

rincon rincon

TSP 2024_RINCON_MARCOS.pdf

 My Files My Files Universidad Nacional Tecnologica De Lima Sur

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::20205:413646124

Fecha de entrega

7 dic 2024, 9:18 a.m. GMT-5

Fecha de descarga

7 dic 2024, 9:36 a.m. GMT-5

Nombre de archivo

TSP 2024_RINCON_MARCOS.pdf

Tamaño de archivo

14.5 MB

367 Páginas

67,589 Palabras

342,205 Caracteres

2% Similitud general

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

Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 12 palabras)

Fuentes principales

- 2%  Fuentes de Internet
- 0%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión

-  **Texto oculto**
7 caracteres sospechosos en N.º de páginas
El texto es alterado para mezclarse con el fondo blanco del documento.

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

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

Fuentes principales

2%	 Fuentes de Internet
0%	 Publicaciones
0%	 Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Fuentes principales

Las fuentes con el mayor número de coincidencias dentro de la entrega. Las fuentes superpuestas no se mostrarán.

1	Internet	cdn.www.gob.pe	0%
2	Internet	hdl.handle.net	0%
3	Internet	repositorio.untels.edu.pe	0%
4	Internet	idoc.pub	0%
5	Internet	archive.org	0%
6	Internet	www.moph.gov.qa	0%
7	Internet	repositoriotec.tec.ac.cr	0%
8	Internet	vbook.pub	0%
9	Internet	www.coursehero.com	0%
10	Internet	riull.ull.es	0%
11	Internet	doku.pub	0%

12	Internet	cybertesis.unmsm.edu.pe	0%
13	Internet	docshare.tips	0%
14	Trabajos entregados	Universidad Nacional Tecnologica De Lima Sur on 2024-10-26	0%
15	Internet	bibdigital.epn.edu.ec	0%
16	Internet	dspace.uc.ac.id	0%
17	Internet	ocwus.us.es	0%
18	Internet	www.784085.com	0%
19	Internet	qdoc.tips	0%
20	Trabajos entregados	Universidad Nacional Tecnologica De Lima Sur on 2024-12-02	0%
21	Internet	repositorio.unac.edu.pe	0%
22	Internet	de.slideshare.net	0%
23	Internet	repositorio.sibdi.ucr.ac.cr:8080	0%
24	Internet	repositorio.uni.edu.pe	0%
25	Internet	dokumen.pub	0%

26	Internet	repository.udca.edu.co	0%
27	Internet	www.mundohvacr.com.mx	0%
28	Internet	biblioteca.utb.edu.co	0%
29	Internet	www.ptolomeo.unam.mx:8080	0%
30	Internet	www.researchgate.net	0%
31	Internet	repositorio.unap.edu.pe	0%
32	Internet	vsip.info	0%
33	Publicación	HIDROSAT Y MEDIO AMBIENTE S.A.C HIDMEDAM S.A.C. "Actualización del Plan de ...	0%
34	Internet	mail.polodelconocimiento.com	0%
35	Internet	oa.upm.es	0%
36	Internet	renati.sunedu.gob.pe	0%
37	Internet	repositorio.utc.edu.ec	0%
38	Internet	www.madrid.org	0%
39	Internet	www.przetargi.info	0%

40 Internet

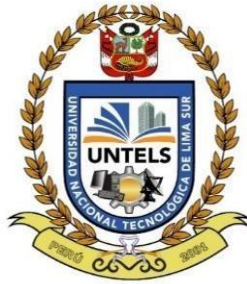
www.scribd.com 0%

41 Internet

www.subpesca.cl 0%

3

UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA



3

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN Y AIRE
ACONDICIONADO PARA UNA VIVIENDA UNIFAMILIAR, EN
ANCÓN, LIMA”

TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

Para optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTADO POR EL BACHILLER

RINCON AQUINO, MARCOS JULIAN
ORCID: 0009-0009-1951-9148

ASESOR
PUMA CORBACHO, SOLIN EPIFANIO
ORCID: 0000-0003-4614-8169

**Villa El Salvador
2024**

DEDICATORIA

A Dios, fuente de sabiduría e inspiración. A mi madre, cuyo amor y guía han sido fundamentales en mi formación. A mi hermana, por su amistad y apoyo incondicional.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur y a su distinguido cuerpo docente, por proporcionar una formación académica de calidad que me permitió desarrollar las competencias necesarias para mi carrera profesional. A la empresa Equipo Ingenieros QL, por la oportunidad de aplicar mis conocimientos en un entorno laboral real y por el apoyo brindado durante mi formación.

ÍNDICE

14	1	CAPÍTULO I. ASPECTOS GENERALES	2
	1.1	Contexto	2
	1.1.1	Misión	2
	1.1.2	Visión	2
	1.1.3	Servicios y productos	2
3	1.2	Delimitación temporal y espacial del trabajo	3
	1.3	Objetivos	3
	2	CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO	5
	2.1	Antecedentes:	5
	2.2	Bases teóricas.....	7
	2.2.1	El aire seco y atmosférico.....	7
	2.2.2	Parámetros psicrométricos	7
	2.2.2.1	Humedad Relativa (ϕ)	7
	2.2.2.2	Humedad Específica (W).....	8
	2.2.2.3	Temperatura Seca (Ts)	9
	2.2.2.4	Temperatura Húmeda (Th)	9
2	2.2.2.5	Entalpía (h).....	9
	2.2.2.6	Caudal másico de aire.....	11
	2.2.3	La carta psicrométrica	12
	2.2.4	Procesos psicrométricos.....	13
	2.2.4.1	Mezcla de dos flujos de aire	13
	2.2.4.2	Calentamiento Sensible.....	15
	2.2.4.3	Enfriamiento Sensible.....	16
	2.2.4.4	Saturación Adiabática.....	16
	2.2.4.5	Humidificación del aire.	17
	2.2.4.6	Deshumidificación por enfriamiento.....	18
	2.2.5	Formas de Calor.....	19

3

12

2.2.5.1	Calor sensible.....	19
2.2.5.2	Calor latente.....	20
2.2.6	Modos de Transferencia de Calor.....	20
2.2.6.1	Por Conducción.....	20
2.2.6.2	Por Convección.....	21
2.2.6.3	Por radiación.....	22
2.2.7	Estimación de la Carga Térmica en verano.....	22
2.2.7.1	Ganancias por insolación de las superficies de vidrio.....	23
2.2.7.2	Transmisión de calor a través de las paredes o techos exteriores.....	23
2.2.7.3	Conducción de calor a través de paredes, suelo y techos interiores.....	26
2.2.7.4	Conducción del calor a través de los cristales y puertas.....	27
2.2.7.5	Ganancias de calor por infiltraciones.....	27
2.2.7.6	Ganancias de calor por tasa de ventilación.....	28
2.2.7.7	Ganancias debidas a los ocupantes.....	30
2.2.7.8	Ganancias debidas a la iluminación.....	31
2.2.7.9	Ganancias debidas a los equipos.....	31
2.2.8	Estimación de la Carga Térmica en invierno.....	32
2.2.8.1	Pérdidas a través de los cerramientos.....	32
2.2.8.2	Pérdidas sensibles debidas al aire de ventilación.....	33
2.2.8.3	Pérdidas latentes debidas al aire de ventilación.....	33
2.2.9	Parámetros para la selección de la UTA en verano.....	34
2.2.9.1	Factor de Calor Sensible Efectivo (FCSE).....	35
2.2.9.2	Temperatura de Rocío de la UTA.....	35
2.2.9.3	Caudal de aire de suministro.....	36
2.2.9.4	Temperatura del aire a la entrada de la UTA.....	37
2.2.9.5	Temperatura del aire a la salida de la UTA.....	37
2.2.9.6	Potencia frigorífica de la UTA.....	38
2.2.10	Parámetros de Selección de la UTA en invierno.....	38

v

2.2.10.1	Caudal másico de suministro.	39
2.2.10.2	Temperatura de aire de mezcla.	40
2.2.10.3	Humedad específica de aire de suministro.	40
2.2.10.4	Potencia de calefacción.	41
2.2.11	Sistemas de Conductos de Aire	41
2.2.11.1	Nomograma de pérdidas de carga	42
2.2.11.2	Caudal de aire.	43
2.2.11.3	Diámetro equivalente del conducto.	44
2.2.11.4	Velocidad del aire a través de los conductos.	44
2.2.11.5	Pérdidas por fricción.	45
2.2.11.6	Presión dinámica.	46
2.2.11.7	Pérdida o recuperación estática.	46
2.2.11.8	Pérdidas debidas a elementos en los conductos de aire	47
2.2.12	Sistemas de Acondicionamiento de Aire.	48
2.2.12.1	Sistemas todo – agua.	48
2.2.12.2	Sistemas todo – aire.	49
2.2.12.3	Sistemas aire – agua.	52
2.2.12.4	Sistemas de Expansión Directa.	55
2.2.12.5	Bomba de calor.	59
2.2.13	Indicadores de Eficiencia Energética.	61
2.2.13.1	EER (Relación de eficiencia energética)	61
2.2.13.2	COP (Coeficiente de rendimiento)	61
2.2.14	Tecnología INVERTER en los sistemas de aire acondicionado y calefacción VRV	62
2.2.14.1	Inverter VFD	62
2.2.14.2	Inverter BLDC	65
2.2.14.3	Control PID	66
2.3	Definición de términos básicos.	68
3	CAPÍTULO III: DESARROLLO DEL TRABAJO PROFESIONAL	70

3.1	Determinación y análisis del problema:	70
3.2	Modelo de solución propuesto.	71
3.2.1	Definición de las características arquitectónicas.	72
3.2.1.1	Ubicación Geográfica.	72
3.2.1.2	Ambientes a climatizar	73
3.2.1.3	Materiales de construcción	75
3.2.1.4	Montantes para instalaciones de ventilación y de aire acondicionado.	76
3.2.2	Determinación de las condiciones climatológicas.	77
3.2.2.1	Condiciones exteriores del proyecto en verano.	77
3.2.2.2	Condiciones exteriores del proyecto en invierno.	84
3.2.3	Determinación de las condiciones de confort térmico	91
3.2.3.1	Condiciones de confort térmico en verano.	92
3.2.3.2	Condiciones de confort térmico en invierno	97
3.2.4	Cálculo de las Cargas Térmicas	101
3.2.4.1	Cálculo de Coeficientes Globales de Transmisión de Calor de los cerramientos.	101
3.2.4.2	Cálculo de la carga térmica en verano.	124
3.2.5	Determinación de la potencia frigorífica.	145
3.2.5.1	Cálculo del Factor de Calor Sensible Efectivo	145
3.2.5.2	Cálculo de la Temperatura de Rocío de la UTA.	145
3.2.5.3	Cálculo del Caudal de Aire de Suministro.	147
3.2.5.4	Cálculo de la temperatura del aire a la entrada de la UTA.	147
3.2.5.5	Cálculo de la temperatura del aire a la salida de la UTA	148
3.2.5.6	Cálculo de la potencia frigorífica de la UTA	148
3.2.5.7	Cálculo de la carga térmica en invierno.	150
3.2.6	Determinación de la Potencia de Calefacción.	166
3.2.6.1	Cálculo del caudal másico de suministro	166
3.2.6.2	Cálculo de la temperatura del aire de mezcla.	167

3.2.6.3	Cálculo de la humedad específica del aire de suministro.....	168
3.2.6.4	Cálculo de la potencia de calefacción de la UTA.	168
3.2.7	Elección del Sistema de Climatización.	170
3.2.8	Elección del Sistema de Expansión directa.	171
3.2.8.1	Sistema VRV o Multi Split.....	171
3.2.8.2	Elección de las unidades internas.	171
3.2.9	Determinación del sistema de expansión directa VRV.....	173
3.2.9.1	Definición del sistema.....	174
3.2.9.2	Elección de la unidad interior.....	175
3.2.9.3	Elección de la unidad exterior.....	176
3.2.10	Determinación del sistema de expansión directa Multi Split.	177
3.2.10.1	Selección de las unidades interiores.	178
3.2.10.2	Limitaciones del sistema.	180
3.2.10.3	Configuración del sistema.	182
3.2.10.4	Selección de las Unidades Exteriores	185
3.2.11	Dimensionamiento del Sistema de Distribución del aire.	187
3.2.11.1	Sistema de distribución del aire para la propuesta VRV.	188
3.2.11.2	Sistema de distribución del aire para la propuesta Multi Split.	204
3.2.12	Demanda energética de los sistemas propuestos.	214
3.2.12.1	Demanda energética del Sistema de Climatización con tecnología VRV.	214
3.2.12.2	Demanda Energética del Sistema de Climatización con tecnología MultiSplit.	217
3.2.12.3	Inversión inicial de implementación del Sistema de Ventilación y Climatización basado en la tecnología VRV	221
3.2.12.4	Inversión inicial de implementación del Sistema de Ventilación y Climatización basado en la tecnología MultiSplit.	223
3.3	Resultados.....	225
3.3.1.1	Condiciones Exteriores de proyecto.	225

3.3.1.2	Condiciones Interiores del proyecto.....	226
3.3.1.3	Resultados de Coeficientes Globales de Transmisión de Calor.	227
3.3.1.4	Resultados de la carga térmica.	229
3.3.1.5	Resultados de Potencia de Refrigeración.....	235
3.3.1.6	Resultados de Potencia de Calefacción	238
3.3.1.7	Resultados del dimensionamiento del Sistema VRV a través del software MSSP	241
3.3.1.8	Resultados del dimensionamiento del Sistema MultiSplit.	247
3.3.1.9	Resultados del dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire en la propuesta VRV.	251
3.3.1.10	Resultados del dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire en la propuesta MultiSplit.	253
3.3.1.11	Pérdidas Estáticas Totales en el Sistema de Distribución de Aire en la propuesta VRV.	255
3.3.1.12	Pérdidas Estáticas Totales en el Sistema de Distribución de Aire en la propuesta MultiSplit.	259
3.3.1.13	Resultados de selección de equipos de ventilación para la propuesta de solución en Sistema VRV.	261
3.3.1.14	Resultados de selección de equipos de ventilación para la propuesta de solución en Sistema MultiSplit.	265
3.3.1.15	Resultados de Demanda Energética Anual.	281
3.3.1.16	Resultados de inversión económica.	287
4	CONCLUSIONES	293
5	RECOMENDACIONES	295
6	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	296
7	ANEXOS.....	299
8	Estilo APA (para las citas de texto y referencias bibliográficas).....	¡Error!

Marcador no definido.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	<i>Croquis de la planta.</i>	3
Figura 2	<i>Diagrama T-s del agua.</i>	10
Figura 3	<i>Propiedades del aire seco.</i>	11
Figura 4	<i>Esquema de la carta psicrométrica.</i>	12
Figura 5	<i>Mezcla adiabática de dos flujos de aire húmedo.</i>	13
Figura 6	<i>Proceso de mezcla de dos flujos de aire en condiciones de temperatura y humedad distintas.</i>	14
Figura 7	<i>Calentamiento de una masa de aire sin variación en la humedad.</i>	15
Figura 8	<i>Proceso de enfriamiento de una masa de aire sin sobrepasar el punto de saturación.</i>	16
Figura 9	<i>Proceso de saturación adiabática.</i>	17
Figura 10	<i>Representación Gráfica del proceso de deshumidificación por enfriamiento.</i>	18
Figura 11	<i>Obtención del punto de rocío a través de Factor de Calor Sensible Efectivo.</i>	36
Figura 12	<i>Elementos básicos de un sistema convencional de acondicionamiento de aire.</i>	49
Figura 13	<i>Sistema convencional típico con control frontal y de by – pass.</i>	51
Figura 14	<i>Sistema convencional típico con control de volumen de aire.</i>	52
Figura 15	<i>Esquema básico y componentes de un Fan Coil de agua helada.</i>	53
Figura 16	<i>Esquema básico de un sistema agua-aire de dos tubos.</i>	54
Figura 17	<i>Esquema básico de un sistema agua-aire de cuatro tubos.</i>	55
Figura 18	<i>Equipo de aire acondicionado tipo Split decorativo mural.</i>	56
Figura 19	<i>Equipo de aire acondicionado tipo cassette.</i>	57
Figura 20	<i>Equipo de aire acondicionado tipo Fan Coil o Split Ducto.</i>	57
Figura 21	<i>Esquema de un circuito de bomba de calor con inversión del refrigerante.</i>	60
Figura 22	<i>Sistema de acondicionamiento con función bomba de calor por inversión del aire.</i>	61
Figura 23	<i>Componentes de un Variador de frecuencia VFD.</i>	65
Figura 24	<i>Esquema básico de un control PID.</i>	66
Figura 25	<i>Imagen satelital de la ubicación del predio.</i>	72

Figura 26 <i>Plano de Ubicación del Predio.</i>	73
Figura 27 <i>Temperaturas máximas y mínimas (enero 2024).</i>	78
Figura 28 <i>Temperaturas máximas y mínimas (febrero 2024).</i>	79
Figura 29 <i>Temperaturas máximas y mínimas (marzo 2024).</i>	80
Figura 30 <i>Temperaturas máximas y mínimas (abril 2024).</i>	81
Figura 31 <i>Temperaturas máximas y mínimas (junio 2024).</i>	85
Figura 32 <i>Temperaturas máximas y mínimas (julio 2024).</i>	86
Figura 33 <i>Temperaturas máximas y mínimas (agosto 2024).</i>	87
Figura 34 <i>Temperaturas máximas y mínimas (setiembre 2024).</i>	88
Figura 35 <i>Correlación Humedad Relativa y Agentes patógenos.</i>	92
Figura 36 <i>Región de confort térmico (Met=1.20, Iclo=0.42) según Estándar ASHRAE 55 (verano).</i>	95
Figura 37 <i>Región de confort térmico (Met=1.00, Iclo=0.42) según Estándar ASHRAE 55 (verano).</i>	96
Figura 38 <i>Región de confort térmico (Met=1.20, Iclo=0.93) según Estándar ASHRAE 55 (invierno).</i>	99
Figura 39 <i>Región de confort térmico (Met=1.00, Iclo=0.93) según Estándar ASHRAE 55 (invierno).</i>	100
Figura 40 <i>Ubicación de la Temperatura de Rocío en el diagrama psicrométrico.</i>	146
Figura 41 <i>Proceso de acondicionamiento de aire en el diagrama psicrométrico.</i>	149
Figura 42 <i>Proceso de calefacción en el diagrama psicrométrico.</i>	169
Figura 43 <i>Interfaz de selección del sistema.</i>	174
Figura 44 <i>Selección de unidades interiores en el software MSSP Midea.</i>	175
Figura 45 <i>Selección de unidades exteriores en el software MSSP Midea.</i>	176
Figura 46 <i>Sistema de Distribución de Aire de Renovación – Primer Nivel.</i>	189
Figura 47 <i>Cálculo de pérdidas estáticas por longitud - Interfaz del software DuctSizer.</i>	193
Figura 48 <i>Sistema de distribución de aire de renovación - Tramo 201.</i>	206
Figura 49 <i>Plano de Arquitectura del local “Habitación 201”.</i>	207
Figura 50 <i>Cálculo de pérdidas estáticas por longitud en el tramo 201 – Interfaz del software DuctSizer.</i>	210
Figura 51 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en</i>	

<i>la tecnología VRV – Piso 01.</i>	242
Figura 52 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología VRV – Piso 02.</i>	244
Figura 53 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología VRV – Pisos 03 y 04.</i>	246
Figura 54 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología MultiSplit – Primer Bloque.</i>	247
Figura 55 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología MultiSplit – Segundo Bloque.</i>	248
Figura 56 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología MultiSplit – Tercer Bloque.</i>	248
Figura 57 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología MultiSplit – Cuarto Bloque.</i>	249
Figura 58 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basados en la tecnología MultiSplit – Quinto Bloque.</i>	250
Figura 59 <i>Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basados en la tecnología MultiSplit – Sexto Bloque.</i>	250
Figura 60 <i>Selección del ventilador CLT-L: Curva característica para el Primer Piso.</i>	262
Figura 61 <i>Selección del ventilador CLT-L: Curva Característica para el Segundo Piso.</i>	263
Figura 62 <i>Selección del ventilador CLD: Curva Característica para el Tercer Piso.</i>	264
Figura 63 <i>Selección del ventilador CAB-B: Curva Característica para el Cuarto Piso.</i>	265
Figura 64 <i>Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 101.....</i>	266
Figura 65 <i>Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 102.....</i>	267
Figura 66 <i>Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 103.....</i>	268
Figura 67 <i>Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 104.....</i>	269
Figura 68 <i>Selección el ventilador TD-SILENT: Curva Característica para el Cuarto</i>	

de Servicio.....	270
Figura 69 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Sala de Estar.	271
Figura 70 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 201.....	272
Figura 71 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 202.....	273
Figura 72 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 203.....	274
Figura 73 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 204.....	275
Figura 74 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 205.....	276
Figura 75 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 206.....	277
Figura 76 Selección del ventilador JETLINE: Curva Característica para Sala Comedor y Cocina.	278
Figura 77 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 401.....	279
Figura 78 Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 402.....	280
Figura 79 Demanda de Energía Anual de Unidades Interiores por Piso.	281
Figura 80 Demanda de Energía Anual Total de Unidades Interiores.	282
Figura 81 Demanda de Energía Anual de Unidades Exteriores por Piso.	283
Figura 82 Demanda de Energía Anual Total de Unidades Exteriores.	284
Figura 83 Demanda de Energía Anual de Ventiladores por Piso.	285
Figura 84 Demanda de Energía Anual Total de Ventiladores.	286
Figura 85 Demanda de Energía Anual Total de los Sistemas VRV y MultiSplit.	287
Figura 86 Inversión Inicial en Equipamiento de los Sistemas.....	288
Figura 87 Inversión Inicial en Tuberías de Cobre tipo L y accesorios.	289
Figura 88 Inversión Inicial en Equipos de Climatización.	290
Figura 89 Inversión Inicial en Equipos de Ventilación.	291
Figura 90 Inversión Inicial Total de los Sistemas.	292

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 <i>Ratios de ventilación para una calidad aceptable de aire.</i>	29
Tabla 2 <i>Parámetros de entrada y salida para la selección de la UTA (Verano).</i>	34
Tabla 3 <i>Parámetros de entrada y salida para la selección de la UTA (Invierno).</i>	39
Tabla 4 <i>Velocidades máximas admisibles para el diseño de conductos de aire.</i>	45
Tabla 5 <i>Distribución de los espacios a climatizar al interior del predio.</i>	74
Tabla 6 <i>Datos meteorológicos febrero 2024.</i>	83
Tabla 7 <i>Datos meteorológicos, junio, julio, agosto, setiembre (2024).</i>	90
Tabla 8 <i>Tasa Metabólica (Met) durante la temporada de verano.</i>	93
Tabla 9 <i>Aislamiento de vestimenta (Iclo) durante la temporada de verano.</i>	93
Tabla 10 <i>Resumen de la Tasa Metabólica y Aislamiento de vestimenta obtenidas para la temporada de verano.</i>	94
Tabla 11 <i>Condiciones de confort térmico durante la temporada de verano.</i>	96
Tabla 12 <i>Tasa Metabólica (Met) durante la temporada de invierno.</i>	97
Tabla 13 <i>Aislamiento de vestimenta (Iclo) durante la temporada de invierno.</i>	98
Tabla 14 <i>Resumen de la Tasa Metabólica y Aislamiento de vestimenta obtenidas para la temporada de invierno.</i>	98
Tabla 15 <i>Condiciones de confort térmico durante la temporada de invierno.</i>	100
Tabla 16 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para muros portantes internos de 15cm en verano o invierno.</i>	105
Tabla 17 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para muros portantes internos de 20cm en verano o invierno.</i>	106
Tabla 18 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para tabiques exteriores de 15cm en verano.</i>	107
Tabla 19 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para tabiques exteriores de 15 cm en invierno.</i>	107
Tabla 20 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para tabiques interiores de 15 cm en verano e invierno.</i>	108
Tabla 21 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para losa aligerada exterior en verano.</i>	109
Tabla 22 <i>Coeficiente de Transmisión de Calor para losa aligerada exterior en invierno.</i>	110
Tabla 23 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para la losa aligerada interior</i>	

en verano e invierno.	111
Tabla 24 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para el falso cielo raso de placas ST en verano e invierno.</i>	112
Tabla 25 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las ventanas exteriores en verano.</i>	113
Tabla 26 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las ventanas exteriores en invierno.</i>	113
Tabla 27 <i>Coeficiente Global de Transferencia de Calor para las ventanas interiores en verano e invierno.</i>	114
Tabla 28 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las mamparas exteriores en verano.</i>	115
Tabla 29 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las mamparas exteriores en invierno.</i>	115
Tabla 30 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las mamparas interiores en verano e invierno.</i>	116
Tabla 31 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor en puertas interiores en verano e invierno.</i>	117
Tabla 32 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor en puertas exteriores en verano.</i>	118
Tabla 33 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor en puertas exteriores en invierno.</i>	118
Tabla 34 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas exteriores de 25 cm en verano.</i>	119
Tabla 35 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas exteriores de 25 cm en invierno.</i>	120
Tabla 36 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas interiores de 25 cm en verano e invierno.</i>	121
Tabla 37 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas exteriores de 30 cm en verano.</i>	122
Tabla 38 <i>Coeficiente Global de Transmisión de calor en columnas exteriores de 30 cm en invierno.</i>	122
Tabla 39 <i>Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas interiores de 30 cm en verano e invierno.</i>	123
Tabla 40 <i>Condiciones Exteriores del Proyecto.</i>	125

