comprensión han sido un gran impulso para seguir adelante.

A mis familiares, gracias por sus oraciones, palabras de aliento y presencia constante. Su fe en mí fue un apoyo silencioso pero poderoso en los momentos más exigentes.

A mis amigos, gracias por su compañía, su apoyo sincero y por estar presentes en cada etapa de este camino. Compartir este proceso con ustedes hizo que los retos fueran más llevaderos y los logros, aún más significativos.

Br. Hamilton Daniel Estrada Pozo.

Agradecimiento.

Primeramente, a Dios por haberme cuidado, por darme salud y sabiduría necesaria para poder concluir la carrera de Ingeniería Mecánica y por darme fuerza para concluir este proyecto y tener la oportunidad de convertirme en un Ingeniero Mecánico.

Le doy gracias a mis padres Hildebrando Chávez y Karla Cárdenas, por su apoyo incondicional en todo momento y ser fortaleza en los momentos de debilidad, por enseñarme valores sólidos que me han acompañado en cada paso de este camino, por haberme dado la oportunidad de tener una educación de calidad a lo largo de estos años y por inspirarme a ser un ejemplo para mi familia.

A mis hermanos, Carlos y Leonardo quienes han sido una parte importante de mi vida y que me apoyaron en todo momento a pesar de las circunstancias.

A mi tía Karla Chávez, por su respaldo constante y por motivarme a creer en mí mismo y en mis capacidades.

A todos mis amigos que conocí en la carrera de ingeniería mecánica, quienes me apoyaron y me ayudaron salir adelante en las clases con sus conocimientos y enseñanzas.

Br. José Manuel Chávez Cárdenas.

Agradecimiento.

En primer lugar, quiero agradecerle a Dios por haberme cuidado, dado la salud y sabiduría necesaria para poder concluir este proyecto y alcanzar unas de las metas más importantes de mi vida.

Le doy gracias a mis padres Fermín Matamoros y Rafaela Loaisiga, por su apoyo incondicional en todo momento y ser fortaleza en los momentos de debilidad, por enseñarme valores sólidos que me han acompañado en cada paso de este camino, por haberme dado la oportunidad de tener una educación de calidad a lo largo de estos años y por inspirarme a ser un ejemplo para mi familia.

A mi hermana y mi cuñado, quienes han sido una parte importante de mi vida y que me apoyaron en todo momento a pesar de las circunstancias.

A mi tía Verónica, por su respaldo constante y por motivarme a creer en mí mismo y en mis capacidades.

A todos mis familiares y amigos que me apoyaron en todo momento. En especial a Hamilton Estrada y Manuel Chávez, por su amistad incondicional durante todos estos años, juntos logramos culminar esta etapa importante.

Br. Bryan Fermín Matamoros Loaisiga.

Dedicatoria.

A Dios, por ser mi guía constante en cada paso de este camino. Gracias por darme la sabiduría para tomar decisiones correctas, el entendimiento para superar los desafíos y la fortaleza para no rendirme en los momentos difíciles. Este logro no habría sido posible sin Su presencia en mi vida.

A mi madre, Dominga Auxiliadora Pozo Salgado, con todo mi amor y admiración. Gracias por tu entrega incansable, por tu apoyo incondicional y por tu sacrificio silencioso. Tu amor ha sido mi refugio y tu ejemplo de lucha y valentía, mi mayor inspiración. Gracias por creer en mí aun cuando las circunstancias eran difíciles, por motivarme a seguir adelante y por ser el pilar más fuerte en mi formación personal y académica.

A mi padre, Harry Luis Estrada Alaniz, con profunda gratitud y respeto. Gracias por tus sabios consejos, por tus palabras de ánimo en los momentos en que más las necesité y por compartir conmigo tu experiencia y visión. Tu ejemplo de esfuerzo y responsabilidad ha dejado una huella en mí, y fue tu impulso el que me motivó desde un inicio a estudiar Ingeniería. Hoy, este logro también es tuyo.

A mi hermano, Steven Estrada, le dedico este logro con la esperanza de que sea un ejemplo a seguir. Que este esfuerzo y dedicación demuestren que todo sacrificio vale la pena y que con constancia se pueden alcanzar las metas más importantes. Confío en que tu camino estará lleno de éxitos y aprendizajes, y deseo que esta experiencia te inspire a nunca rendirte.

Br. Hamilton Daniel Estrada Pozo.

Dedicatoria.

A Dios, por haberme brindado los conocimientos, la sabiduría, el entendimiento y la fortaleza necesarias para alcanzar esta meta.

A mi madre, Karla Patricia Cárdenas Velásquez por su amor incondicional, por su incansable esfuerzo a lo largo de todos estos años para que yo pueda concentrarme en mis estudios.

A mi padre, Hildebrando José Chávez Pérez por todas sus enseñanzas debido a su experiencia y por haberme inculcado para estudiar ingeniería.

Br. José Manuel Chávez Cárdenas.

Dedicatoria.

A Dios, primeramente, por haberme brindado la vida, la sabiduría y la fortaleza necesarias para alcanzar esta meta.

A mi madre, Rafaela Loaisiga García por su amor incondicional, por su incasable esfuerzo a lo largo de todos estos años y por haber sido mi mayor inspiración. Este trabajo monográfico y el logro de convertirme en ingeniero mecánico están dedicados con todo mi corazón a ella.

A mi padre, Fermín Matamoros por haber sembrado en mi la pasión por la mecánica automotriz, por sus enseñanzas llenas de valor y por mostrarme con su ejemplo, como enfrentar con valentía cada desafío que se presenta en la vida.

A mi hermana Nathalia, por su constante apoyo, sus sabios consejos y por estar siempre a mi lado. Motivándome a seguir adelante hasta alcanzar esta meta.

Br. Bryan Fermín Matamoros Loaisiga.

RESUMEN.

Durante el año 2024 se llevó a cabo la construcción del edificio educativo ubicado al sureste del Recinto Universitario Pedro Arauz Palacios (RUPAP) de la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI). Dado el clima cálido predominante en esta región, especialmente en el mes de mayo, surgió la necesidad de diseñar un sistema de climatización que garantizara condiciones adecuadas de confort térmico para estudiantes, docentes y personal administrativo, promoviendo un entorno óptimo para el aprendizaje.

El estudio se centra en ofrecer una solución técnica eficiente, sostenible y económicamente viable. Para ello, se realizó un análisis exhaustivo de las cargas térmicas del edificio mediante el método CLTD/SCL/CLF, considerando factores como transmisión de calor por pared, techos y ventanas, radiación solar, por personas e infiltración. La información climática local se obtuvo utilizando el software RETScreen, lo que permitió caracterizar con precisión las condiciones ambientales del sitio.

A partir del análisis de las cargas térmicas, se evaluaron distintas alternativas tecnológicas de climatización, considerando criterios técnicos, energéticos y económicos. Entre las opciones estudiadas, se seleccionó aquella que ofrecía el mejor desempeño en términos de eficiencia energética, flexibilidad operativa, integración arquitectónica y sostenibilidad a largo plazo.

El diseño final incluyó la planificación de la distribución de los equipos dentro del edificio, respetando las características arquitectónicas y funcionales del inmueble, así como la elaboración de los planos y especificaciones técnicas para la instalación de tuberías, drenaje y sistemas de comunicación. Además, se realizó un análisis financiero que contempló los costos de adquisición, instalación y operación, confirmando la viabilidad de la solución propuesta.

INDICE

I.	INTRODUCCIÓN.....	1
II.	ANTECEDENTES.....	2
III.	OBJETIVOS.....	3
	3.1. Objetivo general	3
	3.2. Objetivos específicos.....	3
IV.	JUSTIFICACIÓN.....	4
V.	MARCO TEÓRICO.....	5
	5.1. Acondicionamiento de aire.....	5
	5.1.1. Definición.	5
	5.1.2. Control de temperatura.	5
	5.1.3. Control de humedad.....	5
	5.1.4. Calidad del aire.	6
	5.1.5. Aplicación.	6
	5.1.6. Confort térmico.....	6
	5.2. Principios físicos del acondicionamiento de aire	7
	5.2.1. Relación de humedad.....	8
	5.2.2. Humedad relativa.....	8
	5.2.3. Punto de rocío.....	9
	5.2.4. Temperatura de bulbo seco.	10
	5.2.5. Temperatura de bulbo húmedo.....	10
	5.2.6. Entalpia.	11
	5.2.7. Volumen específico.....	11
	5.2.8. Calor latente.....	12
	5.2.9. Calor sensible.....	12
	5.3. Transferencia de calor	13

5.3.1.	Medios de transferencia de calor	13
5.3.2.	Resistencia térmica.	14
5.4.	Carga de enfriamiento.	15
5.5.	Ganancias de calor en recinto.....	15
5.5.1.	Conducción a través de la estructura exterior.	16
5.5.2.	Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos. .	16
5.5.3.	Radiación solar a través de vidrios.	16
5.5.4.	Alumbrado.	18
5.5.5.	Transmisión de calor por personas.....	18
5.5.6.	Transmisión de calor por equipos.	19
5.5.7.	Infiltración del aire exterior.	19
5.5.8.	Transferencia de calor a los alrededores.	20
5.6.	Análisis psicrométrico del sistema de acondicionamiento de aire.....	21
5.6.1.	Relación de calor sensible del recinto.....	22
5.6.2.	La línea de proceso del serpentín.....	22
5.7.	Sistema de climatización.....	23
5.7.1.	El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	23
5.7.2.	Componentes del sistema de climatización.	24
5.7.3.	Clasificación de equipos de climatización.	26
5.7.3.1.	Equipos autónomos o de expansión directa.	26
5.7.3.2.	Equipos centralizados o de expansión indirecta.	27
5.8.	Sistemas de volumen de refrigerante variable.....	27
5.8.1.	Principio de funcionamiento.	27
5.8.2.	Componentes principales.	28
5.9.	Selección del diámetro de tuberías.....	28
5.10.	Refrigerantes.	29

5.11. Eficiencia energética	29
5.11.1. Tecnología inverter.....	30
5.11.2. Coeficiente de Funcionamiento	31
5.11.3. Relación de eficiencia energética.....	31
5.11.4. Índice de eficiencia energética estacional.....	31
VI. DISEÑO METODOLOGICO.....	32
6.1. Enfoque de investigación	32
6.2. Tipo de investigación	32
6.3. Muestra.....	32
6.4. Fuentes de información	32
6.5. Técnicas de recolección de datos	32
6.6. Análisis de información	32
6.7. Procedimiento de la información	33
VII. DESARROLLO.....	35
7.1. Información general del Edificio Educativo	35
7.2. Orientación geográfica	36
7.3. Condiciones climatológicas.....	37
7.3.1. Condiciones exteriores.....	37
7.3.2. Condiciones interiores de diseño	38
7.4. Ganancia de calor por conducción a través de paredes	39
7.4.1. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	39
7.4.2. Área efectiva para la ganancia de calor.....	43
7.4.3. Diferencia de temperatura corregida (DTCEC)	43
7.4.4. Cálculo de ganancia de calor por pared según su orientación.	46
7.5. Ganancia de calor por conducción a través del techo.	47
7.5.1. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	48

7.5.2. Área efectiva para la ganancia de calor.....	51
7.5.3. Diferencia de temperatura corregida (DTCEC).....	52
7.5.4. Cálculo de ganancia de calor a través del techo.	53
7.6. Ganancia de calor por conducción a través de las ventanas.....	53
7.6.1. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	53
7.6.2. Área efectiva para la ganancia de calor.....	56
7.6.3. Diferencia de temperatura corregida (DTCEC).....	56
7.6.4. Cálculo de ganancia de calor a través de las ventanas.....	57
7.7. Ganancia de calor por radiación a través de las ventanas.	58
7.7.1. Área efectiva para la ganancia de calor.....	59
7.7.2. Factor de Ganancia Máxima de Calor Solar.	59
7.7.3. Coeficiente de sombreado.....	60
7.7.4. Factor de Carga de Enfriamiento.	60
7.7.5. Cálculo de ganancia de calor a través de ventanas.	60
7.8. Ganancias de calor por personas.	61
7.8.1. Cálculo del calor sensible.	61
7.8.2. Cálculo del calor latente.	62
7.9. Ganancias de calor por alumbrado.	63
7.10. Ganancias de calor por equipos electrónicos.	64
7.11. Ganancias de calor por infiltración.	65
7.11.1. Ganancia de calor sensible debido a la infiltración.	66
7.11.2. Ganancia de calor latente debido a la infiltración.	66
7.12. Transferencia de calor a los alrededores.	67
7.13. Factor de seguridad para la carga de enfriamiento.	68
7.14. Resumen de la carga térmica para la Sala Audiovisual 1.....	68
7.15. Resumen de la carga térmica para el edificio educativo.	68

7.16. Análisis Comparativo para la Selección del sistema de Climatización.	84
7.17. Selección de unidades interiores y exteriores del sistema VRF.	86
VIII. CONCLUSIONES.	89
IX. RECOMENDACIONES.	90
X. BIBLIOGRAFIA.	91
XI. ANEXOS.....	94
Anexo 1. Datos climatológicos obtenidos a través de RETScreen.	94
Anexo 2. Temperatura máxima del aire obtenidas a través de INETER.	94
Anexo 3. Temperatura mínima del aire obtenidas a través de INETER.	95
Anexo 4. Humedad relativa obtenidas a través de INETER.	95
Anexo 5. Medición del panel de poliestireno expandido con malla	96
Anexo 6. Propiedades físicas del poliestireno expandido (EPS).....	96
Anexo 7. Composición del mortero.	97
Anexo 8. Conductividad térmica de morteros.	97
Anexo 9. Valores del coeficiente de transferencia de calor por convección.....	97
Anexo 10. Descripción de grupos de construcción de paredes.	98
Anexo 11. Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE)....	99
Anexo 12. Corrección del DTCE por latitud y mes, para paredes y techos.	100
Anexo 13. Corrección debido al color de la superficie.....	101
Anexo 16. Conductividad térmica del acero galvanizado.	102
Anexo 17. Conductividad térmica del yeso	102
Anexo 18. Propiedades del aire a la presión atmosférica.	103
Anexo 19. Diferencias de temperatura (DTCE) para techos.	104
Anexo 20. Factor de corrección para ventilación del cielo raso.	105
Anexo 21. Propiedades térmicas del vidrio.	105
Anexo 22. Conductividades térmicas de algunos materiales.....	105

Anexo 23. Diferencias de conducción de carga de enfriamiento.	106
Anexo 24. Carta solar equidistante.....	106
Anexo 25. Orientación del sol.	107
Anexo 26. Proyección solar en el pabellón izquierdo.	107
Anexo 27. Proyección solar en el pabellón derecho.....	108
Anexo 28. Factores de ganancia máxima de calor solar para vidrio.	108
Anexo 29. Coeficientes de sombreado para vidrio.	109
Anexo 30. Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado.....	109
Anexo 31. Tasas de ganancia de calor debida a personas.....	110
Anexo 32. Especificaciones técnicas de la lámpara Tubo led SYLVANIA.....	110
Anexo 33. Ganancia de calor de equipos electrónicos de oficina.	110
Anexo 34. Ganancia de calor de proyectores marca EPSON.	111
Anexo 35. Tasas máximas recomendadas de infiltración.	111
Anexo 36. Condiciones interiores de diseño.	111
Anexo 37. Condiciones exteriores de diseño.....	112
Anexo 38. Edificio Educativo.....	112
Anexo 39. Presupuesto.	113
Anexo 41. Fichas técnicas de equipos.	116
Anexo 42. Instalación	128
Anexo 43. Planos arquitectónicos del edificio educativo.	138
Anexo 44. Planos de distribución de equipos.	144

INDICE DE FIGURAS.

Figura 1. Zona de confort térmico. (Pita ,2005)	7
Figura 2. Carta Psicrométrica. (IQR, 2020).	8
Figura 3. Curva característica de la Humedad absoluta. (IQR, 2020).....	8
Figura 4. Curva característica de la Humedad relativa. (IQR, 2020).	9
Figura 5. Curva característica del Punto de rocío. (IQR, 2020).	9
Figura 6. Curva característica de la T. Bulbo seco. (IQR, 2020).....	10
Figura 7. Curva característica de la T. Bulbo húmedo. (IQR, 2020).	10
Figura 8. Curva característica de la Entalpia. (IQR, 2020).	11
Figura 9. Curva característica del volumen específico. (IQR, 2020).	11
Figura 10. Transferencia de calor por conducción. (Cengel, 2011).....	13
Figura 11. Transferencia de calor por convección (Cengel, 2011).	14
Figura 12. Transferencia de calor por radiación (Cengel, 2011).	14
Figura 13. Ganancias de calor en recinto (Pita, 2005).....	15
Figura 14. Distribución de la radiación solar: directa, difusa y reflejada (Cengel, 2011)....	17
Figura 15. Línea de proceso del serpentín (Pita, 2005).....	23
Figura 16. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración (Cengel, 2011)....	24
Figura 17. Ilustración de Compresor (Danfoss, s.f.).	24
Figura 18. Ilustración de la unidad Condensadora (IMSO, 2024).....	25
Figura 19. Ilustración de la unidad evaporadora (Super Radiator Coils, 2024).	25
Figura 20. Ilustración de la válvula de expansión (Intersam, 2023).....	26
Figura 21. Esquema de la expansión directa (Martínez Jiménez, 2005)	26
Figura 22. Esquema de la expansión indirecta (Martínez Jiménez, 2005).	27
Figura 23. Sistema convencional vs sistema inverter (Ingemecánica, 2014).....	30

Figura 24. Ubicación del edificio educativo (Google Maps, 2025).	36
Figura 25 Red de resistencias térmicas del sistema (Elaboración propia).	40
Figura 26. Esquema de resistencias térmicas (Elaboración propia).	48
Figura 27. Esquema de resistencias termicas (Elaboración propia).	54
Figura 28. Dimensiones para instalación (Lennox, 2020).....	128
Figura 29. Gotas de agua debido a la mala instalación del panel (Lennox, 2020).....	129
Figura 30. Pendiente para instalación de tubería de drenaje (Lennox, 2020).	130
Figura 31. Soportes para instalación de tubería de drenaje (Lennox, 2020).	130
Figura 32. Formas de conexión a una tubería vertical (Lennox 2020).....	130
Figura 33. Distancias de separación para un sistema de dos módulos (Lennox, 2020). ...	131
Figura 34. Distancia entre el techo y la unidad exterior (Lennox, 2020).	131
Figura 35. Formas de conexión a una tubería vertical (Lennox, 2020).....	132
Figura 36. Formas de conexión a una tubería vertical (Lennox, 2020).....	133
Figura 37. conexión del distribuidor Y con la tubería de cobre (Lennox, 2020).....	133
Figura 38. Distancias recomendadas para las Branch tipo Y (Lennox, 2020).....	134
Figura 39. Puntos de fijación para instalación del distribuidor tipo Y (Lennox, 2020).	134

INDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Valores recomendados para condiciones interiores.	5
Tabla 2. Parámetros de calidad de aire complementarios.....	6
Tabla 3. Espacios interiores planta baja.....	35
Tabla 4. Espacios interiores planta alta.	35
Tabla 5. Condiciones de proyecto recomendadas para ambientes interiores.	38
Tabla 6. Condiciones de diseño para Edificio Educativo.	38
Tabla 7. Propiedades térmicas y dimensiones de los elementos.....	40
Tabla 8. Resumen de resistencias térmicas del sistema.	42
Tabla 9. Resumen del cálculo del área efectiva de las paredes.	43
Tabla 10. Resumen del cálculo diferencia de temperatura corregida.	46
Tabla 11. Propiedades térmicas y dimensiones de los elementos.....	48
Tabla 12. Resumen de resistencias térmicas del sistema.....	51
Tabla 13. Resumen del cálculo del área efectiva del techo.	51
Tabla 14. Propiedades térmicas y dimensiones de los elementos.....	54
Tabla 15. Resumen de resistencias térmicas del sistema.....	55
Tabla 16. Area de ventanas y puertas fabricadas de vidrio.	56
Tabla 17. Area de ventanas según exposición a radiación solar directa y difusa.	59
Tabla 18. Factores de ganancia maxima de calor solar.	59
Tabla 19. Valores del FCE para ventanas.....	60
Tabla 20. Longitud de aberturas de puertas y ventanas (Sala Audiovisual 1).....	65
Tabla 21. Resumen de la carga total de enfriamiento (Sala Audiovisual 1).....	68
Tabla 22. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N1-100).	69
Tabla 23. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N2-101).	70

Tabla 24. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N3-102).	71
Tabla 25. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N4-103).	72
Tabla 26. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N5-104).	73
Tabla 27. Resumen de la carga total de enfriamiento (Lab. Computo 1-104).....	74
Tabla 28. Resumen de la carga total de enfriamiento (Lab. Computo 2-111).....	75
Tabla 29. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N6-113).	76
Tabla 30. Resumen de la carga total de enfriamiento (Sala audiovisual 2-213).	77
Tabla 31. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N11-211).	78
Tabla 32. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N10-209).	79
Tabla 33. Resumen de la carga total de enfriamiento (Taller N2-208).	80
Tabla 34. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N8-201).	81
Tabla 35. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N9-206).	82
Tabla 36. Resumen de la carga total de enfriamiento (Taller N1-207).	83
Tabla 37. Costo inicial, costos de instalación y consumo energético.	85
Tabla 38. Equipos de climatización.	87
Tabla 39. Equipos de climatización.	88
Tabla 40. Mantenimiento periódico para las unidades de climatización.	135
Tabla 41. Soluciones de los problemas más comunes.	135

I. INTRODUCCIÓN.

El presente trabajo tiene como objetivo desarrollar un sistema de climatización para el edificio educativo ubicado en el recinto universitario "Pedro Arauz Palacios" de la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI), considerando las condiciones climáticas locales y la necesidad de ofrecer un entorno confortable para estudiantes, docentes y personal administrativo. Las altas temperaturas registradas durante ciertos períodos del año, especialmente en mayo, hacen indispensable contar con un sistema eficiente que garantice el confort térmico necesario para el adecuado desempeño de las actividades académicas y laborales.

Actualmente, la climatización de los edificios es uno de los aspectos indispensables a la hora de realizar cualquier construcción. Sin embargo, hay que tener en cuenta, que el aumento de la necesidad del confort higrotérmico repercute en el incremento de consumo de energía eléctrica. Por lo tanto, es fundamental no solo buscar el bienestar a cualquier costo, sino también garantizar que este confort se logre con el mínimo consumo de energía posible.

Para el diseño del sistema, se llevó a cabo un análisis detallado de las cargas térmicas del edificio, aplicando el método CLTD/SCL/CLF. Con base en estos resultados, se seleccionaron los equipos adecuados para cubrir tanto las cargas sensibles como latentes, asegurando un rendimiento óptimo durante todo el año. Además, se consideró un factor de seguridad del 10 % en la estimación de cargas, con el fin de anticipar posibles incrementos en las condiciones térmicas del entorno.

Se prestó especial atención a la disposición de los equipos dentro del edificio, adaptando su instalación a las características arquitectónicas del inmueble. Finalmente, se realizó un estudio económico que incluyó los costos de adquisición, instalación y operación, con el fin de identificar la opción más eficiente y rentable para la institución.

II. ANTECEDENTES.

El edificio educativo está localizado al sureste en el “Recinto Universitario Pedro Arauz Palacio” (RUPAP) de la “Universidad Nacional de Ingeniería” (UNI), actualmente este proyecto está en desarrollo y su construcción comenzó a finales del año 2023, con el propósito de generar más capacidad para que los docentes imparten clases a los estudiantes de las diferentes carreras de la “Dirección de Área de Conocimiento de Ingeniería y Producción” (DACP) mejorando las condiciones de confort y la calidad de enseñanza.

Actualmente, se prevé la construcción de un edificio de dos plantas, donde la planta alta tendrá 4 aulas, 2 oficinas, 2 salas audiovisuales, baños y 2 talleres, mientras que la planta baja tendrá 6 aulas, 2 laboratorios de cómputo y baños, como se mencionó anteriormente este edificio está en construcción, por lo que se tomó la iniciativa de diseñar un sistema de climatización que sea eficiente en cuanto a su consumo de energía, que optimice el aprovechamiento de los espacios y que sea visualmente estético.

En el año 2016, estudiantes de ingeniería mecánica presentaron un estudio monográfico basado en el **Diseño De Un Sistema De Climatización Del Edificio “Julio Padilla” Del Recinto Universitario “Pedro Arauz Palacios” De La “Universidad Nacional de Ingeniería”, en el año 2015**, este estudio permitió obtener una visión más clara de los desafíos presentes en los estudios monográficos sobre sistemas de climatización, lo que brinda la oportunidad de realizar mejoras significativas en este ámbito. Este proyecto parte de los conocimientos adquiridos en la asignatura de “Refrigeración y Aire Acondicionado” y los planos arquitectónicos del edificio brindados por la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI).

III. OBJETIVOS.

3.1. Objetivo general.

- Diseñar un sistema de climatización asegurando condiciones óptimas de confort térmico, mediante un análisis de las condiciones climatológicas y constructivas del edificio educativo ubicado en la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI), en el año 2024.

3.2. Objetivos específicos.

- Identificar las condiciones climatológicas del edificio mediante software RETScreen (desarrollado por la Agencia de Recursos Naturales de Canadá), a través de las coordenadas geográficas y las condiciones de la infraestructura a partir de los planos arquitectónicos.
- Calcular las cargas térmicas en interacción con el recinto (Carga térmica por paredes, techo, ventanas, infiltración), utilizando el método CLTD/SCL/CLF.
- Desarrollar un diseño de distribución de los equipos de climatización seleccionados, adaptando la disposición a las características específicas de la infraestructura del edificio.
- Calcular los costos del sistema de climatización para la viabilidad del proyecto.

IV. JUSTIFICACIÓN.

La elaboración de este trabajo tiene como finalidad apoyar el desarrollo del proyecto de climatización del edificio educativo ubicado al sureste del recinto universitario "Pedro Arauz Palacios" de la Universidad Nacional de Ingeniería, con el objetivo de beneficiar a la comunidad universitaria. Managua presenta un clima tropical, caracterizado por altas temperaturas y una humedad relativa que puede alcanzar el 68% (INETER), lo que genera ambientes interiores incómodos que afectan la concentración y el desempeño académico de estudiantes y docentes.

Optimizar las condiciones higrotérmicas en aulas, talleres y salas audiovisuales resulta fundamental, no solo para garantizar el confort, sino también para proteger los equipos educativos, asegurando que funcionen dentro de los rangos óptimos de temperatura y prolongando su vida útil. Asimismo, es esencial implementar un sistema de climatización eficiente que minimice el consumo energético, contribuyendo al uso responsable de recursos y al desarrollo sostenible de la infraestructura universitaria.

Un entorno térmicamente adecuado promueve la participación, la permanencia y el compromiso de los estudiantes, mejorando la experiencia educativa y apoyando un rendimiento académico superior, al tiempo que asegura espacios de aprendizaje confortables, modernos y sostenibles.

V. MARCO TEÓRICO.

5.1. Acondicionamiento de aire.

5.1.1. Definición.

El acondicionamiento de aire es el proceso que permite regular las condiciones del aire en un espacio cerrado, con el fin de mantener una temperatura, humedad, calidad del aire y circulación adecuadas, lo que resulta en un ambiente confortable y saludable para quienes lo ocupan. (Pita, 2005).

Con este objetivo, se emplean sistemas de climatización que integran diversas funciones: la refrigeración o calefacción ajustan la temperatura, la humidificación o deshumidificación controlan la humedad, la filtración purifica el aire, y la ventilación mecánica asegura una adecuada circulación del aire. Estos sistemas trabajan de manera conjunta para mantener las condiciones ambientales dentro de los límites establecidos por normas de diseño como las definidas por ASHRAE.

5.1.2. Control de temperatura.

En los últimos años, se han recomendado condiciones más específicas con el fin de conservar energía. Las temperaturas que se indican están en el extremo inferior de la zona de confort en invierno y en el rango extremo superior de dicha zona en verano. Estas recomendaciones pueden no ser objeto de elección. Muchos países reglamentan actualmente las condiciones del diseño para la conservación de energía. (Pita, 2005).

Tabla 1. Valores recomendados en condiciones interiores.

Condiciones interiores de diseño.		
Estación	Temperatura operativa °C	Humedad Relativa %
Verano	23 a 25 *	45 a 60.
Invierno	21 a 23 *	40 a 50.

Fuente: RITE (2007).

5.1.3. Control de humedad.

La humedad, entendida como la cantidad de vapor de agua presente en el aire, es un parámetro fundamental para el confort térmico y la calidad del aire interior. Su control se

realiza mediante procesos de humidificación, cuando el aire está demasiado seco, o deshumidificación, cuando la humedad relativa es excesiva. Un nivel de humedad inadecuado puede provocar incomodidad térmica, proliferación de microorganismos y deterioro de materiales de construcción (Pita, 2005).

5.1.4. Calidad del aire.

Otro factor que afecta el confort y la salud corporal es la calidad del aire que se refiere al grado de pureza del mismo. Esta empeora por la presencia de contaminantes como olores, humo, partículas de polvo y gases indeseables. Las partículas se pueden eliminar por filtración del aire, y los gases mediante sustancias químicas absorbentes. (Pita, 2005).

Tabla 2. Parámetros de calidad de aire complementarios.

PARÁMETRO	RITE / UNE 171330	WELL BUILDING STANDARD™
Temperatura y humedad relativa ⁶	Verano 23 a 25 °C/45 a 60 % Invierno 21 a 23 °C/40 a 50 %	Criterios bajo Norma ASHRAE 55
Dióxido de carbono ⁶ CO ₂	IDA 1 < 350 ppm IDA 2 < 500 ppm IDA 3 < 800ppm	< 800ppm
Monóxido de carbono CO	< 5 ppm	< 9 ppm
Partículas en suspensión PM2.5 ⁷	IDA 1 < 10 mg/m ³ IDA 2 < 15 mg/m ³ IDA 3 < 30 mg/m ³	< 15 µg/m ³
Total de COV ⁶	IDA 1 y 2 < 200 mg/m ³ IDA 3 y 4 < 600 mg/m ³	<COVs totales: 500 µg/m ³
Ozono	< 100 mg/m ³	< 100 µg/m ³ [51 ppb]

Fuente: RITE (2007).

5.1.5. Aplicación.

La mayoría de los sistemas de acondicionamiento de aire se utilizan con el propósito de brindar confort térmico a las personas con el fin de regular condiciones específicas en diversos procesos industriales. Este tipo de sistemas permite alcanzar parámetros precisos de temperatura y humedad requeridos en determinadas actividades. Por ejemplo, sectores como la industria textil, la impresión, la fotografía, las salas de servidores o las instalaciones médicas dependen de condiciones ambientales controladas que aseguren su correcto funcionamiento (Pita, 2005).

5.1.6. Confort térmico.

Un sistema de aire acondicionado no se limita únicamente al control de la temperatura en un recinto. Es fundamental comprender su importancia en la regulación de distintas variables,

como la humedad, la calidad y la distribución del aire, con el objetivo de proporcionar condiciones adecuadas de confort para los ocupantes. Según ASHRAE (2009), “el propósito fundamental de estos sistemas HVAC es brindar una condición mental satisfactoria por medio de la temperatura ambiental”.

Según ASHRAE (2009), la zona de confort térmico en personas con vestimenta normal, en estado de reposo o realizando actividad ligera, se sitúa entre los 20 °C y 26 °C (68 °F a 80 °F), con una humedad relativa entre el 30 % y el 70 %, siendo el porcentaje más deseable un 50 %. Estas condiciones se consideran óptimas, ya que evitan sensaciones de incomodidad térmica como el exceso de calor, frío o sequedad en el ambiente. Mantener estos parámetros dentro de los rangos establecidos es esencial para preservar tanto la salud como la productividad de los ocupantes en espacios interiores.

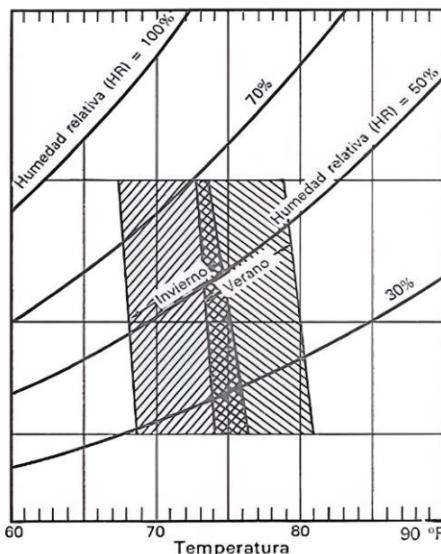


Figura 1. Zona de confort térmico. (Pita, 2005).

5.2. Principios físicos del acondicionamiento de aire.

Las propiedades del aire atmosférico pueden representarse en tablas o mediante gráficos. A esta representación gráfica se le conoce como carta psicrométrica, una herramienta fundamental en el diseño y análisis de sistemas de climatización. Esta carta permite visualizar y calcular múltiples parámetros psicrométricos del aire. Su uso facilita el análisis de las condiciones del aire tanto exterior como interior, la evaluación de cargas térmicas, la selección de equipos de tratamiento de aire y la simulación de procesos como el enfriamiento,

la calefacción, la humidificación y la deshumidificación. Su aplicación optimiza la eficiencia del sistema y mejora la precisión en el control de las variables climáticas (Pita, 2005).

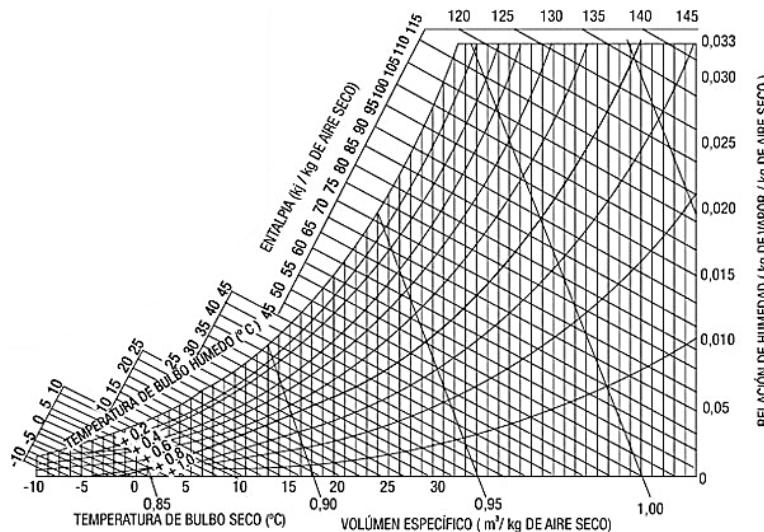


Figura 2. Carta Psicrométrica. (IQR, 2020).

5.2.1. Relación de humedad.

También conocida como humedad específica, se refiere a la cantidad de vapor de agua presente por unidad de masa de aire seco, expresada comúnmente en granos o libras de agua por libra de aire seco (Pita, 2005).

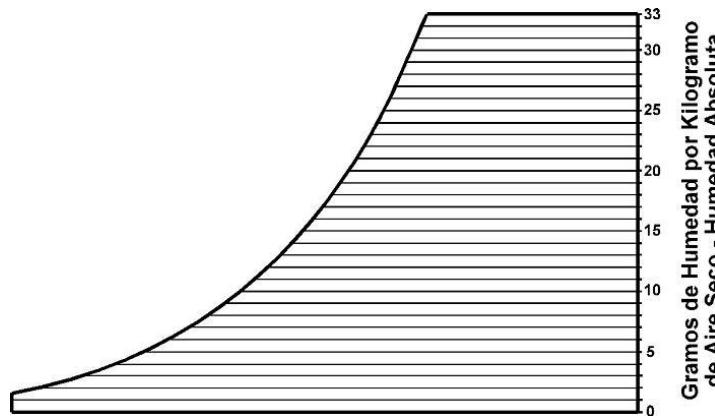


Figura 3. Curva característica de la Humedad absoluta. (IQR, 2020).

5.2.2. Humedad relativa.

Es la relación entre la presión parcial del vapor de agua en el aire y la presión de saturación correspondiente a la misma temperatura de bulbo seco. Este valor se expresa como un porcentaje y permite evaluar cuán cerca está el aire de alcanzar la saturación. Una humedad

relativa elevada indica una mayor cantidad de vapor de agua en el aire, lo que puede generar sensaciones de bochorno e incomodidad, mientras que valores muy bajos pueden causar sequedad en la piel y las vías respiratorias (Pita, 2005).

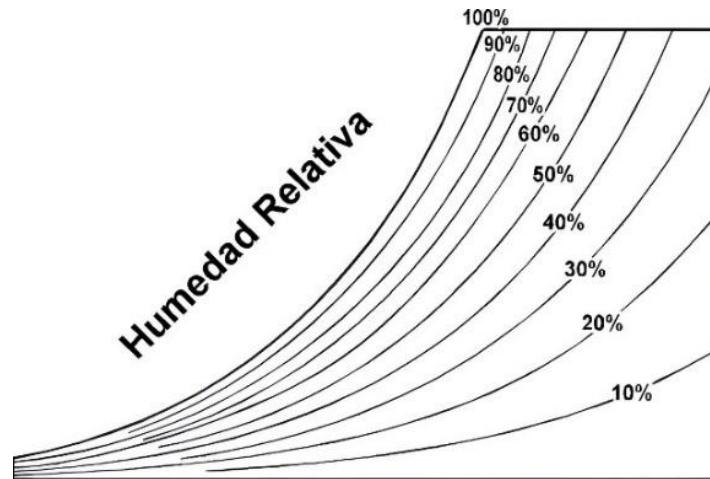


Figura 4. Curva característica de la Humedad relativa. (IQR, 2020).

5.2.3. Punto de rocío.

Se conoce como punto de rocío a la temperatura a la que el vapor de agua contenido en el aire comienza a condensarse cuando este se enfriá a presión constante. Es un parámetro clave para evaluar el contenido de humedad del aire, ya que indica el límite a partir del cual el exceso de vapor se transforma en líquido. Este valor es especialmente importante en aplicaciones de climatización y procesos industriales donde la condensación no deseada puede afectar equipos o productos sensibles (Pita, 2005).

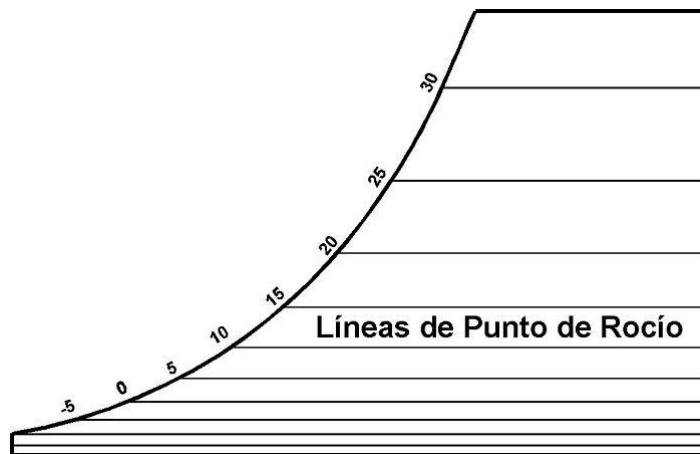


Figura 5. Curva característica del Punto de rocío. (IQR, 2020).

5.2.4. Temperatura de bulbo seco.

Es la temperatura del aire medida directamente por un termómetro. Este valor se utiliza comúnmente en evaluar las condiciones térmicas de un espacio, y los términos como "temperatura de bulbo seco" se utilizan indistintamente para referirse a la misma magnitud cuando se trata del aire (Pita, 2005).

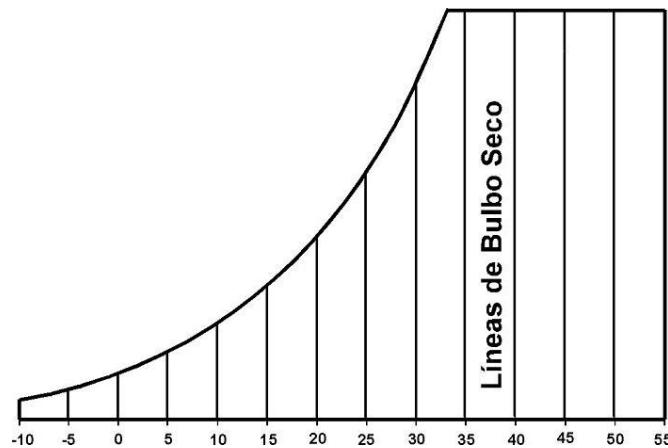


Figura 6. Curva característica de la T. Bulbo seco. (IQR, 2020).

5.2.5. Temperatura de bulbo húmedo.

Es la temperatura registrada por un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha humedecida, expuesta a un flujo constante de aire en movimiento. A medida que el agua de la mecha se evapora, extrae calor del bulbo, lo que disminuye la temperatura registrada. Esta medición refleja la capacidad del aire para absorber humedad y es fundamental ya que determina su nivel de saturación (Pita, 2005).

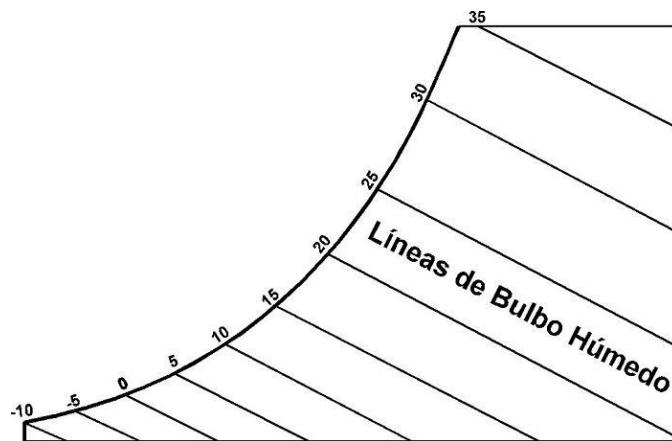


Figura 7. Curva característica de la T. Bulbo húmedo. (IQR, 2020).

5.2.6. Entalpia.

La energía puede clasificarse en dos grandes categorías: energía en transferencia y energía almacenada. Esta última es la que permanece contenida en un sistema en un momento determinado. En particular, la entalpía (H) representa la energía almacenada asociada a las condiciones de temperatura y presión de una sustancia. Es un concepto clave en la termodinámica, ya que permite cuantificar la cantidad total de energía disponible para realizar trabajo o transferirse como calor en procesos a presión constante (Pita, 2005).

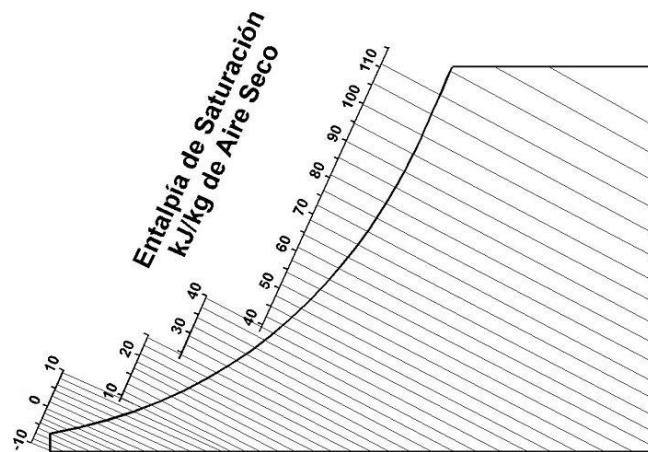


Figura 8. Curva característica de la Entalpia. (IQR, 2020).