Tabla 41 <i>Equivalencia de orientación en el hemisferio sur y el hemisferio norte.</i>	129
Tabla 42 <i>Consolidado de cargas térmicas “Habitación 104”</i>	144
Tabla 43 <i>Consolidado de cargas térmicas de calefacción “Habitación 104”</i>	166
Tabla 44 <i>Capacidades frigoríficas y dimensiones de unidades evaporadoras de expansión directa.</i>	172
Tabla 45 <i>Tabla de equipos.</i>	173
Tabla 46 <i>Matriz de Selección de Unidades Interiores – Primer Nivel.</i>	178
Tabla 47 <i>Matriz de Selección de Unidades Interiores – Segundo Nivel.</i>	179
Tabla 48 <i>Matriz de Selección de Unidades Interiores – Tercer Nivel.</i>	179
Tabla 49 <i>Matriz de Selección de Unidades Interiores – Cuarto Nivel.</i>	180
Tabla 50 <i>Combinaciones admisibles de unidades interiores por unidad exterior.</i>	181
Tabla 51 <i>Tabla de especificaciones – Unidades Exteriores MutiSplit.</i>	182
Tabla 52 <i>Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante – Primer Bloque.</i>	183
Tabla 53 <i>Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante – Segundo Bloque.</i>	183
Tabla 54 <i>Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante - Tercer Bloque.</i>	183
Tabla 55 <i>Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante – Cuarto Bloque.</i>	184
Tabla 56 <i>Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante – Quinto Bloque.</i>	184
Tabla 57 <i>Tabla de longitud total de tuberías d refrigerante – Sexto Bloque.</i>	184
Tabla 58 <i>Unidad Exterior – Primer Bloque.</i>	185
Tabla 59 <i>Unidad Exterior – Segundo Bloque.</i>	186
Tabla 60 <i>Unidad Exterior – Tercer Bloque.</i>	186
Tabla 61 <i>Unidad Exterior – Cuarto Bloque.</i>	186
Tabla 62 <i>Unidad Exterior – Quinto Bloque.</i>	187
Tabla 63 <i>Unidad Exterior – Sexto Bloque.</i>	187
Tabla 64 <i>Distribución de flujo volumétrico por tramo.</i>	190
Tabla 65 <i>Tabla de dimensiones de ductos y velocidades de circulación de aire.</i>	191
Tabla 66 <i>Compilación de las pérdidas estáticas por unidad de longitud en los tramos.</i>	194
Tabla 67 <i>Resumen de Cálculos: Longitud Equivalente Total. (Sistema VRV).</i>	197
Tabla 68 <i>Cálculo de las pérdidas estáticas por longitud equivalente total (Sistema VRV).</i>	198

Tabla 69 <i>Cálculo de las pérdidas por transformaciones en la sección del sistema de conductos (Sistema VRV).</i>	200
Tabla 70 <i>Pérdidas de presión estática calculada por ramal. (Sistema VRV).</i>	202
Tabla 71 <i>Punto de trabajo requerido del sistema de conductos por piso. (Sistema VRV).</i>	203
Tabla 72 <i>Punto de trabajo de los ventiladores seleccionados (Sistema VRV).</i> ..	204
Tabla 73 <i>Sistema de conductos de aire de renovación por espacio. (Sistema MultiSplit)</i>	205
Tabla 74 <i>Flujo volumétrico de aire en el Tramo 201.</i>	208
Tabla 75 <i>Consumo Energético Anual en kWh de Unidades Interiores VRV.</i>	215
Tabla 76 <i>Consumo Energético Anual en kWh de Unidades Exteriores VRV.</i>	216
Tabla 77 <i>Consumo Energético Anual en kWh de Ventiladores Centrífugos (Sistema VRV).</i>	216
Tabla 78 <i>Consumo Energético Anual en kWh de Unidades Interiores MultiSplit.</i>	218
Tabla 79 <i>Consumo Energético Anual en kWh de Unidades Exteriores MultiSplit.</i>	219
Tabla 80 <i>Consumo Energético Anual en kWh en Ventiladores Helicocentrífugos (Sistema MultiSplit).</i>	220
Tabla 81 <i>Inversión Económica Inicial de Implementación del Sistema VRV.</i>	222
Tabla 82 <i>Inversión Económica Inicial de Implementación del Sistema MultiSplit.</i>	224
Tabla 83 <i>Resultados de Condiciones Exteriores del Proyecto.</i>	226
Tabla 84 <i>Resultados de Condiciones Interiores de Proyecto.</i>	226
Tabla 85 <i>Coeficientes Globales de Transmisión de Calor en Elementos Arquitectónicos.</i>	228
Tabla 86 <i>Resumen de cargas térmicas totales sensibles y latentes, Piso 01.</i> ...	230
Tabla 87 <i>Resumen de cargas térmicas totales sensibles y latentes, Piso 02.</i> ...	231
Tabla 88 <i>Resumen de cargas térmicas totales sensibles y latentes, Piso 03.</i> ...	232
Tabla 89 <i>Resumen de cargas térmicas sensibles y latentes, Piso 04.</i>	232
Tabla 90 <i>Resumen de cargas térmicas de calefacción sensibles y latentes. Piso 01.</i>	233
Tabla 91 <i>Resumen de cargas térmicas de calefacción sensibles y latentes. Piso 02</i>	234

Tabla 92 <i>Resumen de cargas térmicas de calefacción sensibles y latentes. Piso 03.</i>	234
Tabla 93 <i>Resumen de cargas térmicas de calefacción sensibles y latentes. Piso 04.</i>	235
Tabla 94 <i>Resultados de Potencia de Refrigeración – Piso 01.</i>	236
Tabla 95 <i>Resultados de Potencia de Refrigeración – Piso 02.</i>	237
Tabla 96 <i>Resumen de Potencia de Refrigeración – Piso 03.</i>	237
Tabla 97 <i>Resultados de Potencia de Refrigeración – Piso 04.</i>	238
Tabla 98 <i>Resultados de Potencia de Calefacción – Piso 01.</i>	239
Tabla 99 <i>Resultados de Potencia de Calefacción – Piso 02.</i>	239
Tabla 100 <i>Resultados de Potencia de Calefacción – Piso 03.</i>	240
Tabla 101 <i>Resultados de Potencia de Calefacción – Piso 04.</i>	240
Tabla 102 <i>Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema VRV) – Primer Piso.</i>	251
Tabla 103 <i>Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema VRV) – Segundo Piso.</i>	252
Tabla 104 <i>Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema VRV) – Tercer Piso.</i>	252
Tabla 105 <i>Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema VRV) – Cuarto Piso.</i>	253
Tabla 106 <i>Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema MultiSplit) – Primer Piso.</i>	253
Tabla 107 <i>Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema MultiSplit) – Segundo Piso.</i>	254
Tabla 108 <i>Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema MultiSplit) – Tercer Piso.</i>	254
Tabla 109 <i>Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema MultiSplit) – Cuarto Piso.</i>	255
Tabla 110 <i>Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema VRV) – Primer Piso.</i>	256
Tabla 111 <i>Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema VRV) – Segundo Piso.</i>	257
Tabla 112 <i>Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema VRV) – Tercer Piso.</i>	258

Tabla 113 <i>Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema VRV) – Cuarto Piso.</i>	258
Tabla 114 <i>Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema MultiSplit) – Primer Piso.</i>	259
Tabla 115 <i>Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema MultiSplit) – Segundo Piso.</i>	260
Tabla 116 <i>Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema MultiSplit) – Tercer Piso.</i>	260
Tabla 117 <i>Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema MultiSplit) – Cuarto Piso.</i>	261

RESUMEN

El presente trabajo, realizado en las instalaciones de la empresa Equipo Ingenieros QL S.A.C., tuvo como objetivo principal diseñar un sistema de climatización óptimo para una vivienda unifamiliar de cuatro niveles ubicada en el balneario de Ancón Playa Hermosa, Lima. Con base en los datos meteorológicos proporcionados por la Estación Meteorológica Antonio Raymondi del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú (SENAMHI), se establecieron las siguientes condiciones de diseño: una temperatura de bulbo seco de 32.7°C y una humedad relativa del 71.82% para el período estival, y una temperatura de 14°C con una humedad relativa del 85.53% para el período invernal. Estas condiciones climáticas extremas generan un ambiente propicio para la proliferación de hongos, mohos y levaduras, organismos que, de acuerdo con el Handbook Fundamentals de ASHRAE, se desarrollan de manera óptima en un rango de temperatura entre 20°C y 40°C y una humedad relativa superior al 60%. La presencia de estos microorganismos puede desencadenar enfermedades respiratorias y alergias en los ocupantes. Además, es importante destacar que la supervivencia de ciertos virus, como el SARS-CoV-2, se ve afectada por la humedad relativa, siendo menos viable en rangos entre 40% y 80%. Siguiendo las recomendaciones del Estándar 55 de la ASHRAE y aplicando el Método Analítico de la Zona de Confort, se establecieron las condiciones de confort térmico para la vivienda. Para las habitaciones, durante el verano, se fijó una temperatura de bulbo seco de 26.5°C y una humedad relativa del 60%. En las áreas sociales, para la misma estación, se establecieron 26°C y 50% de humedad relativa, respectivamente. Durante el invierno, tanto en habitaciones como en áreas sociales, se determinó una temperatura de bulbo seco de 23°C, con una humedad relativa del 60% para las habitaciones y del 50% para las áreas sociales. Con base en las condiciones de diseño establecidas, se realizó un cálculo detallado de las cargas térmicas para cada espacio de la edificación, considerando tanto el período estival como invernal. Los resultados de estos cálculos sirvieron para determinar la capacidad requerida de los equipos de tratamiento de aire (UTAs) y se presentan en las Tablas 94 a 101. Tras un análisis exhaustivo

XX

de las alternativas disponibles, se concluyó que los sistemas de expansión directa resultan idóneos para las características y dimensiones de la edificación en cuestión. En este sentido, se desarrollaron dos propuestas de solución: una basada en tecnología VRV y otra en MultiSplit. Para el diseño y selección de los equipos VRV, se empleó el software MMSP de Midea, el cual permitió optimizar la selección de unidades interiores y exteriores, así como dimensionar de manera precisa las tuberías de refrigerante. En cuanto a la propuesta MultiSplit, se basó en las fichas técnicas de los productos Midea, considerando tanto la selección de equipos como el dimensionamiento y limitación de la extensión de las tuberías de refrigerante. A continuación, se procedió a determinar los caudales de ventilación requeridos para cada espacio, considerando los lineamientos establecidos en la Norma Técnica de Edificación (RNE) EM 030 y el estándar 62.1 de ASHRAE. Se aplicó un factor de seguridad del 30% para garantizar el cumplimiento de las normativas. Posteriormente, se diseñaron los sistemas de distribución de aire para cada una de las propuestas (VRV y MultiSplit). Para el sistema VRV, se proyectaron cuatro sistemas de conductos, uno por cada piso, encargados de suministrar el aire de ventilación. En el caso del sistema MultiSplit, se optó por una distribución independiente para cada espacio, lo que implica un número de sistemas igual al de espacios a climatizar. A través del software EasyVent de Soler & Palau, se seleccionaron los ventiladores adecuados para cada sistema, considerando los caudales y pérdidas de presión calculados. Las curvas características de los ventiladores seleccionados se presentan en las Figuras 60 a 77. Una vez definidos los sistemas de climatización y ventilación, se llevó a cabo un análisis detallado de la demanda energética anual de cada propuesta. Los resultados obtenidos indican que el sistema VRV presenta un consumo energético un 21,78% menor en comparación con el sistema MultiSplit. Por otro lado, se realizó una evaluación económica de la inversión inicial para ambas propuestas, determinando que el sistema MultiSplit tiene un costo un 3,26% superior al sistema VRV. En conclusión, considerando tanto la eficiencia energética como el costo inicial, se determinó que la tecnología VRV es la opción más óptima para garantizar el confort térmico en la vivienda unifamiliar.

INTRODUCCIÓN

En el contexto actual, los sistemas de ventilación y aire acondicionado han adquirido una relevancia innegable para la salud pública. Al optimizar la calidad del aire interior y regular las condiciones ambientales, estos sistemas contribuyen significativamente a mitigar la propagación de patógenos como el SARS-CoV-2 y otros microorganismos. Asimismo, garantizan el confort térmico y promueven entornos saludables.

El presente proyecto de ingeniería, desarrollado en las instalaciones de Equipo Ingenieros QL S.A.C., tiene como objetivo principal el diseño y selección óptima de un sistema de climatización para una vivienda unifamiliar ubicada en Ancón, Lima, priorizando la eficiencia energética y la viabilidad económica. Considerando las condiciones climáticas locales, caracterizadas por veranos cálidos e inviernos frescos, se busca garantizar el confort térmico de los ocupantes y minimizar el malestar generado por las fluctuaciones térmicas.

Para alcanzar este objetivo, el proyecto se estructura en tres capítulos:

Capítulo I: Se definen los objetivos específicos del proyecto, enfocados en la selección y diseño de un sistema de ventilación y climatización que optimice el desempeño energético y económico.

Capítulo II: Se establecen los fundamentos teóricos necesarios para abordar el diseño de los sistemas propuestos, proporcionando el marco conceptual para el desarrollo del proyecto.

Capítulo III: Se analiza la problemática particular de la vivienda y se detallan las metodologías empleadas para evaluar las diferentes alternativas de climatización. A partir de los resultados obtenidos, se establecerán las conclusiones pertinentes y se seleccionará el sistema que mejor se adapte a las necesidades específicas del proyecto, considerando criterios técnicos, económicos y de sostenibilidad.

CAPÍTULO I. ASPECTOS GENERALES

1.1 Contexto

Equipo Ingenieros QL S.A.C. es una empresa especializada en la ingeniería y construcción de edificaciones multifamiliares y proyectos comerciales. Desde su fundación en 2015, ha ofrecido soluciones integrales, abarcando desde el diseño conceptual hasta la ejecución final de cada proyecto. La compañía cuenta con un equipo altamente cualificado que se encarga de la elaboración de planos especializados (arquitectónicos, estructurales, eléctricos, sanitarios), el desarrollo de instalaciones mecánicas (ventilación y aire acondicionado) y la implementación de soluciones de saneamiento ambiental. Con un enfoque centrado en las necesidades del cliente y en la calidad de sus servicios, Equipo Ingenieros QL S.A.C. se ha posicionado como un referente en el mercado peruano.

1.1.1 Misión

Desarrollar proyectos, desde el diseño hasta la etapa de construcción, dentro del marco normativo y de seguridad, a fin de satisfacer las necesidades de nuestros clientes.

1.1.2 Visión

Abarcar todos los rincones del Perú, bajo una marca de especialistas en el diseño, construcción de viviendas y edificios.

1.1.3 Servicios y productos

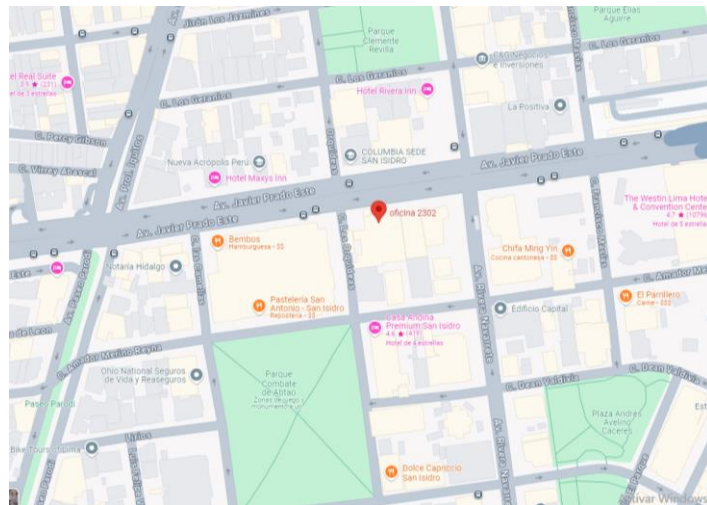
Empresa dedicada al diseño integral de proyectos, incluyendo la elaboración de planos arquitectónicos, estructurales y de especialidades (sanitarios, eléctricos y de aire acondicionado). Elaboración de estudios de suelos y asesoría técnica durante el proceso constructivo.

1.2 Delimitación temporal y espacial del trabajo

El presente estudio se lleva a cabo entre el 31 de agosto y el 10 de diciembre de 2024 en las instalaciones de Equipo Ingenieros QL S.A.C., ubicadas en la Av. Javier Prado Este 560, Oficina 2302, San Isidro.

Figura 1

Croquis de la planta.



Nota: Ubicación del sitio donde se desarrolló el trabajo de suficiencia profesional. Fuente: Google Maps.

1.3 Objetivos

Objetivo 1

Analizar las condiciones climáticas y arquitectónicas del hotel para determinar las cargas térmicas y los requerimientos de confort térmico.

Objetivo 2

Diseñar un sistema de climatización óptimo, seleccionando equipos eficientes y dimensionando los sistemas de distribución de aire.

Objetivo 3

Evaluar la eficiencia energética y económica del sistema propuesto, considerando el uso de tecnologías sostenibles.

Objetivo 4

Asegurar el cumplimiento de las normativas peruanas y los estándares internacionales de calidad del aire interior.

31

CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes:

36

Álvarez (2022) en su tesis *Diseño de un sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica para sectores I II Y III del Centro de Salud Mental Comunitario en el distrito de San Juan de Miraflores, Lima*, desarrollada en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica del Perú, propuso una solución innovadora para optimizar el confort térmico en el Centro de Salud Mental Comunitario de San Juan de Miraflores. A través de un análisis detallado, comparó la viabilidad y eficiencia de sistemas de climatización hidrónicos y VRV, aplicando los estándares ASHRAE y herramientas de simulación como HAP Carrier. Llego a la conclusión que los sistemas VRV presentan una ventaja frente a los sistemas de agua helada, obteniendo un ahorro de energía comprendido entre un 13.46% y 26.19%.

Camacho (2022), en su monografía técnica titulada *Diseño de un sistema de aire acondicionado para un edificio de reuniones eclesíásticas ubicada en el distrito de Comas-Lima en el marco de COVID 19*, elaborada en la Facultad de Ciencias Físicas de la Universidad Mayor de San Marcos, Lima, tuvo como objetivo el dimensionamiento y cálculo de un sistema de aire acondicionado, empleando los métodos de cálculo contemplados en el libro de E. Pita. "Acondicionamiento de Aire Principios y Sistemas". Llega a la conclusión de la importancia del aporte de aire exterior en los sistemas de acondicionamiento de aire, como medida de prevención en la difusión de agentes patógenos como el COVID, asimismo considerar el empleo de alumbrado UV en la banda C para su neutralización.

Liendo (2022), en su tesis *Diseño de un Sistema de Acondicionamiento Climático de una Vivienda Unifamiliar usando la Energía Solar en la ciudad de Tacna*, dentro de sus objetivos considera la selección de un refrigerante que se aplicara a su propuesta de diseño, sobre lo que concluye que la aplicación del R-410 como fluido de trabajo, es apropiado

para mejorar la eficiencia de los equipos, por sus propiedades termodinámicas y por su miscibilidad con los aceites del tipo POE, por otro lado al ser un refrigerante libre de cloro, no resulta perjudicial su aplicación para con el medio ambiente por su ODP relativamente bajo, y su nula inflamabilidad.

Thornton et al. (2022) en su artículo *The Impact, and Air-Conditioning Design Features on the Transmission of Viruses, Including SARS.CoV-2: Overview of Reviews* elaborado en el Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería de la Universidad de Alberta, Canadá, en la que establecieron como objetivo encontrar una relación entre los diseños de los Sistemas de Ventilación y de Aire Acondicionado y la transmisibilidad del virus SARS.CoV-2 a través de la recopilación de información de Ovid MEDLINE y Compendex, y su examinación por revisores empleando criterios de inclusión a priori, concluyen que la capacidad de supervivencia de un virus se reduce al mínimo en presencia de humedades relativas comprendidas entre el 40% y el 80%.

Tse Lee y Lee (2023) en su artículo *Artificial intelligence enabled energy-efficient heating, ventilation and air conditioning system: Design, analisis and necessary hardware upgrades*, el cual tuvo lugar su desarrollo en el Departamento de Ingeniería de Energía Refrigeración y Aire Acondicionado de la Universidad Nacional de Tecnología de Taipei, Taiwan, cuyo objetivo principal fue proponer una mejora en las IAs aplicadas a los sistemas de acondicionamiento de aire, así mismo evaluar el impacto de su aplicación en términos de eficiencia energética. Su investigación, concluye que al involucrar las tecnologías asociadas a las IAs, a los sistemas HVAC, podemos obtener mejoras en el rendimiento comprendidas entre el 28.8% y un 44%, siempre que los hardware de los sistemas de aire acondicionado sean actualizados constantemente, para incrementar su rapidez de respuesta, para los nuevos softwares que puedan ser aplicables.

Heredia et al. (2020) en su artículo *Oveview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A* publicado en la revista International Journal of Refrigeration, Reino Unido, tuvo por objetivo proponer la sustitución de los refrigerantes R134a, R404a y R410a, por las mezclas de hi fluoroolefina (HFO) que bien, su aplicación no presenta efectos negativos en la capa de ozono, sin embargo sus emisiones pueden contribuir con el efecto invernadero, generando un desequilibrio en la temperatura terrestre. El trabajo concluye que el R32 como sustituto del R410a presenta algunas propiedades termodinámicas desfavorables como su inflamabilidad y temperaturas altas de descarga, por lo que se prefiere como sustitutos a las mezclas R446a, R447A, R452B y R454B.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 El aire seco y atmosférico

El aire seco, es una mezcla de gases constituida principalmente por nitrógeno (78%), oxígeno (21%) y entre otros gases que llegan a representar el 1% del total. Sin embargo, puede contener concentraciones variables de vapor de agua, en función de la temperatura y la presión. A esta mezcla de aire seco y vapor de agua, se conoce como aire atmosférico. En consecuencia, resulta conveniente tratar al aire como la mezcla de ambos componentes en las aplicaciones de aire acondicionado, puesto que la humedad es un factor relevante en el confort térmico. (Cengel y Boles, 2015)

2.2.2 Parámetros psicrométricos

2.2.2.1 Humedad Relativa (ϕ)

La humedad relativa representa la relación porcentual entra la presión parcial del vapor de agua presente en el aire (P_v) y la presión de saturación del vapor de agua a la misma temperatura (P_{vs}). En otras palabras, indica el grado de saturación del aire con vapor de agua (Carrier Air Conditioning Co, 2017). Matemáticamente, se expresa mediante la Ecuación 1:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}} * 100\% \quad (1)$$

2.2.2.2 Humedad Específica (W)

La humedad específica (W), también conocida como humedad absoluta, se define según la Ecuación 2, como la relación entre la masa del vapor de agua (m_v) y la masa de aire seco (m_a) en una muestra de aire atmosférico. En otras palabras, es la cantidad de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

$$W = \frac{m_v}{m_a} \quad (2)$$

Donde:

m_v : masa de vapor [kg]

m_a : masa de aire en [kg.]

Según Carrier (2017), al asumir un comportamiento ideal de los gases en la mezcla de aire húmedo, podemos emplear la Ecuación 3 para determinar la humedad absoluta (W):

$$W = 0.622 * \frac{\varphi * p_{vs}}{p - \varphi * p_{vs}} \quad (3)$$

Donde:

W: Humedad absoluta [kgv/kgd]

p_{vs} : Presión de saturación de vapor [Pa]

p : Presión total del aire atmosférico [Pa]

Es importante destacar que este modelo simplifica el comportamiento real de los gases, y sus resultados pueden presentar desviaciones, especialmente a altas presiones y bajas temperaturas.

2.2.2.3 Temperatura Seca (Ts)

Temperatura cuya lectura es registrada por un termómetro convencional. (Cengel y Boles, 2015)

2.2.2.4 Temperatura Húmeda (Th)

Temperatura registrada por un termómetro cuyo bulbo se encuentra envuelto con una malla de algodón húmeda, expuesta a una corriente de aire. Puede ser tomada como un indicador indirecto del grado de humedad existente en el aire circundante. Si la muestra de aire no se encuentra saturada, consecuentemente la temperatura húmeda será menor que la seca. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

2.2.2.5 Entalpía (h)

La entalpía es una magnitud que cuantifica la energía térmica total contenida en un flujo de aire. Al ser una propiedad extensiva, la entalpía del aire atmosférico se determina como la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua presentes en él. Este parámetro es fundamental en procesos como la climatización, donde permite calcular la cantidad de energía necesaria para modificar la temperatura y humedad del aire. (Cengel y Boles, 2015)

Aunque podemos obtener una estimación gráfica de la entalpía utilizando el diagrama psicrométrico, para cálculos más precisos se recomienda emplear la Ecuación 4.

$$h = c_{pa} * t + W(h_{fg} + c_{pv} * t) \quad (4)$$

Donde:

h : La entalpía específica [kJ/kg]

h_{fg} : Entalpía de vapor saturado del agua [kJ/kgv]

c_{pa} : Es el calor específico del aire [kJ/kg·K]

c_{pv} : Es el calor específico del vapor de agua [kJ/kg·K]

t : Es la temperatura [°C]

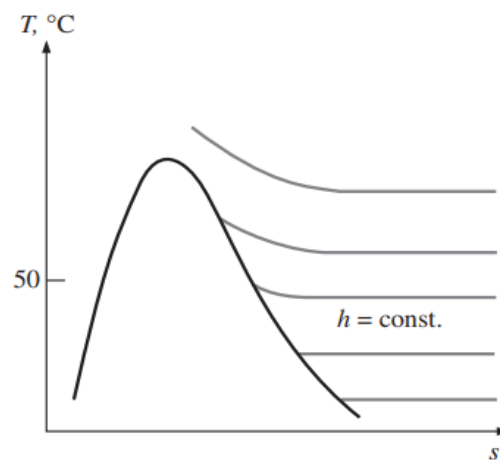
W : Es la humedad absoluta [kgv/kg]

Según Cengel y Boles (2015), en sistemas de aire acondicionado (-10°C a 50°C), las líneas de entalpía se aproximan a las isothermas en la región de vapor sobrecalentado (Figura 2).

Esto permite simplificar los cálculos, considerando la entalpía del vapor de agua como la entalpía de vaporización ($h_{fg} \approx 2500.9$ kJ/kg) y los calores específicos ($C_{pv} \approx 1.82$ kJ/kg·K y $C_{pa} \approx 1.005$ kJ/kg·K) (Figura 2).

Figura 2

Diagrama T-s del agua.



Nota. El diagrama representa el comportamiento de las líneas isoentálpicas en el estado de vapor saturado en un rango de 0 a 50°C. Tomado de Termodinámica, por Cengel y Boles (2015).

Figura 3

Propiedades del aire seco

Aire seco	
$T, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
-10	1.0038
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0049
30	1.0054
40	1.0059
50	1.0065

Nota. El recuadro muestra la variación despreciable del calor específico del aire seco en un rango de -10°C a 50°C . Tomado de *Termodinámica*, por Cengel y Boles (2015).

A partir del análisis realizado, se deduce que la expresión original puede reducirse a la Ecuación 5 en la que la humedad absoluta y la temperatura son las únicas variables independientes.

$$h = 1.005 * t + W(2500.9 + 1.82 * t) \quad (5)$$

2.2.2.6 Caudal másico de aire.

Representa la cantidad de masa de aire que se desplaza a través de una sección en un determinado periodo de tiempo y se determina mediante la Ecuación 6:

$$m_a = \frac{V}{v} \quad (6)$$

Donde:

m_a : El caudal másico del aire [kg/h]

V : El caudal volumétrico del aire [m³/h]

v : Volumen específico del aire [m³/kg]

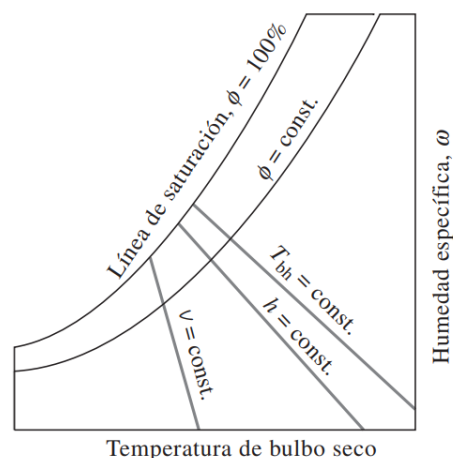
2.2.3 La carta psicrométrica

Diagrama que representa gráficamente las relaciones entre las propiedades termodinámicas del aire húmedo, permitiendo determinar los parámetros psicrométricos de un flujo de aire a partir de la temperatura seca y la humedad relativa, dos de las propiedades más comúnmente medidas en los sistemas de aire acondicionado. (Cengel y Boles, 2015)

En el diagrama psicrométrico, las abscisas representan la temperatura seca y las ordenadas la humedad absoluta. La curva de saturación delimita la región de aire saturado. Las isohúmetras, líneas paralelas a la curva de saturación, representan los estados de aire con humedad relativa inferior al 100%. Las isotermas de bulbo húmedo, con pendiente positiva, y las líneas de volumen específico constante, con mayor pendiente, permiten determinar otras propiedades del aire. Para simplificar los cálculos, las isotermas de bulbo húmedo y las isoentálpicas se consideran paralelas. Cengel y Boles (2015)

Figura 4

Esquema de la carta psicrométrica.



Nota, El diagrama muestra las curvas principales que describen los estados psicrométricos de un flujo de aire. Tomado de Termodinámica, por Cengel y Boles (2015).

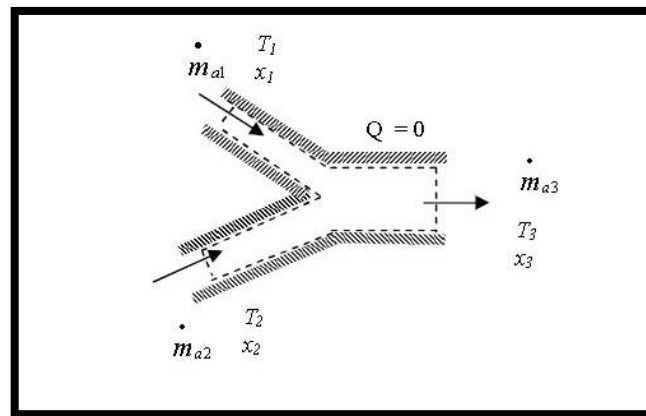
2.2.4 Procesos psicrométricos

2.2.4.1 Mezcla de dos flujos de aire

Consiste en la interacción de 2 flujos de aire a temperaturas y humedades distintas dentro de un plenum o caja (Figura 5), de tal forma que obtengamos una mezcla con propiedades intermedias.

Figura 5

Mezcla adiabática de dos flujos de aire húmedo.



Nota, Se muestra gráficamente las condiciones entálpicas antes y después de la mezcla. Tomado de Handbook Fundamentals of ASHRAE, por ASHRAE (2017).

No se consideran las pérdidas de energía ni masa al exterior del sistema, en consecuencia, en términos de flujo y entalpías se cumple la relación expresada mediante la Ecuación 7:

$$\dot{m}_{a3} * h_3 = \dot{m}_{a2} * h_2 + \dot{m}_{a1} * h_1 \quad (7)$$

Donde:

$\dot{m}_{a3}$: El caudal másico resultante a la salida del plenum. [kg/s]

h_3 : Entalpía del caudal másico a la salida del plenum. [kJ/kg]

$\dot{m}_{a2}$: El caudal másico ingresante al plenum. [kg/s]

h_2 : Entalpía del caudal másico ingresante al plenum. [kJ/kg]

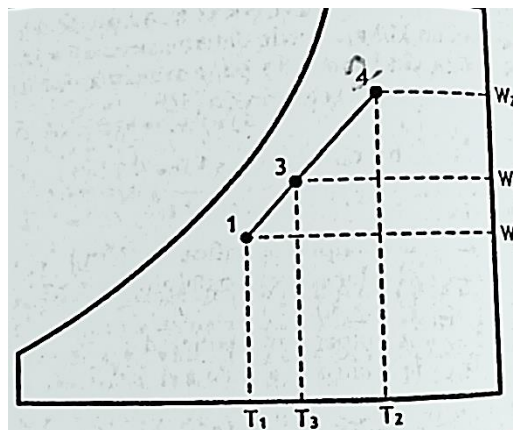
$\dot{m}_{a1}$: El caudal másico ingresante al plenum. [kg/s]

h_1 : Entalpía del caudal másico ingresante al plenum. [kJ/kg]

En la Figura 6 se muestra el diagrama psicrométrico que describe el proceso de mezcla de aire. Los puntos 1 y 2 representan las condiciones de los flujos de entrada al plenum, y el punto 3, situado sobre la línea recta que une los puntos 1 y 2, representa el estado del flujo de mezcla, de acuerdo con la ley de las mezclas. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

Figura 6

Proceso de mezcla de dos flujos de aire en condiciones de temperatura y humedad distintas.



Nota. Representación gráfica de la mezcla de dos flujos de aire húmedo. Tomado de Manual de Aire Acondicionado. Por Carrier Air Conditioning Co.(2017)

De la relación anterior también puede denotarse en función de los caudales volumétricos y las temperaturas mediante la Ecuación 8, que nos permite obtener la temperatura de salida de mezcla t_3 . (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

$$t_3 = (\dot{V}_1/\dot{V}_3) * (t_1 - t_2) + t_2 \quad (8)$$

Donde:

$\dot{V}_1$: El caudal volumétrico a la entrada del plenum (1) [m³/h]

$\dot{V}_3$: El caudal volumétrico a la salida del plenum (2) [m³/h]

t_1 : Temperatura seca del flujo de aire a la entrada del plenum (1) [°C]

t_2 : Temperatura seca del flujo de aire a la entrada del plenum (2) [°C]

t_3 : Temperatura seca del flujo de aire a la salida del plenum (3) [°C]

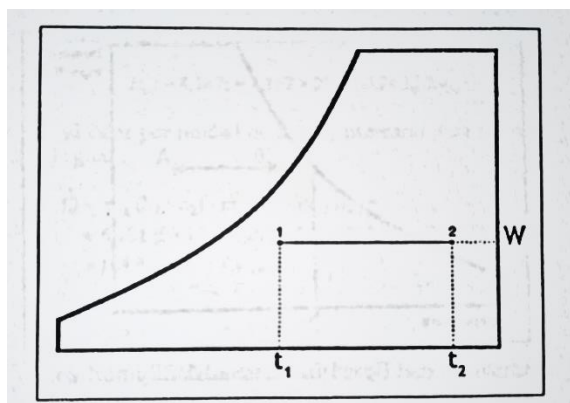
2.2.4.2 Calentamiento Sensible

El proceso de calentamiento del aire se realiza sin modificar la cantidad de vapor de agua presente en el aire, manteniendo constante la humedad absoluta. Para ello, se utilizan resistencias eléctricas o fuentes de calor basadas en la combustión, las cuales aportan energía térmica al aire sin introducir humedad adicional. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

El proceso viene a ser representado a través de la Figura 7. Donde visualmente se verifica que las humedades absolutas de los estados (1) y (2) permanecen constantes hasta el final del proceso.

Figura 7

Calentamiento de una masa de aire sin variación en la humedad.



Nota. Calentamiento sensible. Tomado de Manual de Aire Acondicionado. Carrier Air Conditioning Co. (2017)

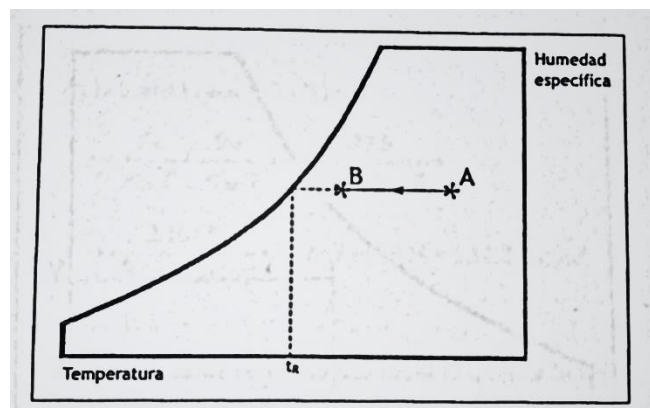
2.2.4.3 Enfriamiento Sensible

Consiste en el enfriamiento de aire permaneciendo inalterable la cantidad de humedad absoluta en la muestra, eso implica, que la temperatura final de enfriamiento debe ser superior a la de rocío para evitar la condensación. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

El proceso viene a ser representado a través de la Figura 8. Donde visualmente se verifica que las humedades absolutas de los estados (A) y (b) permanecen constantes, teniendo en consideración que la temperatura final no corte la línea de saturación.

Figura 8

Proceso de enfriamiento de una masa de aire sin sobrepasar el punto de saturación.



Nota. Enfriamiento sensible. Tomado de Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

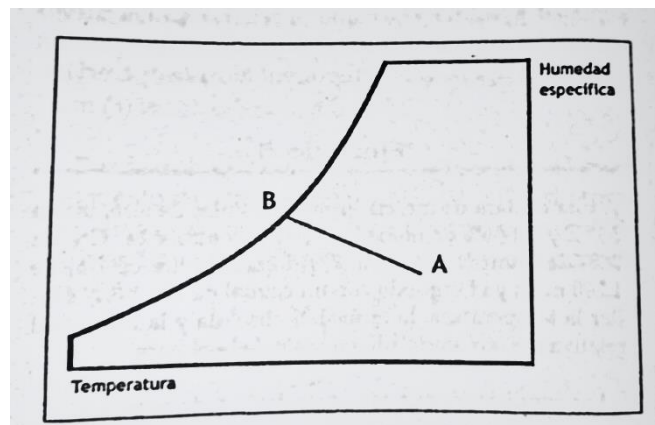
2.2.4.4 Saturación Adiabática.

El proceso implica mover el estado inicial (A) a lo largo de una línea de temperatura húmeda constante en el diagrama psicrométrico hasta alcanzar la curva de saturación. Dado que esta línea es isoentálpica, no hay intercambio de calor con el entorno. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

En la Figura 9, se representa el proceso, teniendo como punto de partida el estado (A), para llevarlo hacia un estado (B) coincidente con la línea de saturación.

Figura 9

Proceso de saturación adiabática.



Nota, Representación gráfica del proceso de saturación adiabática, tomado de Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

2.2.4.5 Humidificación del aire.

La transformación termodinámica del aire mediante la pulverización de agua implica un proceso no adiabático, caracterizado por un intercambio de calor sensible y latente. La diferencia de temperatura entre el agua y el aire promueve la evaporación o condensación, alterando así la humedad relativa y la temperatura del flujo. Este principio se aplica en sistemas de acondicionamiento de aire, donde se utilizan humidificadores y deshumidificadores para controlar las condiciones ambientales. (Carrier Air Conditioning Co 2017)

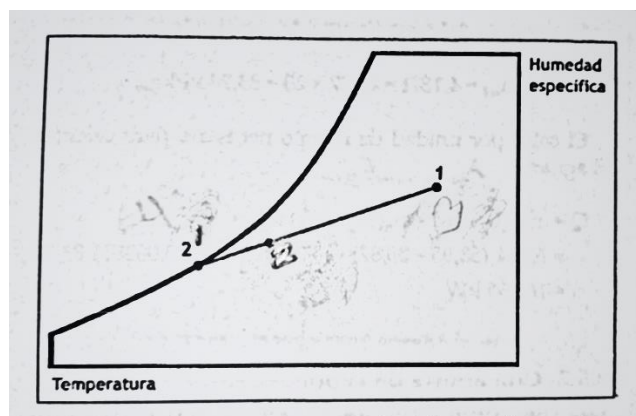
2.2.4.6 Deshumidificación por enfriamiento.

La deshumidificación se consigue al enfriar el aire húmedo mediante un intercambiador de calor. El aire entra en contacto con las superficies frías de los tubos y aletas, enfriándose hasta su punto de rocío. Este enfriamiento se logra gracias a la circulación de un fluido refrigerante o agua helada a través de los tubos. Al alcanzar el punto de rocío, el vapor de agua se condensa y es eliminado, reduciendo así la humedad relativa del aire. (Carrier, Air Conditioning Co, 2017)

La Figura 10 ilustra el proceso de deshumidificación en un diagrama psicrométrico. El punto (1) representa las condiciones iniciales del aire antes de entrar en contacto con la batería, mientras que el punto (2) indica las condiciones del aire a la salida. El punto (2') representa el estado ideal de saturación que se alcanzaría si la batería tuviera una eficiencia del 100%. Sin embargo, debido a las limitaciones de diseño y operación, el aire de salida nunca alcanza este estado ideal.

Figura 10

Representación Gráfica del proceso de deshumidificación por enfriamiento.



Nota, Representación Gráfica del proceso de deshumidificación por enfriamiento Tomado de Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

La eficiencia de la batería se evalúa mediante el factor de bypass. Este parámetro, que depende de las temperaturas del aire en los distintos estados del proceso (indicadas en la Figura 10), se calcula a través de la Ecuación 9.

$$f = \frac{t_2 - t_{2'}}{t_1 - t_{2'}} \quad (9)$$

Donde:

f : El factor de by pass de batería. [adimensional]

t_1 : La temperatura inicial del aire. [°C]

t_2 : La temperatura del aire a la salida. [°C]

$t_{2'}$: La temperatura del aire ideal a la salida. [°C]

2.2.5 Formas de Calor.

La energía puede presentarse en múltiples formas, pero en el ámbito de la climatización, el foco está en la energía térmica, asociada al movimiento aleatorio de las moléculas y a las fuerzas intermoleculares. Para un análisis preciso de los sistemas de aire acondicionado, se distinguen dos tipos principales de calor: el calor sensible y el calor latente. (Cengel y Ghajar, 2011)

2.2.5.1 Calor sensible.

El calor sensible se define como la forma de energía térmica asociada al aumento de la vibración molecular de una sustancia. Existe una relación directa, entre la temperatura de un cuerpo y la energía cinética de sus partículas constituyentes. (Cengel y Ghajar, 2011)

2.2.5.2 Calor latente.

El calor latente representa la energía asociada a los enlaces intermoleculares de una sustancia. Esta energía se absorbe o se libera durante los cambios de fase (sólido-líquido, líquido-gas), sin provocar un cambio de temperatura. (Cengel y Ghajar, 2011)

2.2.6 Modos de Transferencia de Calor.

Según Cengel y Gahar, 2011, la transferencia de calor es un fenómeno físico impulsado por gradientes de temperatura, en el cual la energía térmica se transfiere de un sistema a mayor temperatura hacia otro a menor temperatura. Este flujo de calor cesa cuando ambos sistemas alcanzan la misma temperatura, es decir, el equilibrio térmico. Los mecanismos fundamentales de transferencia de calor son tres:

- Por conducción
- Por convección.
- Por radiación.

2.2.6.1 Por Conducción.

La conducción es un modo de transferencia de calor que ocurre a través de las interacciones entre las partículas de una sustancia. Este proceso puede darse en sólidos, líquidos y gases. En sólidos, la conducción se produce principalmente por el movimiento de electrones libres. En fluidos, se lleva a cabo mediante la colisión y difusión de las moléculas. (Cengel y Ghajar, 2011)

La transferencia de calor por conducción no depende exclusivamente del gradiente de temperatura. Otros factores, como la geometría y la composición del material, influyen significativamente en este proceso. (Cengel y Ghajar, 2011)

La Ecuación 10, nos permite cuantificar la transferencia de calor por conducción:

$$\dot{Q}_{cond} = k * A * \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (10)$$

Donde:

k : La conductividad térmica del material. [W/m.K]

A : El área o sección transversal perpendicular al flujo de calor. [m²]

ΔT : El gradiente de temperatura. [°C]

Δx : El espesor del material. [m]

2.2.6.2 Por Convección.

La convección térmica se produce cuando un fluido en movimiento entra en contacto con una superficie sólida a diferente temperatura. La velocidad del fluido influye directamente en el espesor de la capa límite térmica y, por tanto, en la tasa de transferencia de calor. En ausencia de movimiento del fluido, la transferencia de calor se reduce a la conducción molecular a través de las capas estacionarias adyacentes a la superficie. (Cengel y Ghajar, 2011)

$$\dot{Q}_{conv} = h * A_s * (T_s - T_f) \quad (11)$$

La transferencia por convección es cuantificable, y se puede obtener mediante la Ecuación 11, o denominada también “Ley de Newton del enfriamiento”.

Donde:

h : El coeficiente de transferencia de calor por convección. [W/m².K]

A_s : La superficie del sólido que entra en contacto con el fluido [m²]

T_s : La temperatura superficial del sólido. [°C]

T_f : La temperatura a la que se encuentra el fluido. [°C]

2.2.6.3 Por radiación.

Mecanismo de transferencia de calor, originada por propagación de ondas electromagnéticas emanada de los cuerpos a una temperatura por encima del cero absoluto. A diferencia de la transferencia de calor por conducción y por convección, esta forma no requiere de un medio físico para poder transmitirse. (Cengel y Ghajar, 2011)

Naturalmente, resulta complejo estimar la tasa de transmisión de calor entre dos superficies, puesto que de por medio son muchas las variables a controlar, tales como la orientación, las propiedades físicas de las superficies, conocer la naturaleza del medio circundante, etc. (Cengel y Ghajar, 2011)

2.2.7 Estimación de la Carga Térmica en verano.

La estimación de la carga térmica se realizó siguiendo los principios y procedimientos detallados en el Manual de Aire Acondicionado, publicado por Carrier Air Conditioning Co.

Las ganancias de calor, involucradas en el cálculo de la carga térmica son las siguientes:

- Ganancias por insolación de las superficies de vidrio.
- Transmisión de calor a través de las paredes o techos exteriores.
- Conducción de calor a través de paredes, suelo y techos interiores.
- Conducción de calor a través de los cristales y puertas.
- Ganancias de calor por infiltraciones.
- Ganancias de calor por tasa de ventilación.
- Ganancias debidas a los ocupantes.
- Ganancias debidas a la iluminación.

- Ganancias debidas a los equipos.

2.2.7.1 Ganancias por insolación de las superficies de vidrio.

Las ganancias solares a través de superficies vidriadas dependen de la radiación solar directa y difusa, la cual varía según la ubicación geográfica y las condiciones climáticas. Factores como la nubosidad, las características de la ventana, la altitud y el punto de rocío influyen en esta ganancia. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Las ganancias solares se calculan mediante la Ecuación 12:

$$Q = W * S * f_m * f_a * f_h * f_{pr} * f_{lat} \quad (12)$$

Donde:

Q : Ganancia por insolación a través de vidrio [W]

W : Aportación solar a través del vidrio [W/m²]

S : Área transversal del vidrio [m²]

f_m : Factor en relación con el marco metálico [adimensional]

f_a : Factor en relación con el nivel de turbidez del aire [adimensional]

f_h : Factor en relación con la altitud geográfica del proyecto [adimensional]

f_{pr} : Factor de corrección de punto de rocío [adimensional]

f_{lat} : Factor de corrección para proyectos ubicados en latitud sur [adimensional]

2.2.7.2 Transmisión de calor a través de las paredes o techos exteriores.

La estimación de las ganancias de calor por transmisión en cerramientos exteriores no se limita a la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. La incidencia de la radiación solar, variable en el tiempo y en función de la ubicación geográfica, introduce un componente adicional

de ganancia térmica. Para considerar estos efectos, se define la Diferencia de Temperatura Equivalente (DTE), la cual se calcula en la hora de máximo flujo térmico y considera las propiedades térmicas de los materiales, la orientación de la superficie y las condiciones climáticas locales. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Las ganancias por transmisión de calor a través de paredes y techos exteriores se calculan mediante la Ecuación 13:

$$\dot{Q} = A * K * DTE \quad (13)$$

Donde:

$\dot{Q}$: Ganancia de calor por transmisión de calor a través de paredes y techos exteriores. [W]

A : Superficie del cerramiento considerado [m²]

K : Coeficiente global de transmisión [W/m²*K]

DTE : Diferencia equivalente de temperatura [°C]

• Cálculo de la Diferencia de Temperatura Equivalente (DTE)

Según Carrier Air Conditioning, 2017 la DTE está sujeta a corrección, por lo que deberá modificarse mediante la Ecuación 14:

$$DTE = a + DTE_{som} + b * \frac{R_s}{R_m} * (DTE_{sol} - DTE_{som}) \quad (14)$$

Donde:

DTE : Diferencia de temperatura equivalente corregida

a : Valor de corrección según tabla para una diferencia entre la temperatura interior y exterior distinta de 8°C y una variación de temperatura exterior distinta de 11°C. [adiminesional]

4

DTE_{som} : Valor de la diferencia equivalente de temperatura para la hora en el que la pared se encuentra a la sombra. [°C]

DTE_{sol} : Valor de la diferencia equivalente de temperatura para la hora en que la pared esta soleada. [°C]

b : Coeficiente según el color de la pared, para tonos oscuros, toma el valor de 1, para tonos medios, el valor de 0.78 y para tonos claros, toma el valor de 0.55. [adimensional]

R_s : Máxima aportación solar a través de una superficie vidriada para la latitud, orientación y hora del proyecto. Sera vertical para paredes y horizontal para techos. [W/m²]

R_m : Máxima aportación solar a través de una superficie vidriada consideradas en el mes de Julio, a 40° latitud norte. Sera vertical para paredes y horizontal para techos. [W/m²]

• Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia (K)

5

El Coeficiente Global de Transmisión de Calor (K) es una medida de la capacidad de un material o sistema para conducir el calor. Representa la cantidad de calor que fluye a través de un metro cuadrado del material por cada kelvin de diferencia de temperatura entre sus caras. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

Para calcular el valor de K , se determina primero la resistencia térmica total del sistema. Esta resistencia es la suma de las resistencias individuales de cada capa que compone el sistema (Ver Anexos 1, 2 y 3). Matemáticamente, se expresa mediante la Ecuación 15.

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n \quad (15)$$

Luego el valor de K estará dado por la Ecuación 15:

$$K = \frac{1}{R_T} \quad (16)$$

Donde:

K : Coeficiente global de transferencia. [W/m².K]

R_T : Resistencia térmica del cerramiento. [m².K/W]

2.2.7.3 Conducción de calor a través de paredes, suelo y techos interiores

Carrier Air Conditioning, 2017, señala que, para estimar la conducción a través de cerramiento como una pared, suelo o techo, deberán tenerse en cuenta solo los elementos que colinden con ambientes no climatizados. Según Carrier (2017) para fines prácticos se toma la temperatura interior del local no refrigerado equivalente a la temperatura exterior menos 3°C, quedando la ganancia por conducción expresada mediante la Ecuación 17:

$$\dot{Q} = A * K * (T_{ext} - T_{int} - 3) \quad (17)$$

Donde:

$\dot{Q}$: Ganancia de calor por conducción. [W]

A : Área del cerramiento [m²]

K : Coeficiente global de transmisión del cerramiento [W/m².K]

T_{ext} : Temperatura exterior [°C]

T_{int} : Temperatura interior [°C]

2.2.7.4 Conducción del calor a través de los cristales y puertas

Carrier Air Conditioning, 2017, indica que, en general se puede estimar las ganancias a través de los cristales o puertas mediante la Ecuación 18:

$$\dot{Q} = A * K * (T_{ext} - T_{int}) \quad (18)$$

Donde:

$\dot{Q}$: Ganancia de calor por conducción. [W]

A : Área del cerramiento. [m²]

K : Coeficiente global de transmisión del cerramiento. [W/m²*K]

T_{ext} : Temperatura exterior. [°C]

T_{int} : Temperatura interior. [°C]

2.2.7.5 Ganancias de calor por infiltraciones

Carrier Air Conditioning, 2017, señala que las ganancias por infiltraciones, se deben principalmente a las puertas y ventanas que se encuentran expuestas a las corrientes de aire de la fachada. Cabe resaltar que las ganancias de calor se manifestaran en forma sensible y latente, puesto que el aire atmosférico transporta aire seco y vapor. Para la determinación del caudal de infiltraciones, se hará empleo de las tablas adjuntas en los Anexos 19 y 20, cuyos valores en su contenido están basados para un flujo de aire perpendicular a 12 km/h. Si las condiciones difieren deberán aplicarse factores de conversión de acuerdo con la Ecuación 19:

$$V_i = f_d * f_v * R_{tabla} * A \quad (19)$$

Donde:

V_i : Caudal de infiltraciones por puertas o ventanas. [m³/h]

R_{tabla} : Ratio de infiltración por área de abertura de ventana o puerta.