5.2.7. Volumen específico.

El volumen específico (representado con el símbolo v , letra griega nu) es una propiedad intensiva de la materia que mide el volumen ocupado por unidad de masa de un cuerpo. Corresponde a la relación entre el volumen y la masa, por lo que representa el inverso de la densidad (González, 2021).

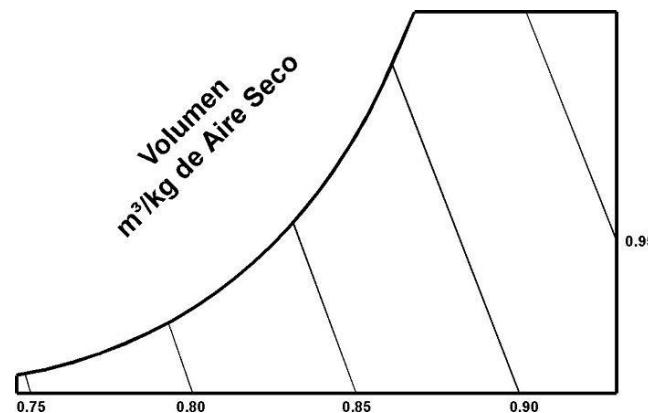


Figura 9. Curva característica del volumen específico. (IQR, 2020).

5.2.8. Calor latente.

Cuando el calor es agregado a o eliminado de una sustancia y se produce un cambio de estado como la fusión, vaporización o condensación, dicho intercambio energético se denomina calor latente. En este caso, la energía suministrada no se traduce en un cambio de temperatura, sino en una modificación del estado físico de la sustancia (Pita, 2005).

$$\dot{Q}_l = (\dot{m})(h_{fg}) = (\dot{m})(h_g - h_f) \quad (\text{Ecuación 1})$$

Donde:

- \dot{Q}_l = calor agregado o eliminado de la sustancia, (BTU/h).
- \dot{m} = velocidad de flujo de masa de la sustancia, (Lb/h).
- h_f = entalpia del líquido saturado, (BTU/Lb).
- h_g = entalpia del vapor saturado, (BTU/Lb).
- h_{fg} = calor latente de evaporación, (BTU/Lb).

5.2.9. Calor sensible.

Cuando el calor añadido o extraído de un cuerpo produce una variación en su temperatura sin que se presente un cambio de estado, el cambio de entalpía asociado se denomina calor sensible. Este tipo de transferencia térmica se refleja directamente en la modificación de la temperatura del sistema, y su magnitud depende de la masa, la capacidad calorífica específica y el intervalo de temperatura involucrado (Pita, 2005).

$$\dot{Q}_s = (\dot{m})(\Delta h) = (\dot{m})(C_p)(\Delta T) \quad (\text{Ecuación 2})$$

Donde:

- \dot{Q}_s = velocidad de adición o eliminación de calor a la sustancia, (BTU/h).
- \dot{m} = velocidad de flujo de masa de la sustancia, (Lb/h).
- C_p = calor específico de la sustancia, (BTU/Lb * °F).
- ΔT = variación de temperatura de la sustancia, (°F).
- Δh = variación de la entalpia, (BTU/Lb)

5.3. Transferencia de calor.

5.3.1. Medios de transferencia de calor.

➤ Conducción.

La conducción es el proceso mediante el cual se transfiere energía térmica desde las partículas más energéticas de un material hacia las adyacentes que poseen menor energía, como resultado de interacciones microscópicas entre ellas. Esta forma de transferencia de calor se presenta en sólidos, líquidos y gases, aunque es más eficiente en los sólidos debido a la estructura compacta de sus moléculas, que facilita la transmisión de energía por vibración (Cengel, 2011).

$$\dot{Q}_{\text{conducción}} = (k)(A_s) \left(\frac{\Delta T}{d} \right) \quad (\text{Ecuación 3})$$

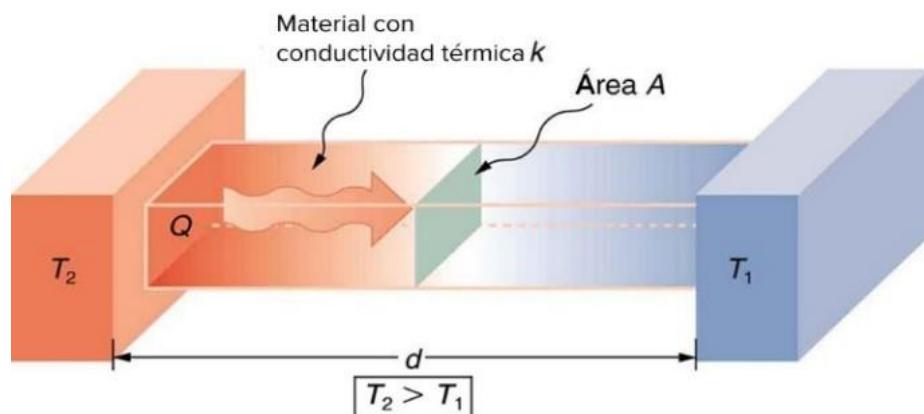


Figura 10. Transferencia de calor por conducción. (Cengel, 2011).

➤ Convección.

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura (Cengel, 2011).

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = (h)(A_s)(\Delta T) \quad (\text{Ecuación 4})$$



Figura 11. Transferencia de calor por convección (Cengel, 2011).

➤ Radiación.

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. De hecho, es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío (Cengel, 2011).

$$\dot{Q}_{\text{emitida}} = (\varepsilon)(\sigma)(A_s)((T_s^4 - T_{\text{Alr}}^4)) \quad (\text{Ecuación 5})$$

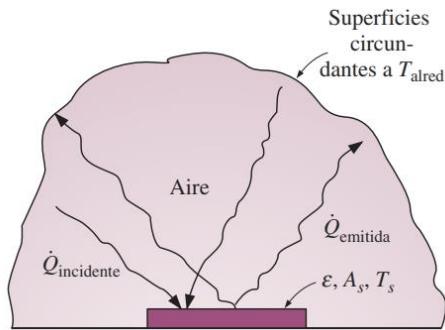


Figura 12. Transferencia de calor por radiación (Cengel, 2011).

5.3.2. Resistencia térmica.

La resistencia térmica “R” de un material es su capacidad para resistir el flujo de calor que la atraviesa. Los materiales cuyo valor de “R” sean altos transmitirán el calor a baja velocidad; esto significa que son buenos aisladores térmicos. Son preferibles los materiales de construcción cuyo valor de R sea alto porque reducen las ganancias de calor. (Pita, 2005)

- resistencia a la conducción.

$$R_{\text{conducción}} = \frac{L}{(K)(A)} \quad (\text{Ecuación 6})$$

- resistencia a la convección.

$$R_{\text{convección}} = \frac{1}{(h)(A_s)} \quad (\text{Ecuación 7})$$

- resistencia a la radiación.

$$R_{\text{rad}} = \frac{1}{(h_{\text{rad}})(A_s)} \quad (\text{Ecuación 8})$$

5.4. Carga de enfriamiento.

El interior de un edificio gana calor debido a varias fuentes. Si la temperatura y humedad del aire en los recintos se debe mantener a un nivel confortable, se debe extraer calor para compensar las ganancias mencionadas. A la cantidad neta de calor que se retira se le llama carga de enfriamiento (Pita, 2005).

5.5. Ganancias de calor en recinto.

Los componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto son los siguientes:

1. Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
2. Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
3. Radiación solar a través de vidrios.
4. Alumbrado.
5. Personas.
6. Equipos.
7. Infiltración del aire exterior a través de aberturas.

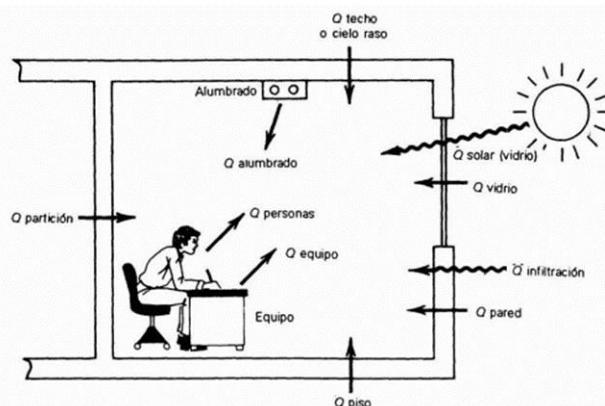


Figura 13. Ganancias de calor en recinto (Pita, 2005).

5.5.1. Conducción a través de la estructura exterior.

La ganancia de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios que dan al exterior se calculan con la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times (DTCE_c) \quad (\text{Ecuación 9})$$

Donde:

- Q = Ganancia neta de calor por conducción (BTU/h).
- U = Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/h * ft² * °F).
- A = Área del techo, pared o vidrios (ft²).
- $DTCE_c$ = Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento corregido (°F).

5.5.2. Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.

El calor para espacios internos sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielos rasos se puede calcular mediante:

$$Q = U \times A \times DT \quad (\text{Ecuación 10})$$

- Q = velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso (BTU/h).
- U = Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/h * ft² * °F).
- A = Área de la división, piso o cielo raso (ft²).
- DT = Diferencia de temperatura entre el espacio acondicionado y no acondicionado (°F).

5.5.3. Radiación solar a través de vidrios.

La energía radiante proveniente del sol atraviesa materiales transparentes, como el vidrio, y al ser absorbida por las superficies del interior, se transforma en ganancia de calor para el recinto. Este efecto contribuye al incremento de la carga térmica en espacios acondicionados, especialmente en edificaciones con grandes superficies acristaladas (Pita, 2005).

➤ Radiación directa.

Es aquella que incide directamente sobre la superficie del vidrio cuando el sol se encuentra en una posición en la que no hay ningún elemento que genere sombra sobre la ventana. Esta forma de radiación sigue una trayectoria recta desde el sol hasta la superficie acristalada,

generando una ganancia térmica elevada al ser absorbida y transmitida hacia el interior del recinto. Dicha ganancia térmica se vuelve especialmente significativa en edificaciones ubicadas en climas cálidos o con orientación oeste y este, donde la incidencia solar es más intensa durante ciertas horas del día (Cengel, 2011).

➤ Radiación difusa.

La radiación solar difusa es aquella fracción de energía solar que, tras no incidir directamente desde el sol, llega a las superficies desde múltiples direcciones, debido a la dispersión en el entorno. A diferencia de la radiación directa, la difusa no sigue una trayectoria recta desde el astro, sino que puede alcanzar superficies incluso cuando estas se encuentran sombreadas por obstrucciones exteriores. En el caso de las ventanas, cuando el vidrio no está expuesto directamente al sol, como sucede bajo aleros, balcones u otros elementos de sombra, sigue recibiendo una porción significativa de radiación, lo que contribuye a la ganancia térmica del recinto. No obstante, mediante el uso de dispositivos de sombreado exterior, es posible reducir dicha ganancia hasta en un 80% (Cengel, 2011).

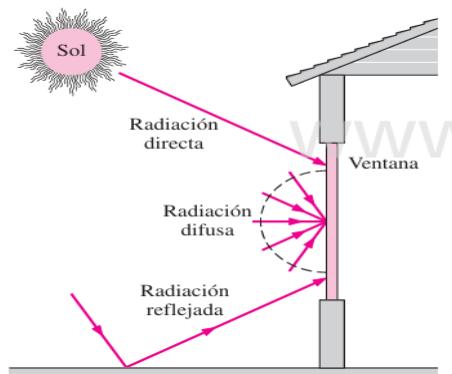


Figura 14. Distribución de la radiación solar: directa, difusa y reflejada (Cengel, 2011).

La ganancia neta de calor se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = FGCS \times A \times CS \times FCE \quad (\textbf{Ecuación 11})$$

Donde:

- \dot{Q} = Ganancia neta por radiación solar a través del vidrio (BTU/h).
- FGCS = Factor de ganancia máxima de calor solar (BTU/h * ft² * °F).
- A = Área del vidrio (ft²).
- CS = Coeficiente de sombreado.

- FCE = Factor de Carga de enfriamiento para el vidrio.

5.5.4. Alumbrado.

Todos los sistemas de iluminación, ya sean incandescentes, fluorescentes u otros, transforman la energía eléctrica que reciben para su operación en calor, el cual se desprende en su totalidad y se disipa en el interior del espacio que se desea refrigerar (Pita, 2005).

La ecuación para calcular la ganancia de calor debida al alumbrado es:

$$\dot{Q} = (3.4)(W)(FB)(FCE) \quad (\text{Ecuación 12})$$

Donde:

- Q = Ganancia neta de calor debida al alumbrado (BTU/h).
- W = Capacidad del alumbrado (W).
- FB = Factor de balastra.
- FCE = Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

5.5.5. Transmisión de calor por personas.

La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente. El primero está asociado al aumento de temperatura del aire por medio de transferencia térmica, mientras que el segundo corresponde a la humedad liberada a través del proceso de transpiración y evaporación del sudor. Parte del calor sensible puede ser absorbido de manera temporal por los elementos constructivos del recinto gracias a su capacidad de almacenamiento térmico. Sin embargo, el calor latente no puede almacenarse (Pita, 2005).

Las ecuaciones para las ganancias de calor sensible y latente originado con las personas son:

$$\dot{Q}_s = q_s \times n \times FCE \quad (\text{Ecuación 13})$$

$$\dot{Q}_l = q_l \times n \quad (\text{Ecuación 14})$$

Donde:

- \dot{Q}_s, \dot{Q}_l = Ganancias de calor sensible y latente (BTU/h).
- q_s, q_l = Ganancias de calor sensible y latente por persona (BTU/h).

- n = Número de personas.
- FCE = Factor de carga de enfriamiento para las personas.

5.5.6. Transmisión de calor por equipos.

Los equipos eléctricos y electrónicos presentes en un edificio, tales como ordenadores, impresoras, proyectores y celulares, generan calor como un subproducto de su funcionamiento. Este calor, resultante de la energía eléctrica convertida en energía térmica, se libera al ambiente y aumenta la carga térmica interna del recinto (ASHRAE, 1997).

$$\dot{Q} = (3.41)x(q_s ; q_l) \quad (\text{Ecuación 15})$$

Donde:

- \dot{Q} = Carga neta de calor debido a los equipos (BTU/h).
- $q_s ; q_l$ = Ganancia de calor sensible y latente del equipo (Watts).

5.5.7. Infiltración del aire exterior.

Los sistemas de climatización deben compensar no solo las ganancias de calor a través de la envolvente del edificio, sino también el efecto térmico del aire exterior que ingresa al edificio, ya sea de forma controlada o no. Este ingreso ocurre a través de dos mecanismos: infiltración, que es el paso no intencionado de aire a través de rendijas, fisuras y sellos defectuosos; y ventilación, que corresponde al ingreso planificado mediante aberturas o sistemas mecánicos, con el objetivo de renovar el aire interior. Las correspondientes cargas se denominan carga térmica por infiltración y carga térmica por ventilación (Pita, 2005).

5.5.7.1. Efecto de la infiltración de aire en la ganancia de calor sensible.

La infiltración de aire ocurre cuando el aire exterior, generalmente más cálido que el interior, entra al edificio a través de aberturas en la envolvente, impulsado por la presión del viento. Este flujo no controlado de aire exterior contribuye directamente a la ganancia de calor sensible, ya que el aire caliente que ingresa aumenta la carga térmica que el sistema de refrigeración debe contrarrestar.

$$Q_s = 1.1 \times \text{CFM} \times DT \quad (\text{Ecuación 16})$$

Donde:

- Q_s = Calor sensible ganado por el aire de infiltración o de ventilación (BTU/h).
- CFM = Velocidad de infiltración o ventilación del aire (ft^3/min).
- DT = Cambio de temperatura entre el aire interior y exterior ($^{\circ}\text{F}$).

5.5.7.2. Efecto de la infiltración de aire en la ganancia de calor latente.

En climas tropicales, como el de Nicaragua, el aire exterior suele ser más húmedo que el aire interior, lo que puede provocar un aumento en la humedad relativa interior cuando el aire infiltrado entra al edificio. Este aumento en la humedad reduce el confort térmico de los ocupantes, ya que puede generar sensaciones de incomodidad debido al exceso de humedad en el ambiente.

Según Pita (2005), Cuando el aire exterior más húmedo penetra en el interior, se requiere calor latente para evaporar el exceso de humedad y mantener el equilibrio de humedad en el espacio interior. El calor necesario para este proceso es conocido como calor latente de evaporación, y se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_L = 0.68 \times \text{CFM} \times (W_i' - W_e') \quad (\text{Ecuación 17})$$

Donde:

- \dot{Q}_L = Calor latente necesario para el aire de infiltración o de ventilación (BTU/h).
- CFM = Velocidad de infiltración o ventilación del aire (ft^3/min).
- W_i', W_e' = Relaciones de humedad de mayor exterior y menor interior expresadas en granos de agua/lb de aire seco (gr w/lb d.a).

5.5.8. Transferencia de calor a los alrededores.

La carga térmica por transferencia de calor a los alrededores se refiere a la ganancia de calor sensible que ingresa al recinto y se transfiere hacia el exterior a través de la estructura del edificio. Este proceso ocurre de forma independiente al almacenamiento de calor dentro de la construcción. Para obtener una estimación precisa de la carga térmica total, es fundamental calcular las pérdidas de calor que se producen a través de la conducción de la envolvente del edificio, especialmente a través de las paredes y ventanas.

Según Pita (2005), es necesario corregir las ganancias de calor sensible dentro del recinto, considerando fuentes como la radiación solar, el alumbrado, las personas y los equipos, a fin de obtener una evaluación más precisa del balance térmico. Las correcciones se expresan a través de las siguientes ecuaciones:

$$F = 1 - 0.02K \quad (\text{Ecuación 18})$$

$$K = \frac{U_w A_w + U_g A_g}{L} \quad (\text{Ecuación 19})$$

Donde:

- F = Factor para corregir cada ganancia de calor sensible.
- K = Conductancia de la unidad de longitud (BTU/h * ft² * °F).
- L = Longitud de la pared exterior (ft).
- U_w, U_g = Coeficientes de transferencia de calor, w=pared, g=vidrio (BTU/h * ft² * °F).
- A_w, A_g = Áreas de la pared o del vidrio (ft²).

5.6. Análisis psicrométrico del sistema de acondicionamiento de aire.

Los recintos presentan ganancias térmicas tanto de calor sensible (RSHG) como de calor latente (RLHG); la suma de ambas se denomina ganancia de calor total (RTHG). Cuando se acondiciona un recinto mediante el suministro de aire, dicho equilibrio se alcanza introduciendo aire a una temperatura y humedad relativa inferiores a las condiciones existentes en el espacio. Este aire de suministro debe poseer un contenido de calor sensible y latente menor que el aire del recinto, en una proporción que compense exactamente las ganancias térmicas producidas por fuentes internas y externas (Pita, 2005).

Este principio se basa en la ley de conservación de la energía, representada por la siguiente ecuación.

$$E_{\text{in}} - E_{\text{out}} = \Delta E \quad (\text{Ecuación 20})$$

Donde:

- E_{in} = Entrada de energía.
- E_{out} = Salida de energía.
- ΔE = Cambio de energía.

$$RSHG = 1.1 \times CFM \times (t_2 - t_1) \quad (\text{Ecuación 21})$$

$$RLHG = 0.68 \times CFM \times (W_e' - W_i') \quad (\text{Ecuación 22})$$

Donde:

- CFM = Velocidad de ventilación del aire (ft^3/min).
- W_i' , W_e' = Relaciones de humedad de mayor exterior y menor interior (gr w/lb d. a).
- $t_2 - t_1$ = Cambio de temperatura entre el aire interior y exterior ($^{\circ}\text{F}$).

5.6.1. Relación de calor sensible del recinto.

La línea de calor sensible del recinto es fundamental porque actúa como referencia para determinar las condiciones mínimas que debe cumplir el aire de suministro. Su pendiente representa la proporción adecuada de eliminación de calor sensible y latente (Pita, 2005). Al seleccionar un equipo de aire, se busca que sus condiciones de operación se ubiquen por encima de esta línea, asegurando así una correcta compensación de las cargas térmicas.

La línea de relación de calor sensible del recinto (RSHR) está dada por:

$$RSHR = \frac{RSHG}{RTHG} \quad (\text{Ecuación 23})$$

La importancia de esta es que representa la línea sobre la cual debe quedar cualquier condición satisfactoria del aire de suministro. Esto se debe a que tiene la pendiente que representa la proporción correcta de eliminación de calor sensible y latente (Pita, 2005).

5.6.2. La línea de proceso del serpentín.

Por medio de la carta psicrométrica se puede trazar una línea llamada línea de proceso del serpentín, la cual consiste en trazar una recta que representa los cambios en las condiciones del aire a medida que va pasando por el serpentín de enfriamiento y deshumidificación. Esta línea depende de la configuración del serpentín, la velocidad, el aire y la temperatura del refrigerante (Pita, 2005).

Según (Pita, 2005), “la capacidad de un serpentín se define como el calor sensible, latente y total que elimina del aire que se está acondicionando”. De esta forma, la capacidad de un sistema de aire acondicionado de mantener las condiciones óptimas de operación depende

del serpentín seleccionado en el proceso de diseño. La capacidad del serpentín para controlar la carga térmica del recinto se conoce como carga del serpentín de enfriamiento.

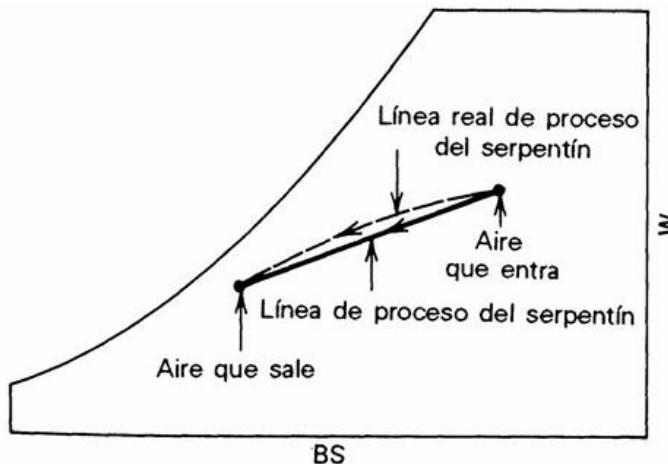


Figura 15. Línea de proceso del serpentín (Pita, 2005).

5.7. Sistema de climatización.

5.7.1. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isoentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores. El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo (Cengel, 2011).

A continuación, se presenta el diagrama de Mollier (h-s) junto con el esquema simplificado del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, los cuales permiten visualizar el

comportamiento del refrigerante a lo largo de cada etapa del ciclo. Este diagrama facilita el análisis del rendimiento del sistema, al representar gráficamente los procesos de compresión, condensación, expansión y evaporación.

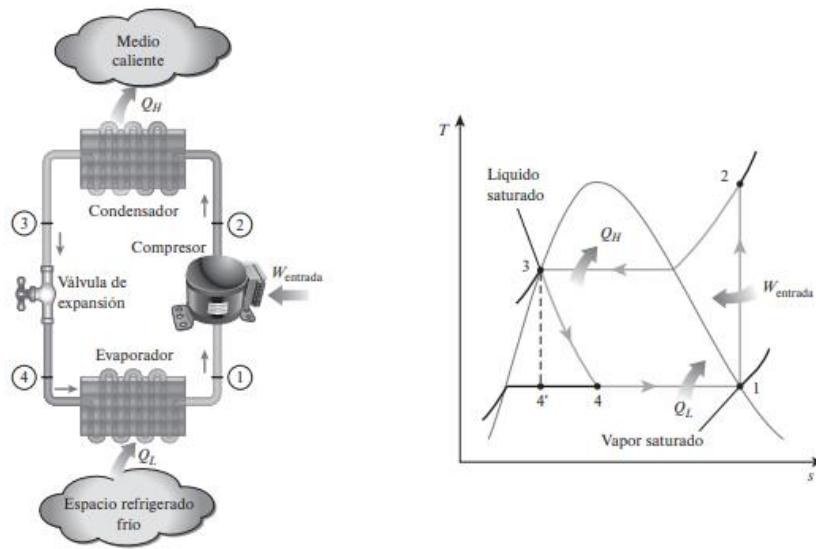


Figura 16. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración (Cengel, 2011).

5.7.2. Componentes del sistema de climatización.

➤ Compresor.

El compresor es uno de los componentes en refrigeración industrial fundamentales, el cual tiene dos funciones en el ciclo de refrigeración por compresión. En primer lugar, succiona el vapor refrigerante y reduce la presión en el evaporador a un punto en el que puede ser mantenida la temperatura de evaporación deseada. En segundo lugar, el compresor eleva la presión del vapor refrigerante a un nivel lo suficientemente alto, de modo que la temperatura de saturación sea superior a la del medio de enfriamiento disponible para la condensación del vapor refrigerante. (Garcia, 2018)



Figura 17. Ilustración de Compresor (Danfoss, s.f.).

➤ **Condensador.**

Es el elemento en el sistema encargado de transferir hacia el exterior; en el ciclo de refrigeración, el calor absorbido en el evaporador y en la etapa de compresión. Lo hacen condensando el vapor refrigerante desde el compresor realizando el cambio de estado del refrigerante de gas a líquido. (Garcia, 2018)



Figura 18. Ilustración de la unidad Condensadora (IMSO, 2024).

➤ **Evaporador.**

El evaporador es el componente del sistema frigorífico donde el refrigerante líquido, a baja presión y temperatura, se vaporiza al absorber calor del espacio que se desea climatizar. Como la temperatura del aire o del medio dentro del recinto es mayor que la del refrigerante, se transfiere calor hacia este último, provocando su cambio de fase de líquido a vapor. Este proceso permite extraer energía térmica del recinto, disminuyendo su temperatura.



Figura 19. Ilustración de la unidad evaporadora (Super Radiator Coils, 2024).

➤ **Válvula de expansión.**

Es el dispositivo de expansión que genera la caída de presión necesaria entre el condensador y evaporador, de igual manera se encarga de regular la inyección de refrigerante líquido al evaporador, esta inyección de refrigerante estará siempre regulada por un elemento

termostático (bulbo) la cual es controlada en función del recalentamiento del refrigerante. (Garcia, 2018).



Figura 20. Ilustración de la válvula de expansión (Intersam, 2023).

5.7.3. Clasificación de equipos de climatización.

Los sistemas de climatización pueden clasificarse, en primera instancia, según el tipo de expansión que utilizan. En este sentido, se distinguen los sistemas de expansión directa, también denominados equipos autónomos, y los sistemas de expansión indirecta, conocidos como sistemas centralizados. Esta diferenciación se basa en la manera en que se transfiere el calor desde el ambiente al refrigerante (Martínez Jiménez, 2005).

5.7.3.1. Equipos autónomos o de expansión directa.

Estos equipos realizan el intercambio térmico directamente entre el aire a acondicionar y el refrigerante, sin utilizar agua como fluido caloportador. El enfriamiento se logra mediante la expansión directa del refrigerante en baterías tipo evaporador o condensador. Según su configuración, pueden operar solo en modo frío o bien en frío y calor. (Martínez Jiménez, 2005).

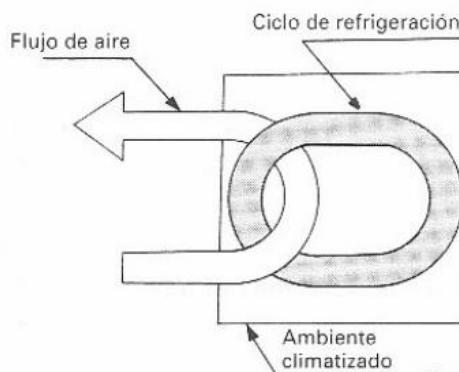


Figura 21. Esquema de la expansión directa (Martínez Jiménez, 2005).

5.7.3.2. Equipos centralizados o de expansión indirecta.

Estos equipos realizan el intercambio térmico de forma indirecta entre el aire a acondicionar y el refrigerante, utilizando como fluido intermedio agua (en sistemas hidrónicos) o salmuera. El enfriamiento o calentamiento del aire se produce a través de baterías de agua fría o caliente, que actúan como intercambiadores de calor alimentados por una planta central (Martínez Jiménez, 2005).

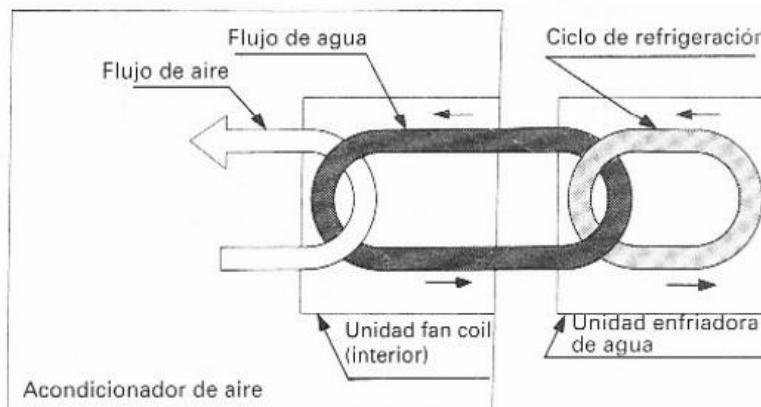


Figura 22. Esquema de la expansión indirecta (Martínez Jiménez, 2005).

5.8. Sistemas de volumen de refrigerante variable.

Los sistemas de volumen de refrigerante variable (VRF) son sistemas de climatización que modulan el caudal de refrigerante suministrado a múltiples unidades interiores, en función de la carga térmica demandada en cada zona. Utilizan un circuito de tuberías de cobre por el cual circula refrigerante como único fluido caloportador. Pueden ser de expansión directa, donde el refrigerante enfriá o calienta el aire directamente, o de intercambio indirecto, donde transfiere calor a agua que luego climatiza el ambiente mediante fan coils (Daikin, 2021).

5.8.1. Principio de funcionamiento.

El sistema VRF basa su funcionamiento en el motor del compresor, mediante tecnología inverter, lo que le permite operar a distintas frecuencias según la carga térmica requerida. De este modo, el compresor ajusta su velocidad y capacidad de trabajo de forma continua, aumentando o reduciendo el caudal de refrigerante desde el condensador hacia los evaporadores, lo que permite un mayor control de temperatura del recinto. Además, cada unidad interior está equipada con válvulas de expansión electrónicas que regulan el flujo de

refrigerante en función de la demanda térmica de cada zona, ajustando de manera precisa la cantidad de refrigerante necesario para mantener las condiciones de confort. (EdiClima, s.f.).

➤ **Modos de operación.**

- VRF Heat Pump (básico): refrigeración o calefacción, nunca simultáneamente.
- VRF Heat Recovery: permite que distintas zonas operen en refrigeración o calefacción al mismo tiempo, mediante un sistema de tres tubos y cajas de derivación con intercambiadores.

5.8.2. Componentes principales.

Unidad exterior inverter: Es la parte central del sistema, que contiene el compresor encargado de ajustar su capacidad de acuerdo con la demanda de refrigeración o calefacción.

Unidades interiores: Son las encargadas de climatizar los diferentes espacios del edificio. Pueden ser de diversos tipos, como unidades murales, de conductos o de suelo, cassette, dependiendo de las necesidades de distribución del aire y el diseño del espacio.

Red de tuberías de cobre con aislamiento: permiten la conexión entre las unidades interiores con la unidad exterior, permitiendo la circulación del refrigerante.

Válvulas de expansión electrónicas: Encargadas de regular el flujo de refrigerante en cada unidad interior, ajustándose según la demanda térmica de la zona.

Controlador individual o centralizado: Los sistemas VRF pueden ser controlados mediante un controlador individual por cada unidad interior o de forma centralizada, lo que facilita la gestión de las temperaturas en diferentes zonas desde un solo punto.

5.9. Selección del diámetro de tuberías.

La selección del diámetro de las tuberías en sistemas de climatización se realiza con base en las fichas técnicas de los equipos, donde se indican los valores recomendados para las líneas de gas y líquido. Estas recomendaciones se establecen considerando parámetros como el caudal y la velocidad del refrigerante, la longitud, el tipo de refrigerante utilizado y las condiciones de operación del sistema.

El objetivo es asegurar un flujo adecuado del refrigerante, evitar pérdidas de carga, garantizar la eficiencia energética y proteger la integridad del sistema. Usar los diámetros especificados por el fabricante también permite cumplir con los rangos de velocidad recomendados, evitar ruidos y vibraciones. Por tanto, la selección del diámetro debe seguir estrictamente las indicaciones del fabricante, quien ya ha considerado estos factores en sus ensayos de rendimiento y seguridad.

5.10. Refrigerantes.

Los refrigerantes son sustancias utilizadas en ciclos de refrigeración, capaces de absorber o ceder calor dentro del rango de temperaturas deseado mediante un cambio de fase. Durante la evaporación, el refrigerante absorbe calor del espacio climatizado al pasar de líquido a vapor. En la condensación, al cambiar de vapor a líquido, libera ese calor al ambiente exterior. La selección del refrigerante depende de parámetros físicos (presión, temperatura, entalpía), propiedades químicas (toxicidad, inflamabilidad) y criterios ambientales como el Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP).

Debido a regulaciones internacionales como el Protocolo de Montreal, los refrigerantes con alto ODP, como los CFC y HCFC, han sido eliminados progresivamente. Actualmente se prioriza el uso de refrigerantes de bajo impacto ambiental, como los HFO y refrigerantes naturales (CO_2 , NH_3 , R-290), que presentan GWP bajo o nulo (Bhatti et al, 2023).

El uso de un refrigerante específico debe seguir estrictamente las recomendaciones del fabricante del equipo, ya que cada sistema está diseñado para operar con propiedades termodinámicas específicas. La sustitución no autorizada puede generar fallos operativos, pérdida de eficiencia o riesgos de seguridad (UNEP, 2015).

5.11. Eficiencia energética.

La eficiencia energética en sistemas de aire acondicionado (HVAC) se refiere a la capacidad de estos sistemas para proporcionar el confort térmico deseado utilizando la menor cantidad de energía posible. Esta eficiencia depende de factores como el mantenimiento, el diseño del sistema, el control automático y la correcta selección de equipos (ASHRAE, 1997). Entre los aspectos relevantes se encuentran el uso de tecnología inverter; así como los indicadores de

rendimiento energético como el COP (Coeficiente de Rendimiento), EER (Ratio de Eficiencia Energética), y SEER (Eficiencia Energética Estacional), que permiten evaluar y comparar la eficiencia de los equipos.

5.11.1. Tecnología inverter.

La tecnología Inverter en sistemas de aire acondicionado ha revolucionado la eficiencia energética al permitir un control eficiente del compresor mediante la variación continua de su velocidad, lo que evita los ciclos repetitivos de encendido y apagado característicos de los sistemas tradicionales. Este ajuste dinámico reduce significativamente el consumo energético, mejora el confort térmico al mantener temperaturas estables y disminuye el nivel de ruido durante la operación. Además, al reducir el esfuerzo mecánico sobre los componentes, se prolonga la vida útil del equipo. Diversos estudios y fabricantes indican que los sistemas Inverter pueden generar ahorros de hasta un 30% en consumo eléctrico comparado con equipos convencionales (Danfoss, s.f.).

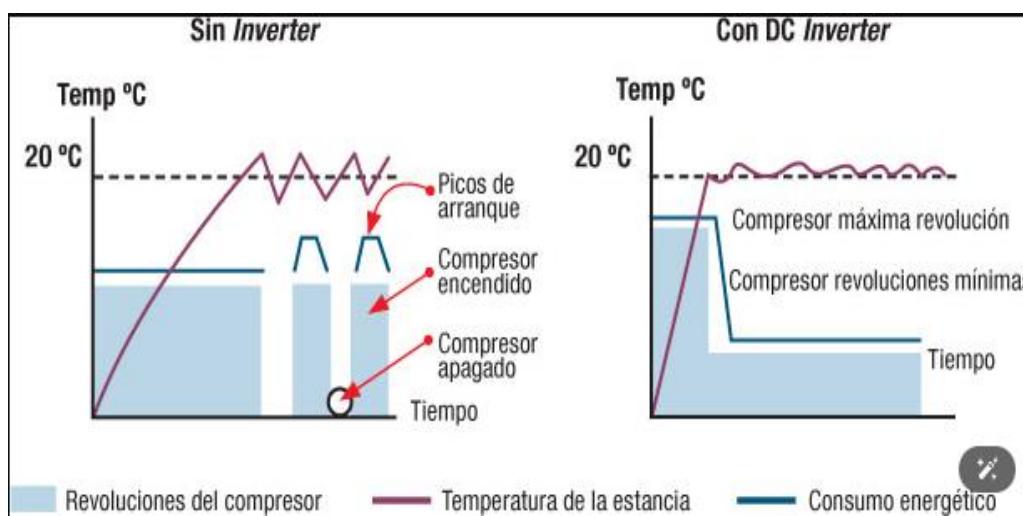


Figura 23. Sistema convencional vs sistema inverter (Ingemecánica, 2014).

Los sistemas Inverter muestran un rendimiento eficiente tanto a plena carga como a carga parcial, pero su mayor ventaja se da en este último caso. A plena carga, el sistema funciona a máxima velocidad para cumplir con la demanda térmica. Sin embargo, a carga parcial, que es cuando los sistemas operan la mayor parte del tiempo, el sistema ajusta la velocidad del compresor según la demanda, lo que permite un ahorro energético en comparación con la operación a plena carga.

5.11.2. Coeficiente de Funcionamiento.

Al seleccionar equipo de refrigeración, con frecuencia se encontrará que más de una unidad satisface la capacidad necesaria. En este caso, es útil saber cuál de ellas dará el mejor funcionamiento. La selección más deseable es la unidad que producirá la mayor refrigeración con el menor consumo de potencia. Esto se puede medir con un factor de funcionamiento, llamado Coeficiente de Funcionamiento (COP, Coefficient of Performance, en inglés). Este coeficiente se define como:

$$\text{COP} = \frac{\text{capacidad de refrigeración}}{\text{consumo equivalente de potencia del compresor}} \quad (\text{Ecuación 24})$$

Mientras mayor sea el COP de una unidad de refrigeración, menor será la energía necesaria para determinado efecto de refrigeración. Por lo tanto, el COP es un número útil para comparar equipos con objeto de reducir el consumo de energía.

5.11.3. Relación de eficiencia energética.

Otro coeficiente de rendimiento que es muy semejante al COP es la relación de eficiencia energética (Energy Efficiency Ratio, EER). Se define así:

$$\text{EER} = \frac{\text{capacidad útil de enfriamiento BTU/h}}{\text{consumo de potencia en watts}} \quad (\text{Ecuación 25})$$

La EER es muy similar al COP descrito anteriormente. En la industria se utiliza usualmente el valor de EER y es una obligación por parte de los productores dar este valor en la ficha técnica de los equipos. Los valores de EER se miden bajo un conjunto reglamentario de condiciones de temperatura, para que los equipos se puedan comparar.

5.11.4. Índice de eficiencia energética estacional.

A diferencia del EER, el SEER representa el rendimiento promedio del sistema a lo largo de toda la temporada de enfriamiento, considerando que el aire acondicionado no opera siempre a máxima carga.

$$\text{SEER} = \frac{\text{Total de BTU entregados}}{\text{consumo eléctrico en watts}} \quad (\text{Ecuación 26})$$

VI. DISEÑO METODOLOGICO.

6.1. Enfoque de investigación.

Este trabajo de investigación se proyecta con un enfoque cuantitativo, ya que se calculará las cargas de enfriamientos y los costos del proyecto, los cuales son valores numéricos que se pueden cuantificar.

6.2. Tipo de investigación.

Es una investigación descriptiva, ya que se enfoca en realizar un informe detallado sobre el fenómeno de estudio, sus características y configuración.

6.3. Muestra.

Estudiantes del Recinto Universitario Pedro Arauz Palacios de la Universidad Nacional de Ingeniería.

6.4. Fuentes de información.

Son fuentes de tipo secundarias, ya que son informaciones que se encuentran elaboradas por diferentes investigadores, de las cuales se toman datos útiles para la investigación que se está llevando a cabo. Dicha información se encuentra en documentos, páginas web y principalmente en el libro “Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas, Edward G. Pita, Primera edición, 1994”.

6.5. Técnicas de recolección de datos.

Las técnicas que se van a utilizar para obtener los datos son la observación, sesiones de grupos y el software RETScreen que brinda información esencial para el inicio del proyecto. Además, se realizarán mediciones de las condiciones ambientales en las aulas, como temperatura, humedad relativa y niveles de iluminación.

6.6. Análisis de información.

Se ejecutará un análisis estadístico donde se ingresan los datos recopilados en un ordenador, y mediante la utilización del programa Excel se analiza la información.

6.7. Procedimiento de la información.

Primera Etapa.

En esta etapa se adquiere un conocimiento general y preliminar del tema. Se plantea el problema a partir del análisis de los diversos aspectos teóricos; como los antecedentes de la situación actual, además implementaremos los objetivos, la justificación y el alcance, los cuales serán la base fundamental para la elaboración del documento a desarrollar.

Segunda Etapa.

Una vez seleccionado el tema y recopilados los datos la información, se analiza y organiza adecuadamente para conseguir los objetivos deseados. Se selecciona la ubicación del proyecto y seguido de este se realiza el estudio del sitio. Con ayuda de los planos obtenemos el área de todas las aulas y el material de las paredes. Luego, con el uso del software RETScreen obtenemos los datos iniciales de las condiciones climatológicas, en donde se encuentra ubicado el edificio.

Tercera Etapa.

Por medio de la observación, determinamos como se encuentra ubicado el edificio respectos a los puntos cardinales, ya que se requiere para hacer uso de las tablas y ecuaciones que se encuentran en el libro de “Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas” para calcular las cargas de enfriamientos de todas las aulas con el método CLTD/SCL/CLF.

Con los datos del procedimiento anterior, se realiza un análisis psicométrico del aire que entra y sale del serpentín de enfriamiento del evaporador para así, conseguir el calor que debe eliminar el equipo de aire acondicionado del ambiente.

Cuarta Etapa.

Teniendo esto, se elige el equipo a través de catálogos de los fabricantes que tengan distribución a nivel nacional, tomando en cuenta el caudal de aire de entrada al recinto, el calor de baja y el coeficiente de operación del equipo. Aparte es preciso considerar el precio, la calidad y si la marca seleccionada es recomendada por distintos usuarios. Ya que se determinarán los costos de instalación, compra del equipo y el costo total de energía para

verificar la viabilidad del equipo. Finalmente se realizan las conclusiones y recomendaciones para dar concluido la investigación.

Metodología y sus criterios.

Estos métodos fueron diseñados por ASHRAE, CIBSE y VDI, instituciones especializadas en refrigeración de Norteamérica, Inglaterra y Alemania respectivamente, los cuales han desarrollado los siguientes métodos:

1. El Método de Balance de Calor (ASHRAE 2001).
2. La Serie de Tiempo Radiante (ASHRAE 2001).
3. El método CLTD/SCL/CLF (ASHRAE 1997).
4. El Método de Admitancia (CIBSE 1986).
5. Los métodos VDI (VDI 1996).

Los dos primeros métodos, los más recientes presentados por ASHRAE, son metodologías más exactas, debido al cálculo de las mayorías de las variables.

La metodología CLTD /SCL/CLF empleada en el proyecto, utiliza datos tabulados de CLTD (cálculo de carga de temperatura diferencial), SCL (factor solar de carga térmica), y CLF (factor de carga térmica), los cuales incluyen el efecto de: (Manual ASHRAE, 2004)

1. Intervalos de tiempo de calor generado por conducción a través de superficies exteriores opacas.
2. El tiempo de retraso del almacenamiento térmico en la conversión de calor generado por radiación a carga térmica.