[m³/h.m² ventana]

A : Área de abertura de la ventana o puerta. [m²]

f_d : Factor de corrección por dirección del flujo de aire. ($f=0.60$)
[adimensional]

f_v : Factor de corrección para una velocidad distinta de 12km/h, para su cálculo basta dividir la velocidad real por 12km/h.
[adimensional]

Las ganancias de calor sensible y latente debido a infiltraciones de calcula mediante las Ecuaciones 20 y 21, respectivamente:

$$\dot{Q}_s = 0.34 * V_i * (T_{ext} - T_{int}) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_l = 0.83 * V_i * (W_{ext} - W_{int}) \quad (21)$$

Donde:

$\dot{Q}_s$: Calor sensible debida a infiltraciones. [W]

$\dot{Q}_l$: Calor latente debida a infiltraciones [W]

V_i : Caudal de infiltraciones a través de puertas o ventanas. [m³/h]

T_{ext} : Temperatura exterior. [°C]

T_{int} : Temperatura interior en. [°C]

W_{ext} : Humedad absoluta exterior. [g/kg]

W_{int} : Humedad absoluta interior. [g/kg]

2.2.7.6 Ganancias de calor por tasa de ventilación

Son las ganancias debidas al aire que introducimos al local para la remoción de olores, y mantener una calidad aceptable de aire interior. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Los caudales de aire necesarios para dar lugar a las renovaciones de aire para cada local, están señalados en la Tabla 1:

Tabla 1
Ratios de ventilación para una calidad aceptable de aire.

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a	
	cfm/person	L/s. person	cfm/ft ²	L/s. m ²
General				
Break rooms	5	2.5	0.06	0.3
Coffee stations	5	2.5	0.06	0.3
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3
Corridors	-	-	0.06	0.3
Occupiable storage rooms for liquid or gels	5	2.5	0.12	0.6
Hotels, Motels, Resort, Dormitories				
Bedroom/living room	5	2.5	0.06	0.3
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3
Laundry rooms, central	5	2.5	0.12	0.6
Laundry rooms within dwelling units	5	2.5	0.12	0.6
Lobbies/prefunction	7.5	3.8	0.06	0.3
Multipurpose assembly	5	2.5	0.06	0.3

Nota. Minimum Ventilation Rates in Breathing Zone.

Tomado de *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality* por ANSI/ASHRAE Standard 62.1 (2019)

Donde, el caudal de ventilación, se determina en función de la ocupación y del área del local a climatizar. La siguiente Ecuación 22 nos permite su cálculo:

$$V_{bz} = R_p * P_z + R_a * A_z \quad (22)$$

Donde:

 V_{bz} : Tasa de inyección de aire. (l/s)

R_p : Ratio de ventilación por persona. (l/s*persona)

R_a : Ratio de ventilación por el área del local. (l/s*m2)

P_z : Ocupación del local.

A_z es el área del local a climatizar

Luego, las ganancias por calor sensible y latente por ventilación vienen expresadas por las Ecuaciones 23 y 24 respectivamente:

$$\dot{Q}_{sv} = 0.34 * V_{bz} * f * (T_{ext} - T_{int}) \quad (23)$$

$$\dot{Q}_{lv} = 0.83 * V_{bz} * f * (W_{ext} - W_{int}) \quad (24)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sv}$: ganancia de calor sensible debidas a la tasa de ventilación. [W]

$\dot{Q}_{lv}$: ganancia de calor latente debidas a la tasa de ventilación. [W]

V_{bz} : tasa de inyección de aire que deberá expresarse. [m3/h]

f : factor de by-pass de la batería, se considerará un valor de 0.25 [adimensional]

T_{ext} : temperatura exterior. [°C]

T_{int} : temperatura interior. [°C]

W_{ext} : humedad absoluta exterior. [g/kg]

W_{int} : humedad relativa interior. [g/kg]

2.2.7.7 Ganancias debidas a los ocupantes

Las ganancias por ocupación se deben a la propia termorregulación del cuerpo humano. Al mantener una temperatura interna constante de 37°C, el cuerpo intercambia calor con el entorno a través de mecanismos como la sudoración y la evaporación. Estos procesos involucran tanto transferencia de calor sensible (cambios de temperatura) como latente (cambios de fase, como la evaporación del sudor). (Carrier Air Conditioning, 2017)

Las ganancias sensibles y latentes se calculan mediante las

Ecuaciones 25 y 26:

$$\dot{Q}_{sp} = n * O_{sp} \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{lp} = n * O_{lp} \quad (26)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sp}$: Calor sensible debido a las personas. [W]

$\dot{Q}_{lp}$: Calor latente debido a las personas. [W]

n : Cantidad de personas en el local. [unidades]

O_{sp} : Calor sensible debido a una persona. [W]

O_{lp} : Calor latente debido a una persona. [W]

2.2.7.8 Ganancias debidas a la iluminación

La iluminación, en función de su tecnología y modo de operación, libera energía térmica al ambiente a través de radiación, convección y conducción. La porción significativa de esta energía, considerada como carga sensible, se calcula basándose en la potencia eléctrica suministrada a las lámparas. Este factor es fundamental al determinar la demanda de enfriamiento en un espacio. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Se calcula mediante la Ecuación 27:

$$\dot{Q} = 1.20 * P_{eléctrica} \quad (27)$$

Donde:

$\dot{Q}$: Ganancia de calor debida a la iluminación [W]

$P_{eléctrica}$: Potencia eléctrica instalada en alumbrado [W]

2.2.7.9 Ganancias debidas a los equipos

Los equipos y electrodomésticos presentes en un espacio también contribuyen a la carga térmica total, principalmente como fuentes de calor

sensible. Sin embargo, en procesos que involucran evaporación, como la cocción o el secado, pueden generar adicionalmente carga latente. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Para equipos de cocina, Carrier Air Conditioning Co. ha realizado ensayos que cuantifican las cargas térmicas sensibles y latentes. Estos datos se obtienen en condiciones estándar, sin considerar la presencia de sistemas de extracción. Sin embargo, Carrier Air Conditioning Co. (2017) sugiere que, en caso de contar con una campana extractora eficaz, se puede reducir a la mitad las cargas térmicas.

2.2.8 Estimación de la Carga Térmica en invierno

Al estimar la carga térmica en invierno, las cargas sensibles predominan sobre las latentes. Estas cargas sensibles se originan principalmente por pérdidas a través de los cerramientos y ventilación. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Las cargas latentes, relacionadas con los cambios de fase del agua (como la evaporación), son generalmente menos significativas en invierno debido a que las ganancias latentes provenientes de los ocupantes (respiración, transpiración) tienden a compensar las pérdidas. Sin embargo, en condiciones de alta humedad o en espacios con mucha actividad, las cargas latentes pueden tener una influencia mayor. (Carrier Air Conditioning, 2017)

2.2.8.1 Pérdidas a través de los cerramientos

Las pérdidas a través de los cerramientos se producen principalmente por conducción térmica, debido al gradiente de temperatura existente entre el interior y el exterior del edificio. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Estas pérdidas se cuantifican mediante la aplicación de la Ecuación 28:

$$\dot{Q}_c = S * K * \Delta T \quad (28)$$

Donde:

$\dot{Q}_c$: pérdida de calor a través de los cerramientos. [W]

S : área del cerramiento en cuestión. [m²]

K : coeficiente global de transmisión del cerramiento. [W/m²*K]

ΔT : gradiente de temperatura entre el exterior e interior. [°C]

2.2.8.2 Pérdidas sensibles debidas al aire de ventilación.

Según Carrier Air Conditioning, 2017, las pérdidas de calor por ventilación se deben a la introducción de aire exterior para garantizar la calidad del aire interior. Estas pérdidas (relacionadas con la temperatura) se calculan mediante la Ecuación 29:

$$\dot{Q}_{as} = m_a * c_p * \Delta T \quad (29)$$

Donde:

$\dot{Q}_{as}$: Pérdida de calor sensible debida al aire de ventilación. [W]

m_a : Caudal másico del aire. [kg/s]

c_p : Calor específico medio del aire húmedo 1026 J/kg.K.

ΔT : Gradiente de temperatura entre el exterior e interior. [°C]

2.2.8.3 Pérdidas latentes debidas al aire de ventilación.

Según Carrier Air Conditioning 2017, las pérdidas de calor latente debidas al aire de ventilación para mantener una calidad mínima de aire interior se calcula mediante la Ecuación 30:

$$\dot{Q}_{al} = m_{av} * h_{fg} * \Delta W \quad (30)$$

Donde:

$\dot{Q}_{al}$: Pérdida de calor latente debida al aire de ventilación. [W]

m_{av} : Caudal másico del aire. [kg/s]

h_{fg} : Calor latente medio de vaporización del agua 2478 J/kg.K.

ΔW : Gradiente de humedades absolutas entre el exterior e interior [kg/kg].

2.2.9 Parámetros para la selección de la UTA en verano.

La correcta selección de la UTA es un aspecto crítico en el diseño de cualquier sistema de climatización. Para asegurar que la UTA elegida se adapte a las condiciones específicas del proyecto y proporcione el nivel de confort y calidad del aire requerido, es necesario definir previamente una serie de parámetros. (Carrier Air Conditioning, 2017)

La Tabla 2 presenta los parámetros clave que deben considerarse:

Tabla 2

Parámetros de entrada y salida para la selección de la UTA (Verano).

Parámetros conocidos		Parámetros a determinar	
t_1	Temperatura exterior	V	Caudal de aire de suministro
ϕ_1	Humedad relativa exterior	t_4	Temperatura de rocío de la UTA
t_2	Temperatura interior	t_5	Temperatura del aire de suministro
ϕ_2	Humedad relativa interior	t_3	Temperatura del aire a la entrada de la UTA
V_v	Caudal de ventilación	N_R	Potencia frigorífica de la UTA
Q_{se}	Carga sensible efectiva total	f	Factor de by-pass de la batería
Q_{le}	Carga latente efectiva total		

Nota. Clasificación de los parámetros. Tomado de Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

2.2.9.1 Factor de Calor Sensible Efectivo (FCSE)

A través de este parámetro y utilizando la carta psicrométrica, es posible determinar el punto de rocío del aire tratado por la UTA. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Este valor se calcula mediante la Ecuación 31:

$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} - \dot{Q}_{le}} \quad (31)$$

Donde:

$FCSE$: Factor de calor sensible efectiva. [adimensional]

$\dot{Q}_{se}$: Calor sensible efectivo en [W]

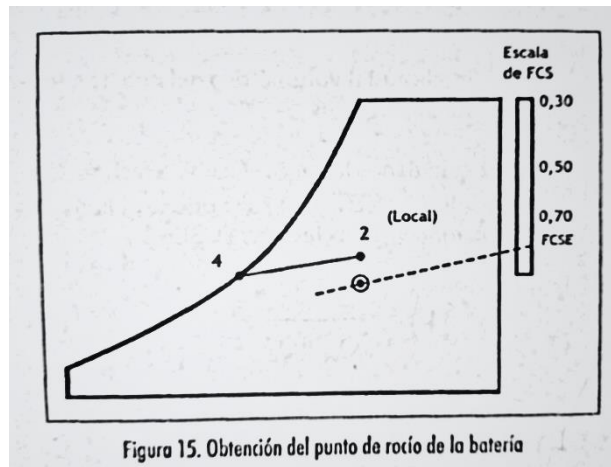
$\dot{Q}_{le}$: Calor latente efectivo en [W]

2.2.9.2 Temperatura de Rocío de la UTA

Obtenido el FCSE, acudimos a la carta psicrométrica (véase Figura 11) la cual, en su lado derecho, incluye una escala para la ubicación del parámetro anteriormente tratado. Habiendo ubicado el valor calculado, desde ahí se traza una recta hacia el foco. A continuación, se construye una paralela a la recta de tal manera que pase por el punto (2) y se extiende hasta cortar a la línea de saturación. La proyección ortogonal del punto de intersección hacia la recta de las temperaturas secas, nos representa a la temperatura de rocío de la UTA, al que se le designara como t_4 . (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

Figura 11

Obtención del punto de rocío a través de Factor de Calor Sensible Efectivo.



Nota. Obtención del punto de rocío de la batería. Tomado de *Manual de Aire Acondicionado*, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

2.2.9.3 Caudal de aire de suministro.

Representa el caudal másico de aire que experimentará un cambio de estado hasta alcanzar la saturación a la temperatura t_4 . (Carrier Air Conditioning, 2017)

Se calcula mediante la Ecuación 32:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{se}}{0.34 * (1 - f) * (t_2 - t_4)} \quad (32)$$

Donde:

$\dot{V}$: Tasa de aire de suministro. [m³/h]

$\dot{Q}_{se}$: Calor sensible efectivo. [W]

f : Factor de by-pass [adimensional]

t_2 : Temperatura interior del local. [°C]

t_4 : Temperatura de rocío de la UTA. [°C]

2.2.9.4 Temperatura del aire a la entrada de la UTA

Se obtiene al considerar la proporción de cada corriente de aire (retorno y exterior) y sus respectivas temperaturas. (Carrier Air Conditioning, Co, 2017)

Se calcula mediante la Ecuación 33:

$$t_3 = (\dot{V}_v / \dot{V}) * (t_1 - t_2) + t_2 \quad (33)$$

Donde:

t_3 : Temperatura a la entrada de la UTA. [°C]

$\dot{V}_v$: Tasa de aire de ventilación. [m3/h]

$\dot{V}$: Tasa de aire de suministro. [m3/h]

t_1 : Temperatura exterior al local. [°C]

t_2 : Temperatura interior del local. [°C]

2.2.9.5 Temperatura del aire a la salida de la UTA

Es la temperatura resultante de la interacción del aire a la entrada de la UTA con el intercambiador de calor o batería del equipo. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Se calcula mediante la Ecuación 34:

$$t_5 = f * (t_3 - t_4) + t_4 \quad (34)$$

Donde:

t_5 : temperatura del aire a la salida de la UTA. [°C]

t_3 : temperatura del aire a la entrada de la UTA. [°C]

t_4 : temperatura de rocío de la UTA. [°C]

f : factor de by-pass. [adimensional]

2.2.9.6 Potencia frigorífica de la UTA

En la carta psicrométrica, se grafican los puntos representativos de los estados (3) y (5), correspondientes a las temperaturas calculadas t_3 y t_5 , respectivamente. A partir de estos puntos, se obtienen los valores de entalpía, los cuales son fundamentales para determinar la potencia de refrigeración total de la UTA. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Se calcula mediante la Ecuación 35:

$$N_R = 0.33 * \dot{V} * (h_3 - h_5) \quad (35)$$

Donde:

N_R : Potencia de refrigeración total de la UTA. [W]

$\dot{V}$: Tasa de aire de suministro en [m³/h]

h_3 : Entalpía del estado 3. [kJ/Kga]

h_5 : Entalpía del estado 5. [kJ/Kga]

2.2.10 Parámetros de Selección de la UTA en invierno.

La selección de la Unidad de Tratamiento de Aire (UTA) constituye un aspecto crucial en el diseño de cualquier sistema de climatización, especialmente en entornos con condiciones climáticas invernales. Para garantizar que la UTA seleccionada satisfaga las demandas específicas del proyecto y proporcione un nivel óptimo de confort térmico y calidad del aire interior, es indispensable llevar a cabo un análisis exhaustivo de los parámetros involucrados. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

Tabla 3

Parámetros de entrada y salida para la selección de la UTA (Invierno).

Parámetros conocidos		Parámetros a determinar	
t_1	Temperatura exterior	m_a	Caudal másico de suministro
t_2	Temperatura interior	t_3	Temperatura de mezcla
t_4	Temperatura de suministro	W_4	Humedad específica de aire de suministro
Q_s	Carga sensible	N_c	Potencia de calefacción de la UTA.
C_p	1026 J/kg.K		

Nota. Clasificación de los parámetros. Tomado de Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

2.2.10.1 Caudal másico de suministro.

El caudal másico de suministro representa la cantidad de aire que la Unidad de Tratamiento de Aire (UTA) introduce en un espacio determinado con el objetivo de compensar las pérdidas térmicas y mantener una temperatura de confort establecida. De acuerdo con Carrier Air Conditioning Co. (2017), la temperatura del aire suministrado debe limitarse a un máximo de 50°C. La Ecuación 36 permite determinar el valor preciso de este parámetro mediante el despeje de la variable correspondiente.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_a * c_p * (t_4 - t_2) \quad (36)$$

Donde:

$\dot{Q}_s$: Carga sensible de calefacción [W]

$\dot{m}_a$: Caudal másico de suministro [kg/s]

c_p : Calor específico medio del aire húmedo [J/kg.k]

t_4 : Temperatura de aire de suministro [°C]

t_2 : Temperatura interior del local [°C]

2.2.10.2 Temperatura de aire de mezcla.

El aire de suministro se obtiene a partir de la mezcla de dos corrientes de aire: el aire exterior, que ingresa al sistema como aire de ventilación, y el aire de retorno procedente del local. La Ecuación 37, mediante el despeje de la variable t_3 , permite determinar la temperatura del aire de suministro resultante de esta mezcla. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

$$\frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_1} = \frac{m_{av}}{m_a} \quad (37)$$

Donde:

$\dot{m}_{av}$: Caudal másico de ventilación [kg/s]

$\dot{m}_a$: Caudal másico de suministro [kg/s]

t_1 : Temperatura de aire exterior [°C]

t_2 : Temperatura interior del local [°C]

t_3 : Temperatura de aire de mezcla [°C]

2.2.10.3 Humedad específica de aire de suministro.

La humedad específica del aire de suministro, en combinación con la temperatura de bulbo seco designada (t_4), define un punto específico en el diagrama psicrométrico. Esta representación gráfica resulta esencial para el análisis detallado de los procesos de acondicionamiento de aire y, en particular, para determinar la potencia de calefacción necesaria. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

La Ecuación 38 nos permite su cálculo directo, habiendo despejado la variable de interés (W_4).

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_a * h_{fg} * (W_2 - W_4) \quad (38)$$

Donde:

$\dot{Q}_l$: Carga latente de calefacción [W]

$\dot{m}_a$: Caudal másico de suministro [kg/s]

h_{fg} : Calor latente medio de vaporización del agua [kJ/kg]

W_4 : Humedad específica de aire de suministro [°C]

W_2 : Humedad específica del aire del local [°C]

2.2.10.4 Potencia de calefacción.

Para determinar la potencia de calefacción requerida, se localizan los estados termodinámicos correspondientes al aire de mezcla (estado 3) y al aire de suministro (estado 4) en el diagrama psicrométrico. A partir de estos puntos, se determinan las entalpías específicas de cada estado. La diferencia entre ambas entalpías representa la energía térmica que debe suministrarse al aire para llevarlo del estado 3 al estado 4. La Ecuación 39 permite cuantificar esta potencia de calefacción. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

$$N_C = \dot{m}_a * (h_4 - h_3) \quad (39)$$

Donde:

N_C : Potencia de calefacción [W]

$\dot{m}_a$: Caudal másico de suministro [kg/s]

h_4 : Entalpía de aire de suministro [°C]

h_3 : Entalpía aire de mezcla [°C]

2.2.11 Sistemas de Conductos de Aire

La red de conducción es el elemento encargado de distribuir el aire acondicionado generado por la UTA a los diferentes espacios del edificio. Su diseño debe considerar factores como la velocidad del aire, que influye en el nivel de ruido y en la capacidad de transportar partículas, las pérdidas de carga por fricción, que generan caídas de presión y aumentan el consumo energético, y las ganancias de calor, que pueden afectar la eficiencia del sistema. (Carrier Air Conditioning, 2017)

2.2.11.1 Nomograma de pérdidas de carga

Las pérdidas de carga en los sistemas de conductos se deben principalmente a la fricción del aire con las paredes internas. Esta pérdida de energía se traduce en una caída de presión y está directamente relacionada con la velocidad del flujo y la rugosidad del conducto. La ecuación de Darcy-Weisbach (Ecuación 40) se utiliza para calcular estas pérdidas en conductos circulares:

$$\Delta p = f * \frac{L}{D} * \frac{c^2}{2} * \rho \quad (40)$$

Siendo:

Δp : Caída en presión en [Pa]

f : Factor de rozamiento. [adimensional]

L : Longitud del conducto. [m]

D : Diámetro del conducto. [m]

c : Velocidad del aire en el conducto. [m/s]

ρ : Densidad del aire. [kg/m³]

La ecuación de Darcy-Weisbach presenta una variable, el factor de fricción ' f ', cuya determinación puede resultar desafiante debido a factores como la rugosidad de la tubería, el régimen de flujo y el número de Reynolds. Existen diversos métodos y correlaciones para estimar este valor, pero la selección del método adecuado depende de las características específicas de cada aplicación.

Para la simplificación de los cálculos, resulta práctico emplear la Ecuación 41, puesto que es válida para la mayoría de las aplicaciones de aire acondicionado y constituye el medio para la construcción de los nomogramas (véase Anexo 24) para conductos de sección circular. (Carrier Air Conditioning, 2017)

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.013 * F * \frac{c^{1.88}}{D^{1.25}} \quad (41)$$

Donde:

Δp : Caída de presión. [Pa]

L : Longitud del conducto. [m]

F : Rugosidad para conductos de chapa galvanizada $F=1$.
[adimensional]

c : Velocidad del aire en el conducto [m/s]

D : Diámetro del conducto [m]

2.2.11.2 Caudal de aire.

Se define como el volumen de aire que fluye a través de una sección transversal por unidad de tiempo y se expresa matemáticamente mediante la Ecuación 42, según Carrier Air Conditioning (2017).

$$Q = A * v \quad (42)$$

Donde:

Q : Caudal de aire [m³/s]

A : Área de la sección transversal recta del conducto [m²]

v : Velocidad del aire a través del conducto. [m/s]

La Ecuación 22 proporciona una herramienta esencial para calcular los caudales de aire de ventilación. Complementariamente, la Ecuación 42 permite dimensionar los sistemas de conductos. Se subraya la importancia de verificar y mantener la coherencia de las unidades a lo largo de todos los cálculos.

2.2.11.3 Diámetro equivalente del conducto.

En sistemas de conductos rectangulares, el diámetro equivalente es el diámetro de un conducto circular ficticio que, para el mismo caudal de aire, produciría la misma pérdida de presión por unidad de longitud. Esta equivalencia permite simplificar los cálculos, ya que muchas fórmulas están diseñadas para conductos circulares. La tabla adjunta en el Anexo 7, muestra los diámetros equivalentes para diferentes dimensiones rectangulares. Es importante recordar que los conductos rectangulares con una relación de lados cercana a la unidad (cuadrados) generan menores pérdidas de presión. (Carrier Air Conditioning, 2017)

2.2.11.4 Velocidad del aire a través de los conductos.

La selección adecuada de la velocidad de circulación del aire es crucial para el óptimo funcionamiento de un sistema de ventilación. Factores como el tipo de local (residencial, comercial o industrial) y las características del flujo de aire influyen directamente en la generación de ruido y pérdidas de carga. Para evitar estos inconvenientes y garantizar un sistema eficiente, se recomienda ajustar la velocidad de circulación a los valores máximos indicados en la Tabla 4. Al cumplir con estas recomendaciones, se minimizan las pérdidas por fricción, se reduce el nivel de ruido y se optimiza el consumo energético del ventilador. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Tabla 4

Velocidades máximas admisibles para el diseño de conductos de aire.

APLICACIÓN (conductos principales)	FACTOR DE CONTROL DEL NIVEL DE RUIDO	FACTOR DE CONTROL DE ROZAMIENTO EN CONDUCTO			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos					
Dormitorios de hotel; Dormitorios de hospital	5	7,5	6,5	6	5
Oficinas particulares; Despacho de directores; Bibliotecas	6	10	7,5	8	6
Salas de cine y teatro; Auditorios	4	6,5	5,5	5	4
Oficinas públicas, Restaurantes de primera categoría; Comercios de primera Categoría; Bancos	7,5	10	7,5	8	6
Comercios de categoría media; Cafeterías	9	10	7,5	8	6
Locales industriales	12,5	15	9	11	7,5

Nota, Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad. Tomado de Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

2.2.11.5 Pérdidas por fricción.

Las pérdidas de carga por fricción se producen debido a la interacción entre el flujo de aire y las superficies internas de los conductos. Esta fricción, influenciada por la rugosidad de las superficies y la geometría del sistema, genera una caída de presión que se expresa en Pascales (Pa). Para determinar estas pérdidas de manera rápida, se puede utilizar el nomograma mostrado en el Anexo 24.

Si bien los datos del nomograma se presentan para conductos de

sección circular, es posible extrapolarlos a secciones rectangulares mediante el cálculo del diámetro equivalente. Esta adaptación permite estimar las pérdidas de carga en conductos rectangulares siguiendo dos métodos principales, cuya elección dependerá de la información específica con la que contemos. (Carrier Air Conditioning, 2017).

1er método: Determinando las dimensiones del conducto a partir de una velocidad de diseño. Se determina luego el diámetro equivalente correspondiente con soporte del Anexo 7. Con ello ubicamos el caudal y el diámetro equivalente calculado en el nomograma (Anexo 24), de donde directamente se obtiene las pérdidas por unidad de longitud. (Carrier Air Conditioning, 2017)

2do método: Determinando la velocidad de circulación a partir de la dimensión del conducto establecida. Seguidamente se sitúa en el nomograma (Anexo 24), el caudal y el diámetro equivalente calculado, para la obtención de las pérdidas por unidad de longitud. (Carrier Air Conditioning, 2017)

2.2.11.6 Presión dinámica.

Según Carrier Air Conditioning, 2017, bajo la hipótesis de flujo incompresible (densidad constante), la presión dinámica del aire que circula por los conductos se determina utilizando la Ecuación 43:

$$P_{din} = 0.6 * c^2 \quad (43)$$

Donde:

c : Velocidad de circulación del aire. [m/s]

2.2.11.7 Pérdida o recuperación estática.

Al modificar la sección transversal de un conducto, ya sea reduciéndola o ampliándola, se producen variaciones en la velocidad y la

presión del flujo de aire. Estas transformaciones se deben a la conservación de la energía mecánica del fluido. Las reducciones de sección suelen generar pérdidas de presión debido a la formación de turbulencias, mientras que las ampliaciones pueden producir ganancias de presión, aunque esto no siempre ocurre en la práctica si es que las pérdidas por fricción son significativas. (Carrier Air Conditioning, 2017)

La Ecuación 44 establece una relación entre las presiones estáticas y las velocidades en dos puntos específicos de un flujo, típicamente asociados a la entrada y salida a través de una reducción o ampliación de un sistema de conductos:

$$P_{est2} \cong P_{est1} + 0.6 * (c_1^2 - c_2^2) \quad (44)$$

Siendo:

P_{est2} : Presión estática a la salida de la transformación. [Pa]

P_{est1} : Presión estática a la entrada de la transformación. [Pa]

c_2 : Velocidad a la salida de la transformación. [m/s]

c_1 : Velocidad a la entrada de la transformación. [m/s]

2.2.11.8 Pérdidas debidas a elementos en los conductos de aire

Las pérdidas de carga asociadas a accesorios como codos, tees y cruces, utilizadas para modificar la dirección del flujo o conectar ramales, se denominan pérdidas localizadas. Para considerar estos efectos en los cálculos, se emplea el concepto de longitud equivalente, que representa la longitud adicional de tubería recta que produciría la misma pérdida de carga que el accesorio en cuestión. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Las tablas mostradas en los Anexos 8 y 9, proporcionan métodos de cálculo para la determinación de la longitud equivalente, generados por los elementos o accesorios típicos en los sistemas de conducción de aire.

2.2.12 Sistemas de Acondicionamiento de Aire.

Los sistemas de aire acondicionado están diseñados para garantizar el confort y la salud en espacios interiores. Sin embargo, la elección del sistema adecuado depende en gran medida de las características específicas de cada ambiente, como su ocupación, uso y dimensiones. Por ello, es fundamental realizar un estudio detallado antes de seleccionar la unidad de tratamiento de aire más apropiada. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Los sistemas de aire acondicionado se clasifican en cuatro tipos principales, los cuales se diferencian por el fluido refrigerante utilizado para transportar la energía térmica. Estos fluidos pueden ser salmuera, agua helada o diferentes tipos de refrigerantes. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Tenemos entonces:

- Sistemas todo – agua.
- Sistemas todo – aire.
- Sistemas aire – agua.
- Sistemas de expansión directa.

2.2.12.1 Sistemas todo – agua

Carrier Air Conditioning Co, 2017 señala: Su funcionamiento está basado en la aplicación del agua como fluido de trabajo para la transmisión de calor o frío y se pueden encontrar de 2 tipos:

- **Fan coils:** Equipos de climatización que utilizan bobinas de intercambio térmico para enfriar o calentar el aire. Son alimentados por una planta enfriadora que produce agua helada, la cual circula a través de las bobinas. El calor es disipado en una torre de enfriamiento.

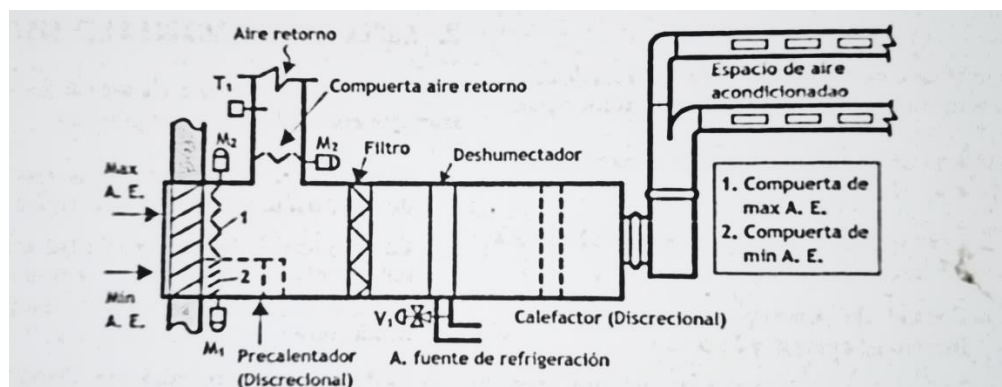
- **Suelo radiante:** Sistema de calefacción por radiación en el que el suelo actúa como emisor de calor. Una red de tuberías, instaladas en el suelo, distribuye agua caliente que transfiere calor al ambiente mediante los mecanismos de conducción, convección y radiación.

2.2.12.2 Sistemas todo – aire

Sistema compuesto por una unidad compacta (toma de aire, filtros, toma de retorno, ventilador, motor, deshumectador, calefactor) que suministra aire de refrigeración o calefacción a través de un único sistema de conductos que sirven a un local o a un conjunto de estos, es decir su aplicación se extiende a sistemas multi zonas. (Carrier Air Conditioning, 2017). La Figura 12, es una representación esquemática general de un sistema todo – aire compacto.

Figura 12

Elementos básicos de un sistema convencional de acondicionamiento de aire.



Nota. La imagen muestra los elementos básicos que componen un sistema todo – aire compacto. Por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

El control de la refrigeración se da mediante 2 mecanismos:

- Volumen contante y temperatura variable.
- Volumen variable y temperatura constante.

- **Volumen Constante y temperatura Variable**

Control de la potencia de refrigeración

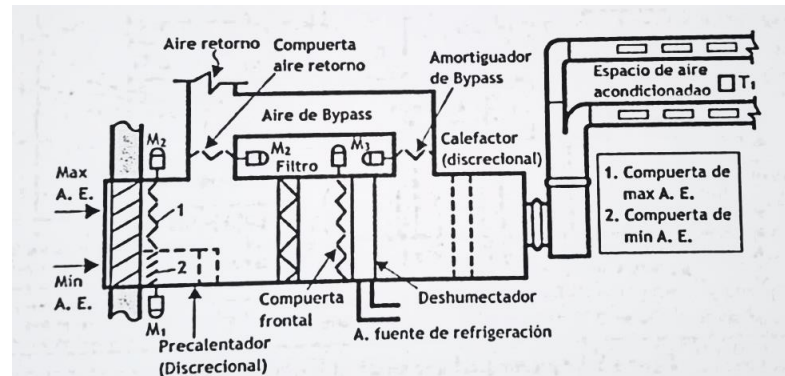
El sistema de control ajusta la capacidad de refrigeración del equipo en función de la temperatura ambiente, detectada por un termostato ubicado en el conducto de retorno. El deshumidificador opera en dos modos: todo o nada, en el que se enciende o apaga completamente, o de forma escalonada, donde su capacidad se ajusta gradualmente. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Control de by pass.

El sistema (Figura 13) cuenta con un control de bypass que ofrece mayor flexibilidad en la gestión de la temperatura y la humedad. Al mezclar el aire de retorno con el aire exterior deshumidificado, se puede ajustar la temperatura del aire suministrado a las necesidades del espacio, mejorando así el confort de los ocupantes. (Carrier Air Conditioning, 2017)

Figura 13

Sistema convencional típico con control frontal y de by – pass.



Nota. El sistema realiza la mezcla de aire de retorno y de aire exterior deshumidificado a través de un puente que enlaza la entrada del aire de retorno y la sección a la salida de la batería. Por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

Control de recalentamiento.

El recalentamiento consiste en agregar calor al aire acondicionado cuando se produce una refrigeración excesiva, con el objetivo de mantener una temperatura ambiente constante. Esta acción se lleva a cabo mediante un dispositivo de calentamiento ubicado en el sistema de distribución de aire. (Carrier Air Conditioning, 2017)

La necesidad de recalentamiento se detecta mediante un termostato de punto de rocío o un termostato de descarga, los cuales monitorean la temperatura del aire acondicionado en diferentes puntos del sistema. (Carrier Air Conditioning, 2017)

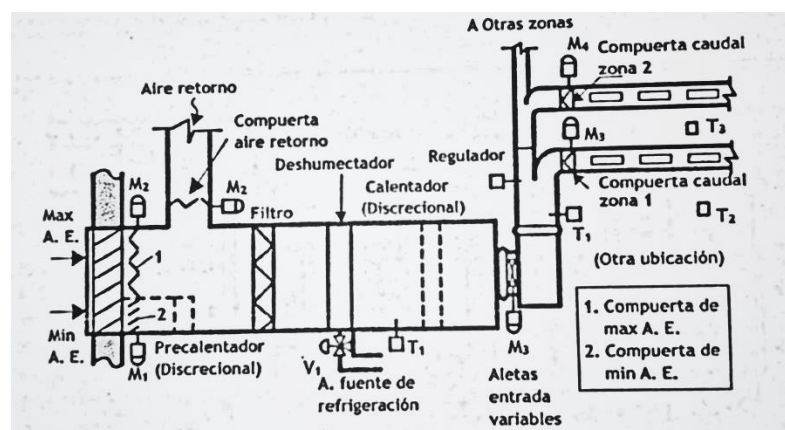
Los recalentadores suelen instalarse en los conductos de suministro de aire a cada zona o local. Aunque en ocasiones se utilizan como sistemas de calefacción auxiliares en invierno, esta aplicación tiene ciertas limitaciones. (Carrier Air Conditioning, 2017)

- **Volumen variable y temperatura constante**

El dimensionamiento del deshumidificador en este sistema se basa en la carga máxima de humedad de todos los espacios, lo que garantiza una capacidad suficiente para cualquier condición. El control de la temperatura se logra mediante compuertas de aire ubicadas en los conductos individuales, cuya apertura es modulada por termostatos locales (Ver Figura 14). Esta configuración permite un control más preciso y eficiente de la temperatura y humedad en cada zona. (Carrier Air Conditioning, 2017).

Figura 14

Sistema convencional típico con control de volumen de aire.



Nota. El esquema muestra los componentes básicos de un sistema todo – aire incluyendo los dampers insertados en los ramales secundarios o de zonas, controlados por el termostato local. Por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

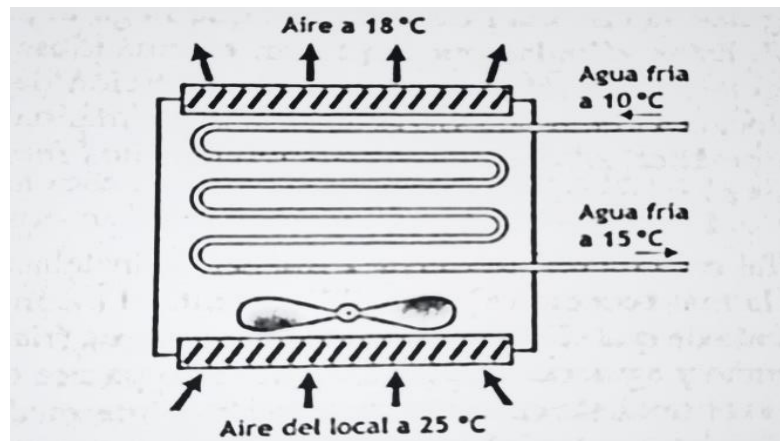
2.2.12.3 Sistemas aire – agua

La Figura 15 muestra las unidades fan coil, piezas fundamentales de estos sistemas. Estas unidades funcionan como pequeños acondicionadores de aire individuales, compuestos por un serpentín de intercambio térmico. Por este serpentín circula agua fría proveniente de una

enfriadora (chiller). Un ventilador, a su vez, hace circular el aire del ambiente a través del serpentín, enfriándolo y eliminando la humedad. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

Figura 15

Esquema básico y componentes de un Fan Coil de agua helada.



Nota. Esquema básico de una fan coil. Tomado de *Manual de Aire Acondicionado*, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

Los fan coils ofrecen flexibilidad en su funcionamiento. Pueden operar en modo de recirculación, donde el aire del local se enfría y se devuelve al mismo espacio, o en modo mixto, donde se introduce aire exterior para renovar el ambiente y mejorar la calidad del aire interior. En este último modo, el aire exterior se mezcla con el aire de retorno antes de pasar por el serpentín. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

Según la cantidad de tubos los equipos Fan Coils se pueden clasificar en:

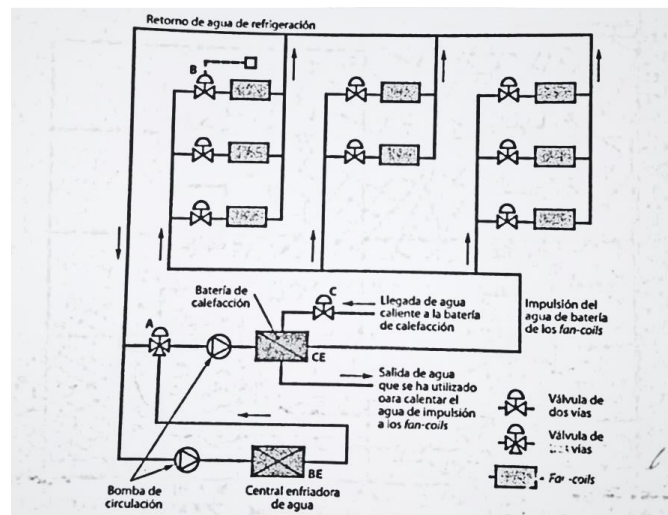
- Sistemas de 2 tubos.
- Sistemas de 4 tubos.

Los sistemas de dos tubos (Figura 16) transportan únicamente agua fría en verano o agua caliente en invierno, limitando su funcionamiento a una

sola función a la vez. Por otro lado, los sistemas de cuatro tubos (Figura 17) ofrecen mayor flexibilidad al disponer de dos circuitos hidráulicos independientes: uno para agua fría y otro para agua caliente. Esto permite proporcionar calefacción y refrigeración simultáneamente en diferentes zonas de un edificio. Además, los fan coils de cuatro tubos suelen incorporar tanto una batería de enfriamiento como una de calefacción, lo que aumenta aún más su versatilidad. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

Figura 16

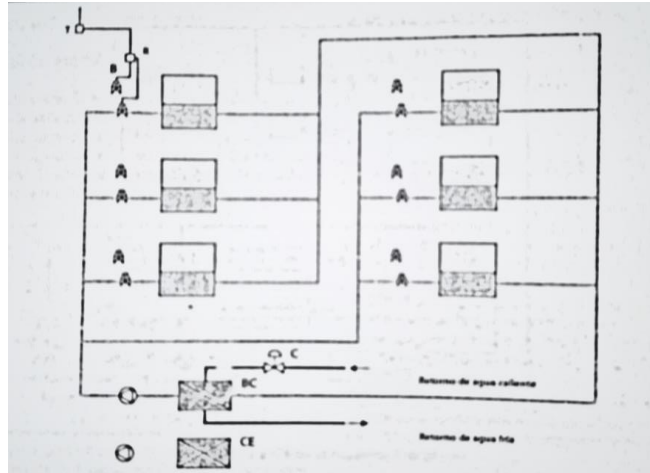
Esquema básico de un sistema agua-aire de dos tubos.



Nota. Instalación de fan coils a dos tubos. Tomado de *Manual de Aire Acondicionado*, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

Figura 17

Esquema básico de un sistema agua-aire de cuatro tubos.



Nota. Instalación de fan coils a cuatro tubos. Tomado de *Manual de Aire Acondicionado*, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

2.2.12.4 Sistemas de Expansión Directa

- **Descripción**

Los sistemas VRV utilizan compresores de velocidad variable que permiten modular el flujo de refrigerante de manera precisa, adaptándose a las variaciones de la carga térmica. Esto se traduce en un mayor ahorro energético y un mayor confort térmico. Además, estos sistemas pueden invertir su ciclo termodinámico, funcionando como bombas de calor para proporcionar calefacción durante las estaciones frías. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

El sistema funciona mediante un ciclo continuo. El refrigerante, en estado líquido y a alta presión, abandona la unidad exterior y se dirige a las unidades interiores. Allí, se expande y se evapora, absorbiendo el calor del ambiente y enfriándolo. El refrigerante gaseoso regresa a la unidad exterior,

donde es comprimido y condensado nuevamente en líquido, iniciando un nuevo ciclo. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

- **Unidades Internas**

Las unidades interiores de estos sistemas son altamente personalizables y pueden ser de diferentes marcas. Cada una ofrece características únicas que permiten adaptar el sistema a las necesidades específicas de cada espacio. Entre las opciones más comunes encontramos:

- Equipos Murales o de tipo Split decorativo (Figura 18).

Figura 18

Equipo de aire acondicionado tipo Split decorativo mural.



Nota. Generafrio, Especialistas en aire acondicionado del Perú. (2024), <https://generafrio.com.pe/catalogo/mini-split-decorativo-inverter-12000btus-frio-calor-r410a/>

- Equipos tipo Cassette: Para empotrar en los cielos rasos, disponen de un plenum para la inyección de aire de ventilación (Figura 19).

40

Figura 19

Equipo de aire acondicionado tipo cassette.



Nota. Aire Acondicionado Cassete Midea On Off – por Friotemp Perú, <https://friotemp.com.pe/productos/aire-acondicionado-cassete-midea-on-off-frio-solo/>

- Equipos de Baja Silueta o Fan Coils (Figura 20).

Figura 20

Equipo de aire acondicionado tipo Fan Coil o Split Ducto.



Nota. Fan Coil Expansión Directa York R410 60.000 – por RefriPerú, <https://refriperu.com.pe/aireacondicionado/split-fan-coil/fan-coil-expansion-directa-york-r410a-60000/>

- **Control**

El sistema ofrece un control versátil, permitiendo tanto la

gestión remota a través de controladores especializados o una PC central, como la regulación individual de cada unidad mediante válvulas electrónicas de expansión. Estas válvulas ajustan de forma precisa el flujo de refrigerante en respuesta a las necesidades térmicas específicas de cada zona. (Carrier Air Conditioning Co, 2017).

- **Recuperación de calor**

Cualidad de los sistemas VRV, para utilizar los excedentes de calor de los locales refrigerados para proporcionar calefacción a los espacios que lo requieran. Este control se logra mediante un microprocesador encargado de equilibrar las cargas de refrigeración y de calefacción. (Carrier Air Conditioning Co, 2017).

- **Condiciones de trabajo**

Los sistemas VRV garantizan un rendimiento óptimo incluso en condiciones climáticas adversas. Pueden operar en modo refrigeración hasta -5°C y en modo calefacción hasta -10°C. Además, ofrecen una gran flexibilidad de instalación, con alcances horizontales de hasta 150m y verticales de hasta 50m. Incluso en configuraciones donde la unidad exterior se ubica por debajo de las interiores, se admite una distancia máxima de 40m. (Carrier Air Conditioning Co, 2017).

- **Sistema de tuberías o conductos**

Los sistemas VRV ofrecen una gran flexibilidad al adaptarse a diversas necesidades. Según el requerimiento de calefacción, refrigeración o una combinación de ambas, pueden configurarse con paquetes de 2 o 3 tubos. Estos últimos resultan ideales para aprovechar el calor residual y optimizar el consumo

energético. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

2.2.12.5 Bomba de calor.

Una bomba de calor es un dispositivo que aprovecha un ciclo termodinámico reversible para extraer calor de una fuente fría (como el aire exterior) y transferirlo a un ambiente más cálido (como el interior de un edificio). Este proceso se logra gracias a un fluido refrigerante que cambia de estado (líquido a gas y viceversa) a medida que circula por el sistema. (Carrier Air Conditioning Co, 2017)

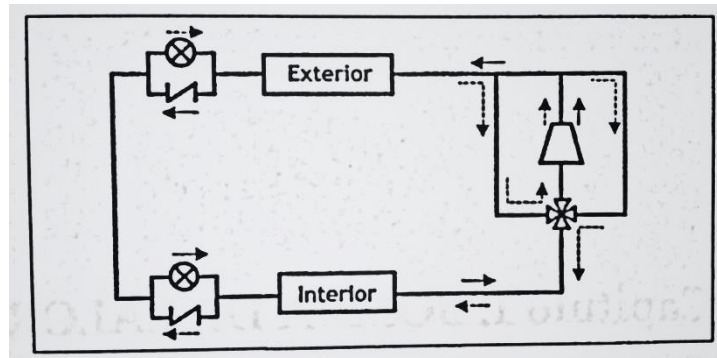
Para proporcionar tanto calefacción como refrigeración, las bombas de calor emplean dos mecanismos principales:

- **Inversión del ciclo frigorífico.**

Al invertir el sentido de circulación del refrigerante, se invierte el proceso de intercambio de calor, permitiendo extraer calor del interior del edificio y liberarlo al exterior en modo refrigeración. Esta inversión se logra disponiendo de válvulas de expansión y válvulas antirretorno en ambos serpentines y adicionalmente una válvula de cuatro vías encargada de cambiar el sentido de circulación del refrigerante (Ver Figura 21). Tener en cuenta que el sentido de circulación del fluido de trabajo a través del compresor, siempre será en una misma dirección. (Carrier Air Conditioning Co, 2017).

Figura 21

Esquema de un circuito de bomba de calor con inversión del refrigerante.



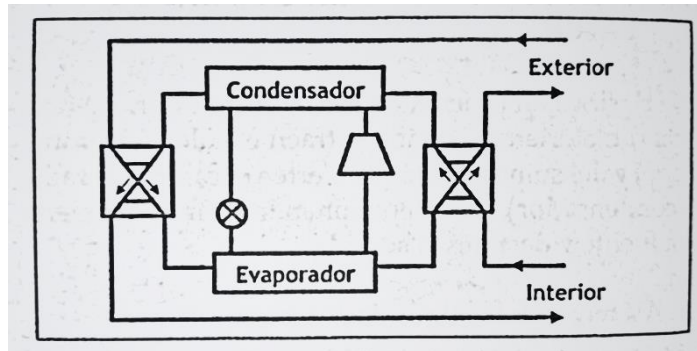
Nota. Sistema de expansión directa con función bomba de calor. Tomado de *Manual de Aire Acondicionado*, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

- **Inversión de los flujos de aire.**

En algunos modelos, se invierte la dirección del flujo de aire exterior e interior para optimizar el rendimiento en cada modo de operación. La Figura 22 representa un esquema básico de los elementos que forman parte del sistema para dar lugar a la inversión de los flujos de aire. (Carrier Air Conditioning Co, 2017).

Figura 22

Sistema de acondicionamiento con función bomba de calor por inversión del aire.



Nota. Esquema de un circuito de bomba de calor con inversión del aire. Tomado de *Manual de Aire Acondicionado*, por Carrier Air Conditioning Co. (2017)

2.2.13 Indicadores de Eficiencia Energética.

2.2.13.1 EER (Relación de eficiencia energética)

Indicador que compara la capacidad de enfriamiento de un equipo (potencia frigorífica) con la energía eléctrica consumida para lograrlo. (Carrier Air Conditioning Co, 2017). Expresado matemáticamente, estaría dado por la Ecuación 45.

$$EER = \frac{\text{Potencia de refrigeracion [kW]}}{\text{Potencia de entrada [kW]}} \quad (45)$$

2.2.13.2 COP (Coeficiente de rendimiento)

El coeficiente de rendimiento (COP) es un indicador clave para evaluar el desempeño de los equipos de refrigeración y calefacción. Su cálculo, detallado en las Ecuaciones 46 y 47, relaciona la energía útil obtenida con la energía consumida. (Cengel & Boles, 2015)

$$COP_R = \frac{\text{Efecto de enfriamiento [kW]}}{\text{Entrada de trabajo [kW]}} \quad (46)$$

$$COP_{BC} = \frac{\text{Efecto de calentamiento [kW]}}{\text{Entrada de trabajo [kW]}} \quad (47)$$

2.2.14 Tecnología INVERTER en los sistemas de aire acondicionado y calefacción VRV.

La tecnología Inverter, mediante la modulación de la frecuencia de alimentación, permite variar de forma continua la velocidad del compresor de un equipo de aire acondicionado. Esto se traduce en un control preciso de la temperatura ambiente y una reducción significativa del consumo energético en comparación con los sistemas convencionales. Al evitar los picos de corriente asociados a los arranques y paradas frecuentes, se prolonga la vida útil del equipo y se minimiza el desgaste mecánico. (Steiger, 2021)

La modulación de frecuencia se logra mediante el uso de un variador de frecuencia (VFD) o un controlador electrónico para motores de corriente continua sin escobillas (BLDC). Ambos dispositivos ajustan la frecuencia de alimentación eléctrica, permitiendo controlar la velocidad del motor de manera precisa. (Steiger, 2021)

2.2.14.1 Inverter VFD

Es un variador de frecuencia nos permite obtener una tensión y frecuencia proporcional a la carga térmica demandada por las estancias. De esta manera se puede lograr que los compresores trabajen a carga parcial. (Steiger, 2021)

Los variadores Inverter VFD se dividen principalmente en 2 grupos:

- **Control Escalar**

Los variadores de frecuencia en este grupo están diseñados para mantener una relación constante entre la tensión y la frecuencia, lo que garantiza un flujo magnético estable en el motor. Sin embargo, los variadores escalares presentan dificultades para mantener una proporción adecuada entre la componente de magnetización y la componente de par en la corriente del motor, lo que puede afectar el rendimiento y la eficiencia del sistema. (Steiger, 2021)

- **Control Vectorial**

Estos variadores ofrecen un control vectorial del motor, lo que significa que pueden regular de forma independiente el flujo magnético y el par. Al conocer el deslizamiento del motor, se puede optimizar el control de la corriente, mejorando la dinámica y la eficiencia del sistema. Esta característica resulta especialmente útil en aplicaciones que requieren un alto rendimiento y precisión. (Steiger, 2021)

Según Steiger, 2021, un variador de frecuencia tipo VFD este compuesto de las siguientes partes:

- **Rectificador**

Arreglo de puente diodos que nos permiten la salida de corriente continua a partir de una entrada de corriente alterna.