Esta simplificación genera que la carga térmica se pueda calcular manualmente. Los datos son generados con factores del material de diseño y coeficientes de transferencia por conducción, el cuál produce cargas térmicas en condiciones ambientales estándar y los tipos de zona.

VII. DESARROLLO.

7.1. Información general del Edificio Educativo.

El edificio educativo objeto de estudio se localiza en el sector sureste del Recinto Universitario Pedro Arauz Palacios (RUPAP), perteneciente a la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI). La edificación cuenta con dos niveles y está destinada principalmente a funciones académicas. Las superficies correspondientes a las aulas que serán acondicionadas térmicamente han sido determinadas a partir de los planos arquitectónicos oficiales del proyecto (ver Anexo 42), y se presentan organizadas en las tablas correspondientes.

Tabla 3. Espacios interiores planta baja.

Nombre	Número	Área (m²)
Aula N°1	100	74.2
Aula N°2	101	61.7
Aula N°3	102	61.7
Aula N°4	103	74.2
Aula N°5	104	61.8
Aula N°6	113	61.8
Lab. de computo 1	105	50.2
Lab. de computo 2	111	50.2

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 4. Espacios interiores planta alta.

Nombre	Número	Área (m²)
Sala audiovisual 1	200	80.7
Aula n°8	201	50.2
Aula n°9	206	50.2
Aula n°10	209	76.0
Aula n°11	211	76.0
Sala audiovisual 2	213	97.1
Taller n°1	207	82.7
Taller n°2	208	99.3

Fuente: Elaboración Propia.

Dado que la estructura arquitectónica del edificio es similar en todas las aulas por acondicionar, en cuanto al espesor de pared y tipo de material utilizado, se procede a realizar el cálculo para una sección representativa. Esto permitirá ilustrar de forma clara los pasos y consideraciones clave del análisis térmico. Posteriormente, los resultados para las demás áreas se presentarán resumidos en tablas, brindando una visión general de las ganancias de calor en todo el edificio. Esta metodología combina eficiencia y claridad en la presentación de los datos. Sección de estudio (Sala Audiovisual 1).

7.2. Orientación geográfica.

El edificio educativo se encuentra ubicado en la ciudad de Managua, municipio de Managua, dentro del Recinto Universitario Pedro Arauz Palacios (RUPAP), en las inmediaciones de Villa Progreso, Distrito VII. Esta ubicación es relevante para el análisis térmico, ya que condiciona las variables climáticas a considerar en el diseño del sistema climatización.

De acuerdo con datos obtenidos mediante herramientas de georreferenciación (Google Maps), la localización geográfica exacta del edificio es la siguiente:

- **Latitud:** 12°15' N.
- **Longitud:** 86°16' W.
- **Altitud:** 83 metros sobre el nivel del mar.



Figura 24. Ubicación del edificio educativo (Google Maps, 2025).

7.3. Condiciones climatológicas.

7.3.1. Condiciones exteriores.

Al determinar las condiciones ambientales exteriores para este diseño, se toman en cuenta tanto las características climáticas como la ubicación geográfica del edificio. Para ello, se utilizaron los datos proporcionados por RETScreen, basado en registros satelitales de la NASA para la estación meteorológica satelital ubicada en el Aeropuerto Internacional Augusto C. Sandino (Managua, Nicaragua), cuyas coordenadas son 12.1415° N, 86.1682° O. Esta información permitió identificar que el mes con la temperatura máxima registrada en el año 2024 fue mayo. Posteriormente, los datos fueron verificados con los registros del Instituto Nicaragüense de Estudios Territoriales (INETER), obteniéndose valores prácticamente idénticos, lo que valida la confiabilidad de los datos empleados en el análisis (ver Anexo 1-2).

$$T_{BS-\text{Max}} = 38.8 \text{ }^{\circ}\text{C} = 101 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{BS-\text{min}} = 25.9 \text{ }^{\circ}\text{C} = 79 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$H_r = 68 \text{ %}$$

Para el cálculo del rango de temperatura, se utilizaron los valores de temperatura máxima y mínima del aire registrados durante el mes de mayo, según los datos oficiales proporcionados por el Instituto Nicaragüense de Estudios Territoriales (INETER) (ver Anexo 2-3).

$$R_{\text{Temp}} = T_{\text{Max}} - T_{\text{min}} = (101 - 79) \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$R_D = 22 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Se calculan las temperaturas medias de diseño exterior para verano utilizando la siguiente ecuación:

$$t_o = T_{BS} - \frac{R_D}{2} \quad (\text{Ecuación 27})$$

$$t_o = 101 \text{ }^{\circ}\text{F} - \frac{22}{2} \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$t_o = 90 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

7.3.2. Condiciones interiores de diseño.

En general, las normativas y estándares proporcionan directrices esenciales para el diseño y la instalación del sistema de aire acondicionado. Estas recomendaciones están fundamentadas en principios de ingeniería térmica y mecánica, así como en la comprensión de la psicrometría y la transferencia de calor. Además, estas normas tienen en cuenta factores como la calidad del aire interior, el control de la humedad, la distribución del aire, la seguridad y el confort térmico de los ocupantes.

Tabla 5. Condiciones de proyecto recomendadas para ambientes interiores.

TIPO DE APLICACION	VERANO				
	DE LUJO		PRACTICA COMERCIAL		Variación de temperatura °c
	Temperatura bulbo seco °c	Humedad. relativa %	Temperatura bulbo seco °c	Humedad. relativa %	
<i>Confort General Apartamento, hotel, oficina, etc.</i>	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2
<i>Tiendas Originales Bancos, Grandes Almacenes, etc.</i>	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2
<i>Auditorio, Iglesias, Bar, Restaurante, Cocina, etc.</i>	24-26	55-50	26-27	60-50	0.5 a 1
<i>Confort Industrial</i>	25-27	55-45	26-29	60-50	0.5 a 1

Fuente: Díaz & Barreneche (2005).

Finalmente, para el diseño de la climatización del edificio educativo se utilizarán los siguientes parámetros:

Tabla 6. Condiciones de diseño para Edificio Educativo.

Temperatura		Mes más caluroso	Hora más caliente del día	Humedad Relativa (H _r)	
Interior	Exterior	Mayo	14:00	Interior	Exterior
77 °F	90 °F			50 %	68 %

Fuente: Elaboración propia.

7.4. Ganancia de calor por conducción a través de paredes.

La empresa constructora encargada del nuevo edificio educativo de la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI) ha optado por un sistema constructivo con paneles de Poliestireno Expandido (EPS) para la conformación de los muros, buscando mejorar la eficiencia energética, acelerar los tiempos de construcción y optimizar el aislamiento térmico y acústico. Gracias a su baja conductividad térmica, el EPS contribuye a disminuir las ganancias de calor por conducción, reduciendo así la carga térmica interna y mejorando el confort en los espacios interiores.

Para caracterizar las paredes del edificio, se realizaron mediciones in situ del espesor del panel de EPS antes y después del revestimiento con mortero, lo que permitió determinar con precisión las dimensiones de cada capa para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U). La malla metálica presente en el sistema fue considerada térmicamente despreciable, simplificando el análisis.

Durante el desarrollo del estudio, se presentó un inconveniente al calcular el Diferencial Térmico de Condiciones Exteriores (DTCE), ya que el tipo de pared no se encuentra entre las clasificaciones del libro Acondicionamiento de Aire de Edward G. Pita. Ante esta situación, se calculó el valor U real del muro y posteriormente, se comparó con los valores tabulados en el libro, seleccionando como referencia el más cercano.

Para determinar la ganancia de calor por conducción, se procederá inicialmente al cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U), posteriormente el área efectiva a partir de los planos arquitectónicos. Finalmente, se calculará la diferencia de temperatura corregida (DTCEc), para así evaluar la carga térmica por conducción hacia el interior del aula.

7.4.1. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Para estimar la ganancia de calor por conducción a través de los muros, es necesario calcular el coeficiente global de transferencia de calor (U), el cual depende de las propiedades térmicas y espesores de los materiales que conforman el cerramiento, así como de la resistencia térmica del aire en contacto con las superficies interior y exterior. Las propiedades del EPS fueron obtenidas a partir de su ficha técnica, mientras que las del mortero de

revestimiento, correspondiente a una mezcla 1:4 de cemento y arena, según información proporcionada por el encargado de obra, se consultaron en fuentes técnicas especializadas. Toda la documentación de respaldo se encuentra disponible en los Anexos 5 a 8.

El coeficiente global de transferencia de calor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad (\text{Ecuación 28})$$

Se presenta una tabla resumen que consolida los datos térmicos y dimensionales obtenidos, y que fueron utilizados para el análisis del comportamiento térmico de la pared. Asimismo, se incluye una figura representativa que ilustra la disposición y el espesor relativo de cada una de las capas que componen el sistema de cerramiento.

Tabla 7. Propiedades térmicas y dimensiones de los elementos.

Capa del cerramiento	Espesor (ft)	Conductividad térmica (BTU/h·ft·°F)
Mortero exterior (1:4)	0.123	0.635
Panel de EPS	0.1804	0.017
Mortero interior (1:4)	0.123	0.635

Fuente: Elaboración propia.

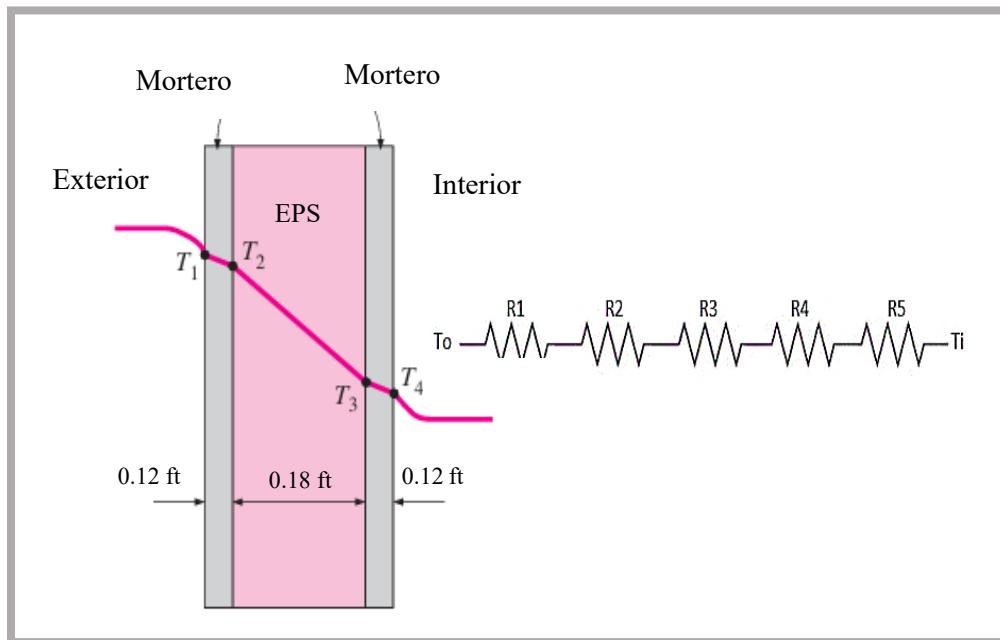


Figura 25 Red de resistencias térmicas del sistema (Elaboración propia).

Donde:

- $R_{1 \rightarrow \text{convectiva}}$ = Aire exterior.
- $R_{2 \rightarrow \text{conductiva}}$ = Mortero.
- $R_{3 \rightarrow \text{conductiva}}$ = Panel EPS.
- $R_{4 \rightarrow \text{conductiva}}$ = Mortero.
- $R_{5 \rightarrow \text{convectiva}}$ = Aire interior.

Posteriormente, se realiza el cálculo detallado de cada una de las resistencias térmicas que intervienen en la transmisión de calor a través de las paredes del aula.

➤ Resistencia térmica convectiva del aire exterior.

Se procede a la selección del coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire, considerando un régimen de convección natural (libre), de acuerdo con los valores recomendados en Anexos 7. A partir de este coeficiente, se calcula la resistencia térmica por convección correspondiente utilizando la ecuación 7.

$$h_0 = 4 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_0} = \frac{1}{4 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}}$$

$$R_1 = \frac{1}{4} \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$$

➤ Resistencia térmica conductiva del mortero.

En esta etapa se desarrolla el cálculo de la resistencia térmica conductiva correspondiente al mortero que conforma el repello de la pared. Para ello, se selecciona el valor del coeficiente de conductividad térmica del material, según lo indicado en la Tabla 7. Este valor aplica tanto para el repello interior como exterior. Con base en dicho coeficiente y el espesor de la capa, se determina su resistencia térmica aplicando la ecuación 6.

$$K = 0.635 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot \text{°F}}$$

$$R_{2-4} = \frac{L}{K} = \frac{0.1230 \text{ ft}}{0.635 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot {}^\circ\text{F}}}$$

$$R_{2-4} = 0.1937 \frac{{}^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$$

➤ **Resistencia térmica conductiva (EPS).**

Se realiza el cálculo de la resistencia térmica conductiva correspondiente al panel de poliestireno expandido (EPS). Para ello, se selecciona el valor del coeficiente de conductividad térmica según lo indicado en la Tabla 7. Con este valor y el espesor del panel, se determina su resistencia térmica aplicando la ecuación 6.

$$K = 0.017 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot {}^\circ\text{F}}$$

$$R_3 = \frac{L}{K} = \frac{0.1804 \text{ ft}}{0.017 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot {}^\circ\text{F}}}$$

$$R_3 = 10.61 \frac{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot {}^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$$

➤ **Resistencia térmica convectiva del aire interior.**

En el caso del aire interior, la resistencia térmica convectiva se considera despreciable debido a la mínima oposición que ofrece al flujo de calor dentro del recinto.

$$R_5 = 0 \frac{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot {}^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$$

Seguidamente se presenta una tabla resumen que consolida las resistencias térmicas calculadas previamente para cada una de las capas que conforman el sistema ambiente–pared.

Tabla 8. Resumen de resistencias térmicas del sistema.

Resistencia térmica	Aire exterior.	Mortero	Panel EPS.	Mortero
$\frac{{}^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$	0.25	0.1937	10.61	0.1937

Fuente: Elaboración propia.

Se sustituyen los valores en la ecuación 28, obteniéndose así el coeficiente global de transferencia de calor (U) para la pared.

$$U = \frac{1}{\sum R}$$

$$U = \frac{1}{11.247 \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}}$$

$$U = 0.088 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$$

7.4.2. Área efectiva para la ganancia de calor.

En esta etapa se realiza el cálculo el área efectiva de las paredes según su orientación, excluyendo las aberturas como puertas y ventanas. Esta área corresponde únicamente a la superficie sólida del muro, sobre la cual se realizará el cálculo de la transferencia de calor. Las medidas necesarias para este cálculo se obtienen de los planos arquitectónicos, (ver Anexo 42).

Tabla 9. Resumen del cálculo del área efectiva de las paredes.

Sala Audiovisual 1 (200)				
Orientación	Área total (ft²)	Área Ventana (ft²)	Área puerta (ft²)	Área efectiva (ft²)
Lado Norte	263.04	107.79	0.00	155.24
Lado Sur	263.04	107.79	0.00	155.24
Lado Este	77.46	0.00	43.99	33.46
Lado Oeste	319.52	31.95	0.00	287.57

Fuente: Elaboración propia.

7.4.3. Diferencia de temperatura corregida (DTCE_C).

Se calcula (DTCE_C) utilizando la ecuación 29 propuesta por Edward G. Pita en su libro Acondicionamiento de Aire (2005). Este valor será determinado de forma individual para cada pared, ya que depende directamente de su orientación.

$$\text{DTCE}_C = [(\text{DTCE} + \text{LM}) * k] + (78 - t_R) + [(t_o - 85) * f] \quad (\text{Ecuación 29})$$

Los valores de T_r (temperatura interior de diseño) y T_o (temperatura exterior promedio) son constantes para todas las paredes, independientemente de su orientación, ya que se obtienen de las condiciones iniciales establecidas en el proyecto (Ver Tabla 6).

$$t_R = 77 \text{ } ^\circ\text{F} \quad t_o = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

➤ **DTCE_c → Orientación norte.**

Donde:

- DTCE de la pared, se obtiene del Anexo 11.

Sin embargo, para acceder a este dato, es necesario identificar el grupo al que pertenece la pared ("G"), la orientación de la pared (norte) y el momento del día con la máxima intensidad de calor (2:00 pm).

$$\text{DTCE} = 23 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- LM, se obtiene del Anexo 12.

Sin embargo, para acceder a este dato, es necesario identificar la latitud del edificio (12°), el mes de referencia (mayo) y la orientación de la pared (Norte).

$$\text{LM} = 5.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- K, se obtiene se obtiene del Anexo 13.

Se selecciona el valor correspondiente para paredes de color claro en zonas rurales.

$$K = 0.65$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 29 y se obtiene el siguiente resultado.

$$\text{DTCE}_c = [(23 \text{ } ^\circ\text{F} + 5.5 \text{ } ^\circ\text{F}) * 0.65] + (78 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F}) + [(90 \text{ } ^\circ\text{F} - 85 \text{ } ^\circ\text{F}) * 1]$$

$$\text{DTCE}_c = 24.52 \text{ } ^\circ\text{F}$$

➤ **DTCE_c → Orientación sur.**

Donde:

- DTCE de la pared, se obtiene del Anexo 11.

$$\text{DTCE} = 46 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- LM, se obtiene del Anexo 12.

$$\text{LM} = -7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- K, se obtiene se obtiene del Anexo 13.

$$K = 0.65$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 29 y se obtiene el siguiente resultado.

$$DTCE_c = [(46^{\circ}\text{F} - 7^{\circ}\text{F}) * 0.65] + (78^{\circ}\text{F} - 77^{\circ}\text{F}) + [(90^{\circ}\text{F} - 85^{\circ}\text{F}) * 1]$$

$$DTCE_c = 31.35^{\circ}\text{F}$$

➤ **DTCE_c → Orientación oeste.**

Donde:

- DTCE de la pared, se obtiene del Anexo 11.

$$DTCE = 41^{\circ}\text{F}$$

- LM, se obtiene del Anexo 12.

$$LM = -1.5^{\circ}\text{F}$$

- K, se obtiene se obtiene del Anexo 13.

Se selecciona el valor correspondiente para paredes de color claro en zonas rurales.

$$K = 0.65$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 29 y se obtiene el siguiente resultado.

$$DTCE_c = [(41^{\circ}\text{F} - 1.5^{\circ}\text{F}) * 0.65] + (78^{\circ}\text{F} - 77^{\circ}\text{F}) + [(90^{\circ}\text{F} - 85^{\circ}\text{F}) * 1]$$

$$DTCE_c = 31.67^{\circ}\text{F}$$

➤ **DTCE_c → Orientación este.**

Donde:

- DTCE de la pared, se obtiene del Anexo 11.

$$DTCE = 31^{\circ}\text{F}$$

- LM, se obtiene del Anexo 12.

$$LM = -1.5^{\circ}\text{F}$$

- K, se obtiene se obtiene del Anexo 13.

Se selecciona el valor correspondiente para paredes de color claro en zonas rurales.

$$K = 0.65$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 29 y se obtiene el siguiente resultado.

$$DTCE_c = [(31^{\circ}\text{F} - 1.5^{\circ}\text{F}) * 0.65] + (78^{\circ}\text{F} - 77^{\circ}\text{F}) + [(x90^{\circ}\text{F} - 85^{\circ}\text{F}) * 1]$$

$$DTCE_c = 25.17 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A continuación, se presenta una tabla resumen con los valores previamente calculados de la diferencia de temperatura corregida ($DTCE_c$), junto con los parámetros utilizados en cada caso según la orientación de las paredes.

Tabla 10. Resumen del cálculo diferencia de temperatura corregida.

Orientación	DTCE (°F)	LM	k	DTCE c (°F)
Norte	23	5.5	0.65	24.525
Sur	46	-7	0.65	31.35
Este	31	-1.5	0.65	25.175
Oeste	41	-1.5	0.65	31.675

Fuente: Elaboración propia.

7.4.4. Cálculo de ganancia de calor por pared según su orientación.

Con todos los parámetros previamente calculados que intervienen en la ecuación 9, se procede a determinar la ganancia de calor por conducción a través de paredes según su orientación.

➤ Cálculo de la ganancia de calor (pared Norte).

$$Q_{\rightarrow \text{Norte}} = \left(0.088 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (155.24 \text{ ft}^2)(24.52 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\rightarrow \text{Norte}} = 338.45 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ Cálculo de la ganancia de calor (pared Sur).

$$Q_{\rightarrow \text{Sur}} = \left(0.088 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (155.24 \text{ ft}^2)(31.35 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\rightarrow \text{Sur}} = 432.64 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ Cálculo de la ganancia de calor (pared Oeste).

$$Q_{\rightarrow \text{Oeste}} = \left(0.088 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (287.57 \text{ ft}^2)(31.67 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\rightarrow \text{Oeste}} = 809.73 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ Cálculo de la ganancia de calor (pared Este).

$$Q_{\rightarrow \text{Este}} = \left(0.088 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (33.46 \text{ ft}^2)(25.7 \text{ °F})$$

$$Q_{\rightarrow \text{Este}} = 74.88 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.5. Ganancia de calor por conducción a través del techo.

Una de las estrategias adoptadas en el diseño fue la incorporación de una cámara de aire entre la lámina metálica del techo y el cielo falso de yeso. Esta separación fue concebida con el objetivo de reducir la transferencia de calor hacia el interior del edificio. La geometría del techo incluye una inclinación de aproximadamente 10°, lo cual incrementa ligeramente el área efectiva de intercambio térmico, aspecto que se toma en cuenta para el cálculo de la ganancia de calor. No obstante, para la evaluación de la resistencia térmica de la cámara de aire, se considera la distancia mínima entre la lámina superior y el cielo falso, correspondiente al punto más bajo del techo. Esta condición representa la situación más desfavorable, ya que implica el menor espesor de aire y, por consiguiente, la menor capacidad de aislamiento.

Debido a la disposición del sistema, con la lámina metálica caliente en la parte superior y el cielo falso frío en la inferior, el aire contenido en la cámara se considera estático, sin movimientos de convección. Según Cengel (2006), en configuraciones horizontales cerradas con la superficie caliente arriba, la transferencia de calor ocurre por conducción pura, y se asume un número de Nusselt igual a uno ($Nu = 1$).

Para determinar la ganancia de calor por conducción a través del techo, se procederá inicialmente al cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U), posteriormente, se determinará el valor del área efectiva del techo a partir de los planos arquitectónicos del proyecto. Finalmente, se calculará la diferencia de temperatura corregida ($DTCE_c$), considerando las condiciones del cerramiento, para así evaluar la carga térmica por conducción hacia el interior del edificio.

7.5.1. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Para estimar la ganancia de calor por conducción a través del techo, es necesario calcular el coeficiente global de transferencia de calor (U), el cual depende de las propiedades térmicas y del espesor de los materiales que conforman el cerramiento superior, así como de la resistencia térmica del aire en contacto con las superficies interior y exterior. Las propiedades del zinc y del cielo raso de yeso fueron obtenidas a partir de sus respectivas fichas técnicas. Adicionalmente, se consideró una capa de aire estático entre ambos materiales como aislante térmico, cuyas propiedades fueron extraídas del libro de Cengel (2006). Toda la documentación de respaldo se encuentra disponible en los Anexos 14 al 18.

Se presenta una tabla resumen que consolida los datos térmicos y dimensionales obtenidos, que fueron utilizados para el análisis del comportamiento térmico del techo. Asimismo, se incluye una figura representativa que ilustra la de cada una de las capas que componen el sistema de Ambiente-techo.

Tabla 11. Propiedades térmicas y dimensiones de los elementos.

Capa del cerramiento	Espesor (ft)	Conductividad térmica (BTU/h·ft·°F)
Lámina de acero	0.002	26
Aire estático	0.2624	0.014
Lámina de yeso	0.123	0.179

Fuente: Elaboración propia.

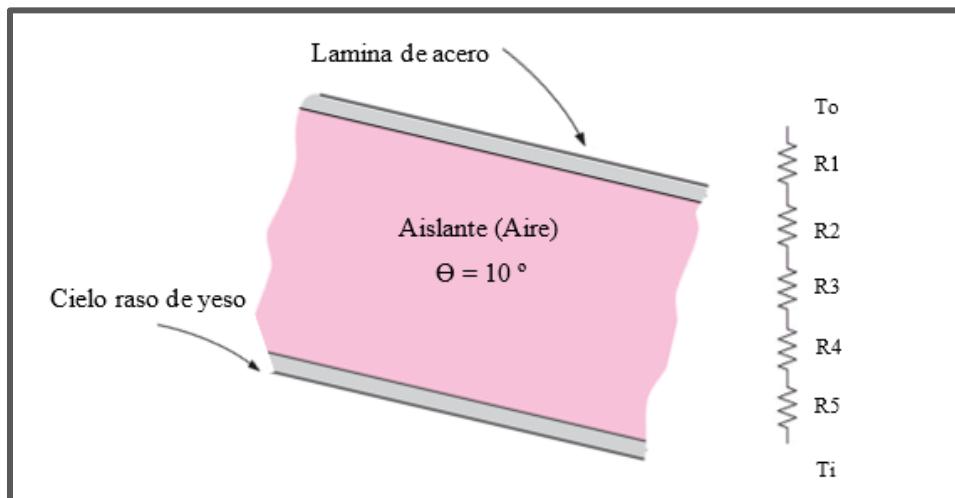


Figura 26. Esquema de resistencias térmicas (Elaboración propia).

Donde:

- $R_{1\rightarrow\text{convectiva}}$ = Aire exterior.
- $R_{2\rightarrow\text{conductiva}}$ = Lámina de zinc troquelado.
- $R_{3\rightarrow\text{conductiva}}$ = Aire estático (aislante).
- $R_{4\rightarrow\text{conductiva}}$ = Cielo falso de Yeso.
- $R_{5\rightarrow\text{convectiva}}$ = Aire interior, se considera despreciable.

Se procede al cálculo detallado de cada una de las resistencias térmicas que intervienen en la transmisión de calor a través del cerramiento superior del recinto.

➤ Resistencia convectiva del aire exterior.

A continuación, se selecciona el coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire, considerando un régimen de convección natural (libre), de acuerdo con los valores recomendados en el Anexo 9. A partir de este coeficiente, se calcula la resistencia térmica por convección correspondiente utilizando la ecuación 7.

$$h_0 = 4 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_0} = \frac{1}{4 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}}$$

$$R_1 = \frac{1}{4} \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$$

➤ Resistencia conductiva de lámina acero galvanizado.

Se lleva a cabo el cálculo la resistencia térmica conductiva correspondiente a la lámina de acero. Para ello, se selecciona el valor del coeficiente de conductividad térmica según lo indicado en la Tabla 11. Con este valor y el espesor del panel, se determina su resistencia térmica aplicando la ecuación 6.

$$k_{\text{Lamina acero}} = 26 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot \text{°F}}$$

$$R_2 = \frac{L}{k} = \frac{0.002 \text{ ft}}{26 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}}}$$

$$R_2 = 7.69 \times 10^{-5} \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$$

➤ **Resistencia termica del aire estatico.**

Se ejecuta el cálculo de la resistencia térmica conductiva correspondiente al aire. Para ello, se selecciona el valor del coeficiente de conductividad térmica según lo indicado en la Tabla 11. Con este valor y su espesor, se determina su resistencia térmica aplicando la ecuación 6.

$$k_{\text{Aire}} = 0.014 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}}$$

$$R_3 = \frac{L}{k} = \frac{4.65 \text{ ft}}{0.014 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}}}$$

$$R_3 = 332.14 \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$$

➤ **Resistencia termica del cielo raso de yeso.**

Se desarrolla el cálculo de la resistencia térmica conductiva correspondiente al cielo raso de yeso. Para ello, se selecciona el valor del coeficiente de conductividad térmica según lo indicado en la Tabla 11. Con este valor y el espesor de la lámina, se determina su resistencia térmica aplicando la ecuación 6.

$$k_{\text{yeso}} = 0.179 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}}$$

$$R_4 = \frac{L}{k} = \frac{0.02624 \text{ ft}}{0.179 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}}}$$

$$R_4 = 1.47 \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$$

➤ Resistencia térmica convectiva del aire interior.

En el caso del aire interior, la resistencia térmica convectiva se considera despreciable debido a la mínima oposición que ofrece al flujo de calor dentro del recinto

$$R_5 = 0 \frac{h \cdot ft^2 \cdot {}^\circ F}{Btu}$$

A continuación, se presenta una tabla resumen que consolida las resistencias térmicas calculadas previamente para cada una de las capas que conforman el sistema ambiente-pared.

Tabla 12. Resumen de resistencias térmicas del sistema.

Resistencia térmica	Aire exterior	Lamina de acero	Aire estático	Cielo raso de yeso
$\frac{{}^\circ F \cdot h \cdot ft^2}{Btu}$	0.25	7.69×10^{-5}	332.14	1.47

Fuente: Elaboración propia.

Se sustituyen los valores en la ecuación 28, obteniéndose así el coeficiente global de transferencia de calor (U) para la pared.

$$U = \frac{1}{(333.86) \frac{{}^\circ F \cdot h \cdot ft^2}{Btu}}$$

$$U = 0.0029 \frac{Btu}{{}^\circ F \cdot h \cdot ft^2}$$

7.5.2. Área efectiva para la ganancia de calor.

A continuación, se calcula el área efectiva del techo, considerando su inclinación de 10 grados. Esta área será utilizada en el análisis de transferencia de calor, ya que representa la superficie real expuesta. Las dimensiones se obtuvieron a partir de los planos arquitectónicos (ver Anexo 42).

Tabla 13. Resumen del cálculo del área efectiva del techo.

Sala Audiovisual 1			
Inclinación	10 °	Ancho	32.472 ft
Largo	26.732 ft	Área	1034.52 ft ²

Fuente: Elaboración propia.

7.5.3. Diferencia de temperatura corregida (DTCE_C).

En esta etapa, se calcula (DTCE_C) utilizando la ecuación 29 propuesta por Edward G. Pita en su libro Acondicionamiento de Aire (2005).

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * k] + (78 - t_R) + [(t_o - 85) * f] \quad (\text{Ecuacion 30})$$

Donde:

- DTCE del techo, se obtiene del Anexo 19.

Sin embargo, para acceder a este dato, es necesario identificar primero el tipo de construcción del techo (Tipo N°1) y el momento del día con la máxima intensidad de calor (14:00 pm).

$$DTCE = 77 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- LM, se obtiene del Anexo 12.

Sin embargo, para acceder a este dato, es necesario identificar la latitud del edificio (12°), el mes de referencia (mayo) y la orientación (Hora).

$$LM = -1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- K, se obtiene según lo especificado en el libro (Pita, 2005) (Ver Anexo 13).

Se selecciona el valor correspondiente para techos de color claro en zonas rurales.

$$K = 0.5$$

- f, se obtiene según lo especificado en el libro (Pita, 2005) (Ver Anexo 20).

Se selecciona el valor correspondiente para “sin ventilación en cielo falso”

$$f = 1$$

- T_R, se obtiene de los datos iniciales del proyecto. (Ver Tabla 6)

$$t_R = 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 77 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- T_o, se obtiene de valores recomendados. (Ver Tabla 6)

$$t_o = 34 \text{ } ^\circ\text{C} = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 29 y se obtiene el resultado.

$$DTCE_c = [(77^{\circ}\text{F} + 1^{\circ}\text{F}) * 0.5] + (78^{\circ}\text{F} - 77^{\circ}\text{F}) + [(90^{\circ}\text{F} - 85^{\circ}\text{F}) * 1]$$

$$DTCE_c = 44^{\circ}\text{F}$$

7.5.4. Cálculo de ganancia de calor a través del techo.

Con todos los parámetros previamente calculados que intervienen en la ecuación 9, se procede a determinar la ganancia de calor por conducción a través del techo.

$$Q = U * A * DTCE_c$$

$$Q = \left(0.0029 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}\right) (1034.52 \text{ ft}^2) (44^{\circ}\text{F})$$

$$Q = 136.34 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.6. Ganancia de calor por conducción a través de las ventanas.

Para determinar la ganancia de calor por conducción a través de las ventanas, se iniciará con el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U), a partir de las propiedades térmicas del vidrio. Posteriormente, se establecerá el área efectiva de las superficies acristaladas, utilizando las dimensiones obtenidas durante las mediciones in situ, en las cuales también se registró el espesor del vidrio instalado. Finalmente, se calculará la diferencia de temperatura corregida (DTCE_c), con el fin de estimar la carga térmica por conducción hacia el interior del edificio a través de este tipo de cerramiento.

7.6.1. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Se calculó el coeficiente global de transferencia de calor (U) en función de las propiedades térmicas y el espesor del vidrio, así como de la resistencia del aire en ambas superficies. Las propiedades del vidrio se tomaron de Cengel (2006), y la información técnica de respaldo está disponible en los Anexos 21 a 22.

A continuación, se presenta una tabla resumen con los datos térmicos y dimensionales utilizados, junto con una figura esquemática que muestra la composición del sistema ambiente–ventana.

Tabla 14. Propiedades térmicas y dimensiones de los elementos.

Capa del cerramiento	Espesor (ft)	Conductividad térmica (BTU/h·ft·°F)
Vidrio	0.02	0.8

Fuente: Elaboración propia.

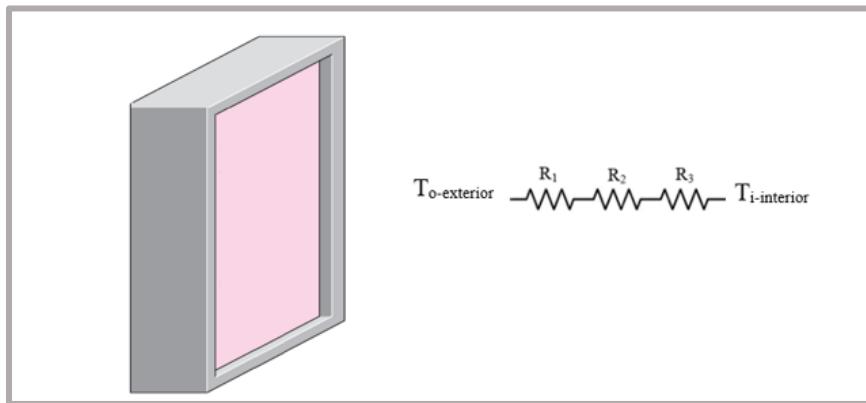


Figura 27. Esquema de resistencias térmicas (Elaboración propia).

Donde:

- $R_{1 \rightarrow \text{convectiva}} = \text{Aire exterior}.$
- $R_{2 \rightarrow \text{conductiva}} = \text{Vidrio}.$
- $R_{3 \rightarrow \text{conductiva}} = \text{Aire interior (despreciable).}$

Luego se procede al cálculo detallado de cada una de las resistencias térmicas que intervienen en la transmisión de calor a través de las ventanas del recinto.

➤ Resistencia convectiva aire exterior.

Se procede a la selección del coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire, considerando un régimen de convección natural (libre), de acuerdo con los valores recomendados en el Anexo 9. A partir de este coeficiente, se calcula la resistencia térmica por convección correspondiente utilizando la ecuación 7.

$$h_0 = 4 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_0} = \frac{1}{4 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}}$$

$$R_1 = \frac{1}{4} \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$$

➤ **Resistencia conductiva del vidrio sencillo.**

Se realiza el cálculo de la resistencia térmica conductiva correspondiente al vidrio. Para ello, se selecciona el valor del coeficiente de conductividad térmica según lo indicado en la Tabla 14. Con este valor y el espesor del mismo, se determina su resistencia térmica aplicando la ecuación 6.

$$k = 0.8 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}}$$

$$R_2 = \frac{L}{k} = \frac{0.02 \text{ ft}}{0.8 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}}}$$

$$R_2 = 0.025 \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$$

➤ **Resistencia térmica convectiva del aire interior.**

En el caso del aire interior, la resistencia térmica convectiva se considera despreciable debido a la mínima oposición que ofrece al flujo de calor dentro del recinto.

$$R_5 = 0 \frac{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}{\text{Btu}}$$

Por último, se presenta una tabla resumen que consolida las resistencias térmicas calculadas previamente para cada una de las capas que conforman el sistema ambiente–cerramiento.

Tabla 15. Resumen de resistencias térmicas del sistema.

Resistencia térmica	Aire exterior	Vidrio sencillo
$\frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}$	0.25	0.025

Fuente: Elaboración propia.

Se sustituyen los valores en la ecuación 28, obteniéndose así el coeficiente global de transferencia de calor (U) para la pared.

$$U = \frac{1}{0.275 \frac{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}{\text{Btu}}}$$

$$U = 3.636 \frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}}$$

7.6.2. Área efectiva para la ganancia de calor.

En primer lugar, se presenta el cálculo del área efectiva de las superficies acristaladas, la cual será empleada en el análisis de transferencia de calor a través de las ventanas. Las dimensiones fueron obtenidas mediante mediciones directas en el sitio de estudio (Ver Anexo 5).

Tabla 16. Área de ventanas y puertas fabricadas de vidrio.

Sala Audiovisual 1 (200)		
Orientación	Ventana (ft ²)	Puerta (ft ²)
Lado Norte	107.79	0
Lado Sur	107.79	0
Lado Este	0	43.99
Lado Oeste	31.95	0

Fuente: Elaboración propia.

7.6.3. Diferencia de temperatura corregida (DTCE_C).

Seguidamente, se calcula (DTCE_C) utilizando la ecuación 29 propuesta por Edward G. Pita en su libro Acondicionamiento de Aire (2005).

$$DTCE_C = DTCE + (78 - t_R) + (t_o - 85)$$

Donde:

- DTCE del vidrio, se obtiene del Anexo 23.

Para acceder a este dato, es necesario identificar el momento del día con la máxima intensidad de calor (14:00 pm).

$$DTCE = 13 \text{ °F}$$

- T_R, se obtiene de los datos iniciales del proyecto (Ver Tabla 6).

$$t_R = 25 \text{ °C} = 77 \text{ °F}$$

- T_o , se obtiene de valores recomendados. (Ver Tabla 6).

$$t_o = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 29 y se obtiene el resultado.

$$DTCE_c = 13 \text{ } ^\circ\text{F} + (78 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F}) + (90 \text{ } ^\circ\text{F} - 85 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$DTCE_c = 19 \text{ } ^\circ\text{F}$$

7.6.4. Cálculo de ganancia de calor a través de las ventanas.

Con todos los parámetros previamente calculados que intervienen en la ecuación 9, se procede a determinar la ganancia de calor por conducción a través de las ventanas.

➤ Cálculo de la ganancia de calor orientación Norte.

$$Q_{\rightarrow\text{Norte}} = \left(3.636 \frac{\text{Btu}}{\text{ }^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (107.79 \text{ ft}^2)(19 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\rightarrow\text{Norte}} = 7447.942 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ Cálculo de la ganancia de calor orientación Sur.

$$Q_{\rightarrow\text{Sur}} = \left(3.636 \frac{\text{Btu}}{\text{ }^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (107.79 \text{ ft}^2)(19 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\rightarrow\text{Sur}} = 7447.942 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ Cálculo de la ganancia de calor orientación Oeste.

$$Q_{\rightarrow\text{Oeste}} = \left(3.636 \frac{\text{Btu}}{\text{ }^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (31.95 \text{ ft}^2)(19 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\rightarrow\text{Oeste}} = 2207.623 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ Cálculo de la ganancia de calor orientación Este.

$$Q_{\rightarrow\text{Este}} = \left(3.636 \frac{\text{Btu}}{\text{ }^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (43.99 \text{ ft}^2)(19 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\rightarrow \text{Este}} = 3039.83 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.7. Ganancia de calor por radiación a través de las ventanas.

Una de las estrategias pasivas adoptadas en el diseño del edificio fue la incorporación de salientes o viseras sobre las ventanas con el objetivo de reducir la ganancia de calor causada por la radiación solar. Estas viseras están diseñadas para proporcionar sombra durante las horas de mayor exposición al sol, lo que disminuye la carga térmica interna.

Una dificultad surgida durante el análisis fue la necesidad de determinar el porcentaje del área de la ventana que estaría bajo sombra en el momento del día del estudio. El libro de Pita (2005), utilizado como referencia principal, no proporciona datos específicos para la latitud correspondiente al edificio. Ante esta limitación, se recurrió a una carta solar equidistante generada mediante el software “GeoSol”, que permitió obtener el ángulo de altitud solar para la fecha y hora específica del análisis. GeoSol es una herramienta validada por la Universidad Nacional de Salta, Nieto et al. (2013). (Ver Anexo 24)

Con esta información, se calculó la proyección de los rayos solares en relación con la visera instalada sobre la ventana. Esto permitió determinar con precisión qué proporción del área acristalada se encontraba expuesta a radiación directa y cuál permanecía en sombra recibiendo solo radiación difusa. Además, se observó que la fachada sur del edificio permanecía completamente en sombra durante el periodo analizado, lo que implica que las ventanas orientadas en esa dirección no estuvieron expuestas a radiación solar directa. En este análisis se consideró, siguiendo los criterios propuestos por Cengel (2006), que la radiación difusa representa aproximadamente un 70 % menos de aporte térmico en comparación con la radiación directa.

Para calcular la ganancia de calor por radiación a través de las superficies acristaladas, se aplica un procedimiento que inicia con la determinación del área efectiva expuesta a radiación directa y difusa. A continuación, se obtiene el Factor de Ganancia Máxima de Calor Solar (FGCS), seguido del cálculo del coeficiente de sombreado (CS), considerando las propiedades del vidrio. Finalmente, se determinará el Factor de Carga de Enfriamiento (FCE), el cual ajusta la ganancia térmica en función de las condiciones reales de operación

7.7.1. Área efectiva para la ganancia de calor.

Esta área se obtiene a partir de la proyección de los rayos solares con respecto a la visera instalada, considerando la altitud solar y la geometría del elemento de sombra. Para la fecha y hora seleccionadas (15 de mayo a las 14:00 h). La información de respaldo utilizada para este análisis, incluyendo esquemas y datos, se encuentra detallada en los Anexos 24 a 27.

A continuación, se presenta una tabla resumen con los parámetros utilizados y las respectivas áreas expuestas a radiación directa y difusa, utilizadas para el cálculo de la ganancia térmica a través del acristalamiento.

Tabla 17. Área de ventanas según exposición a radiación solar directa y difusa.

Sala Audiovisual 1 (200)			
Saliente	0.56 m	Altitud	60.37 °
% Directa	33%	% Difusa	67%
Orientación	Área total (ft²)	A Rad. Directa (ft²)	A Rad. Difusa(ft²)
Norte	107.79	35.57	72.22
Sur	107.79	0	107.79
Este	43.99	0	43.99
Oeste	31.95	31.95	0

Fuente: Elaboración propia.

7.7.2. Factor de Ganancia Máxima de Calor Solar.

El Factor de Ganancia Máxima de Calor Solar (FGCS) se obtiene del Anexo 28, la cual proporciona valores en función de la latitud, el mes del año y la orientación de las ventanas. Para este caso, se considera una latitud de 12°, y el mes de mayo.

Dado que la tabla no proporciona un valor específico para 12°, fue necesario realizar una interpolación entre los valores disponibles más cercanos. A continuación, se muestra una tabla resumen con los valores utilizados e interpolados según la orientación de las ventanas.