- **Filtro**

Arreglo de bobinados y elementos capacitivos para la

reducción de las fluctuaciones de corriente continua a la salida del puente de diodos.

- **Inversor**

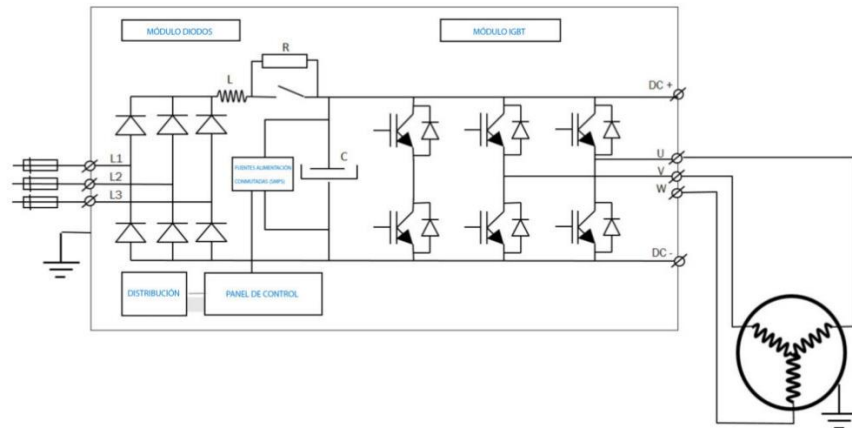
Arreglo de puente transistores con el objetivo de convertir la corriente continua a la salida del filtro en corriente alterna hacia las borneras de conexión del motor del compresor.

- **PMW**

La modulación por ancho de pulsos (PWM, por sus siglas en inglés) es una técnica de control que emplea un modulador para activar y desactivar rápidamente los transistores de potencia de un inversor. Un controlador externo genera una señal PWM, caracterizada por su ciclo de trabajo, el cual define la proporción del período en que la señal se mantiene en alto. Este parámetro es directamente proporcional a la potencia suministrada al compresor, permitiendo un control preciso y eficiente de su velocidad y par (Véase Figura 23).

Figura 23

Componentes de un Variador de frecuencia VFD.



Nota. ¿Qué es un variador de frecuencia y cómo funciona?, Emotron Elfi, <https://emotronelfi.es/que-es-un-variador-de-frecuencia/>

2.2.14.2 Inverter BLDC

La modulación de un motor BLDC requiere un circuito de control sofisticado que sincronice y alterne la corriente en los devanados estáticos de manera precisa. Este control garantiza un funcionamiento suave, eficiente y de alto rendimiento del motor. (Steiger, 2021)

- **Sensores de efecto Hall**

Este método convencional utiliza sensores magnéticos para detectar la posición del rotor. Al detectar la proximidad de un polo norte o sur, el sensor emite una señal digital que indica la posición del rotor. Esta información es crucial para determinar el patrón de conmutación óptimo de los devanados, asegurando así una alineación precisa entre el campo magnético del rotor y el generado por los devanados. (Steiger, 2021)

- **Fuerza electromotriz (FEM)**

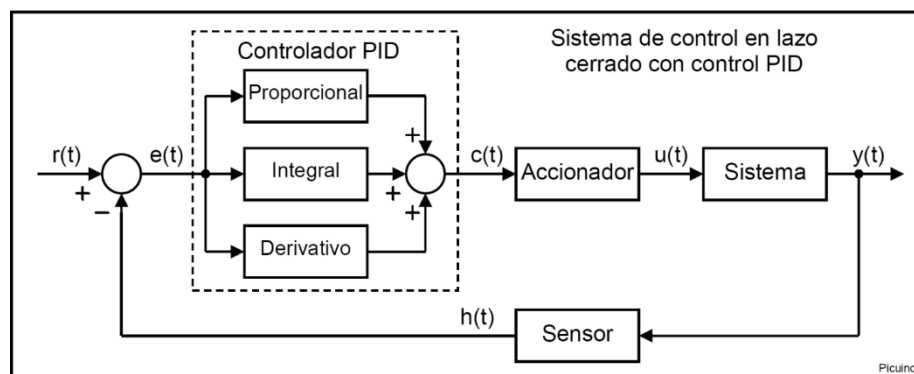
Esta técnica aprovecha la tensión inducida en los devanados del motor al girar el rotor. Cuando la FEM cruza por cero, indica que el rotor ha alcanzado una posición específica y es el momento ideal para conmutar las fases. Este método, aunque más sencillo, puede ser susceptible al ruido eléctrico y requiere algoritmos de detección de ceros más robustos. (Steiger, 2021)

2.2.14.3 Control PID

Un controlador PID (Proporcional, Integral, Derivativo) Figura 24, es un algoritmo de control de lazo cerrado que se utiliza para regular una variable de proceso. Su funcionamiento se basa en la comparación continua entre el valor deseado (punto de consigna) y el valor real medido por un sensor. La diferencia entre ambos valores, denominada error, es utilizada por el controlador para calcular una señal de control que se aplica a un actuador. (Steiger, 2021)

Figura 24

Esquema básico de un control PID.



Nota. Control PID, Tomado de Página Principal-Picuno, <https://www.picuno.com/es/control-pid.html>

Esta señal de control se compone de tres términos:

- **Proporcional (P)**

La salida del controlador es proporcional al error actual. Cuanto mayor sea el error, mayor será la salida del controlador.

- **Integral (I)**

La salida del controlador es proporcional a la integral del error a lo largo del tiempo. Este término elimina el error en estado estacionario.

- **Derivativo (D)**

La salida del controlador es proporcional a la derivada del error con respecto al tiempo. Este término anticipa el cambio futuro del error y mejora la respuesta del sistema.

Al combinar estos tres términos, el controlador PID puede ajustar la salida del sistema de manera precisa y eficiente, minimizando el error y logrando un control estable. (Steiger, 2021)

2.3 Definición de términos básicos

Aire húmedo: Mezcla de aire seco y vapor de agua, también denominado aire atmosférico, elemento de estudio en las aplicaciones de aire acondicionado.

Cargas térmicas: Representa la energía que se le deberá proporcionar a una estancia o ambiente para mantener las condiciones de temperatura y humedad deseadas.

Sistema de Climatización: Sistema integrado de componentes diseñados para controlar la temperatura, humedad, limpieza y distribución del aire interior, con el objetivo de proporcionar un ambiente confortable y saludable.

Capacidad de refrigeración: Capacidad para extraer calor de una estancia en condiciones determinadas de temperatura y humedad.

Capacidad de calefacción: Capacidad de los equipos para introducir calor de una estancia en condiciones determinadas de temperatura y humedad.

Eficiencia energética: Indicador que nos muestra una comparativa entre la capacidad de refrigeración o de calefacción de los equipos y la energía eléctrica consumida.

Confort térmico: Condiciones de temperatura y humedad, en las que a nivel sensorial se pueden considerar como confortables. Por otro lado, genera las condiciones de mínima proliferación de bacterias o virus creando un ambiente salubre.

Transferencia de calor: Proceso donde tiene lugar el intercambio de calor entre dos sustancias que se encuentran a temperaturas distintas.

Diferencia de Temperatura Equivalente: Gradiente de temperatura representativa teniendo en cuenta los efectos de la radiación variable y la temperatura exterior. Aplicable a las paredes exteriores con exposición directa a la radiación solar.

Infiltraciones: Son los ingresos de aire exterior hacia las estancias a través de puertas o ventanas, por efecto de las diferencias de presiones entre el interior y el exterior.

Tasa de ventilación: Representa el volumen de aire en un periodo de tiempo determinado que deberá inyectarse a las estancias o locales para renovar el aire viciado interior.

Cerramientos: Estructuras tales como paredes exteriores, interiores o tabiques que forman parte de un local o estancia.

UTA: Por sus siglas “Unidad de Tratamiento de Aire”, son equipos o dispositivos encargados de modificar las condiciones del aire y de su purificación.

Nomograma: Esquema gráfico que nos muestra las relaciones entre las variables asociadas a las aplicaciones de aire acondicionado.

Fluido de trabajo: Fluido empleado como medio portador del frío o del calor en los sistemas de climatización.

Batería: Componente de la UTA conformado por un conjunto de tuberías y aletas que, mediante la circulación de un fluido de trabajo, permite intercambiar energía térmica con el aire, modificando así su temperatura y humedad.

Chiller: Equipos encargados de enfriamiento de agua que será puesto a servicio de los sistemas de climatización.

Bomba de Calor: Sistema térmico que utiliza un fluido refrigerante para extraer calor de un ambiente a baja temperatura y transferirlo a un espacio interior, proporcionando calefacción.

VFD: En sus siglas en Ingles “Variable Frequency Drive”, o variador de frecuencia, empleado para la regulación del funcionamiento de los motores eléctricos.

PMW: Por sus siglas “Pulse Width Modulation”, es la técnica aplicada a los variadores de frecuencia para regular la potencia y velocidad de los motores eléctricos.

BLDC: Por sus siglas “Motor Control Brushless DC”, es un tipo de motor eléctrico que utiliza un control electrónico para conmutar la corriente en las bobinas del estator, sincronizándose con la posición del rotor para generar torque.

CAPÍTULO III: DESARROLLO DEL TRABAJO PROFESIONAL

3.1 Determinación y análisis del problema:

El presente estudio se centra en el análisis de una vivienda unifamiliar ubicada en la zona residencial de Playa Hermosa, distrito de Ancón, Lima. Esta edificación, compuesta por cuatro plantas, un sótano y una terraza, se encuentra situada en una zona costera expuesta a condiciones climáticas extremas. De acuerdo con los datos de la Estación Meteorológica de Raymondi (SENAMHI 2024), la zona registra temperaturas que oscilan entre un mínimo de 12,9°C durante la temporada invernal y un máximo de 32,9°C durante el mes de febrero, correspondiente a la temporada de verano, además, se observan niveles de humedad relativa superiores al 80% durante la estación invernal. Estas condiciones ambientales propician la proliferación de microorganismos como hongos y mohos, que, según el Handbook Fundamental of ASHRAE 2001, se desarrollan en ambientes con temperaturas entre 20°C y 40°C y humedades relativas superiores al 60%. Por otro lado estudios recientes (Thornton et al., 2022) han demostrado que la supervivencia del SARS-CoV-2 se ve disminuida en rangos de humedad relativa entre el 40% y el 80%. Este hallazgo subraya la importancia de controlar la humedad relativa en ambientes interiores, ya que puede contribuir a reducir la transmisión de virus respiratorios. Con el objetivo de garantizar el confort térmico y la calidad del aire interior, se ha aplicado el Método Analítico de la Zona de Confort, establecido en el estándar ASHRAE 55, este método permite determinar las condiciones térmicas aceptables para los ocupantes de un edificio, considerando factores como la temperatura, la humedad, la indumentaria y la actividad de los mismos. Utilizando el software CBE Thermal Comfort Tool, se han determinado las condiciones interiores de confort térmico para la edificación en estudio, concluyendo que para la temporada de verano, se requieren temperaturas de 26,5°C y una humedad relativa del 60% en las habitaciones, y 26°C con 50% de humedad relativa en las áreas sociales. Mientras que, para la estación invernal, las condiciones óptimas son 23°C y 60% de humedad relativa en las habitaciones, y 23°C con 50% de humedad relativa en las

áreas sociales. Para modificar las condiciones exteriores del proyecto y obtener las condiciones de confort establecidas, se propone el diseño de un sistema de ventilación y aire acondicionado que considere las características arquitectónicas de la vivienda y las restricciones de espacio. Se priorizará la selección de equipos que ofrezcan un alto rendimiento energético y económico. De esta manera, se busca mejorar la calidad del aire interior, reducir la incidencia de enfermedades respiratorias y garantizar el bienestar de los ocupantes.

3.2 Modelo de solución propuesto.

Para garantizar el confort térmico en la Vivienda Unifamiliar ubicado en el Balneario de Ancón, Distrito de Ancón, Lima, es fundamental llevar a cabo una evaluación exhaustiva de los factores que inciden en la selección del sistema de climatización. Esta evaluación debe considerar aspectos climatológicos locales (temperatura, humedad, radiación solar), características arquitectónicas del edificio (orientación y distribución de espacios y propiedades térmicas de los materiales), condiciones de confort térmico y avances tecnológicos en los sistemas de climatización, con el fin de diseñar una solución eficiente y personalizada. Para cumplir dicho objetivo, el proceso se ha desglosado en los siguientes ítems:

- Definición de las características arquitectónicas.
- Determinación de las condiciones climatológicas.
- Determinación de las condiciones de confort térmico.
- Cálculo de las cargas térmicas.
- Cálculo de la potencia de refrigeración y de calefacción.
- Elección del Sistema de Climatización.
- Determinación del sistema de inyección de aire.
- Evaluación de la eficiencia energética y económica.

3.2.1 Definición de las características arquitectónicas.

3.2.1.1 Ubicación Geográfica.

El presente proyecto (Figura 25) se encuentra ubicado en el Balneario de Ancón, Playa Hermosa, Distrito de Ancón, Lima, con coordenadas geográficas:

- Latitud: 11°46'30"S
- Longitud: 77°11'06"W
- Altitud: 34 m.s.n.m.

Figura 25

Imagen satelital de la ubicación del predio.

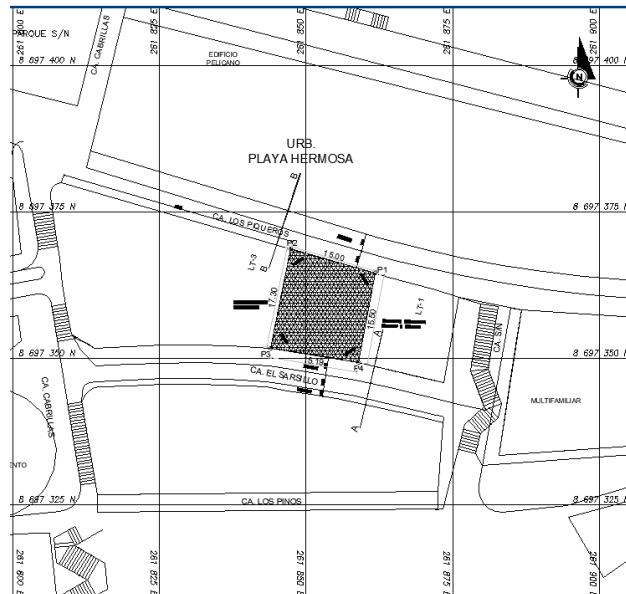


Nota. Localización del hotel ubicado en Ancón, Lima. Fuente: Google Maps.

La Figura 26 ilustra la orientación de la edificación en relación al Norte magnético, un aspecto crucial para evaluar la incidencia solar en los espacios interiores. Esta información es relevante para determinar las cargas térmicas solares que inciden sobre los cerramientos exteriores y tiene un impacto significativo en la estimación de la ganancia de calor total.

Figura 26

Plano de Ubicación del Predio.



Nota. Croquis del predio y orientación respecto del norte magnético. Tomado de *Planos de Ubicación de Arquitectura*, por QL Equipo Ingenieros.

3.2.1.2 Ambientes a climatizar

La edificación está conformada por un sótano y cuatro niveles superiores. A continuación, se dará detalle de los locales interiores que se podrán encontrar en cada planta de la Vivienda Unifamiliar:

- El sótano corresponde a un área destinada para el almacenamiento de objetos o de depósito.
- El primer nivel esta conformado por el área de sala de estar, lavandería, corredor, cuatro habitaciones (cada uno con servicios higiénicos), un cuarto de servicio.
- El segundo nivel esta conformado por seis habitaciones (cada uno con servicios higiénicos) y corredor.
- El tercer nivel esta conformado por un área de servicio de cocina, comedor y sala de estar, incluye además un cuarto de

SSHH.

- El cuarto nivel esta conformado por dos dormitorios (cada uno con servicios higiénicos y walking closet) y corredor.

Dado que el sótano se utilizará únicamente como almacén y no está destinado a la ocupación humana, se excluye de la climatización.

Por otro lado, los corredores están destinados al tránsito peatonal y no a la permanencia prolongada de personas, se ha decidido no incluirlos en el sistema de climatización.

Bajo esas premisas, quedan registrados en la Tabla 5 los ambientes que formarán parte del sistema de climatización.

Tabla 5

Distribución de los espacios a climatizar al interior del predio.

Planta	Ambientes
1er Piso	• Sala de Estar • Habitación 101 • Habitación 102 • Habitación 103 • Habitación 104 • Cuarto de Servicio
2do Piso	• Habitación 201 • Habitación 202 • Habitación 203 • Habitación 204 • Habitación 205 • Habitación 206
3er Piso	• Cocina+Sala+Comedor
4to Piso	• Habitación 401 • Habitación 402

Nota. Esta tabla muestra aquellos ambientes que formarán parte del sistema de climatización. Fuente: Elaboración propia.

3.2.1.3 Materiales de construcción

Se procede a analizar los elementos constructivos de los cerramientos exteriores e interiores que delimitan los espacios a climatizar. Estos incluyen muros, pisos, techos, ventanas, mamparas y puertas. Los datos geométricos de cada elemento, como espesor, y área, serán considerados en el apartado 3.2.4 para determinar el coeficiente global de transferencia de calor U, el cual es fundamental para evaluar el desempeño térmico del edificio.

- **Muros**

Conforme a los detalles estructurales, los muros están clasificados en función de su participación en el soporte de esfuerzos mecánicos, teniendo de este modo muros portantes y muros de tabiquería. Los primeros están compuestos básicamente de ladrillo King Kong con un porcentaje de vacío menor al 30% (Aceros Arequipa, 2022), enlucidos de concreto en ambos lados y acabado en pintura. En cuanto a los muros de tabiquería, tendrán la única función de generar divisiones entre los espacios y están compuestos por ladrillo pandereta (Aceros Arequipa, 2022), enlucidos de concreto en ambas caras y acabado en pintura.

- **Pisos y techos**

Los elementos horizontales en este proyecto (pisos y techos) presentan configuración estructural unificada, compartiendo los mismos materiales y espesores. Esta solución constructiva implica que el techo de un nivel funciona simultáneamente como el piso del nivel superior. El estudio de las cargas térmicas se iniciará desde el primer nivel, que coincide con la losa del sótano. Las losas aligeradas estarán compuestas por: ladrillo de techo de 30x30cm (Aceros Arequipa, 2022), enlucidos de concreto en ambas caras y piso vinílico laminado.

- **Ventanas**

Todas las ventanas se componen de marco de cajón de madera en acabado natural, vidrio templado de 10mm incoloro transparente.

- **Mamparas**

Todas las mamparas serán de marco de cajón de madera en acabado natural, vidrio templado de 10mm incoloro transparente.

- **Puertas**

Todas las puertas estarán construidas de marco de cajón de madera natural y tendrán un espesor de 50mm.

3.2.1.4 Montantes para instalaciones de ventilación y de aire acondicionado.

En coordinación con la especialidad de arquitectura, a fin de no perjudicar elementos estructurales para el paso de tuberías o conductos que formen parte del sistema de climatización, se han habilitado sistemas de ductos verticales de mampostería (ladrillo pandereta y enlucidos de concreto en el lado exterior e interior):

El primer sistema consta de un ducto que se extiende desde el primer nivel hasta la azotea, con dimensiones variables a lo largo de su recorrido: 0.3x1.0m en el primer nivel, 0.35 m x 1.0 m en el segundo, 0.35 m x 0.45 m desde el tercer nivel hasta la azotea.

El segundo sistema, se extiende desde el tercer nivel hasta la planta de techos donde se emplazan los tanques elevados, con una sección constante rectangular interior de 0.25 m x 0.35 m.

3.2.2 Determinación de las condiciones climatológicas.

3.2.2.1 Condiciones exteriores del proyecto en verano.

Para definir las condiciones exteriores del proyecto en verano se recurrieron a fuentes confiables de información que nos proporcionen el récord de temperaturas y humedades relativas registradas durante los meses de enero, febrero, marzo y abril, periodo correspondiente a la época más calurosa. Para el presente trabajo, las temperaturas y humedades relativas fueron extraídas de la base de datos de la Estación Meteorológica Antonio Raymondi, ubicada en el Distrito de Ancón, en las coordenadas: Latitud 11°46'33.82", Longitud 77°9'5", Altitud 47 m.s.n.m.

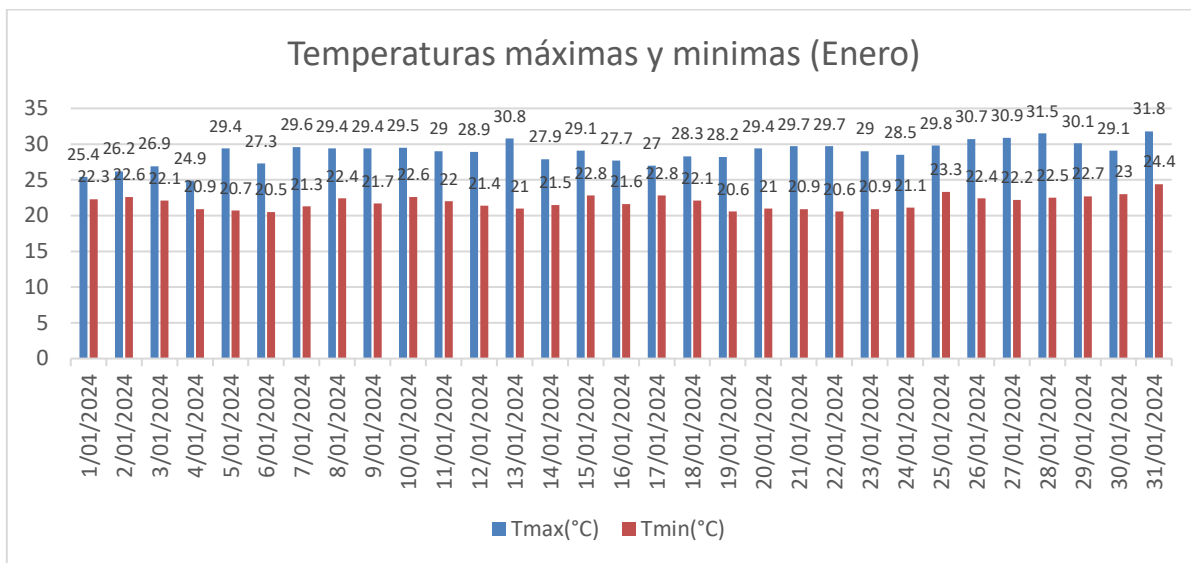
- **Determinación de la temperatura seca (°C)**

Con el objetivo de estudiar el comportamiento de la temperatura durante la temporada de verano (enero a abril) en la zona de influencia de la Estación Meteorológica Antonio Raymondi, se procedió a analizar los datos climáticos del año 2024, obtenidos de la base de datos del SENAMHI. Los resultados fueron visualizados mediante histogramas, los cuales permitieron identificar patrones de variabilidad en la temperatura durante el periodo estudiado.

La Figura 27 muestra la evolución de las temperaturas máximas y mínimas diarias a lo largo del mes de enero. Si bien se aprecia una alta variabilidad en los datos, es posible identificar una tendencia ligeramente ascendente en las temperaturas máximas, culminando con un valor pico de 31.8 °C registrado al final del mes. Este valor representa la temperatura máxima absoluta del periodo analizado.

Figura 27

Temperaturas máximas y mínimas (enero 2024).

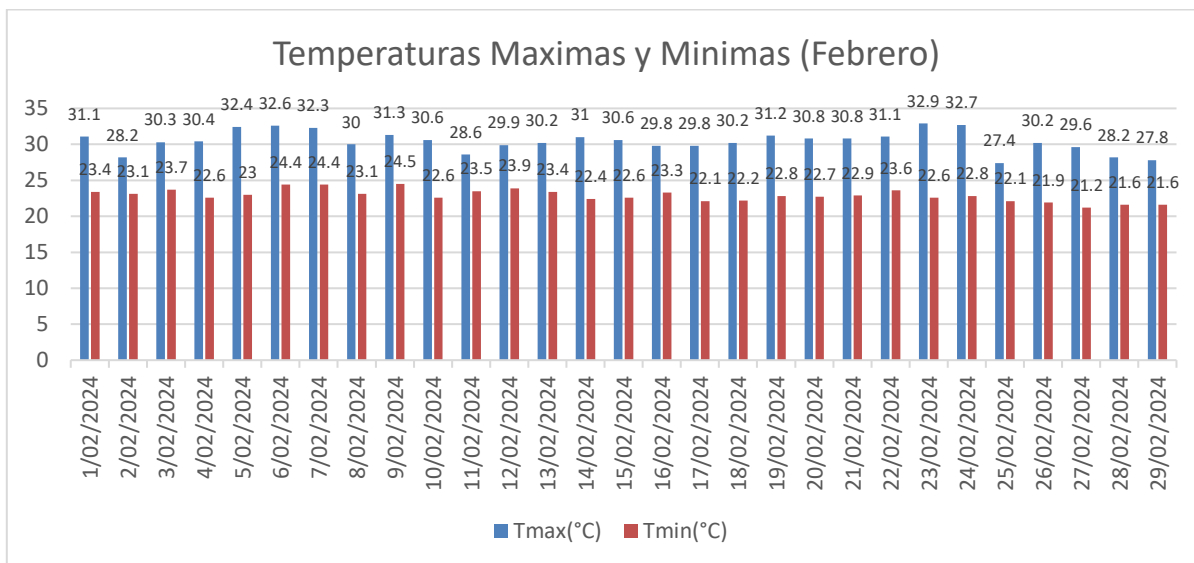


Nota. El histograma representa el registro de las temperaturas máxima y mínimas durante el mes de enero 2024. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

La Figura 28 muestra que las temperaturas máximas y mínimas registradas durante el mes de febrero presentaron una relativa estabilidad, sin variaciones significativas entre días. Sin embargo, a partir del día 25 se observa una ligera tendencia a la disminución de la temperatura. El valor máximo de temperatura, de 32.9 °C, se registró el día 23.

Figura 28

Temperaturas máximas y mínimas (febrero 2024)

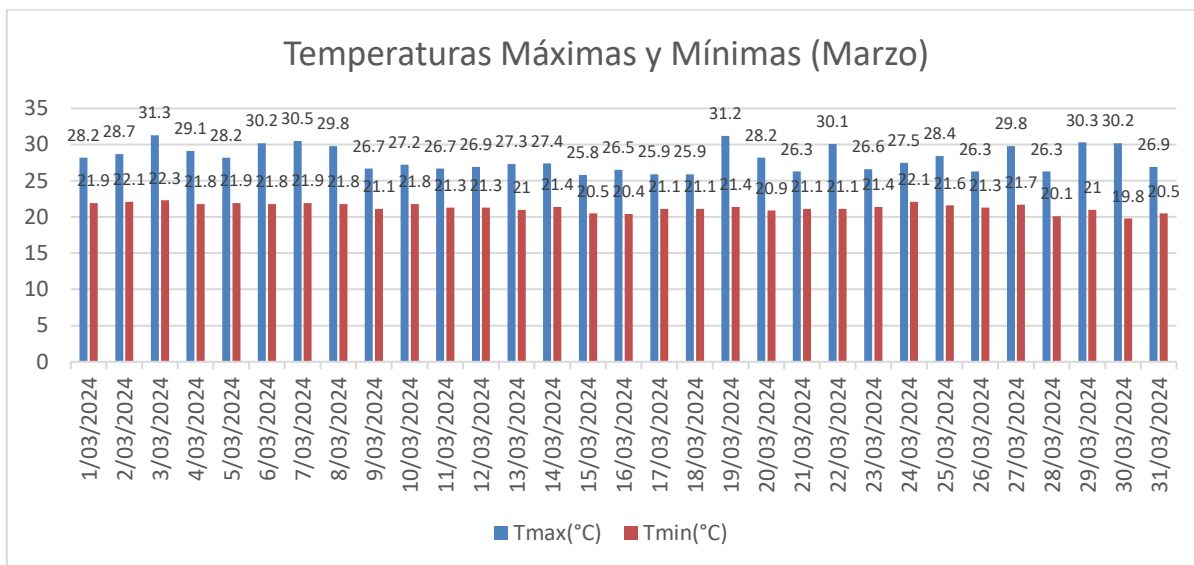


Nota. El histograma representa el registro de las temperaturas máxima y mínimas durante el mes de febrero 2024. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

El análisis de las temperaturas de marzo (Figura 29) revela un comportamiento irregular, sin un patrón estacional claro. Se identificaron periodos de temperaturas relativamente estables, como los registrados entre los días 9 y 18, con valores entre 25.8°C y 27.4°C. Sin embargo, en general, la distribución de las temperaturas fue heterogénea, sin mostrar una tendencia definida a lo largo del mes. La temperatura máxima absoluta del mes fue de 31.3°C.

Figura 29

Temperaturas máximas y mínimas (marzo 2024).

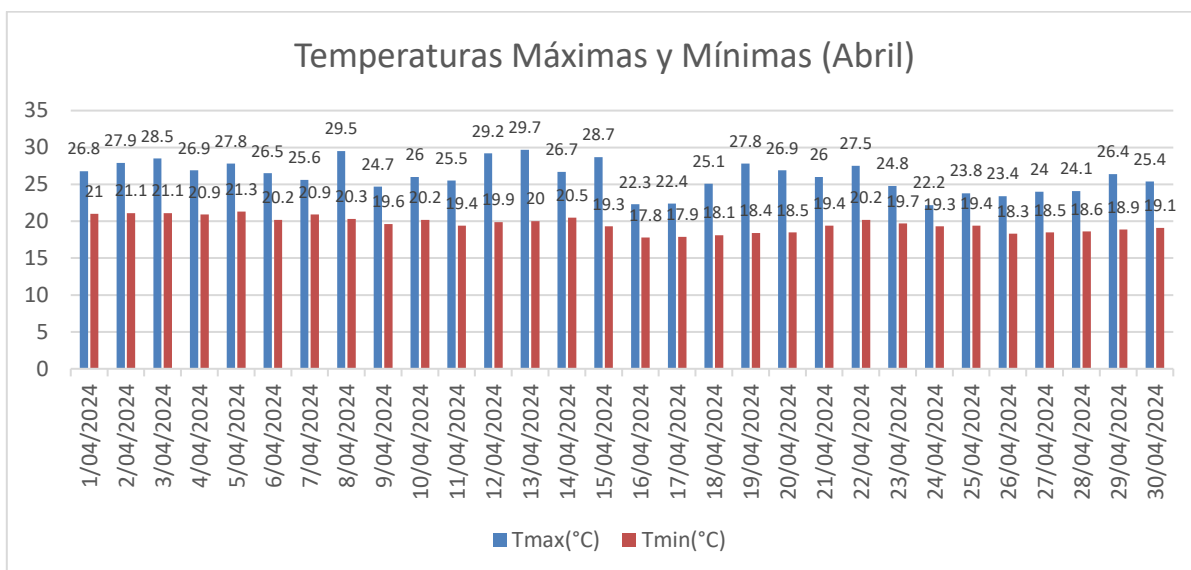


Nota. El histograma representa el registro de las temperaturas máxima y mínimas durante el mes de mazo 2024. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

La Figura 30 evidencia una alta variabilidad en las temperaturas máximas y mínimas durante el mes de abril, similar a lo observado en marzo. Sin embargo, se aprecia una disminución general de las temperaturas en comparación con el mes anterior. Destacan valores máximos excepcionalmente bajos, como los 22.2°C registrados el día 24, inferior a muchas de las temperaturas mínimas de marzo. La tendencia general de los datos indica una disminución progresiva de las temperaturas.

Figura 30

Temperaturas máximas y mínimas (abril 2024).



Nota. El histograma representa el registro de las temperaturas máxima y mínimas durante el mes de abril 2024. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

El análisis de los datos de temperatura máxima revela un marcado ciclo estacional, con febrero como el mes más cálido del año, presentando una variabilidad en el registro de los picos de temperatura comprendidos entre 27.4°C y 32.9°C. A partir de marzo, se observa una disminución progresiva de las temperaturas máximas, con un rango que se estrecha a 25.8°C – 31.3°C y a 22.9°C-29°C en abril, evidenciando una menor amplitud térmica en estos meses y marcando el inicio de la transición hacia la temporada más fría.

Se ha seleccionado el mes de febrero como periodo de análisis, dado que históricamente presenta las temperaturas máximas más altas. Siguiendo las recomendaciones de Carrier Air Conditioning Co (2017), se utilizará el valor correspondiente al percentil 95% de la distribución de las temperaturas de este mes. El valor que supera solo el 5% del tiempo de febrero, garantiza

que el sistema de climatización este dimensionado para hacer frente a las condiciones más exigentes, asegurando el confort térmico en el 95% de las horas.

Para ello en la Tabla 6 se muestran los datos registrados y la hora de ocurrencia de los picos de temperatura, así como el de las mínimas. El cálculo del percentil al 95%, se centra en los valores máximos obteniéndose una temperatura seca de 32.7°C.

Tabla 6
Datos meteorológicos febrero 2024.

Fecha	Tmax(°C)	Tmin(°C)	Hora	H.R.(%) prom
1/02/2024	31.1	23.4	15:00	72.83
2/02/2024	28.2	23.1	12:00	71.83
3/02/2024	30.3	23.7	15:00	69.58
4/02/2024	30.4	22.6	14:00	73.67
5/02/2024	32.4	23	16:00	69.71
6/02/2024	32.6	24.4	13:00	68.46
7/02/2024	32.3	24.4	13:00	63.61
8/02/2024	30	23.1	15:00	72.86
9/02/2024	31.3	24.5	16:00	72.08
10/02/2024	30.6	22.6	15:00	72.67
11/02/2024	28.6	23.5	17:00	73.67
12/02/2024	29.9	23.9	15:00	67.57
13/02/2024	30.2	23.4	15:00	68.54
14/02/2024	31	22.4	14:00	69.46
15/02/2024	30.6	22.6	15:00	67.79
16/02/2024	29.8	23.3	15:00	69.46
17/02/2024	29.8	22.1	16:00	74.83
18/02/2024	30.2	22.2	16:00	71.96
19/02/2024	31.2	22.8	16:00	68.58
20/02/2024	30.8	22.7	14:00	69.75
21/02/2024	30.8	22.9	16:00	70.25
22/02/2024	31.1	23.6	14:00	70.50
23/02/2024	32.9	22.6	14:00	74.33
24/02/2024	32.7	22.8	15:00	70.63
25/02/2024	27.4	22.1	14:00	76.67
26/02/2024	30.2	21.9	14:00	77.25
27/02/2024	29.6	21.2	16:00	74.50
28/02/2024	28.2	21.6	16:00	78.79
29/02/2024	27.8	21.6	14:00	81.00
Temperatura °C Nivel de Percentil al 95%				32.66
Humedad Relativa media (%)				71.82

Nota. La tabla muestra el registro de las temperaturas máximas y mínimas, durante el mes de febrero, así como también la temperatura con un nivel de percentil del 95% y la humedad relativa media. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

- **Determinación de la humedad relativa (%)**

Por otro lado, la humedad relativa, se está contemplando como la media de todas las ocurridas a lo largo de los días correspondientes al mes de febrero. Se obtiene entonces un valor de 71.8% conforme los resultados mostrados en la Tabla 6.

3.2.2.2 Condiciones exteriores del proyecto en invierno

Para determinar las condiciones exteriores del proyecto, se extrajeron los datos de la Estación Meteorológica mencionada, correspondiente a los meses más fríos de la temporada del año, es decir, junio, julio, agosto, y septiembre.

- ***Determinación de la temperatura seca (°C)***

La temperatura seca del proyecto es obtenida a partir del tratamiento de los datos extraídos de la Estación Meteorológica Antonio Raymondi a través de la página web del Senamhi. Se obtuvieron los histogramas correspondientes a los meses más fríos, donde se plasman por días las temperaturas máximas y mínimas registradas, con el objetivo de realizar una comparación entre ellas y determinar el periodo más representativo o en este caso el más frío, de forma que el sistema de climatización este preparado para brindar confort térmico en la mayor parte del tiempo.

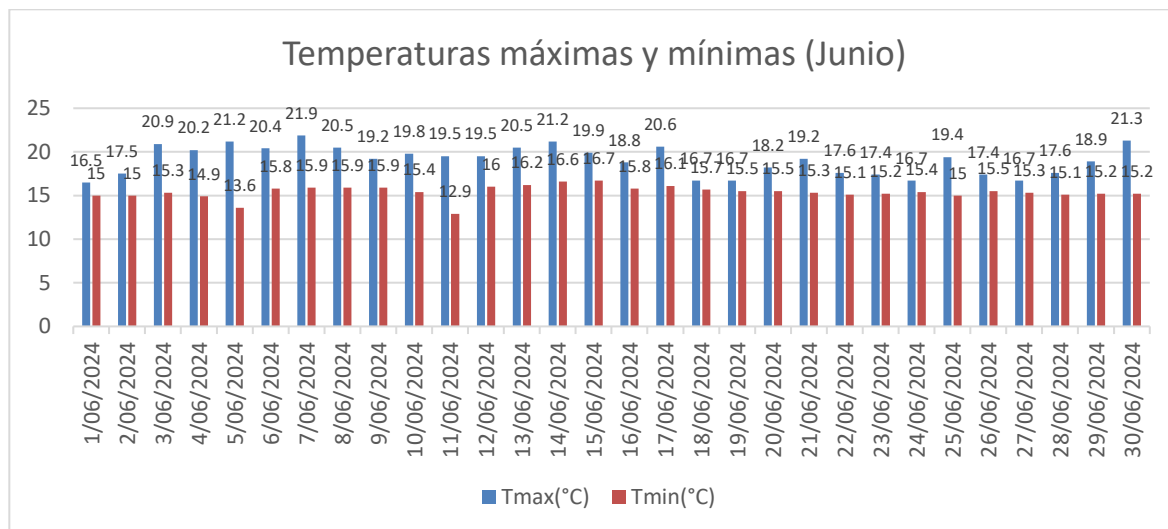
A continuación, se muestran la información gráfica, que nos permite tomar una decisión en torno a la temperatura seca del proyecto.

La Figura 31 muestra una relativa estabilidad en los registros de temperatura máxima y mínima durante el mes de

junio. Sin embargo, se observa una variabilidad interdiaria, lo que dificulta identificar una tendencia clara a la baja. La temperatura mínima del mes, de 12°C, se registró el día 11.

Figura 31

Temperaturas máximas y mínimas (junio 2024).

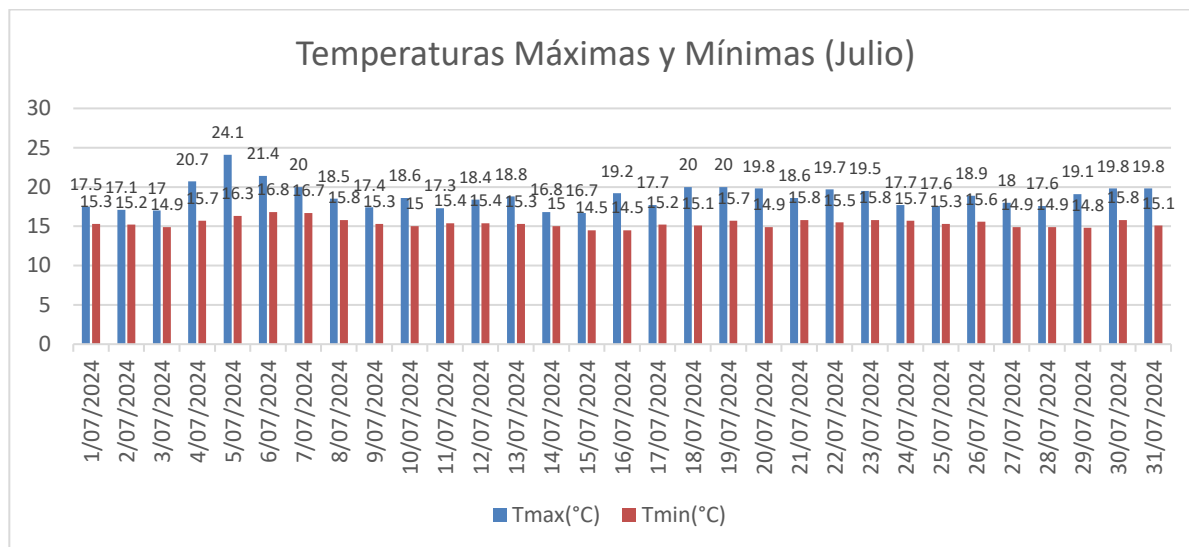


Nota. El histograma representa el registro de las temperaturas máxima y mínimas durante el mes de junio 2024. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

El análisis de los datos de temperatura de julio (Figura 32) revela una alta variabilidad en las temperaturas máximas, con un pico pronunciado de 24.1°C entre los días 4 y 6. En contraste, las temperaturas mínimas muestran una menor variabilidad, oscilando entre 14.5°C y 15.8°C a lo largo del mes.

Figura 32

Temperaturas máximas y mínimas (julio 2024).

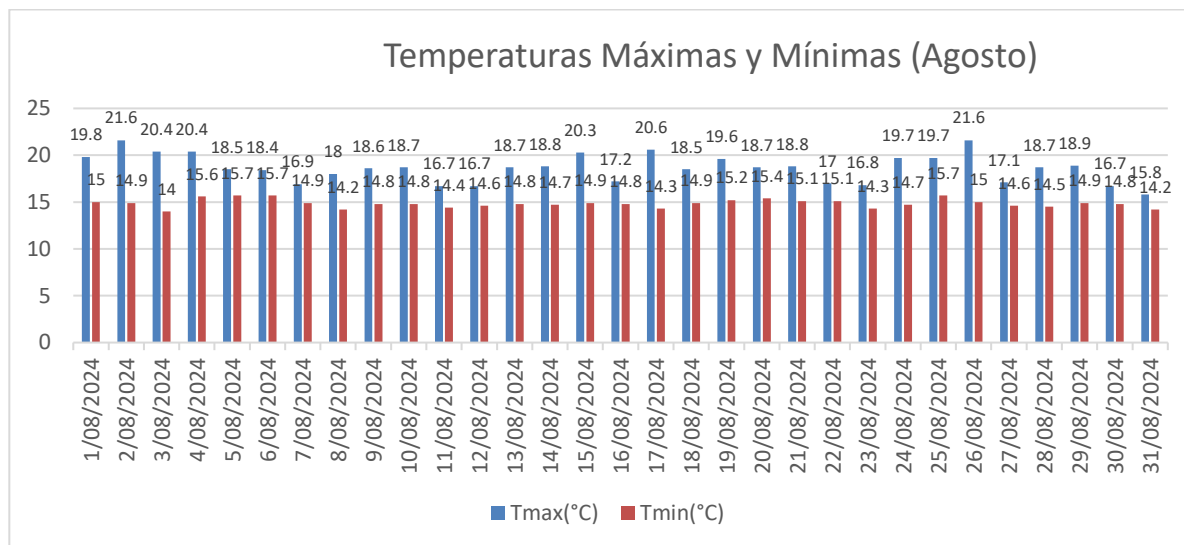


Nota. El histograma representa el registro de las temperaturas máxima y mínimas durante el mes de julio 2024. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

La Figura 33 muestra una distribución heterogénea de las temperaturas máximas y mínimas durante el mes de agosto, similar a la observada en julio. Si bien se identifican picos máximos de temperatura en intervalos específicos, las temperaturas mínimas presentan una relativa estabilidad, fluctuando entre 14°C y 15.7°C. Al comparar ambos meses, no se evidencia una tendencia clara a la disminución de las temperaturas mínimas.

Figura 33

Temperaturas máximas y mínimas (agosto 2024).

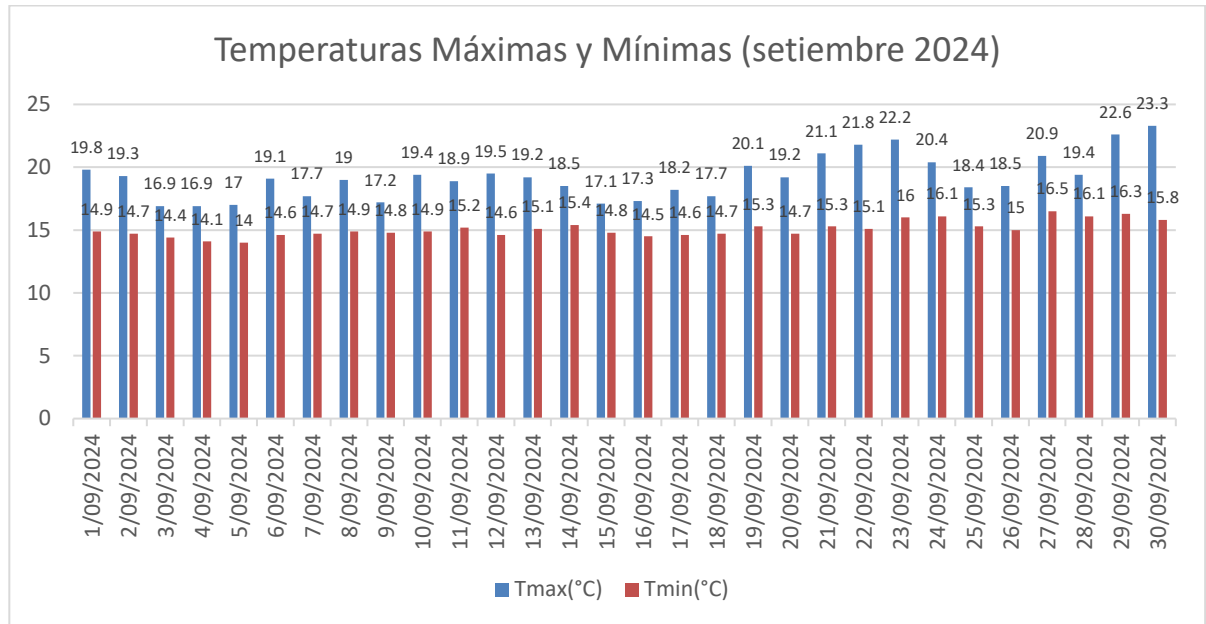


Nota. El histograma representa el registro de las temperaturas máxima y mínimas durante el mes de agosto 2024. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

La Figura 34 muestra un aumento significativo en las temperaturas máximas a partir del día 21 de septiembre, alcanzando un pico de 23.3°C al final del mes. Las temperaturas mínimas, aunque con una pendiente menos pronunciada, también presentan una tendencia al alza a partir del día 23, manteniéndose relativamente estables hasta el final del periodo.

Figura 34

Temperaturas máximas y mínimas (setiembre 2024).



Nota. El histograma representa el registro de las temperaturas máxima y mínimas durante el mes de setiembre 2024. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

Las Figuras 31, 32, 33 y 34 revelan que durante el mes de junio los valores mínimos de temperatura registrados oscilan entre 12.9°C a 16.7°C; mientras que para el mes de julio estos van de los 14.5°C a los 16.8°C; en cuanto al mes agosto las temperaturas fluctúan de los 14°C a los 15.7°C y finalmente el mes de septiembre, demuestra un comportamiento similar al de los mencionados, registrándose un rango comprendido entre los 14°C a los 16.1°C. A todo esto, se deduce que no existe un patrón ni de incremento o disminución de la temperatura, por lo que la decisión no se reduce a la selección de un mes en específico, por lo que será conveniente ejecutar un análisis que involucre a los 4 meses para tener mayor exactitud en la selección de la temperatura del proyecto.

Siguiendo las recomendaciones de Carrier Air Conditioning Co. (2017), para garantizar el confort térmico durante el invierno,

se seleccionará una temperatura base correspondiente al percentil 2.5%. Esto asegura que, en el 97.5% de los días invernales, la temperatura ambiente sea superior a este valor, minimizando así la sensación de frío.

Bajo esta condición se procede a hallar el valor percentil al 2.5% para las temperaturas mínimas registradas durante los meses de junio, julio, agosto y setiembre. Para ello la información se ha organizado a través de la Tabla 7, para facilitar el cálculo a través del software Excel.

Tabla 7

Datos meteorológicos, junio, julio, agosto, setiembre (2024).