Tabla 18. Factores de ganancia máxima de calor solar.

May	N	E/W	S	HOR
8 °	74	209	38	277
16 °	52	215	41	282
12 °	63	212	39.5	279.5

Fuente: Elaboración propia.

7.7.3. Coeficiente de sombreado.

El Coeficiente de Sombreado (CS) se obtiene del Anexo 29, la cual proporciona valores en función de las propiedades del vidrio y las condiciones de uso. Para acceder a este dato, es necesario identificar el tipo de vidrio, su espesor nominal y si existe o no sombreado interior. En este caso, se trata de un vidrio transparente sin recubrimiento, con un espesor de 6.35 mm (0.25 in) y sin sombreado interior.

$$CS = 0.8$$

7.7.4. Factor de Carga de Enfriamiento.

El Factor de Carga de Enfriamiento (FCE) se obtiene del Anexo 30, la cual proporciona valores en función de la hora del día y del tipo de construcción. Para este análisis, se selecciona el valor correspondiente a las 14:00 horas y una construcción de tipo media, según los criterios establecidos en la tabla.

Tabla 19. Valores del FCE para ventanas.

FCE Norte	0.75
FCE Sur	0.58
FCE Oeste	0.32
FCE Este	0.29

Fuente: Elaboración propia.

7.7.5. Cálculo de ganancia de calor a través de ventanas.

La ganancia de calor por radiación solar se divide en dos componentes: radiación difusa, que representa el 67 % del calor transferido, y radiación directa, que equivale al 33 % restante.

➤ Cálculo de la ganancia de calor pared Norte.

$$Q_{\text{Norte_Directa}} = \left(63 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (107.79 \text{ ft}^2)(0.8)(0.75)(0.33) = 1,344.687 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{Norte_Difusa}} = \left(63 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (107.79 \text{ ft}^2)(0.8)(0.75)(0.67)(0.30) = 819.03 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ Cálculo de la ganancia de calor pared Sur.

$$Q_{\text{Sur_Difusa}} = \left(63 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (107.79 \text{ ft}^2)(0.8)(0.58)(1)(0.30) = 592.72 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ **Cálculo de la ganancia de calor pared Este.**

$$Q_{\text{Este_Difusa}} = \left(63 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (43.99 \text{ ft}^2)(0.8)(0.29)(1)(0.3) = 192.92 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ **Cálculo de la ganancia de calor pared Oeste.**

$$Q_{\text{Oeste_Directa}} = \left(212 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2} \right) (31.95 \text{ ft}^2)(0.8)(0.32)(1) = 1,734.12 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.8. Ganancias de calor por personas.

Las ganancias de calor generadas por las personas representan una fuente significativa de carga térmica. Estas ganancias se dividen en calor sensible y calor latente. Según Pita (2005), los valores de referencia estándar para ambos tipos de calor por persona varían en función del nivel de actividad física que se esté realizando. Además, el autor introduce el concepto de Factor de Carga Estimada (FCE), el cual permite considerar el almacenamiento de calor sensible en los elementos del entorno, como paredes, techos, pisos y mobiliario. El valor del FCE depende del régimen de operación del sistema de aire acondicionado, especialmente si este funciona de manera continua o se apaga en ciertos períodos del día.

7.8.1. Cálculo del calor sensible.

Para estimar el calor sensible generado por las personas en el recinto, se recurre a la Ecuación 13, la cual permite calcular la carga térmica del calor transferido directamente al aire a través de la piel y la ropa de los ocupantes.

$$Q_s = q_s * n * \text{FCE}$$

Donde:

- q_s , se obtiene por medio del Anexo 31.

Este valor se selecciona según el tipo de actividad realizada; en este caso, se considera la condición de "sentado, trabajo ligero", correspondiente al perfil de estudiantes en un aula.

$$q_s = 230 \text{ Btu/h}$$

- FCE, se obtiene según lo especificado en el libro (Pita, 2005).

Si el sistema de aire para acondicionamiento de aire se apaga durante la noche, no se debe incluir almacenamiento de calor y el FCE = 1.0.

$$FCE = 1$$

- n, corresponde a la cantidad de personas que ocuparán el área de estudio.

$$n = 25$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 13 y se obtiene el resultado.

$$Q_s = \left(230 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) (25)(1)$$

$$Q_s = 5,750 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.8.2. Cálculo del calor latente.

Para estimar el calor latente generado por las personas en el recinto, se recurre a la Ecuación 13, la cual permite calcular la carga térmica asociada a la humedad introducida al ambiente por medio de la respiración y la transpiración de los ocupantes. Este valor varía según el número de personas presentes y su nivel de actividad, y se determina con base en los valores de referencia establecidos por Pita (2005).

$$Q_l = q_l * n$$

Donde:

- q_l , se obtiene por medio del Anexo 31.

Este valor se selecciona según el tipo de actividad realizada; en este caso, se considera la condición de "sentado, trabajo ligero", correspondiente al perfil de estudiantes en un aula.

$$q_l = 190 \text{ Btu/h}$$

- n, corresponde a la cantidad de personas que ocuparán el área de estudio.

$$n = 25$$

Se sustituyen los valores en la ecuación 14 y se obtiene el resultado.

$$Q_l = \left(190 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) (25)$$

$$Q_l = 4,750 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

A continuación, se presenta el cálculo de la ganancia de calor total por personas, considerando el aporte de calor sensible y calor latente.

$$Q_{\text{Total}} = Q_s + Q_l$$

$$Q_{\text{Total}} = 5,750 + 4,750 = 10,500 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.9. Ganancias de calor por alumbrado.

La ganancia de calor generada por el sistema de iluminación representa una carga interna importante en los espacios climatizados. Para su cálculo, se emplea la ecuación 12:

$$Q = 3.4 * W * FB * FCE$$

Donde:

- W, se obtiene por medio del catálogo del fabricante.

Luminaria LED de tubo tipo T8 de uso general con potencia de 18 W. Para el recinto se instalaron 16 unidades, y estas lámparas son de 2 tubos, por lo que en total serían 32 tubos LED en operación. (Ver anexos 32).

$$W = 18 \text{ W}$$

- FB, se obtiene según lo especificado en el libro. (Pita, 2005)

Para el alumbrado incandescente no hay pérdidas adicionales.

$$FB = 1.0$$

- FCE, se obtiene según lo especificado en el libro. (Pita, 2005)

Si el sistema de enfriamiento solo trabaja durante las horas de ocupación. No se puede permitir efecto de almacenamiento por lo tanto.

$$FCE = 1.0$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 12:

$$Q = 3.4 (18 \text{ W})(32) (1.0) (1.0)$$

$$Q = 1,958.4 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.10. Ganancias de calor por equipos electrónicos.

Para calcular la ganancia de calor por equipos electrónicos en el aula de estudio, primero se realiza una estimación basada en un censo de los dispositivos que estarán en funcionamiento durante el periodo de ocupación. En este caso, se considera la presencia de aproximadamente 5 computadoras (equivalente al 20 % de los estudiantes) y 1 proyector en uso. Aunque se reconoce la presencia de teléfonos celulares, su aporte térmico es despreciable debido a su baja potencia y uso intermitente. Una vez identificado el número y tipo de equipos, se procede a determinar la cantidad de calor que emiten, utilizando como referencia fichas técnicas de los fabricantes o normativas especializadas como las establecidas por la ASHRAE.

➤ Carga Térmica Generada por Computadoras.

Las computadoras personales en el aula generan exclusivamente calor sensible,. Este tipo de carga térmica se calcula mediante la Ecuación 15.

$$Q = 3.41(q_s)$$

Donde:

- q_s , para computadoras se obtiene del (ASHRAE Handbook, 1997).

Para computadoras personales con pantalla de 12 pulgadas. (Ver anexos 33).

$$Q_{\text{computadora}} = (3.41)(29.7 \text{ W})(5)$$

$$Q_{\text{computadora}} = 507 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

➤ Carga Térmica Generada por proyector.

El proyector en el aula genera exclusivamente calor sensible, y se considera que la potencia de consumo es igual al calor emitido. Este tipo de carga se calcula mediante la Ecuación 15.

$$Q = 3.41(q_s)$$

Donde:

- q_s , para proyectores se obtiene por medio del catalogo del fabricante.

Para proyector marca EPSON de 421 W. (Ver anexos 34).

$$Q_{\text{proyector}} = (3.41)(421 \text{ W})(1)$$

$$Q_{\text{proyector}} = 1,435.61 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Ganancia de calor total por equipos electronicos.

$$Q_{\text{Total}} = (507 + 1,435.61) \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{Total}} = 1,942.61 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.11. Ganancias de calor por infiltración.

Para el cálculo de esta ganancia de calor, existen dos métodos principales: el método de las fisuras y el método del cambio de aire. En este caso, se ha optado por utilizar el método de las fisuras, debido a su simplicidad y a la efectividad en el cálculo.

A fin de realizar un cálculo adecuado, es fundamental disponer de las dimensiones exactas de todas las aberturas del recinto, las cuales fueron obtenidas mediante mediciones directas en el sitio. Estos datos permiten determinar la longitud total de las uniones susceptibles a fugas de aire, como marcos de ventanas y puertas. Esta información constituye la base para estimar el volumen de aire exterior que puede ingresar al aula.

El aula de estudio (Sala Audiovisual 1) cuenta con un total de 2 ventanas con 4 divisiones corredizas cada una ubicadas en la orientación Norte, 2 ventanas con 4 divisiones corredizas cada una en la orientación Sur y 1 puerta en la orientación Este. Adicionalmente, existe una ventana en la orientación Oeste, pero no se considera en el cálculo debido a que se encuentra completamente sellada, sin posibilidad de infiltración de aire. A continuación, se presenta una tabla con las mediciones realizadas para cada una de las aberturas consideradas. Las dimensiones fueron obtenidas a partir de los planos arquitectónicos (Ver Anexo 42).

Tabla 20. Longitud de aberturas de puertas y ventanas (Sala Audiovisual 1).

Ítem	Longitud aberturas (m)	Longitud aberturas (ft)
Ventana N	28.36	93.02
Ventana S	28.36	93.02
Puerta E	10.23	33.55

Fuente: Elaboración propia.

7.11.1. Ganancia de calor sensible debido a la infiltración.

Para el cálculo de la ganancia de calor sensible por infiltración, se utiliza la Ecuación 16.

$$Q_s = 1.1 * \text{CFM} * DT$$

Donde:

- CFM, se obtiene del anexo 35.

Esta tabla presenta las tasas máximas recomendadas de infiltración para diseño a través de ventanas y puertas.

$$\text{CFM}_{\text{ventana}} = 0.75 \frac{\text{CFM}}{\text{ft de fisura}} (186.04 \text{ ft}) = 139.53 \text{ CFM}$$

$$\text{CFM}_{\text{Puerta}} = 1.0 \frac{\text{CFM}}{\text{ft de fisura}} (33.55 \text{ ft}) = 33.55 \text{ CFM}$$

$$\text{CFM}_{\text{Total}} = \sum \text{CFM} = (139.53 + 33.55) \text{ CFM} = 173.08 \text{ CFM}$$

- DT, se calcula con la siguiente ecuación.

$$DT = t_o - t_R = (90 - 77)^\circ F$$

$$DT = 13^\circ F$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 16:

$$Q_s = 1.1 (173.08 \text{ CFM})(13^\circ F)$$

$$Q_s = 2475.04 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.11.2. Ganancia de calor latente debido a la infiltración.

Para el cálculo de la ganancia de calor latente por infiltración, se utiliza la Ecuación 17.

$$Q_L = 0.68 * \text{CFM} * (w_i - w_e)$$

Donde:

- w_i , se obtiene de la carta psicrométrica. (Ver Anexos 36).

Para $T_R = 77^\circ F$ y $H_r = 50\%$

$$W_i = 60 \frac{g}{lb}$$

- W_e , se obtiene de la carta psicrométrica (Ver Anexos 37).

Para $T_o = 93^{\circ}F$ y $H_r = 68\%$

$$W_e = 160 \frac{g}{lb}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 17:

$$Q_L = 0.68(173.08 \text{ CFM})(160 - 60) \frac{g}{lb}$$

$$Q_L = 11,769.82 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

7.12. Transferencia de calor a los alrededores.

En esta etapa se considera la pérdida de calor hacia los alrededores y se ajustan las ganancias de calor sensible provenientes de la conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipos. Para ello, se aplica un factor de disminución de la carga térmica, calculado mediante las Ecuaciones 18 y 19, donde los valores de las áreas y los coeficientes globales de transferencia de calor, tanto para paredes como para ventanas, se obtienen de cálculos anteriores.

$$K = \frac{U_w A_w + U_g A_g}{L}$$

$$K = \frac{(0.088)(631.52) + (3.6363)(291.54)}{93.80}$$

$$K = 11.9$$

Por lo tanto, el factor de corrección para calor sensible es el siguiente:

$$F_c = 1 - 0.02K$$

$$F_c = 1 - 0.02(11.9)$$

$$F_c = 0.762$$

7.13. Factor de seguridad para la carga de enfriamiento.

Se ha seleccionado un factor de seguridad del 10 % sobre la carga térmica total estimada, con el fin de garantizar un margen adicional de capacidad para el sistema de climatización. Esta decisión responde a la tendencia observada en el aumento progresivo de las temperaturas máximas registradas en los últimos años, atribuida a fenómenos como el cambio climático y el crecimiento urbano. Asimismo, este margen permite, como incrementos en la ocupación, en la carga interna por equipos y cubrir posibles variaciones en las condiciones reales.

7.14. Resumen de la carga térmica para la Sala Audiovisual 1.

Tabla 21. Resumen de la carga total de enfriamiento (Sala Audiovisual 1).

RESUMEN DE LA CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO			
PABELLON SUR - PLANTA ALTA - SALA AUDIOVISUAL 1			
ITEM	Q sensible (Btu/h)	Q Latente (Btu/h)	Q (Btu/h)
Pared	1,655.724	-	1,655.724
Techo	136.89	-	136.89
Vidrio	24,826.830	-	24,826.830
Persona	5,750.000	4,750.000	10,500.000
Equipo	1,942.610	-	1,942.61
Alumbrado	1,958.400	-	1,958.4
Infiltración	2,475.124	11,769.821	14,244.945
Fc	0.762		
Subtotal	46,043.53		
FS	10%		
Total	50,647.887		
TON	4.22065		

Fuente: Elaboración propia.

7.15. Resumen de la carga térmica para el edificio educativo.

A continuación, se presentan tablas resumen que consolidan las cargas térmicas calculadas para cada una de las aulas que conforman el Edificio Educativo. Estas tablas permiten visualizar de forma clara y comparativa la distribución de las cargas de enfriamiento en cada espacio.

Tabla 22. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N1-100).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		AULA N1 (100)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	182.67	24.525	398.266			
Pared sur		0.0888	220.01	31.35	613.149			
Pared este		-	-	-	-			
Pared oeste		0.0888	243.03	31.675	684.321			
Techo		-	-	-	-			
Vidrio norte		3.6363	135.55	19	9365.67			
Vidrio sur		3.6363	54.22	19	3746.270			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	135.555	63	0.75	0.8	1690.92	1029.92		
Vidrio sur	54.222	39.5	0.58	0.8	-	298.13		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	32	3.4	1	18	1	1958.4		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	8	101.4	-	811.2	-			
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-			
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	42	1	230	190	9660	7980		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	206.64	154.9	13	100	2215.07		
Puerta	1	40.5408	40.54			579.72		
						RLGH 21275.414		
						RSGH 34487.828		
						FC 0.776		
						FS 10 %		
						RTGH 52824.570		
						TON 4.4020		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 23. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N2-101).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		AULA N2 (101)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	156.21	24.525	340.56			
Pared sur		0.0888	177.08	31.35	493.52			
Pared este		0.0888	243.03	25.175	543.89			
Pared oeste		-	-	-	-			
Techo		-	-	-	-			
Vidrio norte		3.6363	108.12	19	7470.24			
Vidrio sur		3.6363	43.24	19	2988.09			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	108.12	63	0.75	0.8	1348.71	821.48		
Vidrio sur	43.24	39.5	0.58	0.8	-	237.79		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	24	3.4	1	18	1	1468.8		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	8	101.4	-	811.2	-			
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-			
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	41	1	230	190	9430	7790		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	156.784	117.58	13	100	1581.39		
Puerta	1	40.5408	40.54			579.72		
						RLGH 18542.75		
						RSGH 29651.17		
						FC 0.784		
						FS 10 %		
						RTGH 45970.35		
						TON 3.8308		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 24. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N3-102).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		AULA N3 (102)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	156.21	24.525	340.56			
Pared sur		0.0888	177.08	31.35	493.52			
Pared este		-	-	-	-			
Pared oeste		0.0888	243.03	31.675	684.32			
Techo		-	-	-	-			
Vidrio norte		3.6363	108.12	19	7470.24			
Vidrio sur		3.6363	43.24	19	2988.09			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	108.12	63	0.75	0.8	1348.71	821.48		
Vidrio sur	43.24	39.5	0.58	0.8	-	237.79		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	24	3.4	1	18	1	1468.8		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	7	101.4	-	709.8	-			
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-			
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	35	1	230	190	8050	6650		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	156.784	117.58	13	100	1681.39		
Puerta	1	20.2704	20.2704			289.86		
						RLGH 16024.37		
						RSGH 28020.33		
						FC 0.784		
						FS 10 %		
						RTGH 41793.580		
						TON 3.4827		

Fuente: elaboración propia.

Tabla 25. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N4-103).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		AULA N5 (104)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	182.67	24.525	398.26			
Pared sur		0.0888	220.85	31.35	615.48			
Pared este		0.0888	243.03	25.17	543.89			
Pared oeste		-	-	-	-			
Techo		-	-	-	-			
Vidrio norte		3.6363	135.55	19	9365.67			
Vidrio sur		3.6363	53.38	19	3688.29			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	135.55	63	0.75	0.8	1690.92	1029.92		
Vidrio sur	53.38	39.5	0.58	0.8	-	293.52		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	32	3.4	1	18	1	1958.4		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	8	101.4	-	811.2	-			
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-			
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	40	1	230	190	9200	7600		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	205.78	154.34	13	100	2207.06		
Puerta	1	40.54	40.54			579.72		
						RLGH 20851.92		
						RSGH 33817.99		
						FC 0.776		
						FS 10 %		
						RTGH 51821.537		
						TON 4.3184		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 26. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N5-104).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		AULA N5 (104)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	177.34	24.525	386.64			
Pared sur		0.0888	157.3416	31.35	438.49			
Pared este		-	-	-	-			
Pared oeste		0.0888	243.35	31.675	685.23			
Techo		-	-	-	-			
Vidrio norte		3.6363	42.99	19	2970.25			
Vidrio sur		3.6363	106.99	19	7392.19			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	42.99	63	0.75	0.8	-	487.51		
Vidrio sur	106.99	39.5	0.58	0.8	-	588.28		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	24	3.4	1	18	1	1468.8		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	8	101.4	-	811.2	-	-		
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	41	1	230	190	9430	7790		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	156.06	117.04	13	100	1673.67		
Puerta	1	40.54	40.54			579.72		
						RLGH 18505.95		
						RSGH 28347.72		
						FC 0.786		
						FS 10 %		
						RTGH 44862.84		
						TON 3.7385		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 27. Resumen de la carga total de enfriamiento (Lab. Computo 1-104).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		L.C.1 (105)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	138.09	24.525	301.07			
Pared sur		0.0888	147.17	31.35	410.15			
Pared este		0.0888	243.35	25.175	544.61			
Pared oeste		-	-	-	-			
Techo		-	-	-	-			
Vidrio norte		3.6363	32.85	19	2270.06			
Vidrio sur		3.6363	67.77	19	4682.83			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	32.85	63	0.75	0.8	-	372.58		
Vidrio sur	67.77	39.5	0.58	0.8	-	346.39		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	24	3.4	1	18	1	1468.8		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	21	101.4	-	2129.4	-			
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-			
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	21	1	230	190	4830	3990		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	113.09	84.82	13	100	1212.92		
Puerta	1	40.54	40.54			5767.76		
						579.72		
						2756.72		
						RLGH 12514.58		
						RSGH 20584.22		
						FC 0.821		
						FS 10 %		
						RTGH 32352.757		
						TON 2.6960		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 28. Resumen de la carga total de enfriamiento (Lab. Computo 2-111).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO									
PROYECTO:		L.C.2 (111)		UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT			
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR									
ITEM		$U \left(\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right)$		A (ft ²)	DTCEc (°F)	$Q \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$			
Pared norte		0.0888		143.84	24.525	313.60			
Pared sur		0.0888		147.17	31.35	410.15			
Pared este		-		-	-	-			
Pared oeste		0.0888		243.35	31.675	685.23			
Techo		-		-	-	-			
Vidrio norte		3.6363		27.11	19	1873.13			
Vidrio sur		3.6363		67.77	19	4682.83			
Vidrio oeste		-		-	-	-			
Vidrio este		-		-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS									
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	$Q_{\text{Directa}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Difusa}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$			
Vidrio norte	27.11	63	0.75	0.8	-	307.44			
Vidrio sur	67.77	39.5	0.58	0.8	-	372.67			
Vidrio este	-	-	-	-	-	-			
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-			
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN									
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	$Q \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$			
Tubo led Sylvania	24	3.4	1	18	1	1468.8			
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS									
ITEM	UND	q_s	q_L	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Latente}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$				
Computador	21	101.4	-	2129.4	-	-			
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-	-			
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS									
ITEM	UND	FCE	q_s	q_L	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Latente}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$			
Estudiantes	21	1	230	190	4830	3990			
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN									
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Latente}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$		
Ventana	0.75	105.28	78.96	13	100	1129.12	5369.28		
Puerta	1	40.54	40.54			579.72	2756.72		
						RLGH	12116.46		
						RSGH	20217.83		
						FC	0.830		
						FS	10 %		
						RTGH	31791.47		
						TON	2.6492		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 29. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N6-113).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		AULA N6 (113)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	177.66	24.525	387.34			
Pared sur		0.0888	158.14	31.35	440.73			
Pared este		0.0888	243.35	25.175	544.61			
Pared oeste		-	-	-	-			
Techo		-	-	-	-			
Vidrio norte		3.6363	42.99	19	2970.25			
Vidrio sur		3.6363	106.50	19	7358.74			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	42.99	63	0.75	0.8	-	487.51		
Vidrio sur	106.50	39.5	0.58	0.8	-	585.62		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	24	3.4	1	18	1	1468.8		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	8	101.4	-	811.2	-	-		
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	41	1	230	190	9430	7790		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	155.86	116.89	13	100	1671.52		
Puerta	1	40.54	40.54			579.72		
						RLGH 18495.920		
						RSGH 28171.843		
						FC 0.787		
						FS 10 %		
						RTGH 44726.969		
						TON 3.7272		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 30. Resumen de la carga total de enfriamiento (Sala audiovisual 2-213).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO						
PROYECTO:		S.A 2 (213)		UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA	
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR						
ITEM		$U \left(\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right)$		A (ft ²)	DTCEc (°F)	$Q \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$
Pared norte		0.0888		183.00	24.525	398.97
Pared sur		0.0888		181.38	31.35	505.50
Pared este		0.0888		33.46	25.175	74.88
Pared oeste		0.0888		287.24	31.675	808.82
Techo		0.0029		1245.24	44	164.11
Vidrio norte		3.6363		133.94	19	9254.18
Vidrio sur		3.6363		135.55	19	9365.67
Vidrio oeste		3.6363		43.99	19	3039.83
Vidrio este		3.6363		31.95	19	2207.62
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS						
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	$Q_{\text{Directa}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Difusa}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$
Vidrio norte	133.94	63	0.75	0.8	1670.79	1017.66
Vidrio sur	135.55	39.5	0.58	0.8	-	745.34
Vidrio este	43.99	212	0.29	0.8	-	192.92
Vidrio oeste	31.95	212	0.32	0.8	1734.12	-
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN						
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	$Q \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$
Tubo led Sylvania	40	3.4	1	18	1	2448
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS						
ITEM	UND	q_s	q_L	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Latente}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	
Computador	7	101.4	-	709.8	-	
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-	
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS						
ITEM	UND	FCE	q_s	q_L	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Latente}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$
Estudiantes	37	1	230	190	8510	7030
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN						
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$
Ventana	0.75	247.31	185.48	13	100	2652.36
Puerta	1	33.55	33.55			479.76
						RLGH
						RSGH
						FC
						FS
						RTGH
						TON
						21924.61
						47416.11
						0.749
						10 %
						63160.32
						5.2633

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 31. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N11-211).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		AULA N11 (211)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	217.53	24.525	474.26			
Pared sur		0.0888	238.41	31.35	664.41			
Pared este		-	-	-	-			
Pared oeste		-	-	-	-			
Techo		0.0029	974.17	44	128.38			
Vidrio norte		3.6363	108.12	19	7470.24			
Vidrio sur		3.6363	43.24	19	2988.09			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	108.12	63	0.75	0.8	1348.71	821.48		
Vidrio sur	43.24	39.5	0.58	0.8	-	237.79		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	30	3.4	1	18	1	1836		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	8	101.4	-	811.2	-			
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-			
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	41	1	230	190	9430	7790		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	156.78	117.58	13	100	1681.39		
Puerta	1	40.54	40.54			579.72		
						RLGH 18542.75		
						RSGH 29907.46		
						FC 0.821		
						FS 10 %		
						RTGH 47420.713		
						TON 3.9517		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 32. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N10-209).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		AULA N10 (209)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	217.53	24.525	474.26			
Pared sur		0.0888	238.41	31.35	664.41			
Pared este		-	-	-	-			
Pared oeste		-	-	-	-			
Techo		0.0029	974.17	44	128.38			
Vidrio norte		3.6363	108.12	19	7470.24			
Vidrio sur		3.6363	43.24	19	2988.09			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	108.12	63	0.75	0.8	1348.71	821.48		
Vidrio sur	43.24	39.5	0.58	0.8	-	237.79		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	30	3.4	1	18	1	1836		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	8	101.4	-	811.2	-			
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-			
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	41	1	230	190	9430	7790		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	156.78	117.58	13	100	1681.39		
Puerta	1	40.54	40.54			579.72		
						RLGH 18542.75		
						RSGH 29907.46		
						FC 0.821		
						FS 10 %		
						RTGH 47420.713		
						TON 3.9517		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 33. Resumen de la carga total de enfriamiento (Taller N2-208).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO									
PROYECTO:		TALLER N2 (208)		UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT	50 %		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR									
ITEM		$U \left(\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \right)$		A (ft ²)	DTCEc (°F)	$Q \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$			
Pared norte		0.0888		185.90	24.525	405.30			
Pared sur		0.0888		182.67	31.35	509.09			
Pared este		0.0888		325.01	25.175	727.35			
Pared oeste		0.0888		37.98	31.675	106.94			
Techo		0.0029		1273.07	44	167.78			
Vidrio norte		3.6363		132.32	19	9142.68			
Vidrio sur		3.6363		135.55	19	9365.67			
Vidrio oeste		-		-	-	-			
Vidrio este		3.6363		43.99	19	3039.83			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS									
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	$Q_{\text{Directa}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Difusa}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$			
Vidrio norte	132.32	63	0.75	0.8	1650.66		1005.40		
Vidrio sur	135.55	39.5	0.58	0.8	-		745.34		
Vidrio este	-	-	-	-	-		-		
Vidrio oeste	43.99	212	0.32	0.8	-		212.87		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN									
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	$Q \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$			
Tubo led Sylvania	32	3.4	1	18	1		1958.4		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS									
ITEM	UND	q_s	q_L	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Latente}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$				
Computador	4	101.4	-	405.6	-				
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-				
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS									
ITEM	UND	FCE	q_s	q_L	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Latente}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$			
Estudiantes	20	1	230	190	4600		3800		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN									
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	$Q_{\text{sensible}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$	$Q_{\text{Latente}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$		
Ventana	0.75	246.65	184.99	13	100	2645.35	12579.32		
Puerta	1	33.55	33.55			479.76	2281.4		
						RLGH	18661.15		
						RSGH	38603.78		
						FC	0.679		
						FS	10 %		
						RTGH	49379.033		
						TON	4.1149		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 34. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N8-201).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO							
PROYECTO:		TALLER N2 (208)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA			
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT	50 %
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR							
ITEM	U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte	0.0888	137.84	24.525	300.51			
Pared sur	0.0888	147.17	31.35	410.15			
Pared este	0.0888	243.35	25.175	544.61			
Pared oeste	-	-	-	-			
Techo	0.0029	643.86	44	84.85			
Vidrio norte	3.6363	33.11	19	2287.90			
Vidrio sur	3.6363	67.77	19	4682.83			
Vidrio oeste	-	-	-	-			
Vidrio este	-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS							
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	
Vidrio norte	33.11	63	0.75	0.8	-	375.51	
Vidrio sur	67.77	39.5	0.58	0.8	-	372.67	
Vidrio este	-	-	-	-	-	-	
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-	
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN							
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	
Tubo led Sylvania	24	3.4	1	18	1	1468.8	
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS							
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Computador	7	101.4	-	709.8	-		
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-		
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS							
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	
Estudiantes	38	1	230	190	8740	7220	
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN							
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)
Ventana	0.75	115.32	86.49	13	100	1236.85	5881.56
Puerta	1	40.54	40.54			579.72	2756.72
						RLGH	15858.33
						RSGH	23229.87
						FC	0.820
						FS	10 %
						RTGH	38409.08
						TON	3.2007

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 35. Resumen de la carga total de enfriamiento (Aula N9-206).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		TALLER N2 (208)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT		
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	144.36	24.52	314.72			
Pared sur		0.0888	147.17	31.35	410.15			
Pared este		-	-	-	-			
Pared oeste		0.0888	243.35	31.67	685.23			
Techo		0.0029	643.86	44	84.85			
Vidrio norte		3.6363	26.59	19	1837.45			
Vidrio sur		3.6363	67.77	19	4682.83			
Vidrio oeste		-	-	-	-			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM	A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Difusa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte	26.59	63	0.75	0.8	-	301.58		
Vidrio sur	67.77	39.5	0.58	0.8	-	372.67		
Vidrio este	-	-	-	-	-	-		
Vidrio oeste	-	-	-	-	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM	UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Tubo led Sylvania	24	3.4	1	18	1	1468.8		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM	UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Computador	8	101.4	-	811.2	-	-		
Proyector	1	1435.61	-	1435.61	-	-		
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM	UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes	39	1	230	190	8970	7410		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	108.69	81.52	13	100	1165.79		
Puerta	1	40.54	40.54			579.72		
						RLGH 15710.43		
						RSGH 23120.66		
						FC 0.831		
						FS 10 %		
						RTGH 38417.096		
						TON 3.2014		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 36. Resumen de la carga total de enfriamiento (Taller N1-207).

HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO								
PROYECTO:		TALLER N2 (208)	UBICACIÓN:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				
TR	90 °F	HR-EXT	68 %	TO	77 °F	HR-INT	50 %	
GANANCIA SOLAR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR								
ITEM		U ($\frac{\text{Btu}}{\text{°F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$)	A (ft ²)	DTCEc (°F)	Q ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)			
Pared norte		0.0888	157.98	24.52	344.43			
Pared sur		0.0888	157.98	31.35	440.29			
Pared este		0.0888	325.33	25.17	728.07			
Pared oeste		0.0888	37.98	31.67	106.94			
Techo		0.0029	1273.07	44	167.78			
Vidrio norte		3.6363	106.66	19	7369.89			
Vidrio sur		3.6363	106.66	19	7369.89			
Vidrio oeste		3.6363	43.99	19	3039.83			
Vidrio este		-	-	-	-			
RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES ACRISTALADAS								
ITEM		A (ft ²)	FGCS	FCE	CS	Q Directa ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Vidrio norte		106.66	63	0.75	0.8	1330.59		
Vidrio sur		106.66	39.5	0.58	0.8	-		
Vidrio este		-	-	-	-	-		
Vidrio oeste		43.99	212	0.32	0.8	-		
GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN								
ITEM		UND	Constante	FB	Potencia (W)	FCE		
Tubo led Sylvania		32	3.4	1	18	1		
GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS								
ITEM		UND	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)	Q Latente ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Computador		4	101.4	-	405.6	-		
Proyector		1	1435.61	-	1435.61	-		
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS								
ITEM		UND	FCE	q _s	q _L	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Estudiantes		20	1	230	190	4600		
GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN								
ITEM	Factor	Long. Fisura	CFM	DT	we-wi	Q sensible ($\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$)		
Ventana	0.75	185.12	138.84	13	100	1985.44		
Puerta	1	33.55	33.55			479.82		
						RLGH 15522.98		
						RSGH 33372.48		
						FC 0.689		
						FS 10 %		
						RTGH 42353.87		
						TON 3.5294		

Fuente: Elaboración propia.

7.16. Análisis Comparativo para la Selección del sistema de Climatización.

Una vez determinada la carga térmica total del proyecto, se da inicio al proceso de selección del sistema de climatización más adecuado, el cual debe responder tanto a las condiciones operativas del edificio como a criterios técnicos y económicos. Para asegurar una elección eficiente y sostenible, se consideran tres criterios fundamentales:

- El costo inicial de los equipos, tanto de las unidades interiores como exteriores.
- El costo de instalación, que incluye la mano de obra, materiales, tuberías, accesorios, soldadura y demás elementos necesarios para su correcta implementación.
- El consumo energético proyectado a siete años, con el fin de evaluar la eficiencia operativa y su impacto económico a mediano plazo.

En el presente análisis se consideran tres tecnologías de climatización que se ajustan a las características del proyecto: sistemas de agua helada con chiller enfriado por aire, sistemas de Volumen de Refrigerante Variable (VRF) y sistemas de expansión directa tipo Split inverter.

Cabe señalar que los sistemas tipo chiller no serán contemplados dentro de las opciones viables, ya que esta tecnología está diseñada principalmente para instalaciones con cargas térmicas superiores a las 100 toneladas de refrigeración. En este caso, al contar con una carga aproximada de 60 toneladas, su aplicación no resulta técnica ni económicamente justificable.

Considerando tanto la magnitud de la carga térmica como la variabilidad en la ocupación propia de un edificio educativo, los sistemas VRF y Split inverter se presentan como alternativas adecuadas por su flexibilidad, eficiencia energética y capacidad de control por zonas.

Posteriormente, se describen brevemente las características, ventajas y desventajas de cada sistema para facilitar su comparación y posterior selección:

- Sistemas de expansión directa tipo Split inverter: sistemas con unidad condensadora exterior y unidad evaporadora interior que ofrecen un buen equilibrio entre eficiencia energética y costo inicial, adecuados para instalaciones de tamaño mediano, aunque con limitaciones en el control independiente de múltiples zonas.

- Sistemas VRF (Volumen Variable de Refrigerante): sistemas modulares con una unidad exterior que alimenta múltiples unidades interiores, ofreciendo alta eficiencia, flexibilidad para cargas parciales y control individual por zona, aunque con costos iniciales y de instalación más elevados.

A continuación, se presenta una tabla comparativa de las tecnologías consideradas, en la que se analizan tres aspectos fundamentales: el costo inicial del equipo, el costo de instalación, y el consumo energético estimado, calculado a partir del EER (Energy Efficiency Ratio). Este indicador permite medir la eficiencia energética del sistema bajo condiciones de carga plena, proporcionando una base técnica para comparar el desempeño entre distintas alternativas.

Toda la información de respaldo técnico y los valores de referencia utilizados en este análisis se encuentran detallados en los Anexos 39 a 41.

Tabla 37. Costo inicial, costos de instalación y consumo energético.

SISTEMA	VRF (Volumen de Refrigerante Variable)	Expansión directa tipo Split inverter
Costo inicial	\$ 43,870.00	\$ 24,643.00
Costo de instalación	\$ 12,247.50	\$ 5,635.00
Costo del consumo energético	\$190,624.02	\$235,123.15
Total	\$ 246,741.52	\$ 265,401.15

Fuente: Elaboración propia.

Luego del análisis comparativo entre las tecnologías consideradas, el sistema de Volumen de Refrigerante Variable (VRF) se presenta como la opción más adecuada para climatizar el edificio educativo. Si bien su costo inicial es más alto en comparación con el sistema de expansión directa tipo Split inverter, esta diferencia se equilibra e incluso se revierte a mediano plazo, gracias a su mayor eficiencia energética. El VRF tiene la capacidad de adaptar su funcionamiento a la demanda real de cada zona, lo que lo hace especialmente eficiente en lugares como colegios o universidades, donde la ocupación y el uso de los espacios varía constantemente a lo largo del día.

Más allá del consumo, también ofrece ventajas claras en cuanto al mantenimiento y la durabilidad. Al ser un sistema centralizado, requiere menos intervenciones, y su mantenimiento se puede planificar de forma más eficiente, sin tener que atender cada unidad

por separado como sucede con los sistemas Split. Además, tiene una vida útil más larga, lo que significa que la inversión se amortiza mejor con el tiempo. Otro aspecto importante es el espacio: el sistema VRF reduce considerablemente la cantidad de unidades exteriores necesarias, lo que libera áreas técnicas y evita la saturación visual en fachadas y azoteas. Esto no solo mejora la apariencia del edificio, sino que también facilita futuras ampliaciones o intervenciones. Por todo esto, el sistema VRF no solo representa una solución más eficiente, sino también más práctica, duradera y coherente con las necesidades reales de una institución educativa.

7.17. Selección de unidades interiores y exteriores del sistema VRF.

Luego de definir el sistema de climatización tipo VRF como la alternativa más adecuada en función del análisis técnico, energético y económico realizado, se procede a la selección de los equipos específicos que conformarán dicho sistema. Esta selección considera criterios de carga térmica, distribución espacial, eficiencia energética, tipo de ocupación y condiciones arquitectónicas del edificio.

Para el caso de las unidades interiores, se opta por equipos tipo cassette de cuatro vías, dada su eficiencia en la distribución uniforme del aire y su adaptabilidad a espacios interiores con cielos falsos. Este tipo de unidad permite una instalación discreta, manteniendo la estética del entorno y facilitando el acceso para mantenimiento.

En cuanto a las unidades exteriores, se seleccionan modelos con tecnología inverter y diseño modular, capaces de adaptarse a las variaciones de demanda térmica con alta eficiencia energética, reduciendo el consumo eléctrico y optimizando el rendimiento del sistema a lo largo del tiempo. Para este proyecto se implementarán dos sistemas VRF independientes, cada uno compuesto por dos unidades condensadoras, con el fin de cubrir de manera eficiente la carga térmica total del edificio. El Sistema 1 estará destinado a climatizar las aulas del primer pabellón, tanto del primer como del segundo piso, mientras que el Sistema 2 atenderá las necesidades del segundo pabellón.

A continuación, se presentará una tabla con la selección técnica de los equipos contemplados en el diseño, especificando capacidades, ubicaciones, tipo de unidad y principales características tanto para las unidades interiores como para las exteriores.

Tabla 38. Equipos de climatización.

Pabellón Norte						
Ítem	Área	Carga	Tipo	Modelo	Cantidad	Capacidad
	m ²	Btu/h				Btu/h
Aula N°4	74.27	51822.00	Evaporador CASSETTE	VE8K024N432U	1	24000.00
			Evaporador CASSETTE	VE8K030N432U	1	30000.00
Aula N°3	61.69	41794.00	Evaporador CASSETTE	VE8K048N432U	1	48000.00
Aula N°2	61.69	45971.00	Evaporador CASSETTE	VE8K048N432U	1	48000.00
Aula N°1	74.27	52825.00	Evaporador CASSETTE	VE8K024N432U	1	24000.00
			Evaporador CASSETTE	VE8K030N432U	1	30000.00
Sala Audiovisual 2	100.60	63161.00	Evaporador CASSETTE	VE8K030N432U	1	30000.00
			Evaporador CASSETTE	VE8K038N432U	1	38000.00
Aula N°10	75.98	47421.00	Evaporador CASSETTE	VE8K024N432U	1	24000.00
			Evaporador CASSETTE	VE8K030N432U	1	30000.00
Aula N°11	75.98	47421.00	Evaporador CASSETTE	VE8K024N432U	1	24000.00
			Evaporador CASSETTE	VE8K030N432U	1	30000.00
Taller N°2	100.60	49380.00	Evaporador CASSETTE	VE8K030N432U	1	30000.00
			Evaporador CASSETTE	VE8K024N432U	1	24000.00
-	-	-	Condensador	VEP210N432K2	2	210000.00
-	-	-	Filtro	VE8K0-55N432UP	14	-

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 39. Equipos de climatización.

Pabellón Sur						
Ítem	Área	Carga	Tipo	Modelo	Cantidad	Capacidad
	m²	Btu/h				Btu/h
Aula N°5	61.75	44863.00	Evaporador CASSETTE	VE8K048N432U	1	48000.00
Aula N°6	61.79	44727.00	Evaporador CASSETTE	VE8K048N432U	1	48000.00
Lab. de cómputo 1	50.19	32353.00	Evaporador CASSETTE	VE8K038N432U	1	38000.00
Lab. de cómputo 2	50.18	31792.00	Evaporador CASSETTE	VE8K038N432U	1	38000.00
Sala Audiovisual 1	84.68	50648.00	Evaporador CASSETTE	VE8K024N432U	1	24000.00
Aula N°8			Evaporador CASSETTE	VE8K030N432U	1	30000.00
Aula N°9	50.19	38410.00	Evaporador CASSETTE	VE8K048N432U	1	48000.00
Taller N°1	50.15	38418.00	Evaporador CASSETTE	VE8K048N432U	1	48000.00
-	-	-	Condensador	VEP150N432K2	1	-
-	-	-	Condensador	VEP210N432K2	1	-
-	-	-	Filtro	VE8K0755N432UP	9	-

Fuente: Elaboración propia.

VIII. CONCLUSIONES.

Se diseñó el sistema de climatización para el edificio educativo ubicado al sureste del Recinto Universitario Pedro Arauz Palacios de la Universidad Nacional de Ingeniería, el cual se realizó de acuerdo con los parámetros recomendados por el ASHRAE estableciendo como condiciones interiores de diseño una temperatura de 25 °C y una humedad relativa del 50%, con el objetivo de garantizar condiciones adecuadas de confort térmico para estudiantes, docentes y administrativos.

A partir del análisis de los planos arquitectónicos del edificio, condiciones climáticas locales obtenidas mediante RETScreen y aplicando el método CLTD/SCL/CLF, se efectuó el cálculo detallado de la carga térmica del edificio (Carga térmica por paredes, techo, ventanas, equipos e infiltración). Este proceso permitió determinar la carga de enfriamiento total requerida, como resultado, se determinó que el edificio requiere una carga de enfriamiento total de 723,352.78 BTU/h, esto equivale aproximadamente a 60.28 Toneladas de refrigeración.

Con base a los resultados obtenidos, se seleccionó un sistema por volumen de refrigerante variable (VRF), cuya tecnología ofrece eficiencia energética y flexibilidad para adaptarse a las características específicas de la infraestructura del edificio. Además, se diseñaron los planos de distribución de equipos del sistema de climatización, los cuales incluyen planos de tubería de refrigeración, tubería de drenaje y el cableado de comunicación garantizando una implementación adecuada del sistema.

Desde una perspectiva económica para una inversión, se elaboró un análisis financiero correspondiente primeramente a los costos de adquisición de equipos, costos de instalación y el costo del consumo de las unidades durante 7 años, alcanzando un monto total estimado de \$246,1741.52.

IX. RECOMENDACIONES.

1. Se recomienda utilizar vidrio polarizado en las ventanas del edificio para reducir la transmisión de calor por radiación solar. Esta medida disminuye la ganancia térmica sin afectar la entrada de luz natural, lo que permite mantener una temperatura interior más estable. Así, se mejora la eficiencia del sistema de climatización y se reduce el consumo energético.
2. Se recomienda incorporar aletas horizontales o viseras sobre las ventanas, especialmente en fachadas expuestas a la radiación solar directa. Esta solución arquitectónica permite bloquear la incidencia solar durante las horas críticas del día, lo que puede reducir hasta en un 80 % la carga térmica por radiación en las ventanas.
3. Se recomienda ubicar las unidades condensadoras a nivel del suelo, en el lado este del edificio, tal como se indica en los planos. Esta ubicación ofrece ventajas significativas frente a una instalación en la cubierta, ya que reduce la exposición directa a la radiación solar en las horas de mayor calor, mejorando el rendimiento térmico de los equipos. Además, facilita las labores de mantenimiento y reparación. Para garantizar una instalación segura y duradera, se sugiere construir una base de concreto firme y colocar una cubierta liviana que proteja los equipos de la intemperie.
4. Se recomienda pintar el techo con pinturas aislantes térmicas, las cuales ayudan a reducir la absorción de calor solar y disminuir la transferencia térmica hacia el interior del edificio.
5. Se recomienda realizar el mantenimiento preventivo de los equipos de climatización de manera periódica y conforme a las indicaciones del fabricante. Esto garantiza un funcionamiento óptimo, prolonga la vida útil de los sistemas y mantiene su eficiencia energética, evitando fallas y sobreconsumos.

X. BIBLIOGRAFIA.

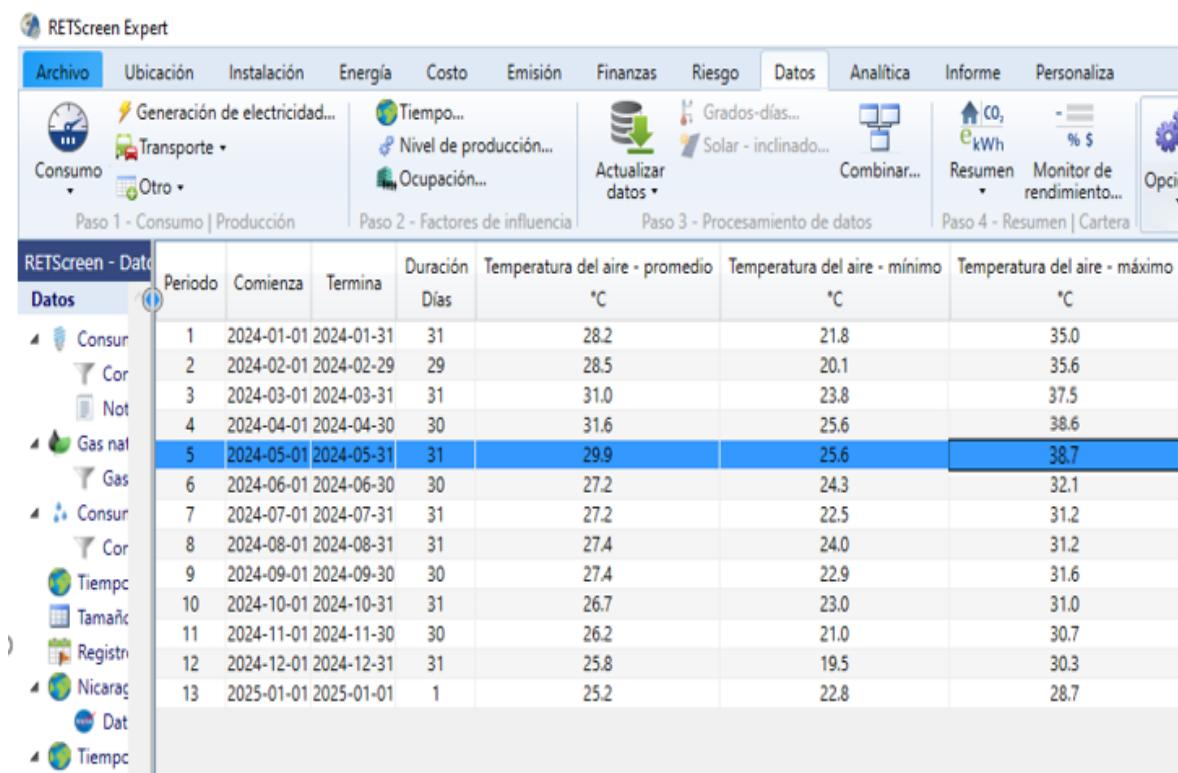
1. Cengel, Y. A. (2011). Transferencia De Calor y Masa. Mexico: McGraw-Hill.
2. Garcia, H. (14 de Agosto de 2018). Intensity. Obtenido de <https://intensity.mx/es/blog/principales-elementos-de-un-sistema-de-refrigeracion#:~:text=Compresor%3A%20El%20compresor%20tiene%20dos,la%20temperatura%20de%20evaporaci%C3%B3n%20deseada>.
3. González, A. (12 de Julio de 2021). Lifeder. Obtenido de Volumen específico: <https://www.lifeder.com/volumen-especifico/>
4. Pita, E. G. (2005). Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. CECSA.
5. Universidad de Sevilla . (s.f.). Obtenido de EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/4049/fichero/3.+EQUIPOS+DE+CLIMA+TIZACI%C3%93N.pdf> Martínez Jiménez, I. (2005). Análisis de la información técnica en equipos de climatización (Dir. J. F. Coronel Toro) [Proyecto de fin de carrera, Universidad de Sevilla]. Repositorio Biblus. <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/4049/fichero/3.+EQUIPOS+DE+CLIMA+TIZACI%C3%93N.pdf>
6. UNEP. (2015). Safe use of HCFC alternatives in refrigeration and air-conditioning: An overview for developing countries. <https://www.unep.org/resources/report/safe-use-hcfc-alternatives-refrigeration-and-air-conditioning-overview-developing>
7. Bhatti, S. S., Kumar, A., Reetu, R., & Singh, R. (2023). Refrigerantes ecológicos para refrigeración y aire acondicionado sostenibles: Una revisión. Current World Environment, 18(3). <https://doi.org/10.12944/CWE.18.3.03>
8. Díaz, V. S., & Barreneche, R. O. (2005). Acondicionamiento térmico de edificios. Buenos Aires: Nobuko.
9. Lennox. (2020). Manual técnico de sistemas VRF [Manual del usuario]. Recuperado de <https://www.lennox.com/>

10. Natural Resources Canada. (2022). RETScreen Expert (versión 9.0) [Software]. Gobierno de Canadá. <https://www.nrcan.gc.ca/maps-tools-publications/tools/modelling-tools/retscreen/7465>
11. Indenicsa. (s.f.). Lámina ondulada galvanizada [Imagen]. Recuperado de <https://www.indenicsa.com/lamina-ondulada-galvanizada/>
12. Danfoss. (s.f.). CompresoresDC. Recuperado de <https://www.danfoss.com/es-es/products/dcs/compressors/compressors-for-refrigeration/mobile-dc-cooling-compressors/>
13. IMSO. (2024, 27 de julio). Unidad condensadora: pieza esencial en tu aire acondicionado. Recuperado de <https://www.imsoconusco.com/unidad-condensadora-funcion-esencial-en-tu-aire-acondicionado>
14. Intersam. (2023, 12 de junio). Qué es una válvula de expansión termostática (VET) y cuáles son sus funciones. Recuperado de <https://intersam.es/que-es-una-valvula-de-expansion-termostatica-vet-y-cuales-son-sus-funciones/>
15. Ingemecánica. (2014, 24 de agosto). Sistema de compresión en frío: funcionamiento y tipos de compresores. Ingemecánica Recuperado de <https://ingemecanica.com/tutorialesemanal/tutorialn253.html>
16. Ingemecánica. (2014, 24 de agosto). Sistema de compresión en frío: funcionamiento y tipos de compresores. Ingemecánica Recuperado de <https://ingemecanica.com/tutorialesemanal/tutorialn253.html>
17. Super Radiator Coils. (2024, 7 de mayo). ¿Qué es un evaporador? Función, características y consideraciones de diseño. Recuperado de <https://www.superradiatorcoils.com/blog/evaporator-function-features-design>
18. Google Maps. (2025). Vista satelital de la ubicación del edificio en Managua, Nicaragua [Imagen]. Recuperado el 17 de junio de 2025, de <https://www.google.com/maps/@12.1360637,86.2229313,258m/data=!3m1!1e3?entry=ttu>

19. Volcánica del Perú S.A. (2021). Ficha técnica Volcanita ST [Ficha técnica].
<https://www.volcanperu.com/documents/ficha-tecnica-del-producto/ficha-tcnica-volcanita-st.pdf>
20. Acesco. (2023). Ficha técnica — acero recubierto [Ficha técnica].
<https://www.acesco.com.co/descargas/fichastecnicas/ficha-tecnica-acero-recubierto.pdf>
21. Hernández, A. L. (2003). GEOSOL V.2.0: Herramienta computacional para el cálculo de coordenadas solares y estimación de irradiación solar horaria [Software]. Universidad Nacional de Salta.

XI. ANEXOS.

Anexo 1. Datos climatológicos obtenidos a través de RETScreen.



The screenshot shows the RETScreen Expert software interface. The top menu bar includes Archivo, Ubicación, Instalación, Energía, Costo, Emisión, Finanzas, Riesgo, Datos, Analítica, Informe, Personaliza, and various icons for energy generation, transport, and climate factors. Below the menu is a navigation bar with tabs: Paso 1 - Consumo | Producción, Paso 2 - Factores de influencia, Paso 3 - Procesamiento de datos, and Paso 4 - Resumen | Cartera. The main area displays a table titled "RETScreen - Datos" under the "Datos" tab. The table has columns for Periodo, Comienza, Termina, Duración Días, Temperatura del aire - promedio °C, Temperatura del aire - mínimo °C, and Temperatura del aire - máximo °C. Data rows are listed from 1 to 13, with row 5 highlighted in blue. The left sidebar shows a tree view of data sources: Consumo, Transporte, Otro, Generación de electricidad..., Tiempo..., Nivel de producción..., Ocupación..., Actualizar datos, Grados-días..., Solar - inclinado..., Combinar..., Resumen, Monitor de rendimiento..., and Opcion.

Periodo	Comienza	Termina	Duración Días	Temperatura del aire - promedio °C	Temperatura del aire - mínimo °C	Temperatura del aire - máximo °C
1	2024-01-01	2024-01-31	31	28.2	21.8	35.0
2	2024-02-01	2024-02-29	29	28.5	20.1	35.6
3	2024-03-01	2024-03-31	31	31.0	23.8	37.5
4	2024-04-01	2024-04-30	30	31.6	25.6	38.6
5	2024-05-01	2024-05-31	31	29.9	25.6	38.7
6	2024-06-01	2024-06-30	30	27.2	24.3	32.1
7	2024-07-01	2024-07-31	31	27.2	22.5	31.2
8	2024-08-01	2024-08-31	31	27.4	24.0	31.2
9	2024-09-01	2024-09-30	30	27.4	22.9	31.6
10	2024-10-01	2024-10-31	31	26.7	23.0	31.0
11	2024-11-01	2024-11-30	30	26.2	21.0	30.7
12	2024-12-01	2024-12-31	31	25.8	19.5	30.3
13	2025-01-01	2025-01-01	1	25.2	22.8	28.7

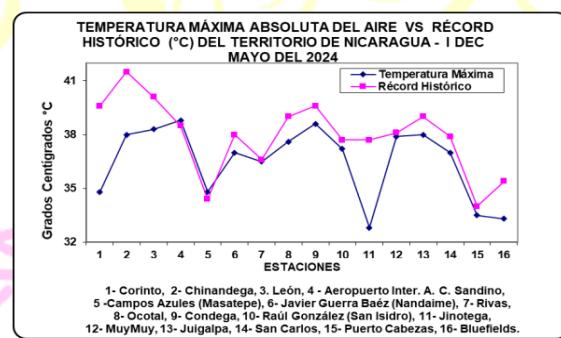
Fuente: Natural Resources Canada (2022).

Anexo 2. Temperatura máxima del aire obtenidas a través de INETER.

3.2. Temperatura máxima del aire

En la **Región del Pacífico**, el mayor valor fue 38.8°C en Managua (Aeropuerto A.C. Sandino) y el menor de 34.8°C en Corinto y Masatepe (Campos Azules); en la **Región Norte**, 38.6°C en Condega y 32.8°C en Jinotega; en la **Región Central**, 38°C en Juigalpa y 37°C en San Carlos; en las **regiones Autónomas de la Costa Caribe**, 33.5°C en Puerto Cabezas y 33.3°C en Bluefields.(Ver Gráfica 2)

Es importante mencionar que, se superó el récord mensual de temperatura máxima, en la estación de Managua con 38.8°C (récord anterior 38.5°C) y Masatepe 34.8°C (récord anterior 34.4°C).

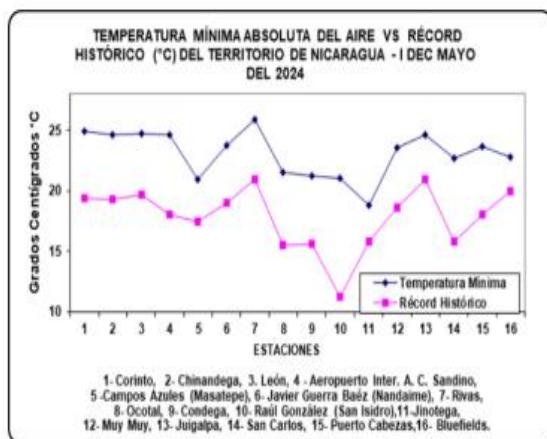


Grafica 2. Temperatura máxima del aire vs récord histórico, primera decena de mayo 2024.

Fuente: INETER.

Anexo 3. Temperatura mínima del aire obtenidas a través de INETER.

3.3. Temperatura mínima del aire



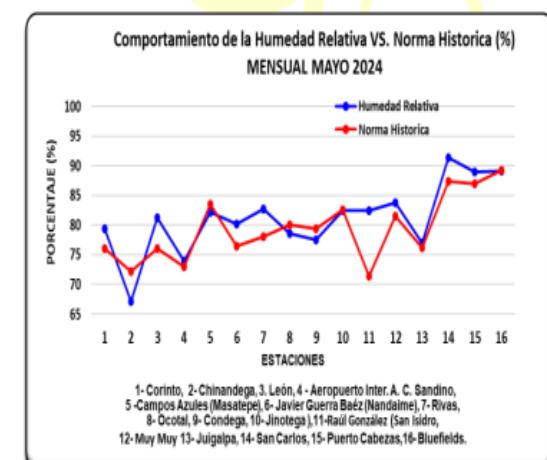
Grafica 3. Temperatura mínima absoluta del aire vs récord histórico, primera decena de mayo 2024

En la **Región del Pacífico**, la temperatura mínima absoluta de 21°C se registró en Masatepe (Campos Azules) y el mayor valor con 25.9°C en Rivas; en la **Región Norte**, 19°C en Jinotega y 23.6°C en Muy Muy; en la **Región Central**, 22.7°C en San Carlos y 24.6°C en Juigalpa. En las **Regiones Autónomas de la Costa Caribe**, 22.8°C en Bluefields y 23.7°C en Puerto Cabezas. (Ver gráfica 3)

Fuente: INETER.

Anexo 4. Humedad relativa obtenidas a través de INETER.

6. Humedad relativa



Gráfica 6. Humedad relativa vs norma histórica, mayo 2024

A nivel nacional, el promedio de humedad fue de 75%. En la **Zona Pacífico Occidental**, el mayor valor de 82% se registró en Chinandega, y el menor de 81% en Corinto y León; en la **Zona Pacífico Central**, 78% en Masatepe (Campos Azules) y 68% Managua (Aerop. A. C. Sandino); en la **Zona Pacífico Sur**, 78% en Rivas y 75% en Nandaime (Ing. Javier Guerra); en la **Región Norte**, 73% en Jinotega, y 60% en Condega y Ocotal; en la **Región Central**, 82% en San Carlos y 74% en Juigalpa. En las **Regiones de la Costa Caribe**, 90% en Bluefields y 79% Puerto Cabezas.

Fuente: INETER.

Anexo 5. Medición del panel de poliestireno expandido con malla.



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 6. Propiedades físicas del poliestireno expandido (EPS).

Propiedades Físicas	Ensayo según	Unidad	Resultado de Ensayo		
Densidad	EN ISO 845	kg/m ³	15	20	30
Conductividad Térmica	DIN 52612	W/(mK)	0.036-0.038	0.033-0.036	0.031-0.035
Tensión por compresión con 10% de recalcado	EN 826	kPa	65-100	110-140	200-250
Resistencia a la compresión con recalcado <2%	ISO 785	kPa	20-30	35-50	70-90
Resistencia a la flexión	EN 12089	kPa	150-230	250-310	430-490
Resistencia al cizallamiento	DIN 53427	kPa	80-130	120-170	210-260
Resistencia a la tracción	DIN 53430	kPa	160-260	230-330	380-480
Módulo E (Ensayo de compresión)	EN 826	Mpa	1.0-4.0	3.5-4.5	7.5-11.0
Estabilidad dimensional al calor a corto plazo	DIN 53424	°C	100	100	100
Estabilidad dimensional al calor a largo plazo con 20 kPa	DIN 53424	°C	75	80	80
Coeficiente de dilatación térmica lineal		1/K	5-7x10 ⁻⁵	5-7x10 ⁻⁵	5-7x10 ⁻⁵
Capacidad térmica específica	DIN 53765	J/(kgK)	1210	1210	1210
Absorción de agua por inmersión (en vol.)					
Después de 7 días	DIN 53434	Vol.%	0.5-1.5	0.5-1.5	0.5-1.5
Después de 28 días	DIN 53434	Vol.%	1.0-3.0	1.0-3.0	1.0-3.0

Fuente: Manual Covintec.

Anexo 7. Composición del mortero.

MORTERO

Se recomienda 1" de mortero de 2000 psi en ambas caras una proporción 1:4 de arena, material "O", cemento y fibra con las siguientes dosificaciones:

Proporción 1:4	Cantidad	Unidad
Cemento	8.5	bolsas
Arena	0.60	m ³
Agua potable	219.53	litros
Fibra	600gr	m ³
Material "O"	0.60	m ³

CONCRETO

Para el caso de losas de techo y/o entrepiso se aplica 2" de concreto de 3000 psi con agregado máximo ½" en la cara superior (toping de losa) y 1" de mortero en la cara inferior con la siguiente dosificación:

Proporción 1:2:3	Cantidad	Unidad
Cemento	8.23	bolsas
Arena	9.56	m ³
Grava	0.84	m ³
Agua potable	219.53	litros

Fuente: Manual Covintec.

Anexo 8. Conductividad térmica de morteros.

Material		Densidad aparente (kg/m ³)	Conductividad térmica [(W/(m.K))]
Revestimientos continuos:			
- Morteros de revoques y juntas (exterior)		1800 a 1200	1,16
- Morteros de revoques y juntas (interior)		1900	0,93
Mortero de cemento y arena	1:3	Humedad 0 %	1900
		Humedad 6 %	2000
		Humedad 10 %	2100
	1:4	Humedad 0 %	1950
		Humedad 5 %	2000
Mortero con perlita		600	0,19
Mortero de yeso y arena	Humedad 12 %	1500	0,65
Mortero de cal y yeso		1400	0,70

Fuente: IRAM (2002).

Anexo 9. Valores del coeficiente de transferencia de calor por convección

Coeficiente de transferencia de calor por convección		
Fluido	W/m ² K	Btu/h ft ² °F
Aire, convección libre	6-30	1-5
Vapor o aire sobrecalentado, convección forzada	30-300	5-50
Aceite, convección forzada	60-1800	10-300
Agua, convección forzada	300-18000	50-3000
Agua, en ebullición	3000-60000	500-10000
Vapor, condensándose	6000-120000	1000-20000

Fuente: INETER.

Anexo 10. Descripción de grupos de construcción de paredes.

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft²	Valor de U, BTU/(h·ft²·°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft²·°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3	
D Ladrillo común de 4 in.	90	0.415	18.4	
C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4	
B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5	
B Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4	
A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4	
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
C Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7	
B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8	
A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4	
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9	
D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9	
D Bloque de 8 in	70	0.274	15.1	
C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5	
B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6	
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
D Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1	
D Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1	
C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1	
C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7	
B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7	
A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8	
Pared de concreto pesado + (acabado)				
E Concreto de 4 in.	63	0.585	12.5	
D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5	
C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7	
C Concreto de 8 in:	109	0.490	21.9	
B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0	
A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9	
E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2	
A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3	
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2	
E Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3	
E Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3	
D Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3	
Azulejo de barro + (acabado)				
F Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8	
F Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8	
E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9	
D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9	
D Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5	
C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6	
B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6	
Pared de lámina (cortina metálica)				
G Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7	
Pared de bastidor				
G Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2	

Reproducido con permiso de 1985 Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory

Fuente: Pita (2005).

Anexo 11. Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE).

	Latitud norte, orientación de pared	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24					
	N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	11	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4	
	NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	20	22	15	20	5	
	E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7	
	SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	24	24	22	18	24	6	
	S	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	20	23	14	20	6	
	SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	24	24	17	25	8
	W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	19	20	22	23	25	26	26	1	18	27	9
	NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	21	1	14	21	7	
	Paredes grupo A																													
	N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	8	9	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	
	NE	19	18	17	16	15	14	13	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	20	21	12	21	9	
	E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	17	19	21	22	24	25	26	27	27	26	26	25	24	24	24	20	15	27	12	
	SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	16	18	20	21	23	24	24	25	26	26	26	25	24	24	21	14	26	12	
	S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	21	23	11	22	11	
	SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	28	24	13	28	15		
	W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	30	24	14	30	16	
	NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	23	23	24	11	23	12		
	Paredes grupo B																													
	N	15	14	14	13	12	11	10	9	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	15	15	15	22	7	15	7	
	NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	22	21	20	20	20	10	23	13	
	E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	29	28	27	26	24	24	18	12	30	18	
	SE	22	21	19	17	15	14	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	28	27	26	24	24	24	19	12	29	17	
	S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	24	22	22	22	20	9	26	17	
	SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22	
	W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	33	33	22	12	35	23	
	NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	26	22	10	27	17	
	Paredes grupo C																													
	N	15	14	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	22	6	19	13
	NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	25	24	22	20	18	19	7	25	18	
	E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	33	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25	
	SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24	
	S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	27	26	24	22	22	19	6	29	23	
	SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	10	12	16	21	27	27	32	36	38	37	34	31	21	8	8	38	30	
	W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32		
	NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25		
	Paredes grupo D																													
	N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	18	16	21	6	19	13
	NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	25	24	22	20	18	19	7	25	18	
	E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25
	SE	20	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	27	26	24	22	22	17	8	32	24	
	S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	27	26	24	22	22	19	6	29	23	
	SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	10	12	16	21	27	27	32	36	38	37	34	31	21	8	8	38	30	
	W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32		
	NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	10	13	15	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33
	Paredes grupo E																													
	N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	21	22	23	24	23	20	18	16	14	3	22	19
	NE	13	11	9	7	6	5	4	5	15	10	20	24	25	26	26	26	25	25	24	22	21	20	18	17	15	13	4	26	22
	E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	15	13	5	38	33
	SE	15</td																												

Anexo 12. Corrección del DTCE por latitud y mes, para paredes y techos.

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	-0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	-0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dic	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Abr/Ago	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
56	Dic	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Reproducido con permiso del 1979 ASHRAE Load Calculations Manual

Fuente: Pita (2005).

Anexo 13. Corrección debido al color de la superficie.

- K = corrección debido al color de la superficie.**
K = 1.0 para superficies oscuras o áreas industriales.
K = 0.5 para techos de color, claro en zonas rurales.
K = 0.65 para paredes de color claro en zonas rurales.

Fuente: Pita (2005).

Anexo 14. Ficha técnica del zinc.

INDENICSA

Ficha del producto

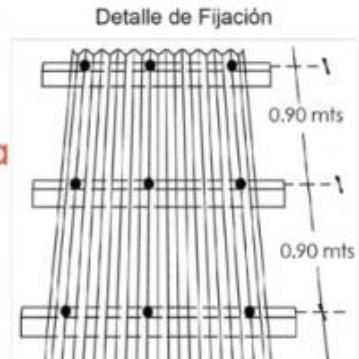
Lámina Ondulada A-70 Galvanizada

Ancho total = 811.5 mm
Ancho util = 700 mm

Información técnica de lámina ondulada A-70 galvanizada

Grosor mm	Longitud pies	Peso kg / mt	Ancho útil mm
0.30 mm	6' a 45'	2.15	700 mm
0.40 mm	6' a 45'	2.87	700 mm
0.45 mm	6' a 45'	3.23	700 mm
0.60 mm	6' a 45'	4.30	700 mm

Detalle de Fijación



Fijación de panel A-70

Tipo de perno	Densidad
● Perno auto perforante corto de 2"	3.7 uni x m ²

Detalle de Traslape



CARACTERISTICAS TECNICAS

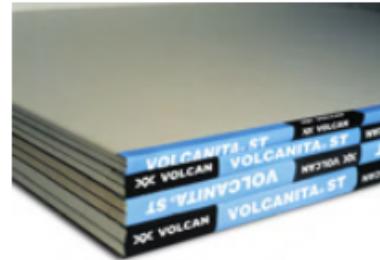
DUREZA	HRBC Rockwell ≥ 84 Full hard	RESISTENTE
REVESTIMIENTO	Z150	MAYOR DURABILIDAD
NORMA	ASTM A653	PRODUCTO CERTIFICADO
ANCHO ÚTIL	0.70 MTS	MAYOR RENDIMIENTO
TAMAÑOS	6, 8, 10, 12 PIES	HASTA 45 PIES
TONOS	REGULAR SPANGLED	DISPONIBLE

FABRICAMOS LAS MEJORES LÁMINAS DEL MERCADO CON UNA GRAN RESISTENCIA ESTRUCTURAL, ELABORAMOS A LA MEDIDA, FÁCIL DE INSTALAR, CON MAYOR RENDIMIENTO, RESISTENCIA, DURABILIDAD Y VIDA ÚTIL. LAS BOBINAS SON HDGC (Hot Deep Galvanized Coils (Steel)).

Fuente: INDENICSA.

Anexo 15. Ficha técnica del cielo falso.

VOLCANITA® ST – PLANCHA ESTÁNDAR, PARA SOLUCIONES CONSTRUCTIVAS DE CIELOS Y TABIQUES								
Se fabrica en diferentes espesores, anchos y largos, con borde biselado o borde rebajado (para terminación con juntura visible). Se utilizan para la conformación de tabiques divisorios, cielos, revestimiento de muros, etc. Las planchas se reconocen por su color de papel gris y su tape lateral azul-negro.								
Composición								
Mezcla de yeso y aditivos especiales, revestido en ambas caras por cartón de alta resistencia.								
Presentación								
Volcanita®	Categoría	Tipo	Borde	Espesor (mm)	Ancho (m)	Largo (m)	Peso (Kg/m ²)	Nº Planchas/paquete
	ST	BB/BR	8,0	1,20	2,40 / 3,00	6,5	70 unidades	
	ST	BB/BR	10,0	1,20	2,40 / 3,00	7,5	70 unidades	
	ST	BB/BR	12,5	1,20	2,40 / 3,00	9,5	50 unidades	
	ST	BB/BR	15,0	1,20	2,40 / 3,00	12,0	40 unidades	



Fuente: VOLCANITA (2021).

Anexo 16. Conductividad térmica del acero galvanizado.

PROPIEDADES TÉRMICAS DE MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN				
Material	Densidad(kg/m ³)	Calor específico(J/(kg·K))	Conductividad térmica(W/(m·K))	Difusividad térmica (m ² /s) (x10 ⁻⁶)
Acero galvanizado	7850	460	47-58	13,01-16,06

Fuente: Acesco (2023).

Anexo 17. Conductividad térmica del yeso

Material	Densidad aparente (kg/m ³)	Conductividad térmica (W/m·K)
Paneles o placas		
De yeso	600	0,31
	800	0,37
	1000	0,44
	1200	0,51

Fuente: IRAM (2002).

Anexo 18. Propiedades del aire a la presión atmosférica.

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., <i>T</i> , °C	Densidad, <i>ρ</i> , kg/m ³	Calor específico, <i>c_p</i> , J/kg · K	Conductividad térmica, <i>k</i> , W/m · K	Difusividad térmica, <i>α</i> , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, <i>μ</i> , kg/m · s	Viscosidad cinemática, <i>v</i> , m ² /s	Número de Prandtl, <i>Pr</i>
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Anexo 19. Diferencias de temperatura (DTCE) para techos.

Descripción Techo de la No. construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² °F	Hora solar, h																							
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Sin cielo raso suspendido																										
1. Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in (8)	7	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2. Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3. Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4. Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in (0.122)	29	0.206	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5. Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6. Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7. Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8. Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9. Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (52) (0.120)	52	0.200	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10. Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11. Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12. Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in (75) (0.117)	75	0.192	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13. Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (18) (0.078)	17	0.106	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
Con cielo raso suspendido																										
1. Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in (10)	9	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2. Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3. Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4. Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5. Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6. Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7. Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8. Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	45	44	42	42
9. Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (54) (0.090)	53	0.128	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	37	36	34	33	33
10. Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37	
11. Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	32	
12. Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in (77) (0.088)	77	0.125	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	33	32	31	
13. Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (20) (0.064)	19	0.082	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36

Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory.

Fuente: Cengel (2011).

Anexo 20. Factor de corrección para ventilación del cielo raso.

$f =$ factor de corrección para ventilación del cielo raso (sólo para el techo).
$f = 0.75$ para ventiladores de entrepiso (techo falso) en los demás casos, usar $f = 1.0$.

Fuente: Pita (2005).

Anexo 21. Propiedades térmicas del vidrio.

Monolítico		VLT ²	Reflectancia ²		(W/m ² K) Valor U ³		SHGC ⁴	LSG ⁵
pulg	mm		Exterior	Interior	Invierno Aire	Invierno Argón		
Sin recubrimiento								
5/64	2	90%	8%	8%	5.95	N/A	0.88	1.03
1/8	3	90%	9%	9%	5.91	N/A	0.86	1.04
5/32	4	89%	8%	8%	5.88	N/A	0.84	1.05
3/16	5	88%	8%	8%	5.85	N/A	0.83	1.06
1/4	6	88%	8%	8%	5.82	N/A	0.82	1.08
3/8	9.5	85%	8%	8%	5.70	N/A	0.76	1.12
1/2	12	83%	8%	8%	5.60	N/A	0.72	1.15
3/4	19	79%	7%	8%	5.38	N/A	0.67	1.19
Con recubrimiento								
VIDRIO REFLECTASOL AP (2) CLARO								
1/4	6	9%	38%	40%	4.60	N/A	0.22	0.43
VIDRIO PYROSOL (2) CLARO								
1/4	6	33%	45%	53%	5.82	N/A	0.55	0.60

Fuente: Vitro Architectural Glass (2023).

Anexo 22. Conductividades térmicas de algunos materiales

Conductividades térmicas de algunos materiales en condiciones ambiente	
Material	Conductividad térmica, W/m · K
Diamante	2 300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80.2
Mercurio (ℓ)	8.54
Vidrio	1.4
Ladrillo	0.72
Agua (ℓ)	0.613
Piel humana	0.37
Madera (roble)	0.17
Helio (g)	0.152

Fuente: Cengel (2011).

Anexo 23. Diferencias de conducción de carga de enfriamiento.

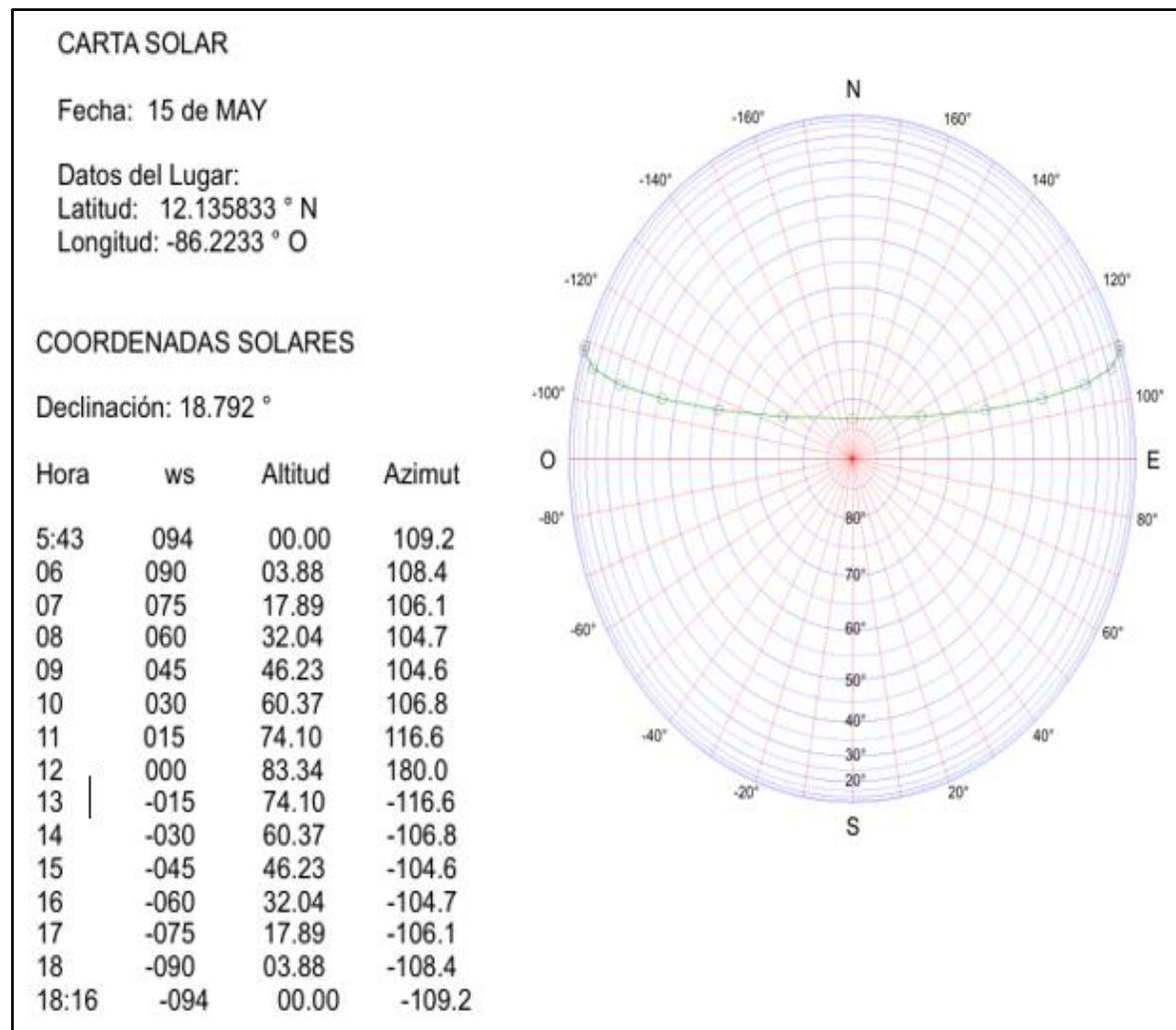
TABLA 6.5 DIFERENCIAS DE CONDUCCIÓN DE CARGA DE ENFRIAMIENTO A TRAVÉS DE UN VIDRIO

Hora	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
CLTD,F	0	-2	-2	0	4	9	13	14	12	8	4	2

Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals, ASHRAE Handbook Product Directory*.

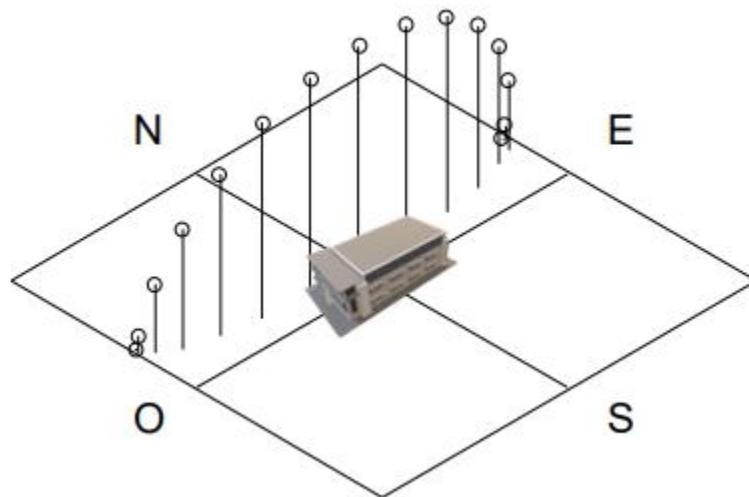
Fuente: Pita (2005).

Anexo 24. Carta solar equidistante.



Fuente: GEOSOL V.2.0 (Hernández, 2003).

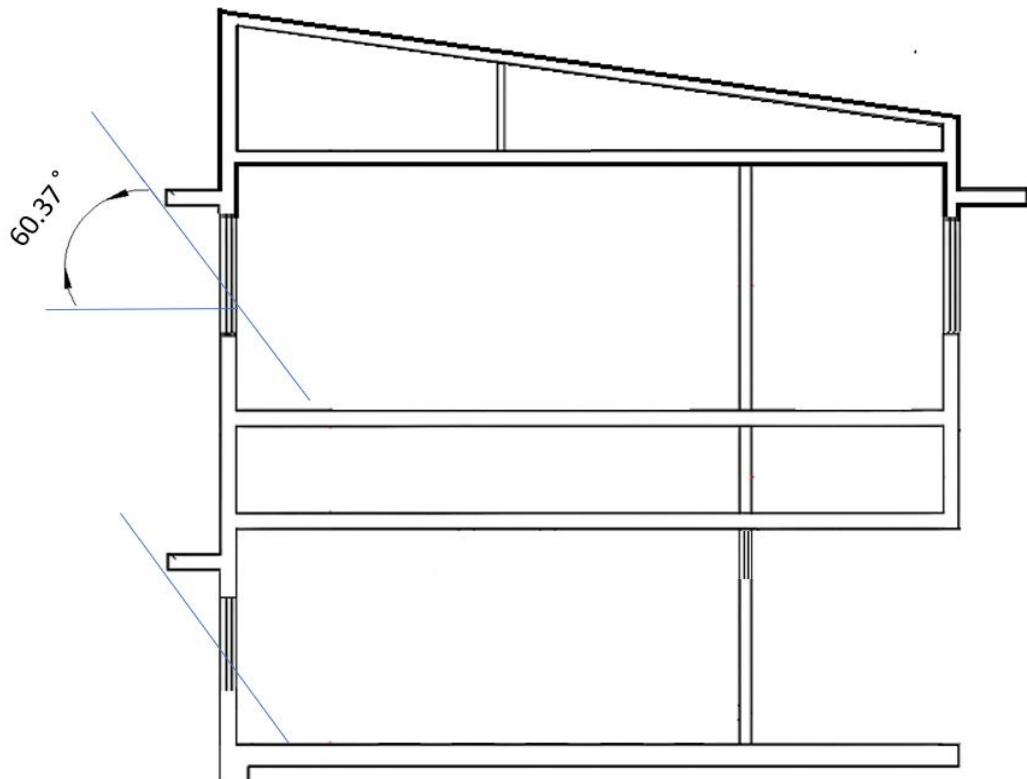
Anexo 25. Orientación del sol.



Fuente: GEOSOL V.2.0 (Hernández, 2003).

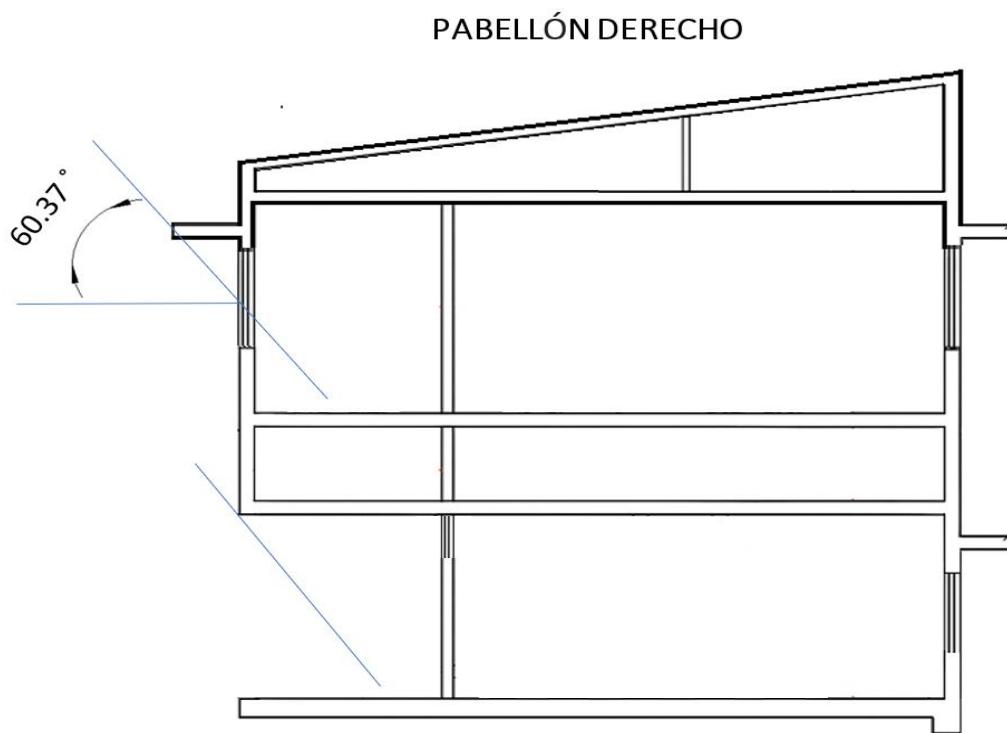
Anexo 26. Proyección solar en el pabellón izquierdo.

PABELLON IZQUIERDO



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 27. Proyección solar en el pabellón derecho.



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 28. Factores de ganancia máxima de calor solar para vidrio.

0 Grados												
N	NNE/ NNW		NE/ NW		ENE/ WNW		E/ W		ESE/ WSW		SE/ SW	
En.	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296		
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306		
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303		
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284		
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265		
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255		
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260		
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276		
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293		
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299		
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293		
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288		

16 Grados												
N	NNE/ NNW		NE/ NW		ENE/ WNW		E/ W		ESE/ WSW		SE/ SW	
En.	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248		
Feb.	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275		
Mar.	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291		
Abr.	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289		
May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282		
Jun.	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277		
Jul.	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277		
Agos.	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282		
Sept.	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282		
Oct.	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270		
Nov.	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246		
Dic.	29	29	41	132	198	241	254	233.	212	234		

8 Grados												
N	NNE/ NNW		NE/ NW		ENE/ WNW		E/ W		ESE/ WSW		SE/ SW	
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275		
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294		
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300		
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289		
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277		
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269		
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272		
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282		
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290		
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288		
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273		
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265		

24 Grados												
N	NNE/ NNW		NE/ NW		ENE/ WNW		E/ W		ESE/ WSW		SE/ SW	
En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214		
Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249		
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275		
Abr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283		
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282		
Jun.	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279		
Jul.	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278		
Agos.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277		
Sept.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266		
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244		
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213		
Dic.	26	26	29	1112	180	234	247	247	237	199		

Fuente: Pita (2005).

Anexo 29. Coeficientes de sombreado para vidrio.

Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b	Sin sombreado interior $k_0 = 4.0$	Tipo de sombreado interior				
				Persianas venecianas		Persianas enrollables		
				Medio	Claro	Oscuro	Claro	Claro
VIDRIO SENCILLO	Sencillo							
	Claro	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1.00				
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94				
	Claro	3/8	0.72	0.90				
	Claro	1/2	0.67	0.87				
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83				
	Absorbente de calor, con figuras ^c	1/8		0.83				
	Absorbente de calor ^c	3/16 a 1/4	0.46	0.69				
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69				
	Coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69				
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.60				
	Absorbente de calor ^c	3/8	0.34	0.60				
	Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	0.53				
VIDRIO AISLANTE	Vidrio recubierto reflector							
				0.30				
				0.40				
				0.50				
				0.60				
				0.50				
				0.44				
	Doble ^d							
VIDRIO AISLANTE	Claro afuera	3/32, 1/8	0.71*	0.88				
	Claro adentro			0.81				
	Claro afuera	1/4	0.61*					
	Claro adentro			0.55				
	Absorbente de calor afuera	1/4	0.36*					
	Claro adentro			0.20				
	Vidrio recubierto reflector			0.30				
				0.40				

Fuente: Pita (2005).

Anexo 30. Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado.

Ventana viendo hacia él	Construcción del recinto	Hora solar, h																								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
N	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.80	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20	
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.52	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27	
NE	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.73	0.72	0.70	0.70	0.74	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28	
	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	
E	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08	
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	
SE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.55	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10	
S	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10
	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
SW	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.12	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.38	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14
W	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14	0.12
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18	0.17
NW	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17	0.16
	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.13
HORA	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17	0.16
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.27	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	0.18

Fuente: Pita (2005).

Anexo 31. Tasas de ganancia de calor debida a personas.

TABLA 6.11. TASAS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO*

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			calor total ajustado ^b			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580 ^c	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo libro trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Bolche		350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Baile moderado	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesos	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

Fuente: Pita (2005).

Anexo 32. Especificaciones técnicas de la lámpara Tubo led SYLVANIA.

DATOS ÓPTICOS	DATOS FÍSICOS	DATOS ELÉCTRICOS
Temperatura de color	6500K	Material chasis
Flujo luminoso	1600 lm	Vidrio
Ángulo de apertura	270°	Base
Tipo de distribución	Directa asimétrica	Opalizado
Reproducción de color (IRC)	>70	Corriente de entrada
Vida útil	20.000h L70	Factor de potencia
Eficiacia	89 lm/W	18W
		Tensión de operación
		100-240V 50/60Hz
		Atenuable
		0.15A @120V
		Ciclos de conmutación
		25000
		Tipo de conexión
		L-N en un extremo
		Tipo de socket
		No prepunteado
		Retardo Dimerización
		N/A

Fuente: SNSA.

Anexo 33. Ganancia de calor de equipos electrónicos de oficina.

Table 9B Heat Gain Versus Nameplate Rating From Electrical Office Equipment					
Equipment Tested	Nameplate Rating, W	Measured Total Power Consumption, W	Radiant Power, W	Radiant Power, %	Convective Power, %
380 mm monitor energy saver (white screen)	220	78	28.8	37.1	62.9
Laser Printer	836	248	26.6	10.7	89.3
Desktop copier	1320	181	25.9	14.3	85.7
Personal computer Brand 1 and 430 mm monitor (white screen)	575	133	29.7	22.3	77.7
Personal computer Brand 2 and 430 mm monitor (white screen)	420	125	35.7	28.6	71.4

Fuente: ASHRAE (1997).

Anexo 34. Ganancia de calor de proyectores marca EPSON.

Consumo de energía (100 a 120 V)	En funcionamiento: PowerLite Pro G6050W: Modo Consumo eléctrico Normal: 498 W Modo Consumo eléctrico ECO: 421 W PowerLite Pro G6150/G6550WU: Modo Consumo eléctrico Normal: 528 W Modo Consumo eléctrico ECO: 421 W
--	---

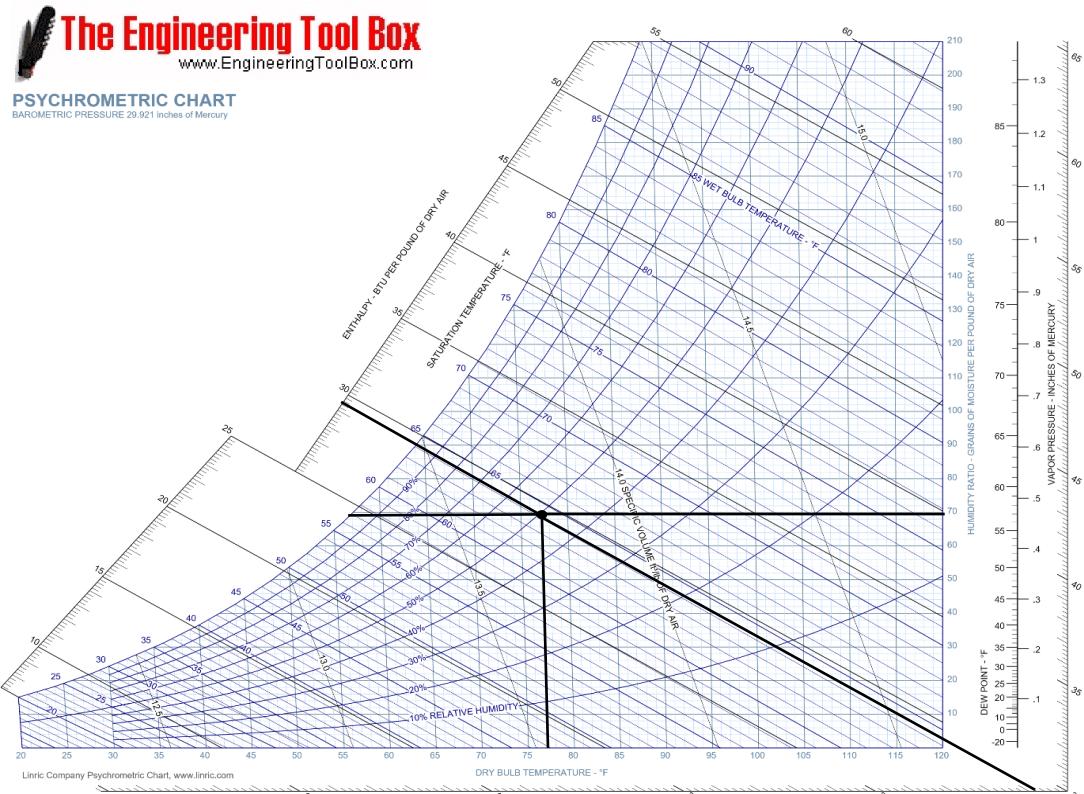
Fuente: Ficha técnica.

Anexo 35. Tasas máximas recomendadas de infiltración.

TABLA 3.3. TASAS MÁXIMAS RECOMENDADAS DE INFILTRACIÓN PARA DISEÑO A TRAVÉS DE VENTANAS Y PUERTAS EXTERIORES	
Componente	Tasa de infiltración
Ventanas	0.75 CFM /ft de fisura
Puertas	1.0 CFM /ft de fisura

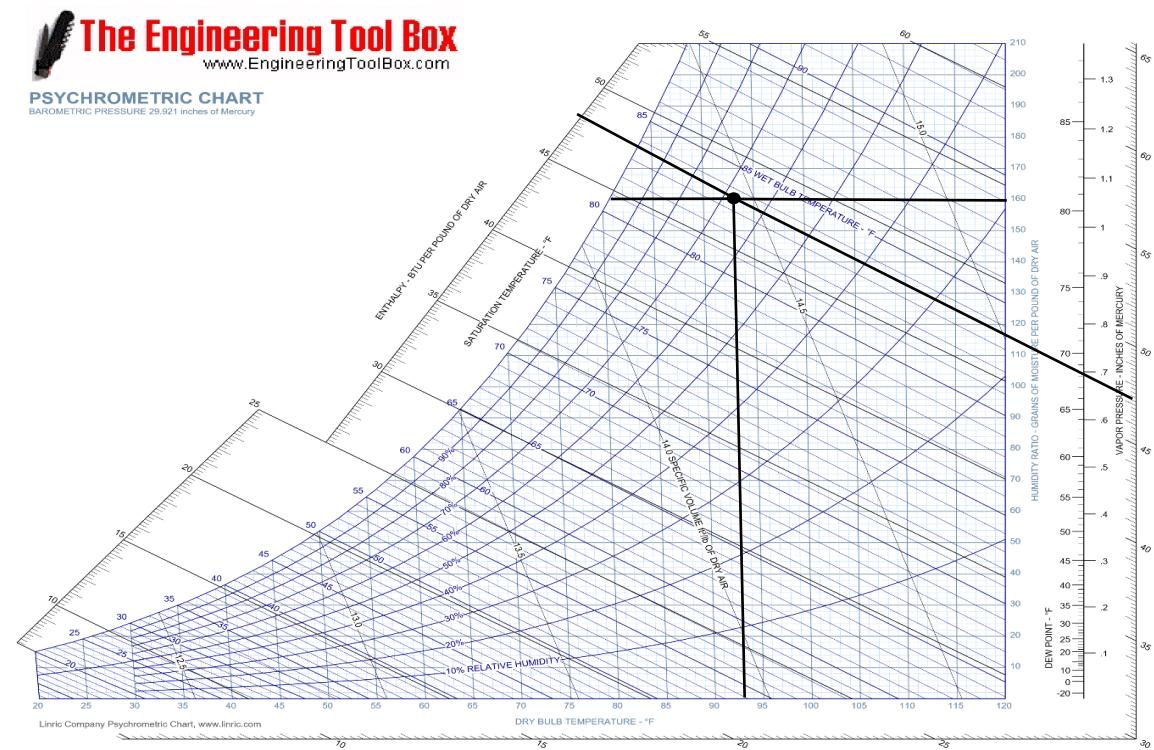
Fuente: Pita (2005).

Anexo 36. Condiciones interiores de diseño.



Fuente: elaboración propia.

Anexo 37. Condiciones exteriores de diseño.



Fuente: elaboración propia.

Anexo 38. Edificio Educativo.



Fuente: elaboración propia.

Anexo 39. Presupuesto.

Inversión inicial (adquisición de equipos) sistema VRF.



Atención A:	Jose M. Chavez	No. Cotización:	SINT-04-025-01-ABR-24J
Cliente:	UNI	Fecha:	05 de Mayo 2025
Proyecto:	Edificio Educativo	Usuario:	
Tiempo Entrega:		País:	Nicaragua
Suplidores:	LENNOX	Celular:	505-88223336
Equipo entregado en:	FOB Miami FL USA	Forma de Pago:	A Convenir
Ctd	Descripción	Precio Unitario	Sub-Total US\$
1	Condesador marca LENNOX modelo VEP210N432K2 210000 Btu/h / R410A- 230V /3Ph /60Hz	7325.00	7325.00
1	Condesador marca LENNOX modelo VEP210N432K2 210000 Btu/h / R410A- 230V /3Ph /60Hz	7325.00	7325.00
1	Condesador marca LENNOX modelo VEP150N432K2 150000 Btu/h / R410A - 230V /3Ph /60Hz	6383.00	6383.00
1	Condesador marca LENNOX modelo VEP210N432K2 210000 Btu/h / R410A - 230V /3Ph /60Hz	7325.00	7325.00
6	Evaporador tipo cassette marca LENNOX modelo VE8K024N432U de 8 vias 24000 Btu/h / R410A - 208-230V /1Ph /60Hz	513.00	3078.00
7	Evaporador tipo cassette marca LENNOX modelo VE8K030N432U de 8 vias 30000 Btu/h / R410A - 208-230V /1Ph /60Hz	554.00	3878.00
3	Evaporador tipo cassette marca LENNOX modelo VE8K038N432U de 8 vias 38000 Btu/h / R410A - 208-230V /1Ph /60Hz	589.00	1767.00
7	Evaporador tipo cassette marca LENNOX modelo VE8K048N432U de 8 vias 48000 Btu/h / R410A - 208-230V /1Ph /60Hz	615.00	4305.00
23	Panel marca LENNOX modelo VE8K07-55N432UP para 8 vias	108.00	2484.00
Precios incluyen entrega FOB Miami, Florida, USA.		Total US\$	\$43,870.00
Validéz de la oferta 30 días			
Mandar orden de compra a nombre de STRONG Internacional Centroamerica S.A., con atención a Erick Gomez al e mail: egomez@stronglatam.com			
Precios válidos solamente por las cantidades ofertadas, si cambian las cantidades ó los modelos, se tendrán que revisar los precios.			

Presupuesto de instalación de equipos sistema VRF.

 CLIMATIZANDO TU MUNDO		<small>RUC: J0310000121257 Semaforos Delicias del Volga 2c al Oeste. Tel: 2266-3447 / 8551-2236 Managua - Leon - Rivas.</small>			
NOMBRE: RANCHO SANTANA		ELABORADO: Ing. Edith Altamirano			
PROYECTO: CLIMATIZACION UNIVERSIDAD UNI		LEVANTAMIENTO: Departamento: Ingeneria ACSA			
FECHA: 17 MAYO 2025		CANT.	TIEMPO DE ENTREGA	PRECIO UNIT	PRECIO TOTAL
1.00 - Suministro e instalacion de Tubería de Refrigeracion Para todas las unidades de climatizacion INCLUYE: - Suministro e instalacion de Tuberías de cobre rígido Tiraje conforme planos - Aislante armaflex de acuerdo a Diametro de Tubería - Suministro e instalacion de accesorios de cobre, Codos, camisas y válvulas de Gierre. - Suministro e instalacion de Cable Blindado de interconexion - Suministro e instalacion de soportes de tubería de refrigeracion. Tipo strut. Bridas. Soldaduras, Mano de obra.					
MANO OBRA: 3 MESES					
VALIDEZ OFERTA: 15 DIAS FORMA DE PAGO: 50%ADELANTO, 40% AVANCE OBRA AVALUO 10% CONTRA ENTREGA. TIPO DE CAMBIO: 36.6243 GENERAR CHEQUE A NOMBRE: AMBIENTE CLIMATIZADO S.A				SUB-TOTAL	\$ 10,650.00
				IVA	\$ 1,597.50
				TOTAL	\$ 12,247.50

Inversión inicial (adquisición de equipos) sistema individual tipo Split inverter.



Atención A:	Jose M. Chavez	No. Cotización:	BINT-05-025-01-ABR-24J
Cliente:	UNI	Fecha:	24 de Mayo 2025
Proyecto:	Edificio Educativo	Usuario:	
Tiempo Entrega:		País:	Nicaragua
Suplidores:	LENNOX	Celular:	505-88223336
Equipo entregado en:	FOB Miami FL. USA	Forma de Pago:	A Convenir
Ctd	Descripción	Precio Unitario	Sub-Total US\$
6	Evaporador tipo Minisplit marca LENNOX modelo LI024CI-190P432 24000 Btu/h / R410A - 208-230V /1Ph /60Hz	236.00	1416.00
6	Condensador marca LENNOX modelo LI024CO-190P432 24000 Btu/h / R410A- 230V /1Ph /60Hz	470.00	2820.00
7	Evaporador tipo split marca LENNOX modelo LI018CI-190P432 18000 Btu/h / R410A - 208-230V /1Ph /60Hz	178.00	1246.00
7	Condensador marca LENNOX modelo LI018CO-190P432 18000 Btu/h / R410A- 230V /1Ph /60Hz	356.00	2492.00
14	Evaporador tipo Minisplit marca LENNOX modelo LI036CI-190P432 36000 Btu/h / R410A - 208-230V /1Ph /60Hz	397.00	5558.00
14	Condensador marca LENNOX modelo LI036CO-190P432 36000 Btu/h / R410A- 230V /1Ph /60Hz	793.00	11102.00
Precios incluyen entrega FOB Miami, Florida, USA.		Total US\$	\$24,634.00
Validez de la oferta 30 días			
Mandar orden de compra a nombre de STRONG Internacional Centroamerica S.A., con atención a Erick Gomez al e mail: egomez@stronglatam.com			
Precios validos solamente por las cantidades ofertadas, si cambian las cantidades ó los modelos, se tendrán que revisar los precios.			

Presupuesto de instalación de equipos sistema individual tipo Split inverter.

ACSA AMBIENTE CLIMATIZADO		CLIMATIZANDO TU MUNDO				RUC: J0310000121257 Semaforos Delicias del Volga 2c al Oeste. Tel: 2266-3447 / 8551-2236 Managua - Leon - Rivas.					
NOMBRE: Daniel Estrada PROYECTO: Edificio Educativo FECHA: 3 Junio 2025						ELABORADO: Ing. Edith Altamirano LEVANTAMIENTO: Departamento: Ingeneria ACSA					
ITEM	DESCRIPCIÓN	AREA COCINA	CANT.	TIEMPO DE ENTREGA	PRECIO UNIT	PRECIO TOTAL					
1.1	SERVICIO DE INSTALACION DE AIRES ACONDICIONADO MINI SPLIT DE CAPACIDAD DE 9,000BTU HASTA 24,000BTU, INCLUYE: MONTAJE DE EVAPORADOR, INSTALACION DE TUBERIA KIT(QUE TRAE EL EQUIPO), 1 TUBO PVC PARA DRENAJE, CABLE DE INTERCONEXION QUE TRAE EL EQUIPO, CUNA DE CONDENSAADORA ELABORADA CON ANGULAR Y DEBIDAMENTE PINTADO CON PINTURA ANTICORROSIVA, ENCENDIDO DE LA UNIDAD.				20	INMEDIATO	\$ 120.00	\$ 2,400.00			
1.2	SERVICIO DE INSTALACION DE AIRES ACONDICIONADO TIPO PIOS TECHO SPLIT DE CAPACIDAD DE 36,000BTU HASTA 60,000BTU, INCLUYE: MONTAJE DE EVAPORADOR, INSTALACION DE TUBERIA 10 FT, 1 TUBO PVC PARA DRENAJE, CABLE DE INTERCONEXION, ARMAFLEX, CUNA DE CONDENSAADORA ELABORADA CON ANGULAR Y DEBIDAMENTE PINTADO CON PINTURA ANTICORROSIVA, ENCENDIDO DE LA UNIDAD.				10	INMEDIATO	\$ 250.00	\$ 2,500.00			
GARANTIA: 3 MESES POR INSTALACION						SUB-TOTAL	\$ 4,900.00				
VALIDEZ OFERTA: 15 DIAS FORMA DE PAGO: 100% TIPO DE CAMBIO: 36.6243 GENERAR CHEQUE A NOMBRE: AMBIENTE CLIMATIZADO S.A						IVA	\$ 735.00				
						TOTAL	\$ 5,635.00				

Anexo 40. Cuadro de Tarifas Eléctricas Vigentes.



**INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ENERGÍA
ENTE REGULADOR**
TARIFAS ACTUALIZADAS A ENTRAR EN VIGENCIA EL 1 DE JUNIO DE 2025
AUTORIZADAS PARA LAS DISTRIBUIDORAS DISNORTE Y DISSUR

MEDIA TENSION (VOLTAJE PRIMARIO EN 13.8 Y 24.9 KV)					
TIPO DE TARIFA	APLICACIÓN	TARIFA		CARGO POR	
		CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	ENERGÍA (C\$/kWh)	POTENCIA (C\$/kW-mes)
GENERAL MAYOR	Carga contratada mayor de 25 kW para uso general (Establecimientos Comerciales, Oficinas Públicas y Privadas Centro de Salud, Hospitales, etc)	T-2D	TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Todos los kWh	6.3886	
			KW de Demanda Máxima		938.6339
		T-2E	TARIFA BINOMIA CON MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Verano Punta	10.3991	
			Invierno Punta	10.3991	
			Verano Fueras de Punta	7.1861	
			Invierno Fueras de Punta	7.1861	
			Verano Punta		1,045.1413
			Invierno Punta		1,045.1413
			Verano Fueras de Punta		0.0000
			Invierno Fueras de Punta		0.0000
INDUSTRIAL MEDIANA	Carga contratada mayor de 25 y hasta 200 kW para uso Industrial (Talleres, Fábricas, etc.)	T-4D	TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Todos los kWh	5.2843	
			KW de Demanda Máxima		601.6152
		T-4E	TARIFA BINOMIA CON MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL		
			Verano Punta	7.7477	
			Invierno Punta	7.7477	
			Verano Fueras de Punta	5.1503	
			Invierno Fueras de Punta	5.1503	
			Verano Punta		778.4191
			Invierno Punta		778.4191
			Verano Fueras de Punta		0.0000
			Invierno Fueras de Punta		0.0000

Anexo 41. Fichas técnicas de equipos.

UNIDADES CONDENSADORAS



SUBMITTAL DATA - OUTDOOR UNIT

VEP150N432K2

VRF 2nd GEN HIGH EFFICIENCY HEAT PUMP

Job Name: _____
 Location: _____
 Schedule No.: _____
 System Designation: _____

Engineer: _____
 Architect: _____
 Date: _____
 For: _____ Reference _____ Approval _____ Review _____ Construction

FEATURES

- Two-pipe heat pump
- Accelerated complete coil defrost
- Hermetically sealed compressor with crankcase heater
- Thermal and Current protection in Compressor
- Steel casing with baked enameled finish Compressor
- Access to electrical box for ease of maintenance
- High efficiency DC Inverter Scroll compressor
- Compressor mounted on vibration isolation pads
- Subcooling Control Technology
- Plastic Fan Blade
- Intelligent duty cycle operation
- Hydrophilic Aluminum Gold Fin
- No oil balance pipe needed

PRODUCT WARRANTY

Compressor - Seven year limited warranty
 All other components - Five year limited warranty

SPECIFICATIONS

PERFORMANCE

Cooling Capacity* (Btu/h)	153,546
EER (W/W)	4.46
IEER (Btu/W)	Ducted 22.16 Non ducted 22.80
Cooling Power Input (W)	10,100
Heating Capacity* (Btu/h)	170,607
COP (W/W)	4.46
Heating Power Input (W)	11,200

ELECTRICAL DATA

Power Supply	220-240V/3Ph/50Hz - 208-230V/3Ph/60Hz
MOCP (A)	60
MCA (A)	51.2
No. of Compressors	1
No. of Fans	2

GENERAL DATA

Combination Ratio Indoor / Outdoor	50% to 135%
Max. # of Indoor Units	26 units
Sound Pressure Level (dBA)	62
Refrigerant Type	R410a
Factory Refrigerant Charge (lbs / kg)	16.53 / 7.5

DIMENSIONS

Unit Dimensions (in)	Height 66 1/2 Width 52 3/4 Depth 30 1/2
Liquid Pipe Connection (in)	1/2

Gas Pipe Connection (in)	1 1/8
Shipping Weight (lb / kg)	705 / 320

Net Weight (lb)	676/ 307
-----------------	----------

NOTES:

*Cooling and Heating Capacity data is rated at the following conditions:

Cooling: 80 °F DB / 67 °F WB Indoor; 95 °F DB / 75 °F WB Outdoor

Heating: 70 °F DB, 70 °F WB Indoor; 47 °F DB, 43 °F WB Outdoor

NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2023 Lennox Industries Inc.



Submittal Rev-A-0823



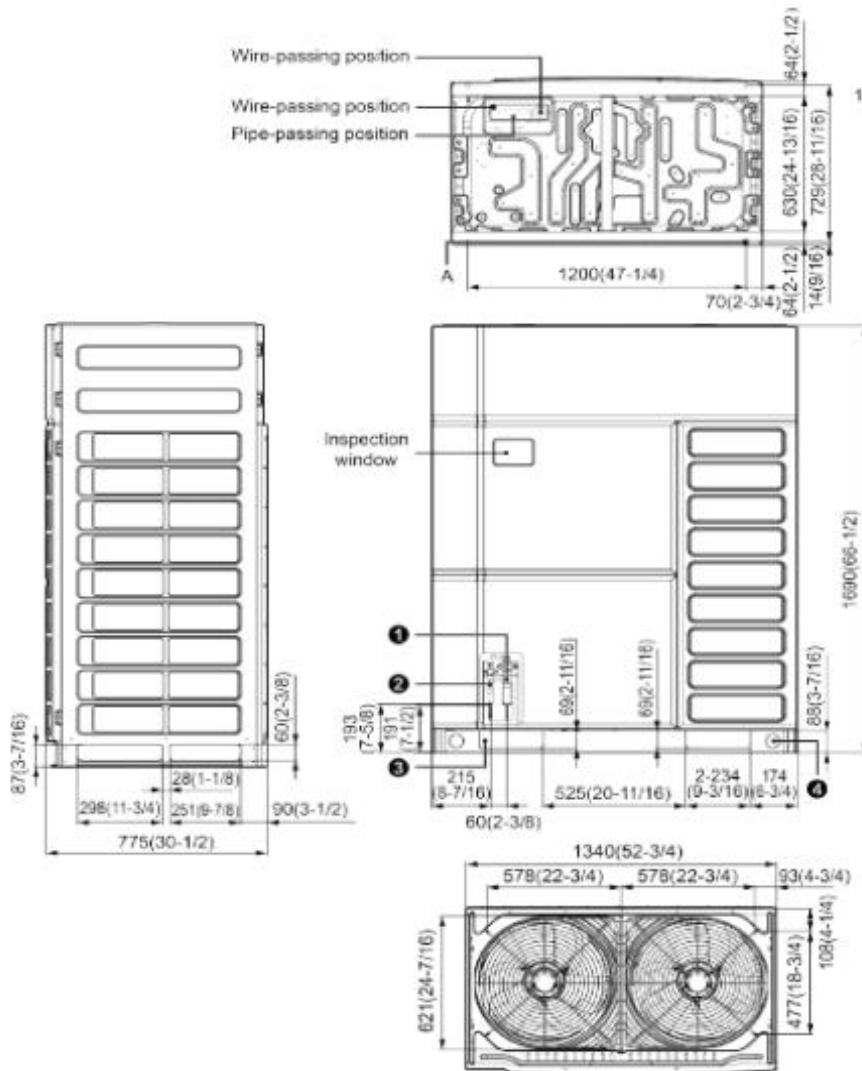
SUBMITTAL DATA - OUTDOOR UNIT

VEP150N432K2

VRF 2nd GEN HIGH EFFICIENCY HEAT PUMP

DIMENSIONAL DRAWINGS

Unit: mm(inch)



NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2023 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-A-0823



SUBMITTAL DATA - OUTDOOR UNIT

VEP210N432K2

VRF 2nd GEN HIGH EFFICIENCY HEAT PUMP

Job Name:

Location:

Schedule No.:

System Designation:

Engineer:

Architect:

Date:

For: _____ Reference _____ Approval _____ Review _____ Construction

FEATURES

- Two-pipe heat pump
- Accelerated complete coil defrost
- Hermetically sealed compressor with crankcase heater
- Thermal and Current protection in Compressor
- Steel casing with baked enameled finish Compressor
- Access to electrical box for ease of maintenance
- High efficiency DC Inverter Scroll compressor
- Compressor mounted on vibration isolation pads
- Subcooling Control Technology
- Plastic Fan Blade
- Intelligent duty cycle operation
- Hydrophilic Aluminum Gold Fin
- No oil balance pipe needed

PRODUCT WARRANTY

Compressor - Seven year limited warranty

All other components - Five year limited warranty

SPECIFICATIONS

PERFORMANCE

Cooling Capacity* (Btu/h)	209,843
EER (W/W)	3.75
IEER (Btu/W)	21.23
	Non ducted 21.90
Cooling Power Input (W)	15,800
Heating Capacity* (Btu/h)	192,780
COP (W/W)	4.08
Heating Power Input (W)	16,900

ELECTRICAL DATA

Power Supply (V / Ph / Hz)	220-240/3/50 - 208-230/3/60
MOCP (A)	100
MCA (A)	90
No. of Compressors	2
No. of Fans	2

GENERAL DATA

Combination Ratio Indoor / Outdoor	50% to 135%
Max. # of Indoor Units	36 units
Sound Pressure Level (dBA)	65
Refrigerant Type	R410a
Factory Refrigerant Charge (lbs / kg)	18.3 / 8.3

DIMENSIONS

Unit Dimensions (in)	Height	66 1/2
	Width	52 3/4
	Depth	30 1/2
Liquid Pipe Connection (in)		5/8
Gas Pipe Connection (in)		1 1/8
Oil Balancing Pipe (in)		3/8
Shipping Weight (lb / kg)		811 / 368
Net Weight (lb)		783 / 355

NOTES:

*Cooling and Heating Capacity data is rated at the following conditions:

Cooling: 80 °F DB / 67 °F WB Indoor; 95 °F DB / 75 °F WB Outdoor

Heating: 70 °F DB, 70 °F WB Indoor; 47 °F DB, 43 °F WB Outdoor



NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2022 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-A-0822



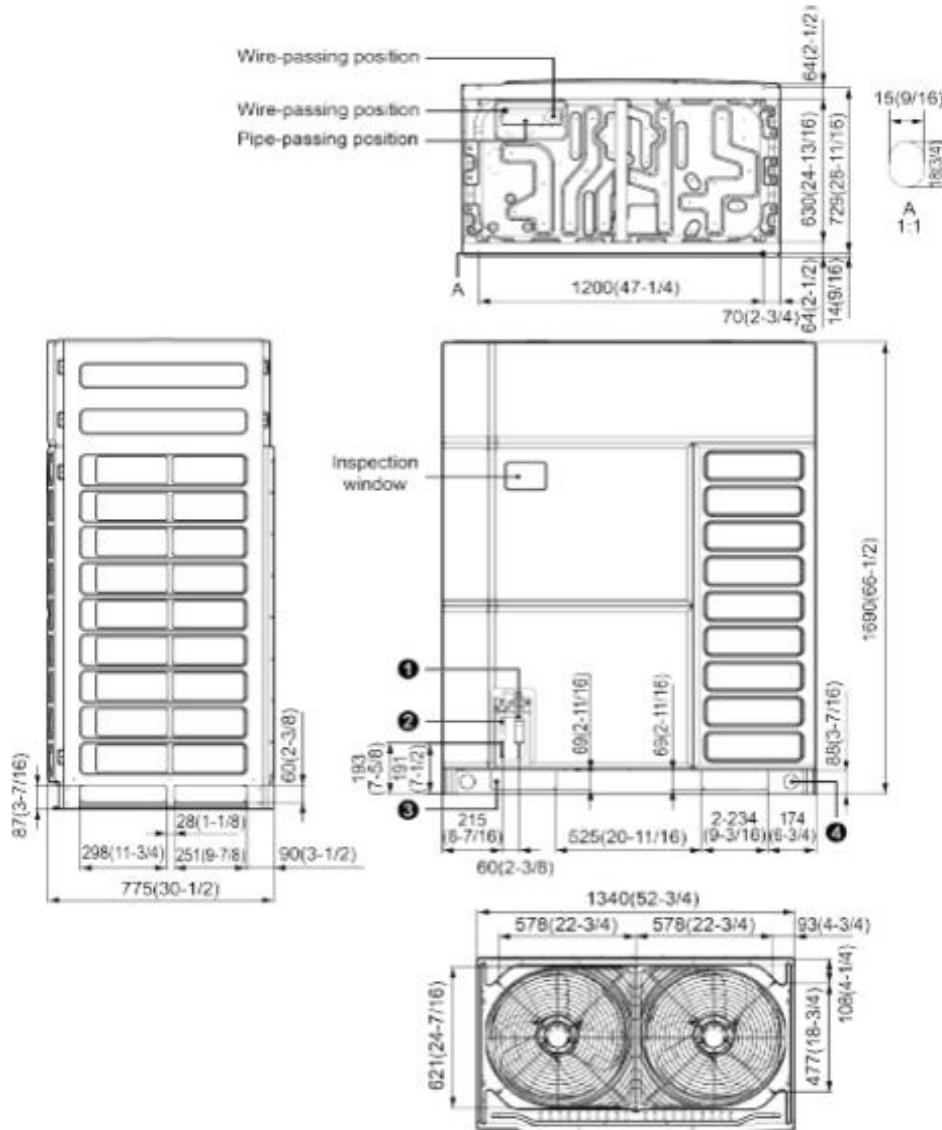
SUBMITTAL DATA - OUTDOOR UNIT

VEP210N432K2

VRF 2nd GEN HIGH EFFICIENCY HEAT PUMP

DIMENSIONAL DRAWINGS

Unit: mm(inch)



NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2022 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-A-0822

UNIDADES EVAPORADORAS TIPO CASSETTE.



SUBMITTAL DATA - INDOOR UNIT

VE8K024N432U

VRF STD 8-WAY CASSETTE TYPE EVAPORATOR
(360° Discharge)

Job Name: _____
Location: _____
Schedule No.: _____
System Designation: _____

Engineer: _____
Architect: _____
Date: _____
For: _____ Reference _____ Approval _____ Review _____ Construction

FEATURES

- Auto Addressing installation
- Integrated Condensate Pump
- Washable Filter
- Auto Restart
- Built-in Electronic Expansion Valve
- Water Overflow Protection
- Replaceable Front Panel
- LED Display
- Anti-Freezing Protection

PRODUCT WARRANTY

All covered components - Five year limited warranty

SPECIFICATIONS

PERFORMANCE

Cooling Capacity* (Btu/h)	24,230
Heating Capacity* (Btu/h)	27,300
Airflow (CFM)	
High	677
Medium	559
Low	500

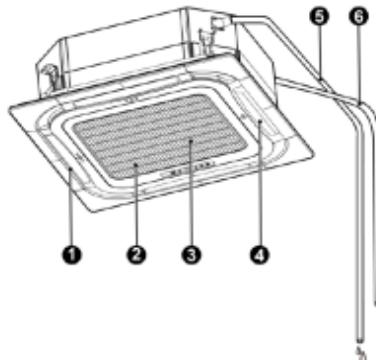
Sound Pressure Level (dBA) H / M / L 37/34/31

ELECTRICAL DATA

Power Supply (V / Hz / Ph)	220-240/50/1 - 208-230/60/1
MOP (A)	6
Rated Current (A)	
Cooling	0.4
Heating	0.4

DIMENSIONS

Unit Dimensions (in)	Height	9 1/2
	Width	33
	Depth	33
Liquid Pipe Connection (in)		3/8
Gas Pipe Connection (in)		5/8
Shipping Weight (lb)		79.4
Net Weight (lb)		61.7



1. Air Outlet
2. Air Filter
3. Grill
4. Louvers
5. Pipe fittings
6. Drain Pipe

NOTES:

*Cooling and Heating Capacity data is rated at the following conditions:

Cooling: 80 °F DB / 67 °F WB Indoor, 95 °F DB Outdoor

Heating: 70 °F DB Indoor, 47 °F DB

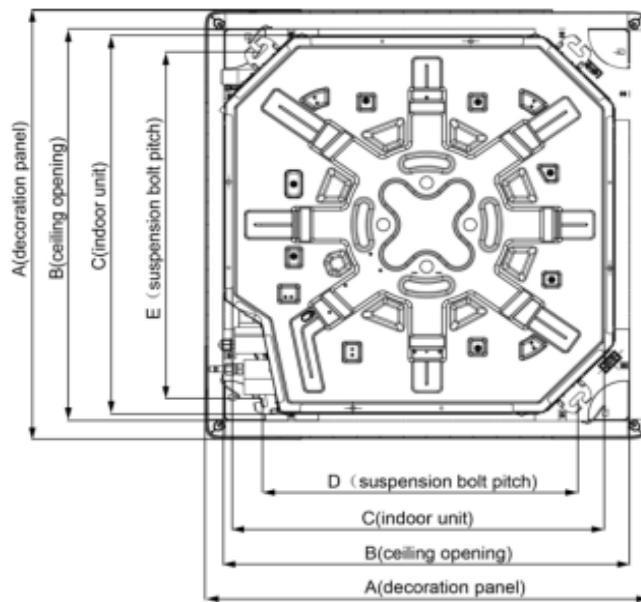
NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2020 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-A-0620



SUBMITTAL DATA - INDOOR UNIT
VE8K024N432U
VRF STD 8-WAY CASSETTE TYPE EVAPORATOR

DIMENSIONAL DRAWINGS



	mm	in
A	950	37.40
B	890	35.04
C	840	33.07
D	680	26.77
E	780	30.71

NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2020 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-A-0620



SUBMITTAL DATA - INDOOR UNIT

VE8K030C432P

**VRF STD 8-WAY CASSETTE TYPE EVAPORATOR
(360° Discharge)**

Job Name: _____
Location: _____
Schedule No.: _____
System Designation: _____

Engineer: _____
Architect: _____
Date: _____
For: _____ Reference _____ Approval _____ Review _____ Construction

FEATURES

- Auto Addressing installation
- Integrated Condensate Pump
- Washable Filter
- Auto Restart
- Built-in Electronic Expansion Valve
- Water Overflow Protection
- Replaceable Front Panel
- LED Display
- Anti-Freezing Protection

PRODUCT WARRANTY

All covered components - Five year limited warranty

SPECIFICATIONS

PERFORMANCE

Cooling Capacity* (Btu/h)	30,000
Heating Capacity* (Btu/h)	34,000
Airflow (CFM)	
High	735
Medium	590
Low	530

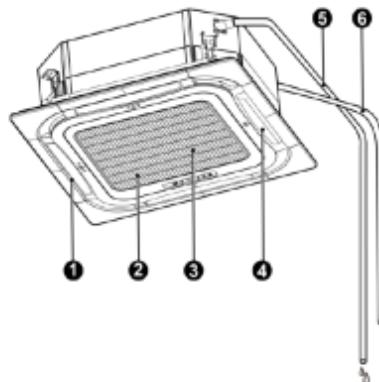
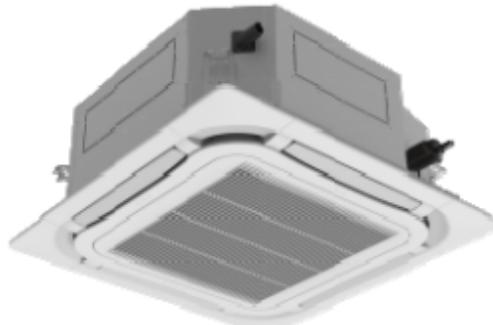
Sound Pressure Level (dBA) H / M / L 38/34/31

ELECTRICAL DATA

Power Supply (V / Hz / Ph)	208-230/60/1
MOCP (A)	6
MCA (A)	1
Rated Current (A)	
Cooling	0.4
Heating	0.4

DIMENSIONS

Unit Dimensions (in)	Height	11 3/8
	Width	33
	Depth	33
Liquid Pipe Connection (in)		3/8
Gas Pipe Connection (in)		5/8
Shipping Weight (lb)		93
Net Weight (lb)		73



1. Air Outlet
2. Air Filter
3. Grill
4. Louvers
5. Pipe fittings
6. Drain Pipe

NOTES:

*Cooling and Heating Capacity data is rated at the following conditions:

Cooling: 80 °F DB / 67 °F WB Indoor, 95 °F DB Outdoor

Heating: 70 °F DB Indoor, 47 °F DB

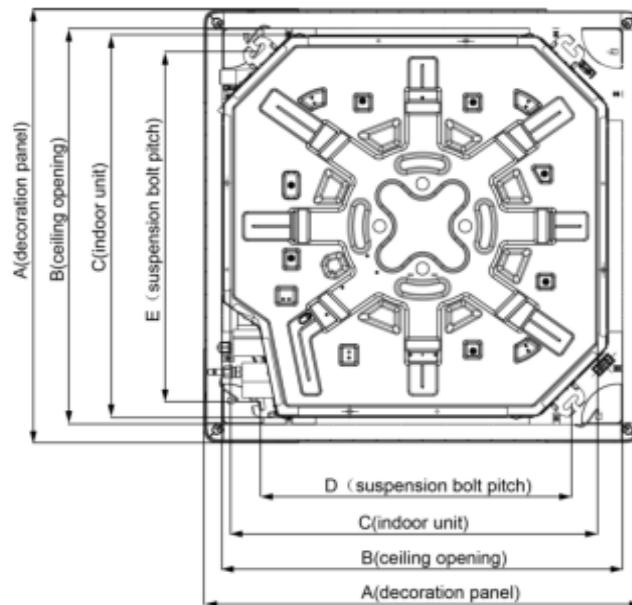
NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2021 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-A-0121



SUBMITTAL DATA - INDOOR UNIT
VE8K030C432P
VRF STD 8-WAY CASSETTE TYPE EVAPORATOR

DIMENSIONAL DRAWINGS



	mm	in
A	950	37.40
B	890	35.04
C	840	33.07
D	680	26.77
E	780	30.71

NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2021 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-A-0121



SUBMITTAL DATA - INDOOR UNIT

VE8K038N432U

VRF STD 8-WAY CASSETTE TYPE EVAPORATOR (360° Discharge)

Job Name: _____
 Location: _____
 Schedule No.: _____
 System Designation: _____

Engineer: _____
 Architect: _____
 Date: _____
 For: _____ Reference _____ Approval _____ Review _____ Construction

FEATURES

- Auto Addressing Installation
- Integrated Condensate Pump
- Auto Restart
- Built-in Electronic Expansion Valve
- Replaceable Front Panel
- LED Display
- Washable Filter
- Water Overflow Protection
- Anti-Freezing Protection

PRODUCT WARRANTY

All covered components - Five year limited warranty

SPECIFICATIONS

PERFORMANCE

Cooling Capacity* (Btu/h)	38,210
Heating Capacity* (Btu/h)	42,650
Airflow (CRM)	
High	971
Medium	765
Low	647

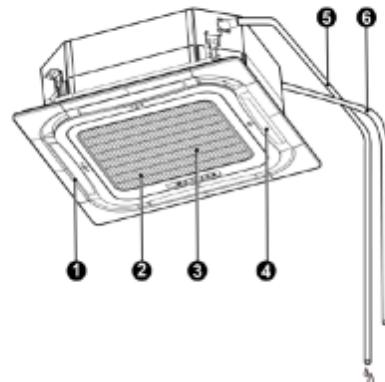
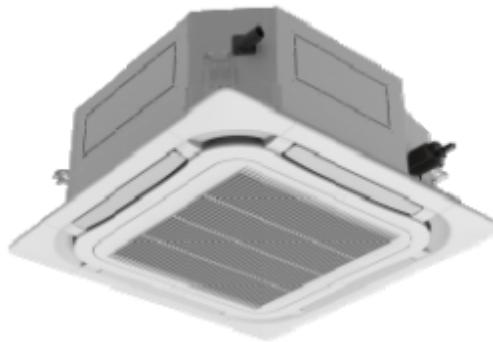
Sound Pressure Level (dBA) H / M / L 43/41/39

ELECTRICAL DATA

Power Supply (V / Hz / Ph)	220-240/50/1 - 208-230/60/1
MOP (A)	6
Rated Current (A)	
Cooling	0.6
Heating	0.6

DIMENSIONS

Unit Dimensions (in)	Height	11 3/8
	Width	33
	Depth	33
Liquid Pipe Connection (in)		3/8
Gas Pipe Connection (in)		5/8
Shipping Weight (lb)		92.6
Net Weight (lb)		72.8



1. Air Outlet

2. Air Filter

3. Grill

4. Louvers

5. Pipe fittings

6. Drain Pipe

NOTES:

*Cooling and Heating Capacity data is rated at the following conditions:

Cooling: 80 °F DB / 67 °F WB Indoor, 95 °F DB Outdoor

Heating: 70 °F DB Indoor, 47 °F DB

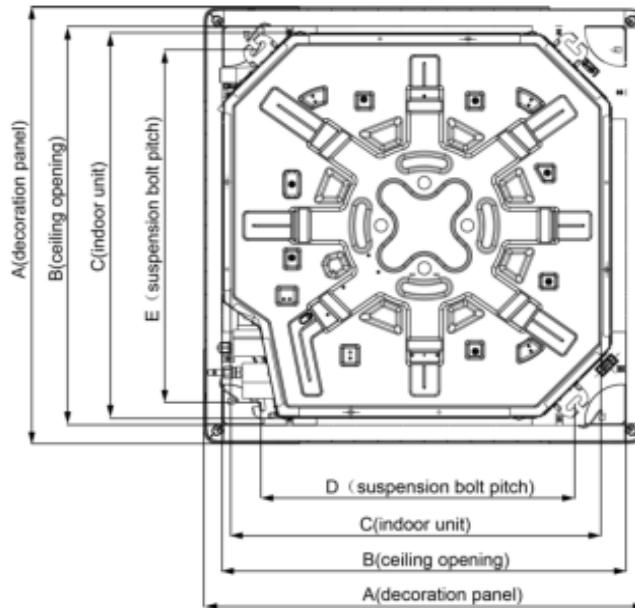
NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2020 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-B-0920



SUBMITTAL DATA - INDOOR UNIT
VE8K038N432U
VRF STD 8-WAY CASSETTE TYPE EVAPORATOR

DIMENSIONAL DRAWINGS



	mm	in
A	950	37.40
B	890	35.04
C	840	33.07
D	680	26.77
E	780	30.71

NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2020 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-B-0920



SUBMITTAL DATA - INDOOR UNIT

VE8K048N432U

VRF STD 8-WAY CASSETTE TYPE EVAPORATOR

(360° Discharge)

Job Name: _____
 Location: _____
 Schedule No.: _____
 System Designation: _____

Engineer: _____
 Architect: _____
 Date: _____
 For: _____ Reference _____ Approval _____ Review _____ Construction

FEATURES

- Auto Addressing Installation
- Integrated Condensate Pump
- Washable Filter
- Auto Restart
- Built-in Electronic Expansion Valve
- Water Overflow Protection
- Replaceable Front Panel
- LED Display
- Anti-Freezing Protection

PRODUCT WARRANTY

All covered components - Five year limited warranty

SPECIFICATIONS

PERFORMANCE

Cooling Capacity* (Btu/h)	47,700
Heating Capacity* (Btu/h)	54,590
Airflow (CRM)	
High	871
Medium	765
Low	647

Sound Pressure Level (dBA) H / M / L 43/41/39

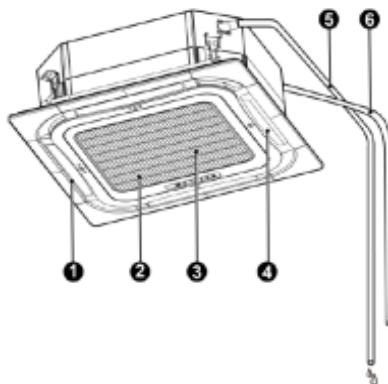
ELECTRICAL DATA

Power Supply (V / Hz / Ph)	220-240/50/1 - 208-230/60/1
MOP (A)	6
Rated Current (A)	
Cooling	0.6
Heating	0.6

DIMENSIONS

Unit Dimensions (in)	Height	11 3/8
	Width	33
	Depth	33

Liquid Pipe Connection (in)	3/8
Gas Pipe Connection (in)	5/8
Shipping Weight (lb)	92.6
Net Weight (lb)	72.8



1. Air Outlet
2. Air Filter
3. Grill
4. Louvers
5. Pipe fittings
6. Drain Pipe

NOTES:

*Cooling and Heating Capacity data is rated at the following conditions:

Cooling: 80 °F DB / 67 °F WB Indoor, 95 °F DB Outdoor

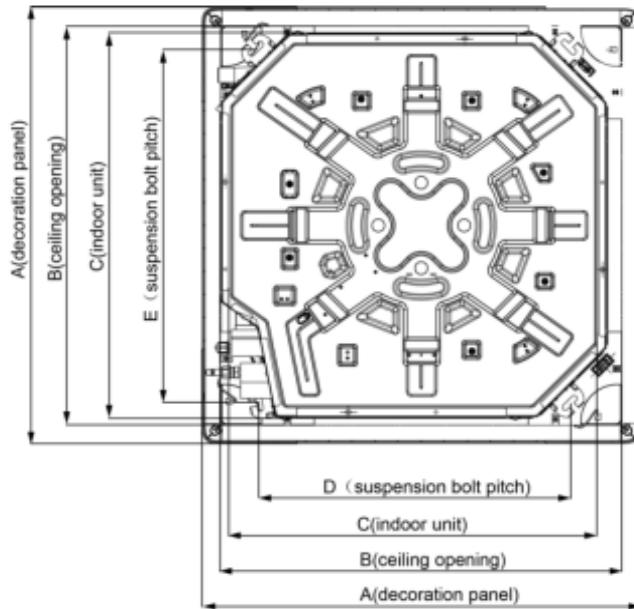
Heating: 70 °F DB Indoor, 47 °F DB

NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2020 Lennox Industries Inc.



**SUBMITTAL DATA - INDOOR UNIT
VE8K048N432U
VRF STD 8-WAY CASSETTE TYPE EVAPORATOR**

DIMENSIONAL DRAWINGS



	mm	in
A	950	37.40
B	890	35.04
C	840	33.07
D	680	26.77
E	780	30.71

NOTE – Due to Lennox' ongoing commitment to quality, Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice and without incurring liability. Improper installation, adjustment, alteration, service or maintenance can cause property damage or personal injury. Installation and service must be performed by a qualified installer and servicing agency. ©2020 Lennox Industries Inc.

Submittal Rev-B-0521

Anexo 42. Instalación

➤ Instalación de la unidad interior.

- Verificación estructural del techo: Antes de la instalación, se debe asegurar que la estructura del techo donde se fijará la unidad tenga la resistencia suficiente para soportar el peso del equipo y su funcionamiento continuo, evitando deformaciones o desprendimientos.
- No debe haber ninguna obstrucción cerca de la entrada y la salida de aire: Es fundamental que el flujo de aire no se vea limitado por elementos del mobiliario, luminarias, vigas o paredes cercanas, para garantizar una distribución uniforme de la climatización.
- Las distancias mínimas alrededor de la unidad permiten realizar inspecciones, limpieza de filtros y acceso a componentes internos sin necesidad de desmontar todo el equipo. Respete la distancia de instalación indicada en la figura.
- La ubicación de instalación debe estar alejada de fuentes de calor, gases inflamables o explosivos, o de la contaminación atmosférica.
- Nivelación precisa: La unidad debe instalarse completamente nivelada para asegurar un drenaje adecuado del agua de condensación y evitar ruidos o vibraciones indeseadas durante el funcionamiento.

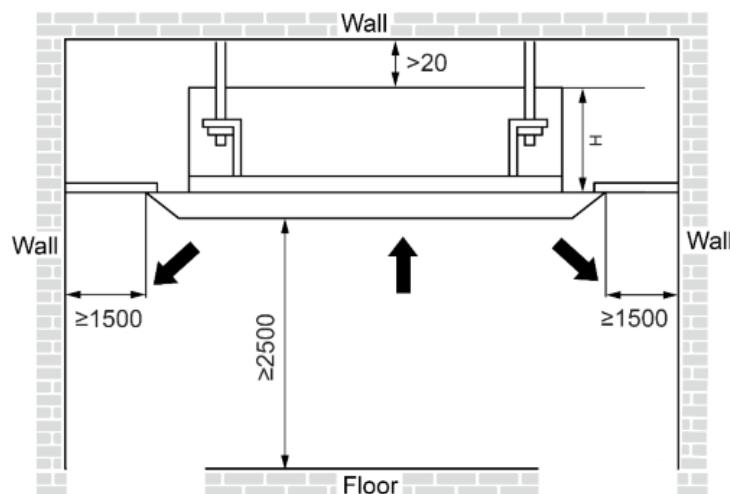


Figura 28. Dimensiones para instalación (Lennox, 2020).

La instalación correcta del panel decorativo de la unidad cassette es fundamental tanto para la funcionalidad como para la estética del sistema. Una instalación incorrecta puede causar varios problemas operativos y visuales, entre ellos:

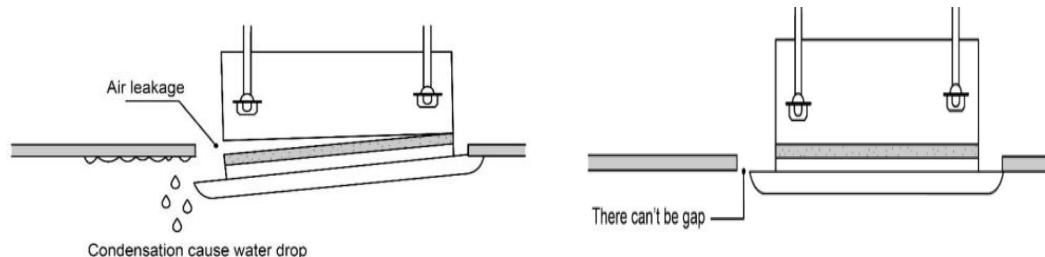
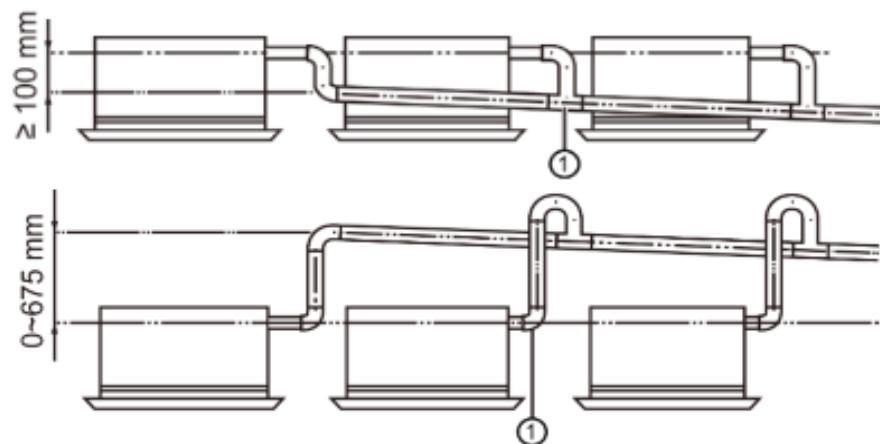


Figura 29. Gotas de agua debido a la mala instalación del panel (Lennox, 2020).

➤ **Instalación de tuberías de drenaje.**

- Evite conexiones a tuberías de desagüe comunes: No se permite conectar la tubería de drenaje de condensado a desagües sanitarios u otras tuberías que puedan generar gases, vapores corrosivos o malos olores, ya que estos pueden ingresar a la unidad interior y afectar su funcionamiento o provocar daños a largo plazo.
- La tubería de drenaje debe ser del mismo diámetro o mayor que la tubería de conexión recomendada. Generalmente se utiliza tubería de PVC con un diámetro exterior de 25 mm y un espesor mínimo de 1,5 mm, lo cual garantiza un flujo adecuado del agua de condensación y evita obstrucciones.
- Pendiente mínima para flujo por gravedad: Es fundamental que la tubería se instale con una pendiente descendente de al menos el 1 % en toda su longitud, para asegurar el drenaje por gravedad y evitar la acumulación de agua en puntos bajos.
- Para asegurar un flujo continuo y sin bloqueos, se recomienda minimizar el número de codos o giros bruscos.
- Verificación de fugas y pruebas de drenaje: Una vez instalada, la tubería debe ser inspeccionada para confirmar que no existan fugas, y se debe realizar una prueba de drenaje vertiendo agua manualmente para asegurar que fluya correctamente hasta el desagüe final.



①-Drainage pipes assembled by T-shaped joints

Figura 30. Pendiente para instalación de tubería de drenaje (Lennox, 2020).

- Para evitar que se hunda; instale el soporte de suspensión a intervalos de 1000~1500 mm.

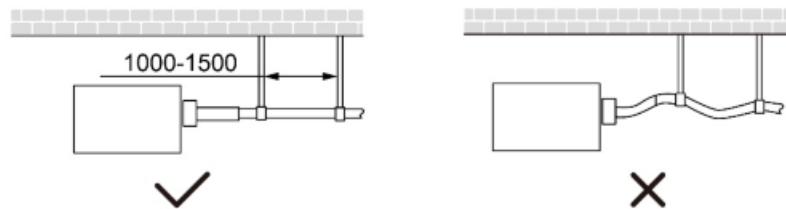


Figura 31. Soportes para instalación de tubería de drenaje (Lennox, 2020).

- La tubería horizontal de drenaje no debe conectarse a la tubería vertical al mismo nivel. Esta configuración puede provocar retornos de agua o bloqueos. En su lugar, debe emplearse una unión en ángulo descendente, tal como se muestra en las figuras técnicas que acompañan esta sección. Esta disposición garantiza que el flujo siga una trayectoria libre de contrapresión.

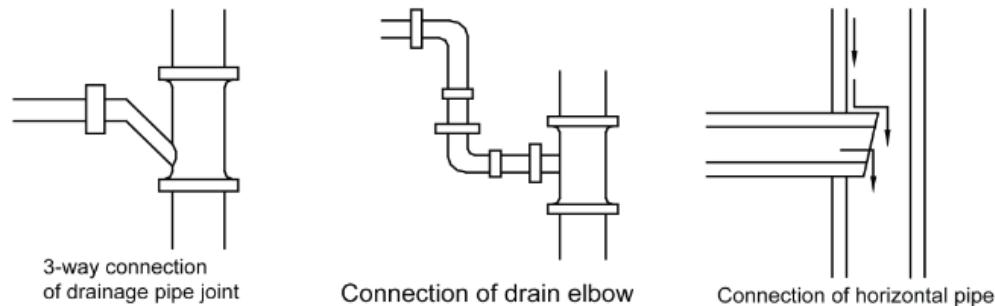


Figura 32. Formas de conexión a una tubería vertical (Lennox 2020).

➤ **Instalación de la unidad exterior.**

- Instale la unidad exterior en un lugar que pueda soportar el peso de la unidad y asegúrese de que esta no se sacuda ni se caiga.
- Nunca exponga fuertemente la unidad a la luz directa del sol ni a la lluvia. Instale la unidad en un lugar donde esté protegida del polvo, de vientos fuertes como tifones y de terremotos.
- Trate de mantener la unidad alejada de gas combustible, inflamable y corrosivo o gas de escape.
- Deje espacio para el intercambio de calor y el servicio técnico para garantizar el funcionamiento normal de la unidad.

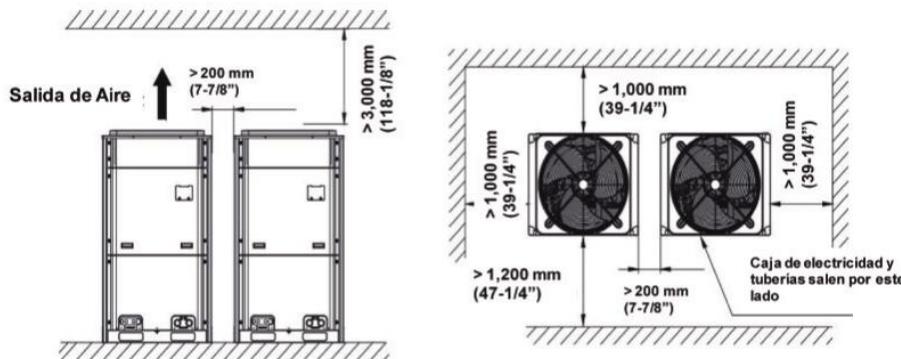


Figura 33. Distancias de separación para un sistema de dos módulos (Lennox, 2020).

- En caso de que haya un techo (o una obstrucción similar) de la unidad, mantenga una distancia de al menos 3000 mm (118-1/8 in) o más entre la parte superior de la unidad y el techo.

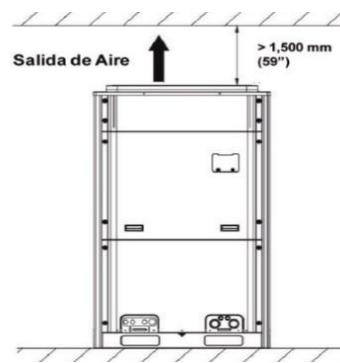


Figura 34. Distancia entre el techo y la unidad exterior (Lennox, 2020).

➤ **Instalación de la tubería del refrigerante.**

- Antes de iniciar la instalación, compruebe que la diferencia de altura entre la unidad evaporadora y la condensadora, así como la longitud total de la tubería, estén dentro de los límites establecidos por el fabricante. Exceder estos límites puede afectar el rendimiento del sistema y provocar fallas prematuras.
- Siempre mantenga los extremos de las tuberías sellados con tapas plásticas o cinta, especialmente durante el tendido. Esto evita la entrada de humedad, polvo o residuos que puedan dañar los componentes internos del sistema. Solo retire los sellos justo antes de realizar la conexión.
- Asegúrese de aislar completamente cualquier tubería de campo, desde su salida hasta la entrada en la unidad interior o exterior. Las tuberías sin aislamiento pueden generar condensación, fugas o riesgo de quemaduras al contacto. Use aislamiento de celda cerrada con grosor recomendado (mínimo 10 mm para líneas de succión).
- Para el abocardado realice un corte limpio y recto con una cortadora adecuada, eliminando todas las rebabas internas y externas para evitar obstrucciones o daños en la unión. El abocardado debe ser uniforme, sin grietas ni deformaciones, con un ángulo de 45° , y su superficie debe estar lisa para asegurar un cierre hermético con la tuerca. Algunos fabricantes recomiendan aplicar unas gotas de aceite refrigerante en la zona abocardada para facilitar el ajuste y proteger las roscas.

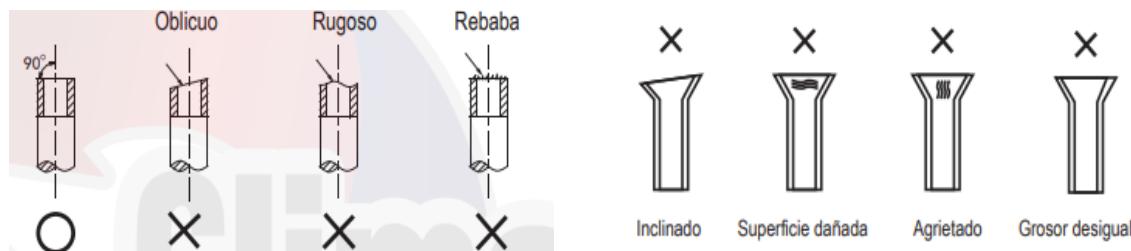


Figura 35. Formas de conexión a una tubería vertical (Lennox, 2020).

- Torsión de apriete adecuada; Use una llave dinamométrica calibrada para ajustar las uniones según el par de apriete recomendado por el fabricante. El sobre apriete puede deformar el ensanchado y provocar fugas; el apriete insuficiente también es riesgoso.

Par de apriete de la tuerca	
Diámetro de la tubería (mm)	Par motor (N·m)
Φ6.35	15-30
Φ9.52	35~40
Φ12.7	45~50
Φ15.9	60~65

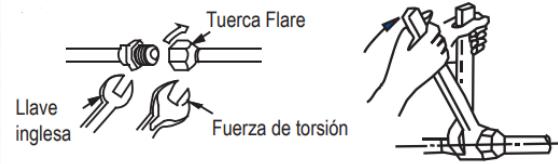
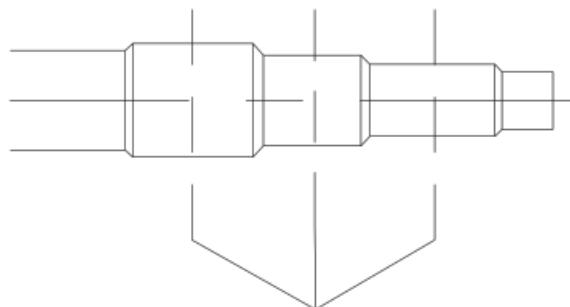


Figura 36. Formas de conexión a una tubería vertical (Lennox, 2020).

- La longitud equivalente de cada derivación en Y es de aproximadamente 0.5m (19-5/8in.). Normalmente, la longitud de la tubería desde la primera derivación de la UI hasta la UI más alejada es de 40 m (131-1 / 4 pies).
- El distribuidor tiene varias secciones para conectar tubos de diferentes medidas. Use un cortatubo para cortar en medio de la sección deseada. Elimine la rebarba y asperezas.



Corte desde el centro

Figura 37. conexión del distribuidor Y con la tubería de cobre (Lennox, 2020).

- En un sistema de VRF múltiple, cada tubo de cobre debe etiquetarse para evitar una conexión incorrecta.
- La longitud de un tubo recto entre dos distribuidores no puede ser inferior a 500 mm (19 11/16 in).
- La longitud de un tubo recto antes del orificio del tubo principal del distribuidor no puede ser inferior a 500 mm (19-11/16 in). La longitud de un tubo recto entre la derivación del distribuidor y la UI no puede ser inferior a 500 mm (19-11/16 in).

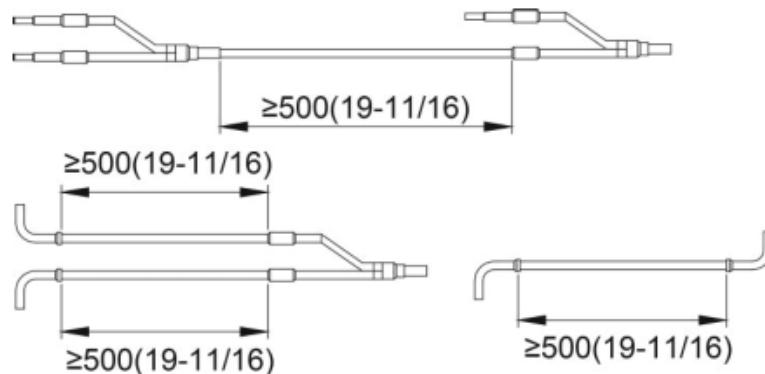


Figura 38. Distancias recomendadas para las Branch tipo Y (Lennox, 2020).

- Para garantizar la estabilidad mecánica y la correcta distribución del refrigerante en la instalación, el distribuidor tipo Y debe contar con tres puntos de fijación tanto en orientación horizontal como vertical. Estos puntos deben colocarse estratégicamente para evitar tensiones en las soldaduras y vibraciones en el sistema:
 - Punto de fijación 1: a 100 mm (4 pulgadas) desde el punto de soldadura hacia la entrada del distribuidor.
 - Punto de fijación 2: a 200 mm (7-7/8 pulgadas) desde el punto de soldadura de la salida del distribuidor hasta la varilla de suspensión.
 - Punto de fijación 3: a 250 mm (9-5/6 pulgadas) desde otro punto de soldadura de la salida hacia su correspondiente varilla de suspensión.

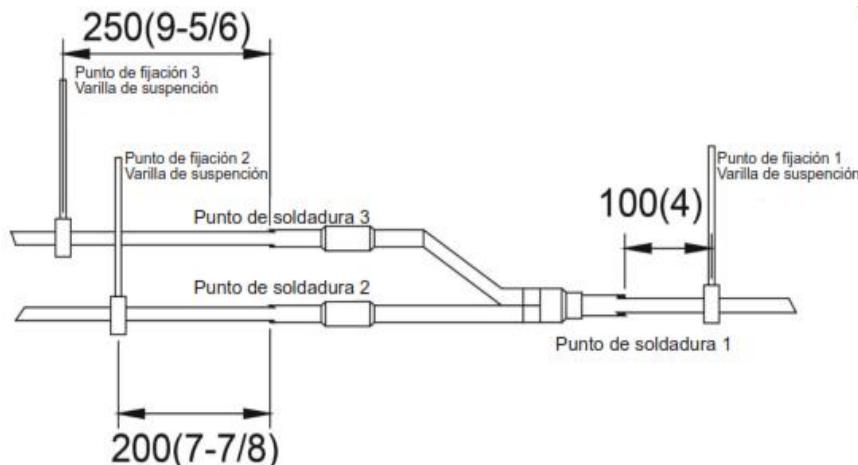


Figura 39. Puntos de fijación para instalación del distribuidor tipo Y (Lennox, 2020).

1. Mantenimiento periódico.

Tabla 40. Mantenimiento periódico para las unidades de climatización.

Unidad	Elemento de mantenimiento	Intervalo	Técnicos calificados
Unidad interior	Limpie el filtro de aire.	Al menos una vez al mes	-
	Limpie la bandeja de drenaje de condensado.	Una vez al año	Requerido
	Limpiar el intercambiador de calor	Una vez al año	Requerido
	Limpie el tubo de drenaje de condensado.	Una vez cada 4 meses	Requerido
Unidad exterior	Limpie el intercambiador de calor en el exterior de la unidad.	Una vez cada 4 meses	Requerido
	Limpie el intercambiador de calor en el interior de la unidad.	Una vez al año	Requerido
	Limpiar los componentes eléctricos con chorros de aire.	Una vez al año	Requerido
	Verifique que todos los componentes eléctricos estén firmemente apretados.	Una vez al año	Requerido
	Limpiar el ventilador.	Una vez al año	Requerido
	Verifique que los conjuntos de ventiladores estén firmemente apretados.	Una vez al año	Requerido
	Limpie la bandeja de drenaje de condensado.	Una vez al año	Requerido

Fuente: Elaboración propia.

2. Posibles Fallas del Sistema y Soluciones Recomendadas.

Tabla 41. Soluciones de los problemas más comunes.

Problema	Solución
El aire acondicionado no funciona al reiniciarse.	Debido al mecanismo de protección, el aparato no se pone en funcionamiento inmediatamente para evitar una sobrecarga.

El aire acondicionado no funciona en absoluto.	<ul style="list-style-type: none">-Compruebe si la alimentación esta encendida y luego opere el aire acondicionado de nuevo.-Verifique si el interruptor de alimentación auxiliar está encendido.-Si el interruptor de alimentación auxiliar esta apagado, el aire acondicionado no funciona, aunque presione el botón (Encendido).- Cuando limpie el aire acondicionado, apague el interruptor de alimentación.-Después de que el aire acondicionado no se utilice durante un período prolongado de tiempo, asegúrese de encender el interruptor de alimentación auxiliar 6 horas antes de iniciar el funcionamiento.
Temperatura no cambia.	Compruebe si el modo Ventilador está funcionando. En este modo, el aire acondicionado controla automáticamente la temperatura establecida y no se puede modificar.
Velocidad del ventilador no cambia	Compruebe si el modo Automático o Seco está activado. En estos modos, el aire acondicionado controla automáticamente la velocidad del ventilador y no es posible modificarla.
El sistema no logra enfriar correctamente.	<ul style="list-style-type: none">-Compruebe si el filtro de aire esta obstruido. Un filtro con polvo puede reducir la eficiencia de refrigeración y calefacción. Limpie el filtro de aire con frecuencia.-Si hay una cubierta en la unidad exterior o hay algún obstáculo cerca de ella, retírelo.-Instale la unidad exterior en un lugar bien ventilado. Evite lugares expuestos a la luz solar directa o cerca de aparatos de calefacción.-Coloque un protector solar sobre la unidad exterior para protegerla de la luz solar directa.

Olores desagradables impregnán la habitación.	<p>-Si el aire acondicionado funciona en una zona con humo o hay olor que entra desde el exterior, ventile adecuadamente la habitación.</p> <p>-Si tanto la temperatura como la humedad interior son altas, opere el aire acondicionado en modo Limpieza o Ventilador durante 1 a 2 horas.</p> <p>-Si el aire acondicionado no ha sido utilizado durante un período prolongado, limpie la unidad interior y luego haga funcionar el aire acondicionado en el modo Ventilador durante 3 a 4 horas para secar el interior de la unidad interior y eliminar los olores desagradables.</p> <p>-Si el filtro de aire está bloqueado con suciedad, límpielo.</p>
Se observa fuga de agua en las conexiones de las tuberías de la unidad exterior.	Puede formarse condensación debido a la diferencia de temperatura. Esto es una condición normal.

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 43. Planos arquitectónicos del edificio educativo.

Este trabajo es la copia de los planos, que propiedad de la UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA (UNI). Se prohíbe su reproducción, en su totalidad o en parte, sin el debido consentimiento explícito y por escrito de la UNI.

Las firmas y sellos originales, deberán aparecer en cada copia de los planos originales.

ARQUITECTURA Personal 0001

ESTRUCTURA Msc. Ing. Yader Jaénque Márquez

ELECTRÓNICA

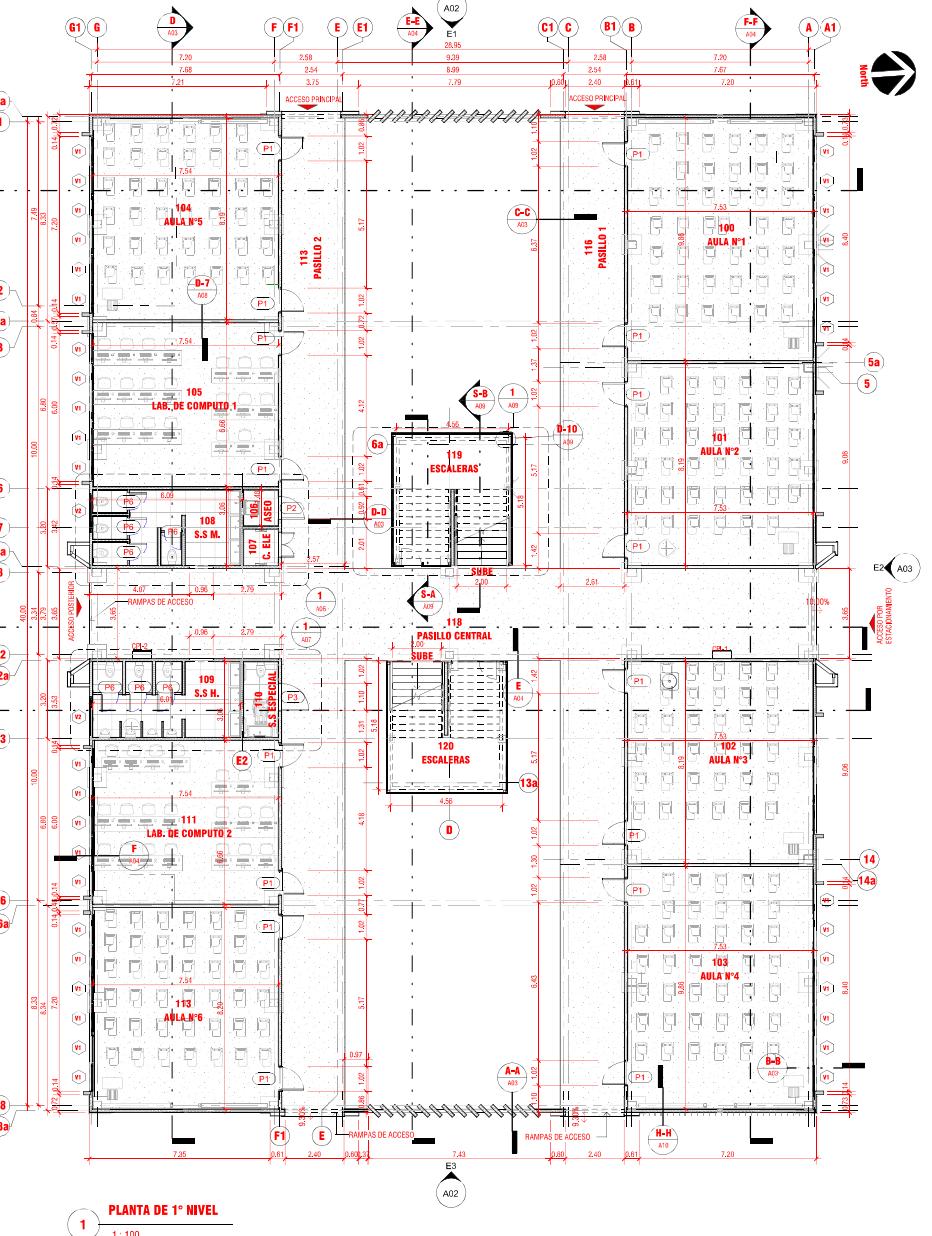
HIDRÁULICA Ing. Cesar Agustín Gómez

TODOS LOS PLANOS

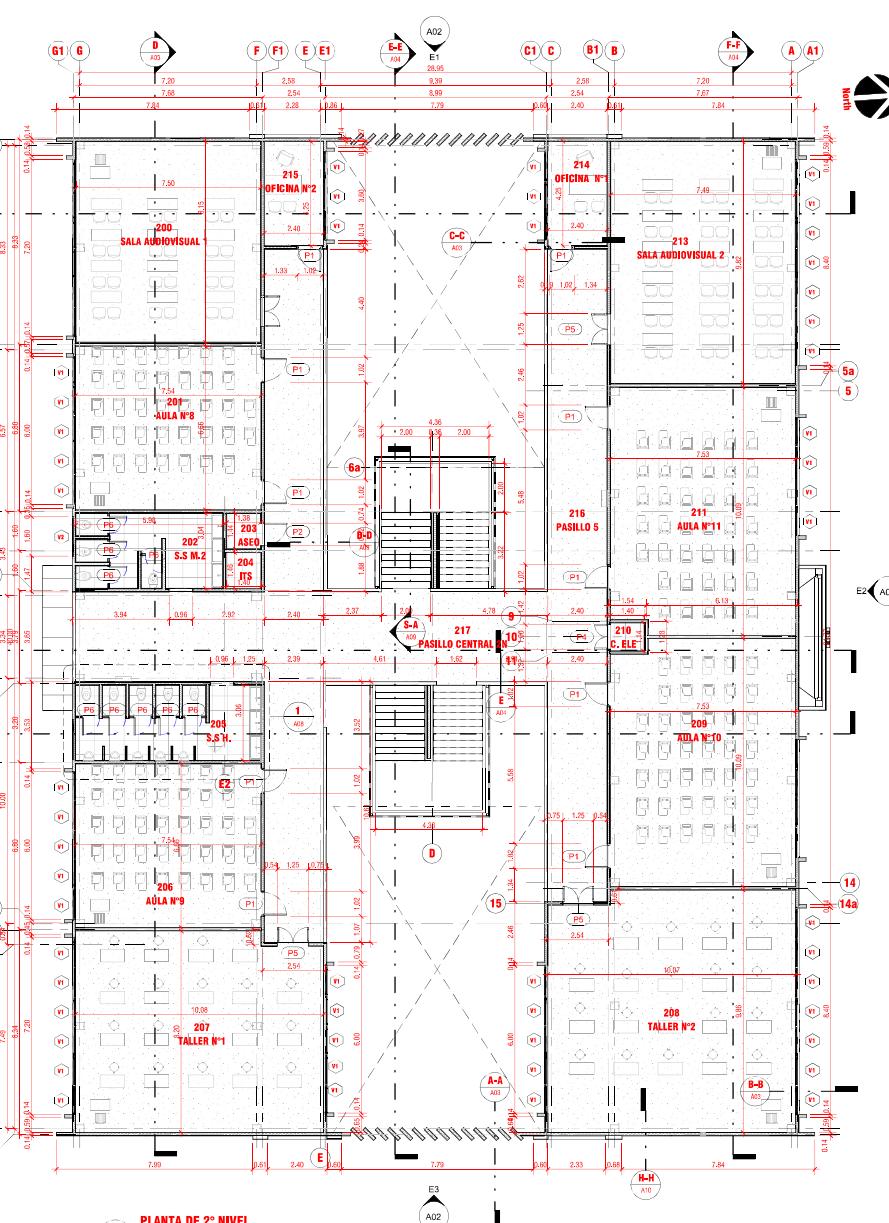
Ing. José Hernández Hernández

CONSTRUCCIÓN DE EDIFICIO EDUCATIVO

PLANTAS ARQUITECTÓNICAS



PLANTA DE 2º NIVEL
1:100



El diseño y los planos, son propiedad de la UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - UNI. Se prohíbe su reproducción total o parcial sin el debido consentimiento explícito y por escrito.

Las tramas y otros originales, deberán aparecer en cada copia de los planos originales.

ARQUITECTURA Personal ODI

ESTRUCTURA Msc. Ing. Yader Jaquín Molinari

ELECTRICO CA

HIDRAULICA Ing. Cesar Agusto Gómez

TOPOGRAFIA Ing. José Hernández Hernández

CONSTRUCCIÓN DE EDIFICIO EDUCATIVO

PLANTA DE TECHOS, ELEVACIONES Y SECCIONES ARQUITECTÓNICAS

PROYECTO: CONSTRUCCIÓN DE EDIFICIO EDUCATIVO

NOTAS GENERALES

El diseño es una obra reservada por el autor de derechos de menor calidad que los que aquí indicados. No se permite su reproducción total o parcial ni su explotación económica sin el consentimiento escrito del autor. Se prohíben las modificaciones o cambios hechas en privado, sin la autorización del autor.

REVISIONES:

COLABORACIÓN:

REVISO:

PROPIETARIO:

Lugar:

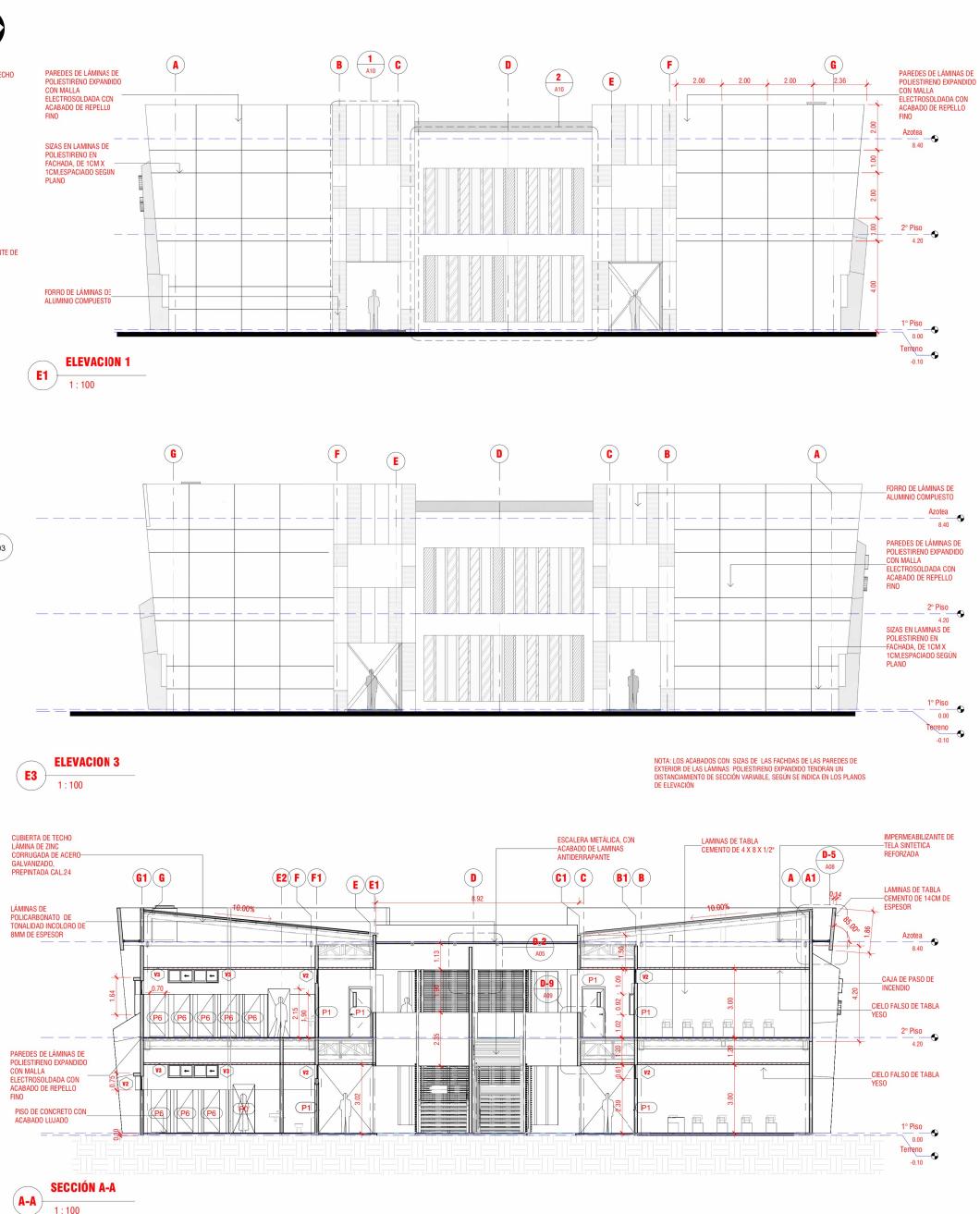
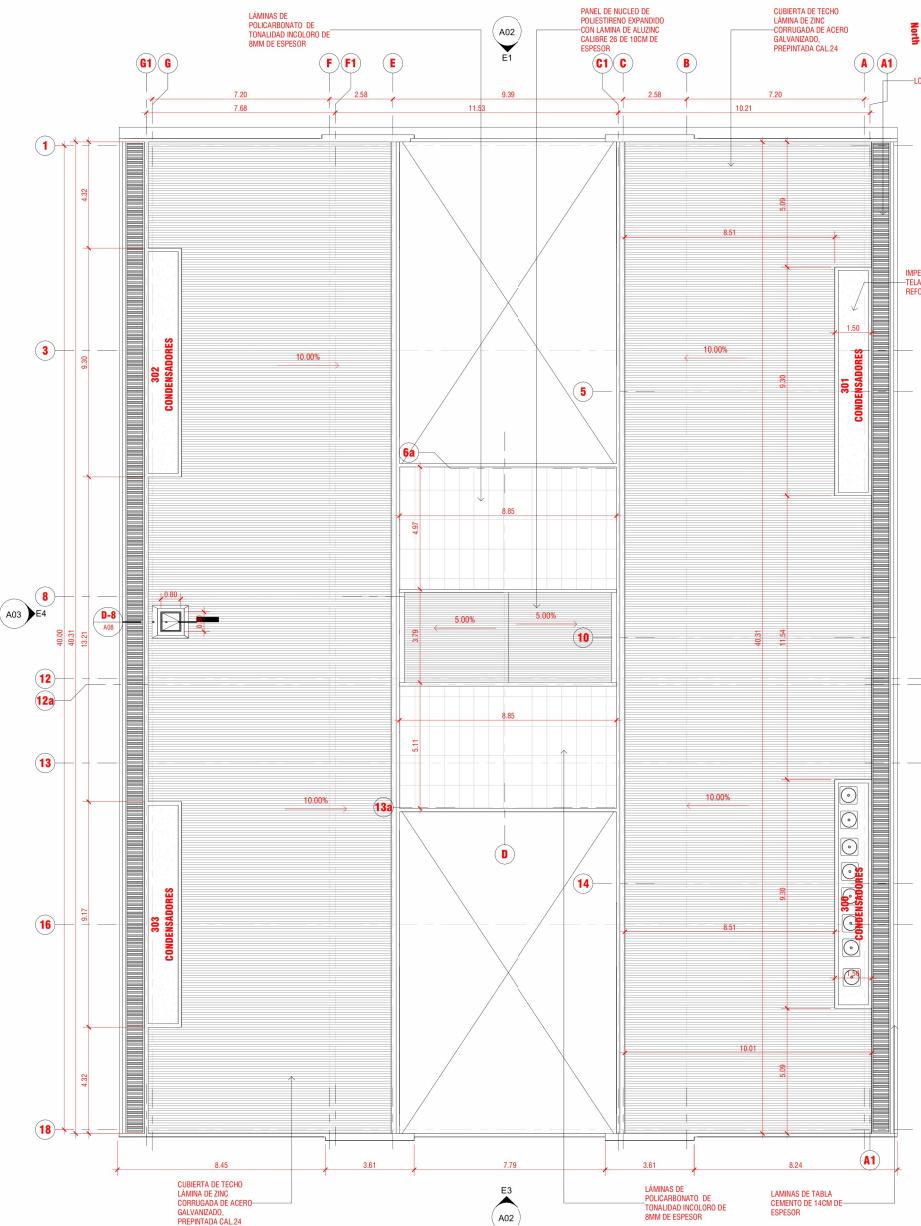
Fecha:

Escala:

A

NÚMERO TOTAL

A02 11



El diseño y los planos, son propiedad de la UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA UNI. Se prohíbe su reproducción total o parcial sin el debido consentimiento explícito y por escrito.

Las firmas y sellos originales, deberán aparecer en cada copia de los planos originales.

ARQUITECTURA Personal ODI

ESTRUCTURA Msc. Ing. Yader Jairón Molinari

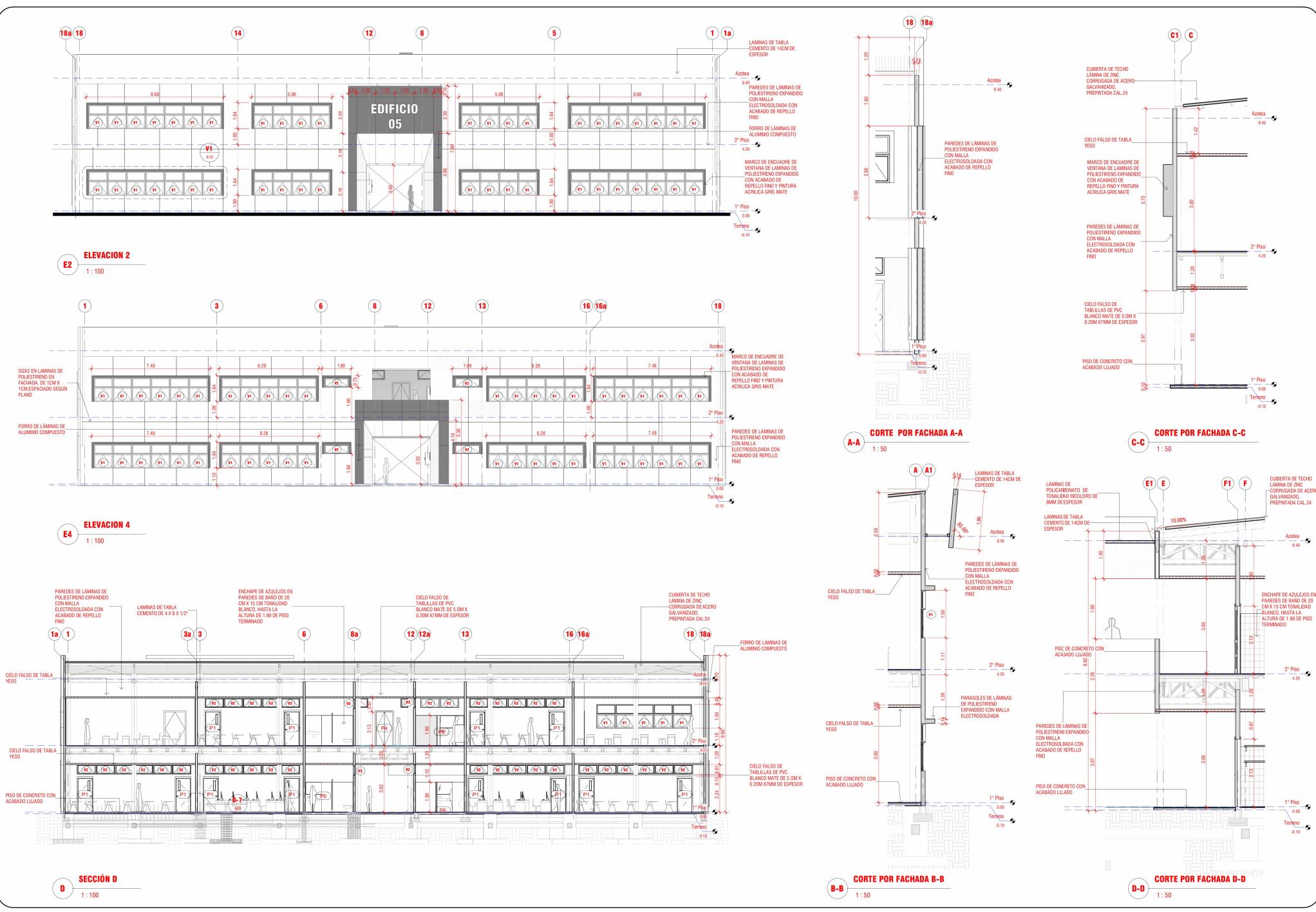
ELECTRICOAD

HERMÁLICA Ing. Cesar Agusto Gómez

TOPOGRAFIA Ing. José Hernández Hernández

CONSTRUCCIÓN DE EDIFICIO EDUCATIVO

ELEVACIONES, SECCIONES ARQUITECTONICAS Y CORTE POR FACHADA



El diseño y los planos, son propiedad de la UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA UNI. Se prohíbe su reproducción total o parcial sin el debido consentimiento explícito y por escrito del autor.

Las firmas y sellos originales, deberán aparecer en cada copia de los planos originales.

ARQUITECTURA Personal 0001

ESTRUCTURA Msc. Ing. Yadier Jairón Molinao

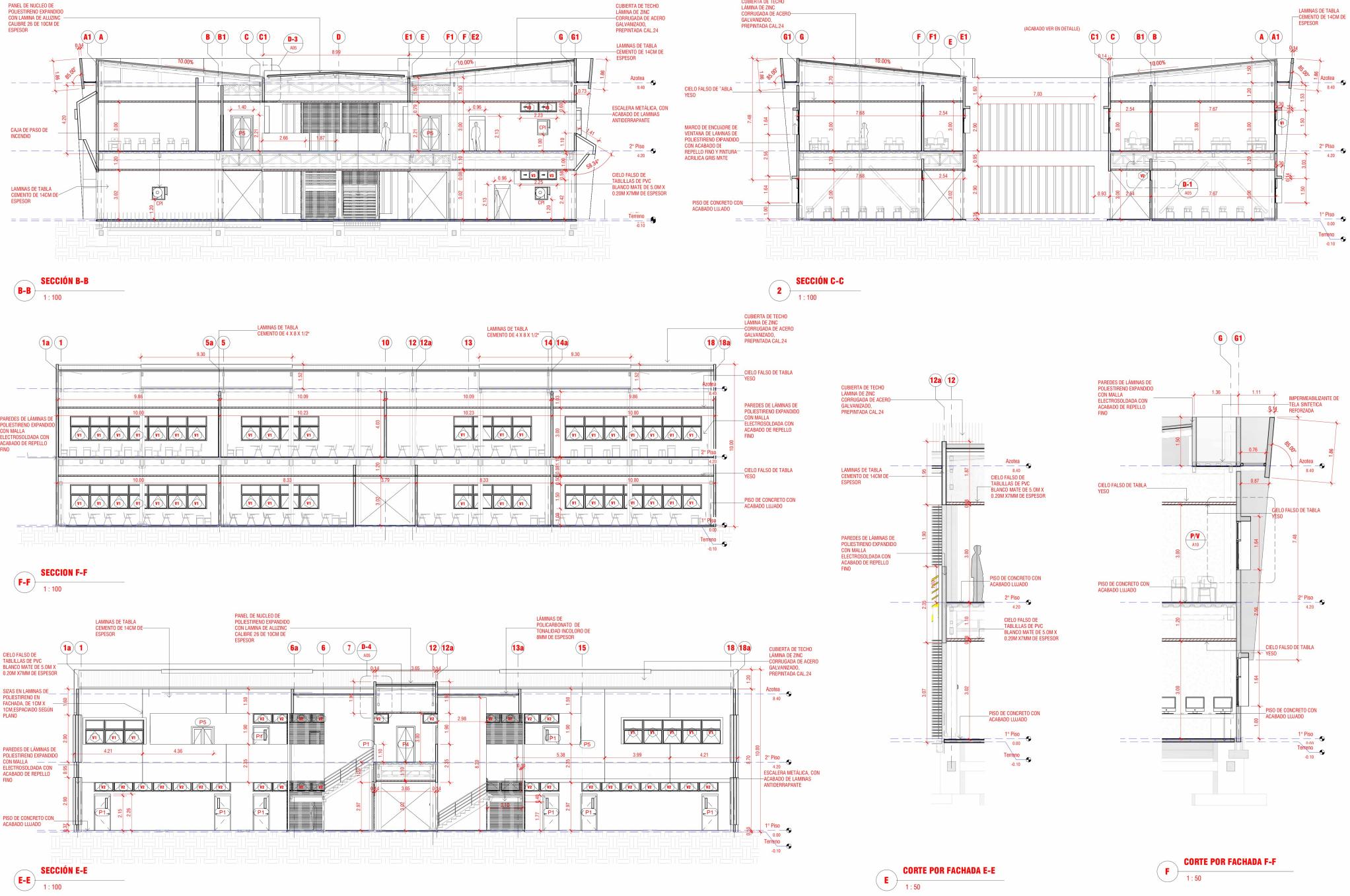
ELECTRICO AD

HERMÁTICA Ing. Cesar Agusto Gómez

TOPOGRAFIA Ing. José Hernández Hernández

CONSTRUCCIÓN DE EDIFICIO EDUCATIVO

ELEVACIONES, SECCIONES Y CORTES POR FACHADA



NOTAS GENERALES

El dibujo es de uso exclusivo para el uso de profesionales de menor calidad que los que aquí indicados. No se permite su uso para fines de lucro ni para problemas surgidos que no seguir las indicaciones y las normas y las especificaciones técnicas que se establecen en el mismo. Se permite modificaciones o cambios hechas en privado y discutido con el autor.

REVISIONES

COLABORACIÓN:

REVISÓ: -

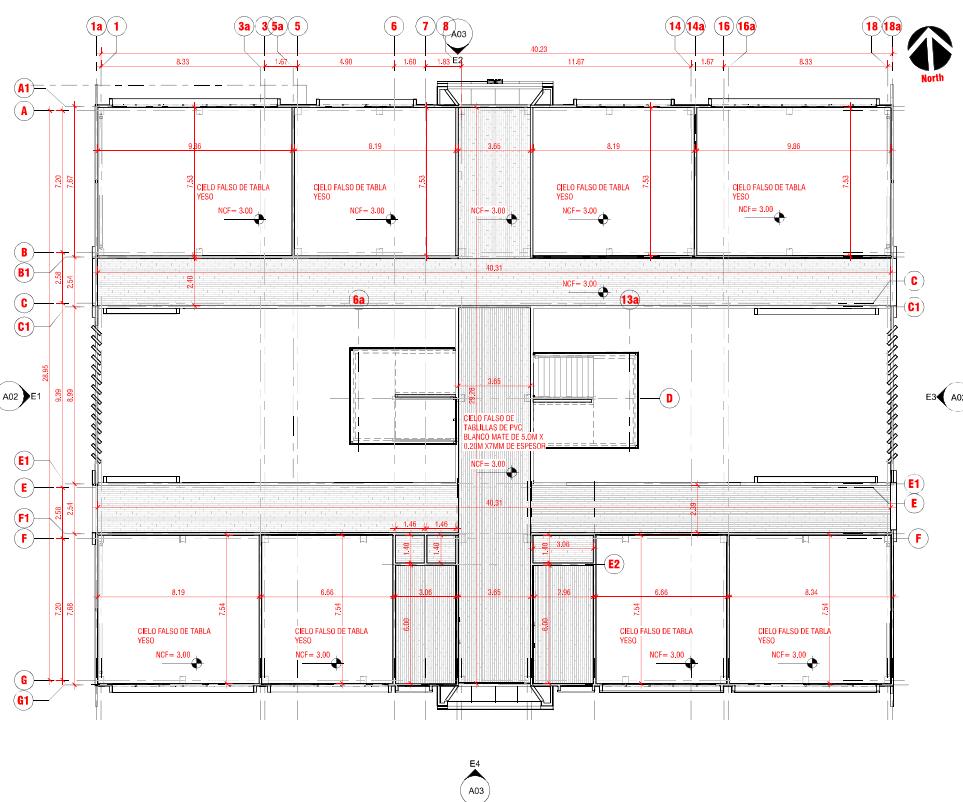
PROPIETARIO: UNI

Lugar: UNI-RUPAP

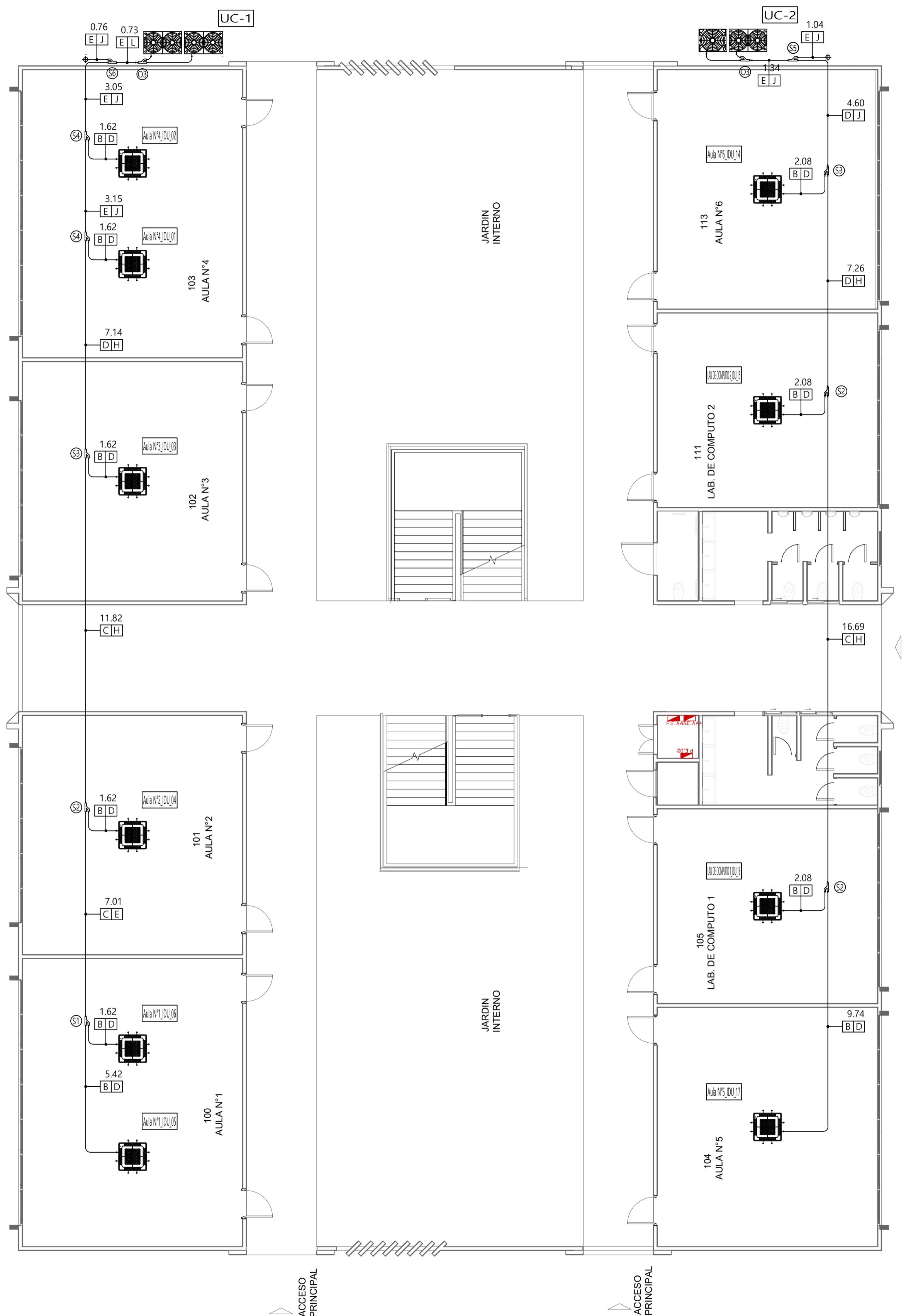
Fecha: OCTUBRE 2023

Escala: Como se indica

A



Anexo 44. Planos de distribución de equipos.



Símbolo	Ø Tubería Refrigerante	Símbolo	Ø Tubería Drenaje	Símbolo	Cantidad
[B]	ø3/8"	[2]	ø25	(S)	2
[C]	ø1/2"	[3]	ø30	(S1)	2
[D]	ø5/8"			(S2)	7
[E]	ø3/4"			(S3)	4
[F]	ø7/8"			(S4)	5
[H]	ø1 1/8"			(S5)	1
[J]	ø1 3/8"			(S6)	1
[L]	ø1 5/8"				

NOTAS GENERALES

CLIMATIZACIÓN	PROCESO DE ENFRIAR LOS ESPACIOS A TRAVÉS DEL SUMINISTRO DE AIRE FRÍO GENERADO POR UN EQUIPO.
---------------	--

TABLA DE ABBREVIATURAS GENERAL

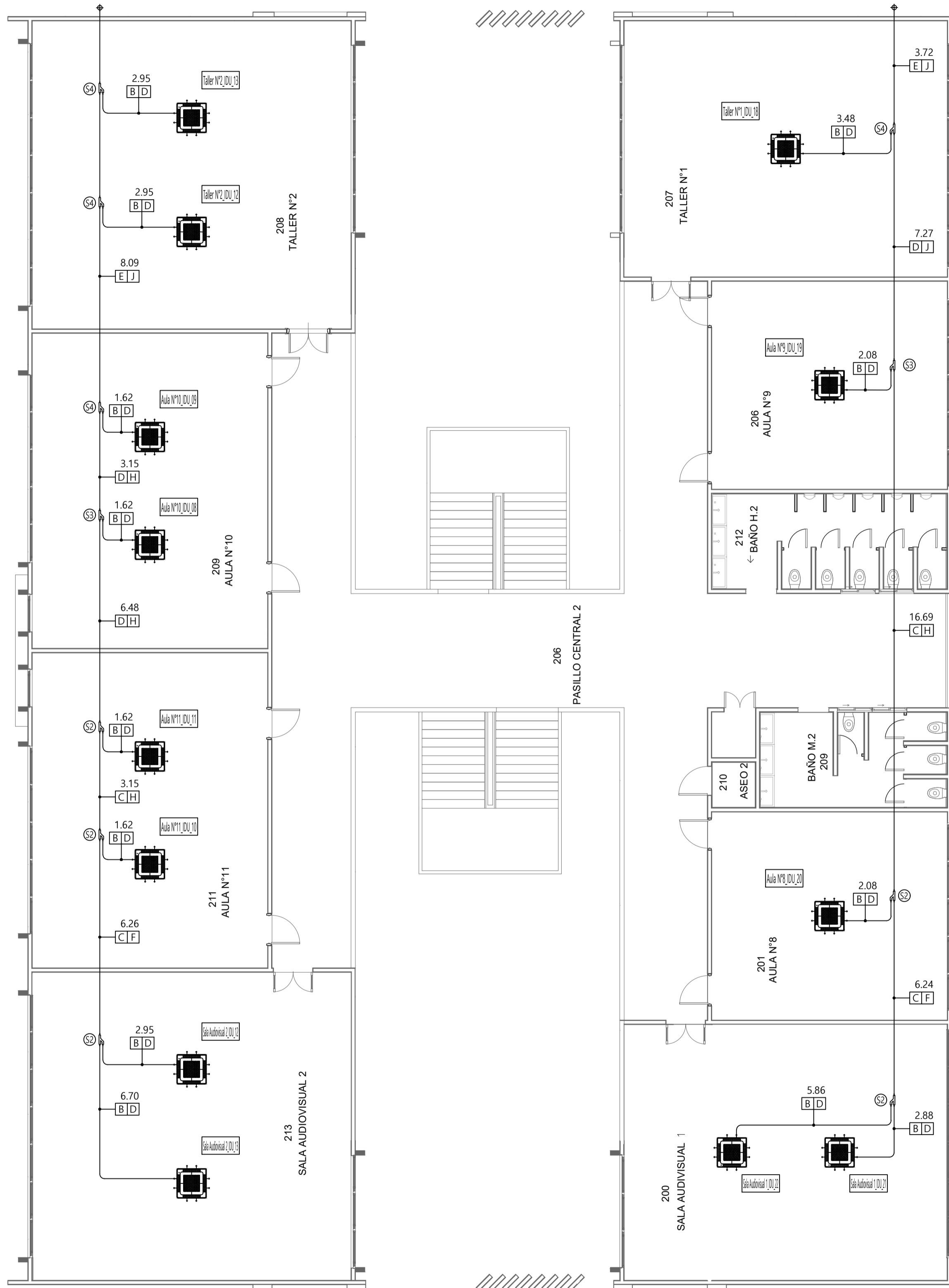
IDU	UNIDAD INTERIOR
UC	UNIDAD CONDENSADORA

SÍMBOLOGIAS	
—	TUBERÍA DE REFRIGERACIÓN
⊕	SALIDA DE TUBERÍAS
1.62 [B D]	REFERENCIAS DE DIMENSIONES DE TUBERÍAS
[■■■■]	CASSETTE DE 4 VÍAS
[■■■■■■]	CONDENSADOR
↙	UNIÓN EN "Y"

PLANO DE RECORRIDO DE TUBERÍA DE REFRIGERACION - PRIMER PISO

ESCALA 1:100

1 / 7	Recorrido de tubería de refrigeración	UNI
Elaboró:	José, Hamilton, Bryan	JHB 24-10-25
Revisó:	Msc. Donald Palma	Esc. Ind.



Símbolo	Ø Tubería Refrigerante	Símbolo	Ø Tubería Drenaje	Símbolo	Cantidad
[B]	ø3/8"	[2]	ø25	(S)	2
[C]	ø1/2"	[3]	ø30	(S1)	2
[D]	ø5/8"			(S2)	7
[E]	ø3/4"			(S3)	4
[F]	ø7/8"			(S4)	5
[H]	ø1 1/8"			(S5)	1
[J]	ø1 3/8"			(S6)	1
[L]	ø1 5/8"				

NOTAS GENERALES

CLIMATIZACIÓN	PROCESO DE ENFRIAR LOS ESPACIOS A TRAVÉS DEL SUMINISTRO DE AIRE FRÍO GENERADO POR UN EQUIPO.
---------------	--

TABLA DE ABREVIATURAS GENERAL

IDU	UNIDAD INTERIOR
UC	UNIDAD CONDENSADORA

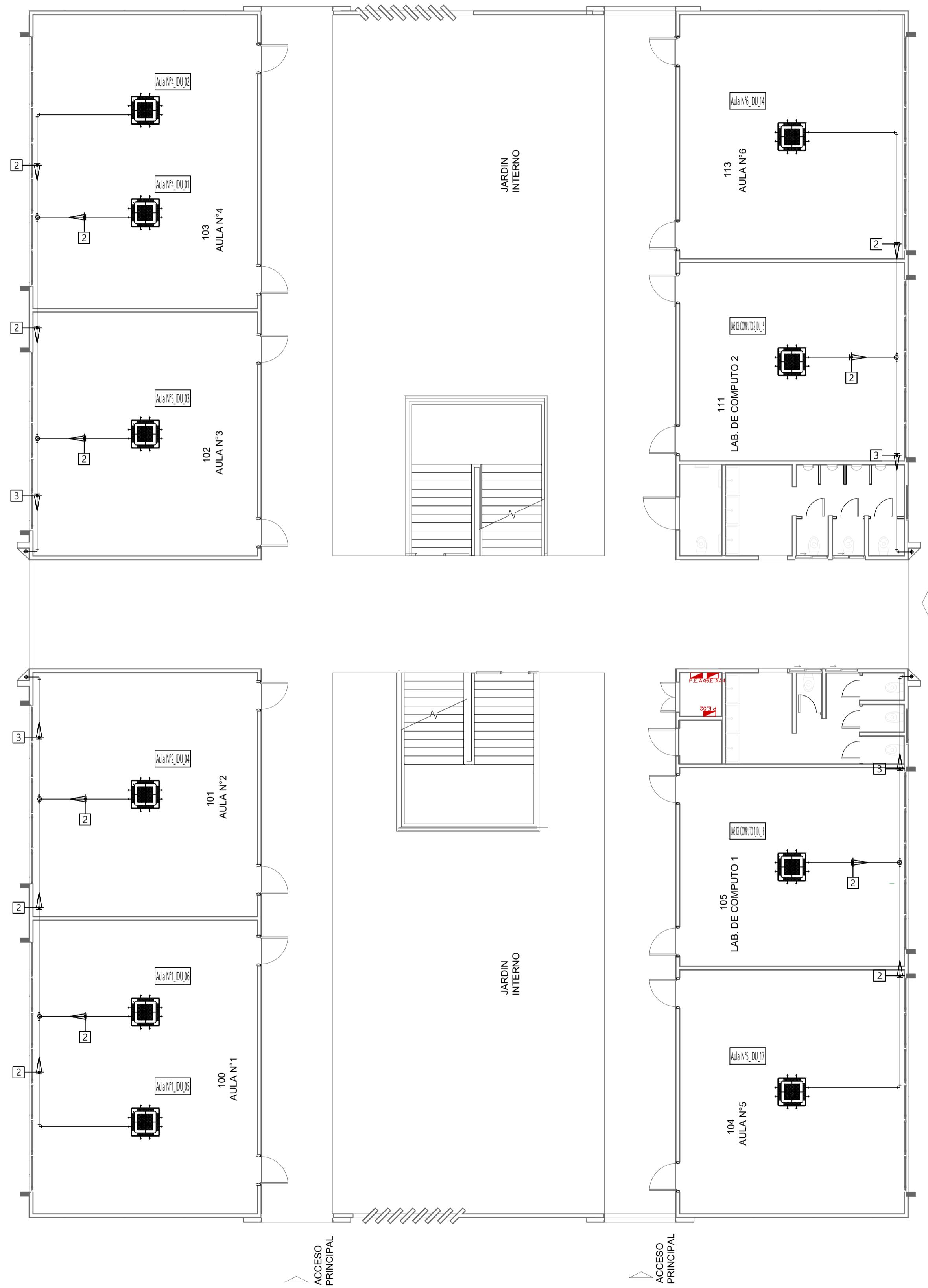
SÍMBOLOGIAS

—	TUBERÍA DE REFRIGERACIÓN
⊕	SALIDA DE TUBERÍAS
1.62 [B][D]	REFERENCIAS DE DIMENSIONES DE TUBERIA
[■■■■]	CASSETTE DE 4 VIAS
[■■■■■]	CONDENSADOR
↙	UNIÓN EN "Y"

PLANO DE RECORRIDO DE TUBERIA DE REFRIGERACION - SEGUNDO PISO

ESCALA 1:100

2 7	Recorrido de tubería de refrigeración	UNI
Elaboró:	José, Hamilton, Bryan	JHB 24-10-25
Revisó:	Msc. Donald Palma	Esc. Ind.



**PLANO DE RECORRIDO DE TUBERIA DE
DRENAJE - PRIMER PISO**

ESCALA 1:100

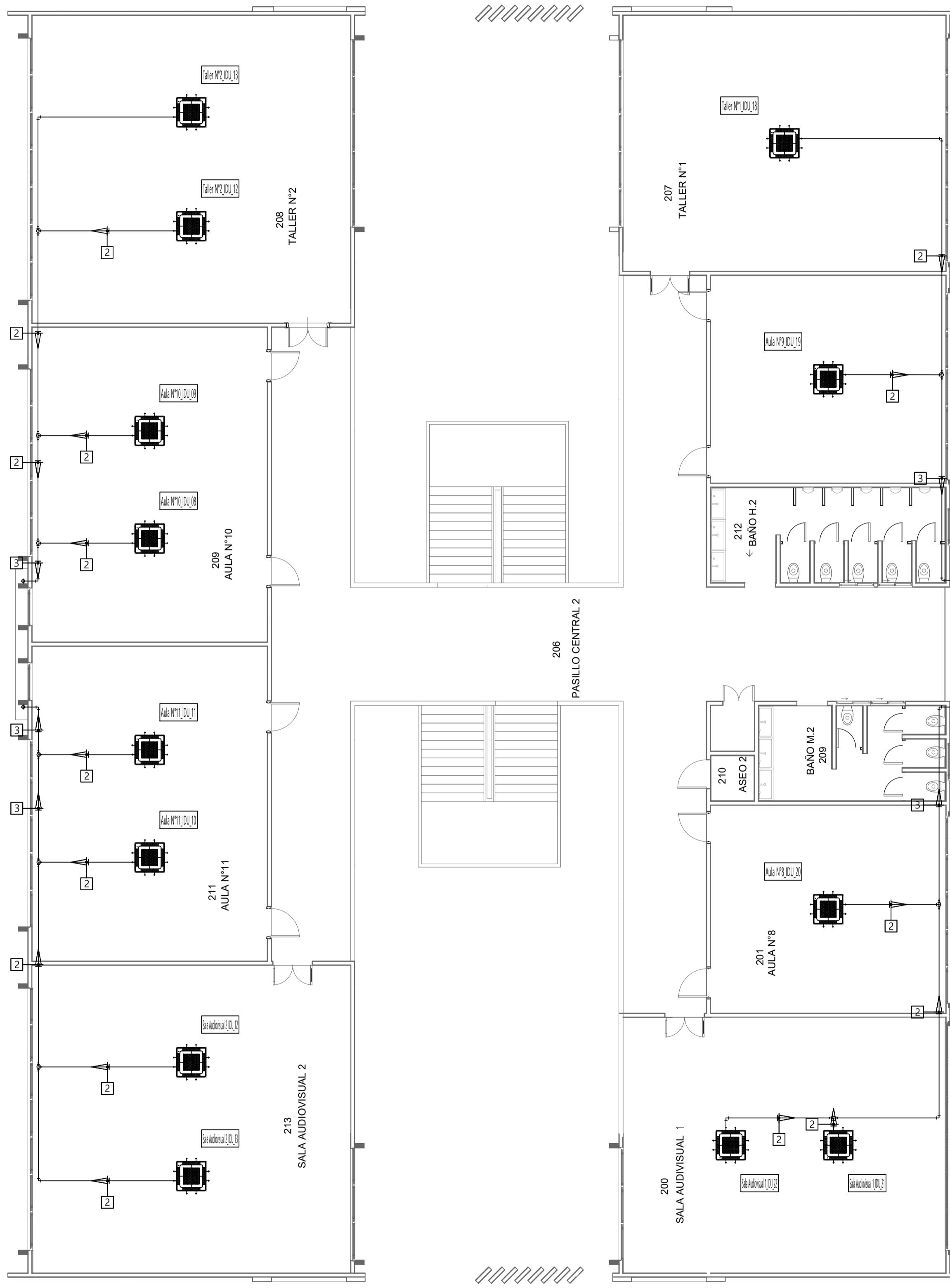
Símbolo	Ø Tubería Refrigerante	Símbolo	Ø Tubería Drenaje	Símbolo	Cantidad
[B]	ø3/8"	[2]	ø25	(S)	2
[C]	ø1/2"	[3]	ø30	(S1)	2
[D]	ø5/8"			(S2)	7
[E]	ø3/4"			(S3)	4
[F]	ø7/8"			(S4)	5
[H]	ø1 1/8"			(S5)	1
[J]	ø1 3/8"			(S6)	1
[L]	ø1 5/8"				

NOTAS GENERALES	
CLIMATIZACIÓN	PROCESO DE ENFRIAR LOS ESPACIOS ATRAVÉS DEL SUMINISTRO DE AIRE FRÍO GENERADO POR UN EQUIPO.

TABLA DE ABBREVIATURAS GENERAL	
IDU	UNIDAD INTERIOR
UC	UNIDAD CONDENSADORA

SÍMBOLOGIAS	
—	TUBERÍA DE DRENAJE
⊕	SALIDA DE DRENAJE
— [] —	REFERENCIAS DE DIMENSIONES DE TUBERIA
[]	CASSETTE DE 4 VIAS

3 7	Recorrido de tubería de drenaje			UNI
Elaboró:	José, Hamilton, Bryan	JHB	24-10-25	MEC
Revisó:	Msc. Donald Palma			Esc. Ind.



Símbolo	Ø Tubería Refrigerante	Símbolo	Ø Tubería Drenaje	Símbolo	Cantidad
[B]	ø3/8"	[2]	ø25	(S)	2
[C]	ø1/2"	[3]	ø30	(S1)	2
[D]	ø5/8"			(S2)	7
[E]	ø3/4"			(S3)	4
[F]	ø7/8"			(S4)	5
[H]	ø1 1/8"			(S5)	1
[J]	ø1 3/8"			(S6)	1
[L]	ø1 5/8"				

NOTAS GENERALES

CLIMATIZACIÓN	PROCESO DE ENFRIAR LOS ESPACIOS ATRAVÉS DEL SUMINISTRO DE AIRE FRÍO GENERADO POR UN EQUIPO.
---------------	---

TABLA DE ABREVIATURAS GENERAL

IDU	UNIDAD INTERIOR
UC	UNIDAD CONDENSADORA

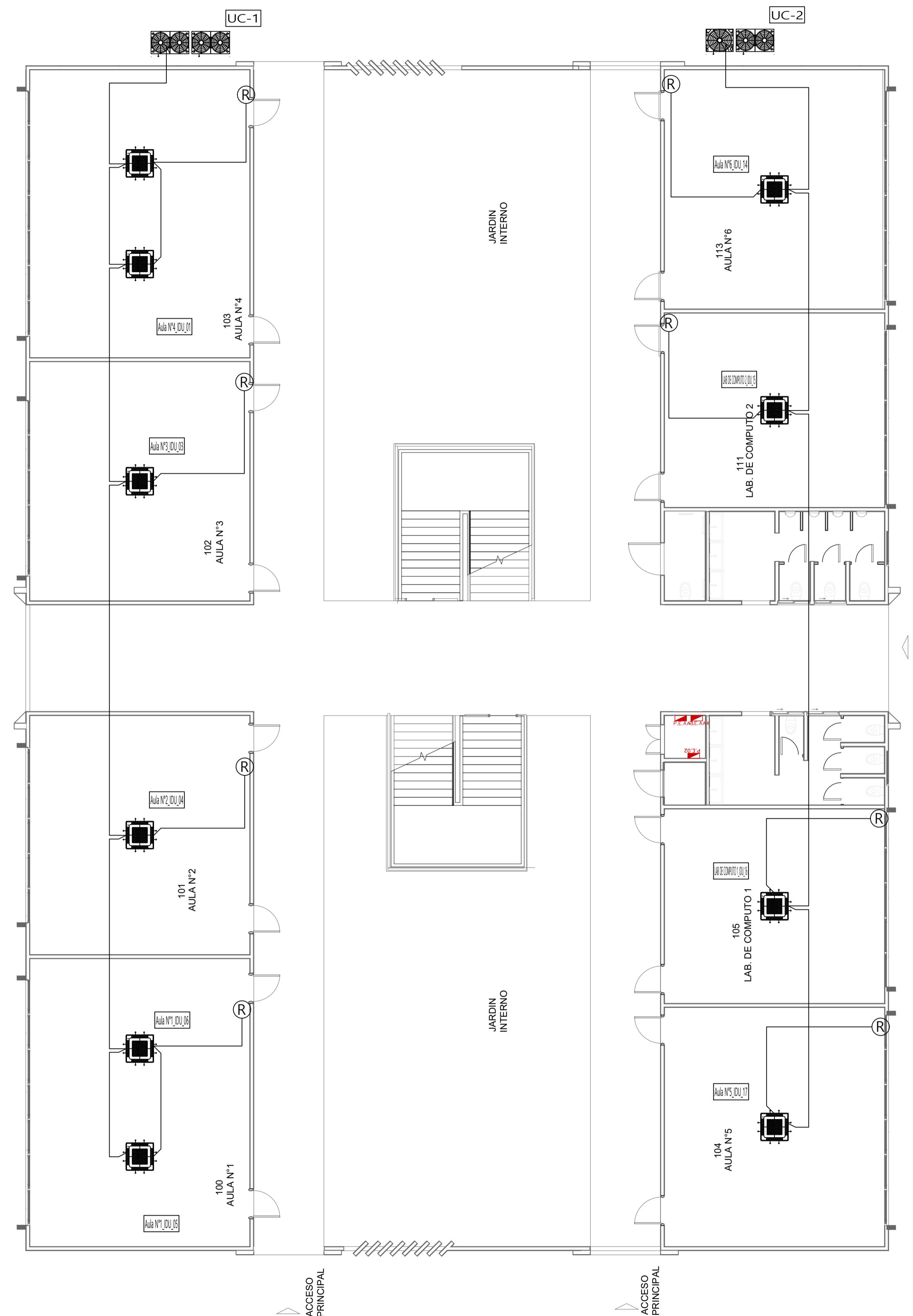
SÍMBOLOGIAS

—	TUBERÍA DE DRENAJE
⊕	SALIDA DE DRENAJE
—□—	REFERENCIAS DE DIMENSIONES DE TUBERIA
[]	CASSETTE DE 4 VIAS

PLANO DE RECORRIDO DE TUBERIA DE DRENAJE - SEGUNDO PISO

ESCALA 1:100

4 7	Recorrido de tubería de drenaje			UNI
Elaboró:	José, Hamilton, Bryan	JHB	24-10-25	MEC
Revisó:	Msc. Donald Palma			Esc. Ind.



PLANO DE RECORRIDO DE TUBERIA DE
COMUNICACIÓN - PRIMER PISO

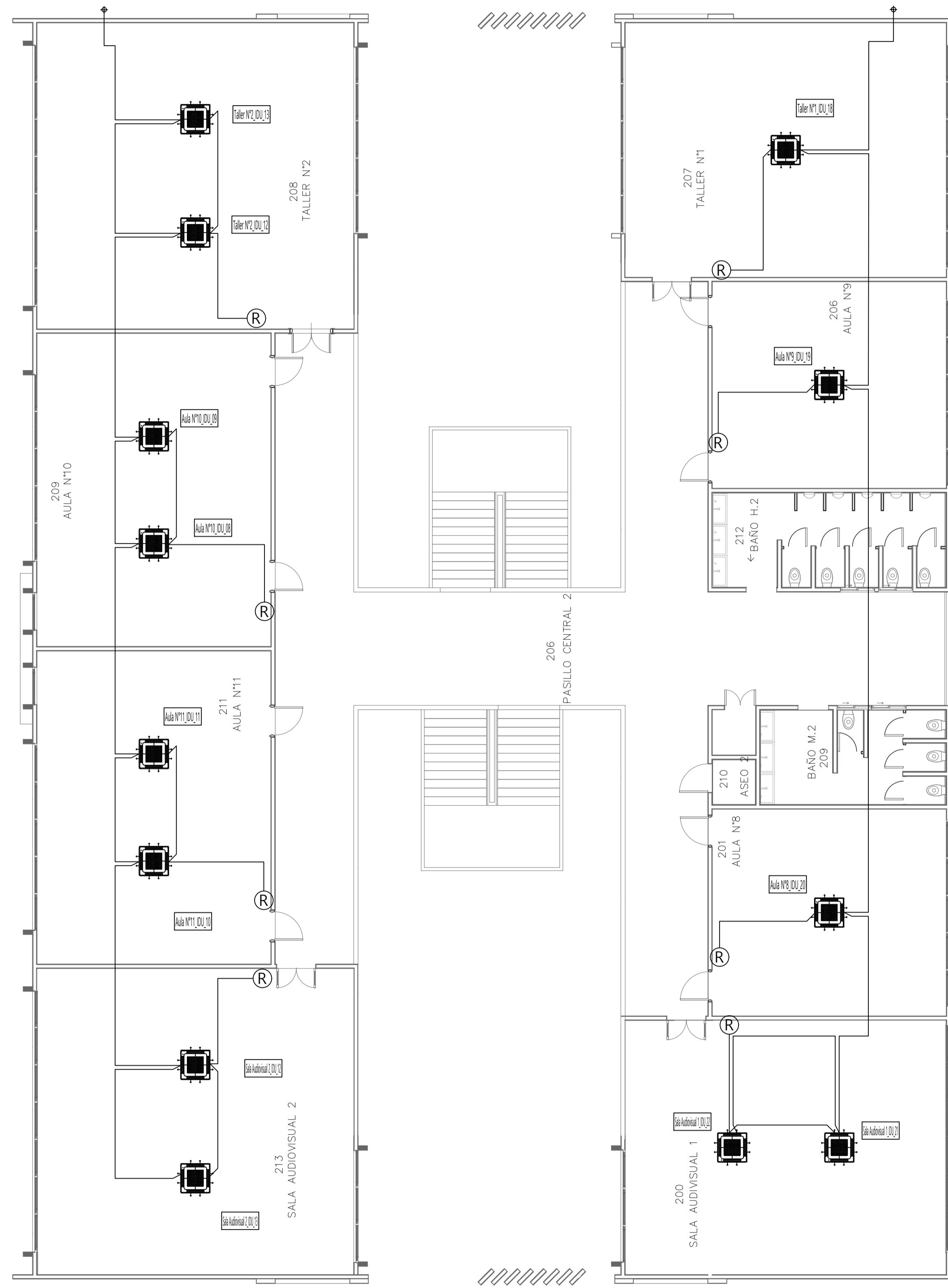
ESCALA 1:100

NOTAS GENERALES	
CLIMATIZACIÓN	PROCESO DE ENFRIAR LOS ESPACIOS ATRAVÉS DEL SUMINISTRO DE AIRE FRÍO GENERADO POR UN EQUIPO.

TABLA DE ABREVIATURAS GENERAL	
IDU	UNIDAD INTERIOR
UC	UNIDAD CONDENSADORA

SIMBOLOGIAS	
—	TUBERIA DE COMUNICACION
[]	CASSETTE DE 4 VIAS
[]	CONDENSADOR
—(R)	TUBERIA DE CONTROL

5 7	Recorrido de tubería de comunicación	UNI
Elaboró:	José, Hamilton, Bryan	JHB 24-10-25
Revisó:	Msc. Donald Palma	Esc. Ind.



**PLANO DE RECORRIDO DE TUBERIA DE
COMUNICACIÓN - SEGUNDO PISO**

ESCALA 1:100

NOTAS GENERALES	
CLIMATIZACIÓN	PROCESO DE ENFRIAR LOS ESPACIOS ATRAVÉS DEL SUMINISTRO DE AIRE FRÍO GENERADO POR UN EQUIPO.

TABLA DE ABREVIATURAS GENERAL	
IDU	UNIDAD INTERIOR
UC	UNIDAD CONDENSADORA

SIMBOLOGIAS	
-----	TUBERIA DE COMUNICACIÓN
[square]	CASSETTE DE 4 VIAS
[crossed square]	CONDENSADOR
----- (with circle)	TUBERIA DE CONTROL

6 7	Recorrido de tubería de comunicación	UNI
Elaboró:	José, Hamilton, Bryan	JHB 24-10-25
Revisó:	Msc. Donald Palma	Esc. Ind.