JUNIO				JULIO				AGOSTO				SETIEMBRE			
Fecha	Tmax(°C)	Tmin(°C)	H.R.(%) prom	Fecha	Tmax(°C)	Tmin(°C)	H.R.(%) prom	Fecha	Tmax(°C)	Tmin(°C)	H.R.(%) prom	Fecha	Tmax(°C)	Tmin(°C)	H.R.(%) prom
1/06/2024	16.5	15	87.63	1/07/2024	17.5	15.3	84.79	1/08/2024	19.8	15	82.29	1/09/2024	19.8	14.9	82.75
2/06/2024	17.5	15	79.00	2/07/2024	17.1	15.2	84.75	2/08/2024	21.6	14.9	75.42	2/09/2024	19.3	14.7	84.29
3/06/2024	20.9	15.3	73.63	3/07/2024	17	14.9	86.50	3/08/2024	20.4	14	77.00	3/09/2024	16.9	14.4	88.71
4/06/2024	20.2	14.9	79.33	4/07/2024	20.7	15.7	82.08	4/08/2024	20.4	15.6	76.38	4/09/2024	16.9	14.1	87.50
5/06/2024	21.2	13.6	80.17	5/07/2024	24.1	16.3	77.13	5/08/2024	18.5	15.7	79.54	5/09/2024	17	14	89.75
6/06/2024	20.4	15.8	80.79	6/07/2024	21.4	16.8	78.17	6/08/2024	18.4	15.7	80.33	6/09/2024	19.1	14.6	85.50
7/06/2024	21.9	15.9	81.25	7/07/2024	20	16.7	81.96	7/08/2024	16.9	14.9	84.25	7/09/2024	17.7	14.7	89.13
8/06/2024	20.5	15.9	82.75	8/07/2024	18.5	15.8	84.58	8/08/2024	18	14.2	82.63	8/09/2024	19	14.9	86.63
9/06/2024	19.2	15.9	84.04	9/07/2024	17.4	15.3	88.63	9/08/2024	18.6	14.8	84.13	9/09/2024	17.2	14.8	91.13
10/06/2024	19.8	15.4	81.54	10/07/2024	18.6	15	80.54	10/08/2024	18.7	14.8	86.96	10/09/2024	19.4	14.9	87.09
11/06/2024	19.5	12.9	81.25	11/07/2024	17.3	15.4	84.83	11/08/2024	16.7	14.4	89.13	11/09/2024	18.9	15.2	86.38
12/06/2024	19.5	16	84.67	12/07/2024	18.4	15.4	85.96	12/08/2024	16.7	14.6	84.25	12/09/2024	19.5	14.6	86.04
13/06/2024	20.5	16.2	81.63	13/07/2024	18.8	15.3	86.91	13/08/2024	18.7	14.8	81.42	13/09/2024	19.2	15.1	86.29
14/06/2024	21.2	16.6	77.04	14/07/2024	16.8	15	86.92	14/08/2024	18.8	14.7	81.71	14/09/2024	18.5	15.4	86.75
15/06/2024	19.9	16.7	80.25	15/07/2024	16.7	14.5	84.96	15/08/2024	20.3	14.9	78.58	15/09/2024	17.1	14.8	88.29
16/06/2024	18.8	15.8	83.71	16/07/2024	19.2	14.5	77.29	16/08/2024	17.2	14.8	84.21	16/09/2024	17.3	14.5	90.38
17/06/2024	20.6	16.1	81.08	17/07/2024	17.7	15.2	78.50	17/08/2024	20.6	14.3	79.25	17/09/2024	18.2	14.6	86.58
18/06/2024	16.7	15.7	89.13	18/07/2024	20	15.1	75.46	18/08/2024	18.5	14.9	84.33	18/09/2024	17.7	14.7	87.13
19/06/2024	16.7	15.5	88.08	19/07/2024	20	15.7	73.96	19/08/2024	19.6	15.2	79.17	19/09/2024	20.1	15.3	84.04
20/06/2024	18.2	15.5	85.04	20/07/2024	19.8	14.9	72.21	20/08/2024	18.7	15.4	82.46	20/09/2024	19.2	14.7	86.46
21/06/2024	19.2	15.3	85.21	21/07/2024	18.6	15.8	74.21	21/08/2024	18.8	15.1	84.79	21/09/2024	21.1	15.3	81.88
22/06/2024	17.6	15.1	89.33	22/07/2024	19.7	15.5	75.96	22/08/2024	17	15.1	89.29	22/09/2024	21.8	15.1	84.46
23/06/2024	17.4	15.2	88.04	23/07/2024	19.5	15.8	76.54	23/08/2024	16.8	14.3	88.13	23/09/2024	22.2	16	81.79
24/06/2024	16.7	15.4	88.00	24/07/2024	17.7	15.7	83.79	24/08/2024	19.7	14.7	87.38	24/09/2024	20.4	16.1	84.46
25/06/2024	19.4	15	85.63	25/07/2024	17.6	15.3	83.42	25/08/2024	19.7	15.7	85.54	25/09/2024	18.4	15.3	85.75
26/06/2024	17.4	15.5	88.46	26/07/2024	18.9	15.6	80.00	26/08/2024	21.6	15	83.38	26/09/2024	18.5	15	87.10
27/06/2024	16.7	15.3	90.96	27/07/2024	18	14.9	81.71	27/08/2024	17.1	14.6	88.54	27/09/2024	20.9	16.5	77.79
28/06/2024	17.6	15.1	89.21	28/07/2024	17.6	14.9	84.08	28/08/2024	18.7	14.5	85.00	28/09/2024	19.4	16.1	83.58
29/06/2024	18.9	15.2	84.58	29/07/2024	19.1	14.8	84.54	29/08/2024	18.9	14.9	83.33	29/09/2024	22.6	16.3	78.08
30/06/2024	21.3	15.2	81.17	30/07/2024	19.8	15.8	83.17	30/08/2024	16.7	14.8	85.25	30/09/2024	23.3	15.8	79.58
				31/07/2024	19.8	15.1	83.71	31/08/2024	15.8	14.2	91.71				
TEMPERATURA A UN NIVEL PERCENTIL DEL 2.5% (°C)														14.00	°C
HUMEDAD RELATIVA (%)														83.53	

Nota. Temperaturas máximas, mínimas y humedad realtiva. Fuente: Estación Meteorológica Antonio Raymondi, SENAMHI, 2024.

La Tabla 6 revela que la temperatura calculada a un nivel percentil de 2,5% corresponde a 14°C.

- **Determinación de la humedad relativa (%)**

La humedad relativa se obtendrá como un promedio general de todos los registros desde el mes de junio hasta setiembre. Notar que no presenta niveles altos de variabilidad. La humedad relativa de proyecto será del 83,53%.

3.2.3 Determinación de las condiciones de confort térmico

La evaluación del confort térmico se realizará mediante el Método Analítico de la Zona de Confort de ASHRAE 55, utilizando la herramienta CBE Thermal Comfort Tool. Esta herramienta permitirá simular diferentes escenarios de ocupación y condiciones ambientales, ajustando parámetros como la temperatura operativa, la humedad relativa, la velocidad del aire y la radiación térmica. Además, se considerarán valores de tasa metabólica (Met) e aislamiento de ropa (Iclo) específicos para cada actividad y estación del año. Mediante este análisis, se podrán identificar las zonas de confort y disconfort en el espacio, permitiendo realizar ajustes en el sistema de climatización para optimizar el bienestar de los ocupantes.

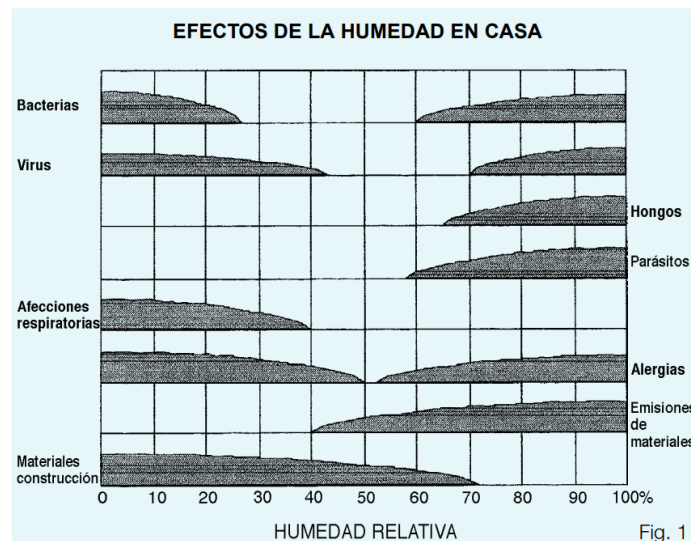
Como punto de partida, se caracterizarán las actividades y los perfiles de ocupación de cada espacio. Para cada escenario (verano e invierno), se asignarán valores de Met e Iclo representativos, considerando la vestimenta más común en cada estación. Estos valores serán introducidos en la herramienta CBE Thermal Comfort Tool, la cual establecerá la región de cumplimiento para garantizar las condiciones de confort térmico de los ocupantes conforme al estándar ASHRAE 55.

Con el objetivo de maximizar la salubridad de los ambientes, se establecerá el rango de humedad relativa entre el 40% y el 60%. Este intervalo minimiza el riesgo de proliferación de microorganismos como

hongos y bacterias, reduciendo así la posibilidad de alergias y enfermedades respiratorias, como lo señala la Figura 35.

Figura 35

Correlación Humedad Relativa y Agentes patógenos.



Nota. El gráfico señala la correlación entre la humedad relativa y la predisposición en la proliferación de agentes patógenos y la posibilidad de enfermedades respiratorias. Tomado de *Manual Práctico de Ventilación*, Por Salvador Escoda S.A (2002).

3.2.3.1 Condiciones de confort térmico en verano.

El análisis de la Tabla 5 permite agrupar los ambientes en dos categorías según las actividades y el tipo de vestimenta (salas de estar y habitaciones). Para cada grupo, se calcularán los valores de Met e Iclo mostradas en las Tablas 8 y 9 respectivamente a partir de los Anexos 10 y 11. Estos valores serán utilizados como datos de entrada para la herramienta de simulación térmica, permitiendo determinar las condiciones de confort para cada tipo de espacio. La velocidad de aire está limitada a 0,2 m/s, posteriormente se seleccionará una unidad interior que nos proporcione un perfil de velocidad compatible con ese valor.

Tabla 8

Tasa Metabólica (Met) durante la temporada de verano.

Ambientes	Actividad	Código ASHRAE	Met
Habitaciones	Sentado en reposo	ASHRAE 55 Tabla 5.2.1.2	1.00
Salas de Estar, salas	Archivando, leyendo, sentado	ASHRAE 55 Tabla 5.2.1.2	1.20

Nota. En la tabla se registran los valores de las tasas metabólicas (met) generadas por los ocupantes durante la temporada de verano, calculadas según el procedimiento del estándar ASHRAE 55 Tabla 5.2.1.2. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 9

Aislamiento de vestimenta (Iclo) durante la temporada de verano.

Ambientes	Indumentaria	Código ASHRAE	Iclo
Habitaciones	Ropa interior, medias, calzado estándar, camisa ligera, pantalón ligero	ASHRAE 55 5.2.2.2 (c)	0.42
Salas de estar, salas	Ropa interior, medias, calzado estándar, camisa ligera, pantalón ligero	ASHRAE 55 5.2.2.2 (c)	0.42

Nota. En la tabla se registran los valores de Aislamiento de Vestimenta (Iclo) en función de las indumentarias usadas por los ocupantes durante la temporada de verano, calculadas según el procedimiento del estándar ASHRAE 55 acápite 5.2.2.2 (c). Fuente: Elaboración propia.

Los resultados del cálculo de Met e Iclo permitieron agrupar los ambientes en categorías homogéneas, como se muestra en la Tabla 10. Estas categorías servirán como entrada para la herramienta de simulación, con el objetivo de determinar las condiciones de confort.

Tabla 10

Resumen de la Tasa Metabólica y Aislamiento de vestimenta obtenidas para la temporada de verano.

Ambientes	Met	Iclo
Salas de estar, salas	1.20	0.42
Habitaciones	1.00	0.42

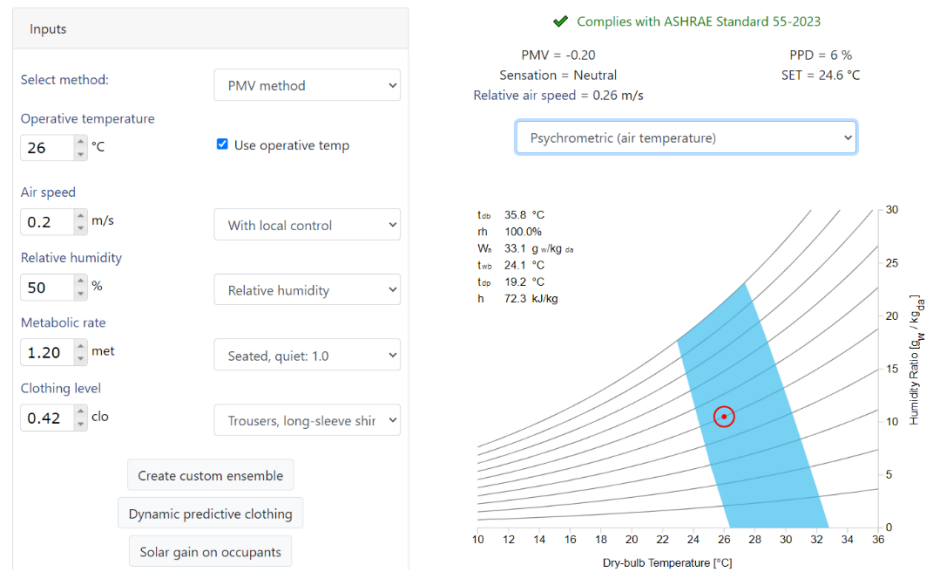
Nota. Esta tabla contiene el resumen los Met e Iclo calculados para los espacios agrupados durante la temporada de verano.

Fuente: Elaboración propia.

- Para las condiciones de actividad y vestimenta definidas (Met=1.20, Iclo=0.42), la zona sombreada en celeste en el diagrama psicrométrico (Figura 36) representa la región de confort térmico según la norma ASHRAE 55. Se seleccionará como punto de diseño una temperatura seca de 26°C y una humedad relativa de 60%, ubicado en el centro de esta zona.

Figura 36

Región de confort térmico (Met=1.20, Iclo=0.42) según Estándar ASHRAE 55 (verano).

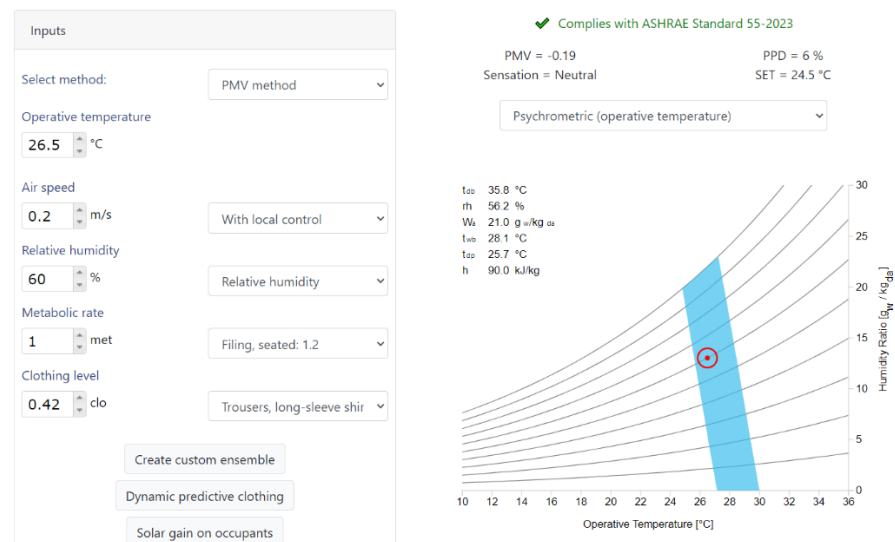


Nota. El grafico señala la región de confort térmico y el punto de operación seleccionado que corresponde a una temperatura seca de 26°C y HR de 50%. Fuente: CBE Thermal Comfort Tool.

- Para las condiciones de actividad y vestimenta definidas (Met=1.00, Iclo=0.42), la zona sombreada en celeste en el diagrama psicrométrico (Figura 37) representa la región de confort térmico según la norma ASHRAE 55. Se seleccionará como punto de diseño una temperatura seca de 26.5°C y una humedad relativa de 60%, ubicado en el centro de esta zona.

Figura 37

Región de confort térmico (Met=1.00, Iclo=0.42) según Estándar ASHRAE 55 (verano).



Nota. El grafico señala la región de confort térmico y el punto de operación seleccionado que corresponde a una temperatura seca de 26.5°C y HR de 60%. Fuente: CBE Thermal Comfort Tool.

En resumen, se listan los ambientes con las temperaturas secas y humedad relativas establecidas, en cumplimiento del estándar ASHRAE 55 en la Tabla 11.

Tabla 11

Condiciones de confort térmico durante la temporada de verano.

Ambientes	Temperatura Seca °C	Humedad relativa (%)
Habitaciones	26.5	60
Salas de estar, salas	26	50

Nota. La tabla contiene el resumen de las condiciones de confort calculados según los lineamientos del Estándar ASHRAE 55. Fuente: Elaboración propia.

3.2.3.2 Condiciones de confort térmico en invierno

Para establecer las condiciones de confort térmico en invierno, se seguirá el mismo procedimiento utilizado en verano, clasificando los espacios de manera similar. Sin embargo, se recalcularán los valores de los I_{clo} considerando la indumentaria más común durante esta estación. Los nuevos valores de I_{clo} para cada tipo de espacio se presentan en la Tabla 13. Estos valores actualizados permitirán establecer las condiciones de confort térmico adecuadas para la temporada invernal.

Notar que los valores de los Met en la Tabla 12, permanecen invariables, puesto que el tipo de actividad realizado en los espacios es prácticamente independiente de la estación. Mientras que en la Tabla 13 si se aprecian diferencias en los I_{clo} calculados como se mencionó en el párrafo anterior.

Tabla 12

Tasa Metabólica (Met) durante la temporada de invierno.

Ambientes	Actividad	Código ASHRAE	Met
Salas, Salas de estar	Archivando, leyendo, sentado	ASHRAE 55 Tabla 5.2.1.2	1.20
Habitaciones	Sentado en reposo	ASHRAE 55 Tabla 5.2.1.2	1.00

Nota. En la tabla se registran los valores de las tasas metabólicas (Met) generadas por los ocupantes durante la temporada de invierno, calculadas según el procedimiento del estándar ASHRAE 55 Tabla 5.2.1.2. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 13

Aislamiento de vestimenta (Iclo) durante la temporada de invierno.

Ambientes	Indumentaria	Código ASHRAE	Iclo
Habitaciones	Ropa interior, medias, calzado estándar, camisa manga larga, pantalón grueso, chompa manga larga	ASHRAE 55 5.2.2.2 (c)	0.93
Salas de estar, salas	Ropa interior, medias, calzado estándar, camisa manga larga, pantalón grueso, chompa manga larga	ASHRAE 55 5.2.2.2 (c)	0.93

Nota. En la tabla se registran los valores de Aislamiento de Vestimenta (Iclo) en función de las indumentarias usadas por los ocupantes durante la temporada de invierno, calculadas según el procedimiento del estándar ASHRAE 55 acápite 5.2.2.2 (c). Fuente: Elaboración propia.

Agrupando nuevamente los Met e Iclo calculados a partir de los ambientes que comparten el mismo parámetro, se obtiene la Tabla 14. Con los datos registrados se procederá a ingresarlos en la herramienta de simulación y seleccionar los puntos de operación (temperatura seca y humedad relativa) para cada espacio.

Tabla 14

Resumen de la Tasa Metabólica y Aislamiento de vestimenta obtenidas para la temporada de invierno.

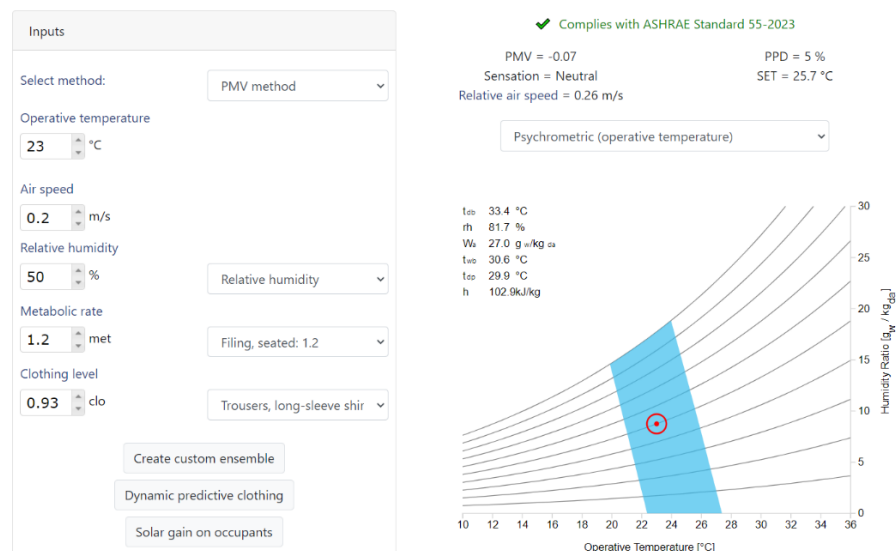
Ambientes	Met	Iclo
Salas, salas de estar	1.20	0.93
Habitaciones	1.00	0.93

Nota. Esta tabla contiene el resumen los Met e Iclo calculados para los espacios agrupados durante la temporada de invierno. Fuente: Elaboración propia.

- Para las condiciones de actividad y vestimenta definidas (Met=1.20, Iclo=0.93), la zona sombreada en celeste en el diagrama psicrométrico (Figura 38) representa la región de confort térmico según la norma ASHRAE 55. Se seleccionará como punto de diseño una temperatura seca de 23°C y una humedad relativa de 50%, ubicado en el centro de esta zona.

Figura 38

Región de confort térmico (Met=1.20, Iclo=0.93) según Estándar ASHRAE 55 (invierno).

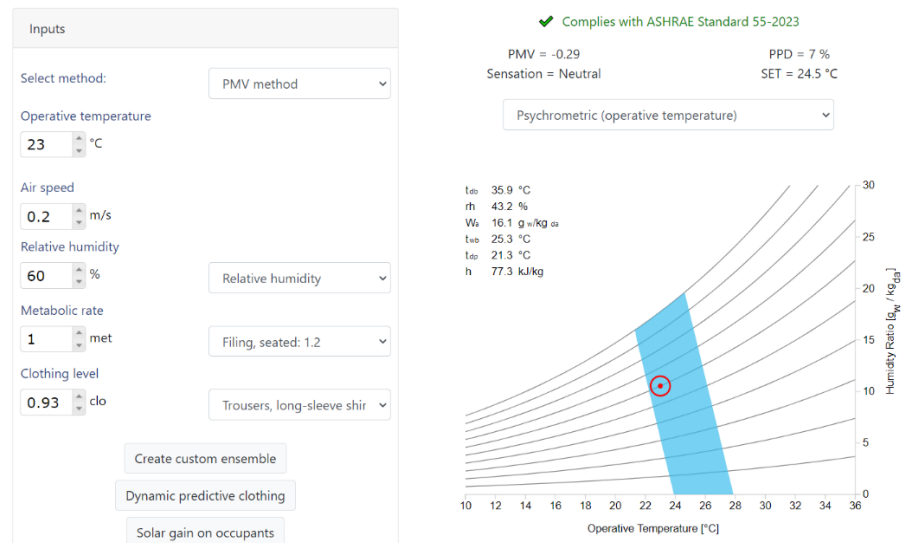


Nota. El grafico señala la región de confort térmico y el punto de operación seleccionado que corresponde a una temperatura seca de 23°C y HR de 50%. Fuente: CBE Thermal Comfort Tool.

- Para las condiciones de actividad y vestimenta definidas (Met=1.00, Iclo=0.93), la zona sombreada en celeste en el diagrama psicrométrico (Figura 39) representa la región de confort térmico según la norma ASHRAE 55. Se seleccionará como punto de diseño una temperatura seca de 23°C y una humedad relativa de 60%, ubicado en el centro de esta zona.

Figura 39

Región de confort térmico (Met=1.00, Iclo=0.93) según Estándar ASHRAE 55 (invierno).



Nota. El grafico señala la región de confort térmico y el punto de operación seleccionado que corresponde a una temperatura seca de 23°C y HR de 60%. Fuente: CBE Thermal Comfort Tool.

La Tabla 15 presenta los datos recopilados de temperatura seca y humedad relativa para cada tipo de ambiente obtenidas luego de la simulación, con el objetivo de garantizar el confort térmico y cumplir con los requisitos establecidos en el estándar ASHRAE 55.

Tabla 15

Condiciones de confort térmico durante la temporada de invierno.

Ambientes	Temperatura Seca °C	Humedad relativa (%)
Salas de estar, salas	23	50
Habitaciones	23	60

Nota. La tabla contiene el resumen de las condiciones de confort calculados según los lineamientos del Estándar ASHRAE 55. Fuente: Elaboración propia.

3.2.4 Cálculo de las Cargas Térmicas

Previo al cálculo de las cargas térmicas, es indispensable conocer las propiedades físicas de los materiales constructivos en lo que respecta a su capacidad de conducción del calor. Estos ya fueron listados en el apartado 3.2.1.3. Para determinar el coeficiente global de transmisión de calor de los cerramientos, se utilizarán los Anexos 1 al 6, o bien podrá extraerse dicha información de las fichas técnicas de los elementos que lo conforman. Para simplificar el procedimiento, se mostrará el método de cálculo en cuestión para un solo cerramiento, correspondiente a un muro portante exterior de 15 cm, bajo la aplicación de las Ecuaciones 15 y 16. Para el resto, se mostrará los resultados registrados en las Tablas 16 al 39.

En forma similar, con el objetivo de tener una comprensión del método de cálculo para la determinación de las cargas térmicas durante la temporada de verano e invierno, se desarrollará el procedimiento completo para una sola estancia (Habitación 104). Para los demás, se aplicará el mismo criterio y se adjuntarán en la sección de resultados.

3.2.4.1 Cálculo de Coeficientes Globales de Transmisión de Calor de los cerramientos.

En el presente apartado se detallan los cálculos de los coeficientes de transmisión térmica global de los cerramientos de los espacios analizados. Es importante destacar que los valores de estos coeficientes varían para aquellos elementos constructivos que se encuentran en contacto directo con el exterior, debido a la influencia de las condiciones climáticas.

De acuerdo con el Handbook of Fundamentals de ASHRAE (Anexo4), la resistencia térmica del aire exterior experimenta fluctuaciones estacionales, siendo mayor en verano ($0,044 \text{ m}^2.\text{K/W}$) que en invierno ($0,03 \text{ m}^2.\text{K/W}$). Esta variación se debe principalmente a la diferencia en la velocidad del viento entre ambas estaciones.

A continuación, se presenta un ejemplo detallado del procedimiento de cálculo para un cerramiento representativo, el cual podrá ser aplicado a los restantes elementos constructivos.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para muros portantes internos de 15cm.**

Constituido por ladrillo King Kong, con un porcentaje de vacío menor al 30%, una capa de enlucido de concreto exterior, e interior de 1cm cada una, aire exterior en movimiento a 12 km/h e interior que corresponde a un aire quieto (véase Anexo 4).

Enlucido exterior de concreto de 1cm:

Conforme a la Tabla mostrada en el Anexo 3, corresponde a un material de 2240kg/m³, con una conductividad media de 1.95 W/m.K.

Para calcular el coeficiente de transmisión de calor del material en W/m².K bastará con dividir la conductividad térmica por el espesor.

Es decir:

$$K = 1.95/0.01$$

$$K = 195 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Luego por la Ecuación 15.

$$R = \frac{1}{195} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$R = 0.00513 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Enlucido interior de concreto de 1cm:

Aplica el mismo método seguido para el enlucido exterior, obteniéndose el mismo resultado.

$$R = 0.00513 \text{ m}^2 * K/W$$

Ladrillo King Kong con un porcentaje de vacío menor al 30%:

Al no disponer del coeficiente de transmisión de calor en la ficha técnica, se realizará un cálculo previo de la densidad del ladrillo (kg/m³) a partir de sus dimensiones y peso (véase Anexo 26). Este valor de densidad servirá como punto de partida para consultar la Tabla del Anexo 2 y obtener el coeficiente de transmisión correspondiente al material de construcción “ladrillo”.

Para un peso medio de 4kg y de dimensiones 0.09mx0.13mx0.24m, se obtiene una densidad de:

$$\rho = 4/(0.09 * 0.13 * 0.24)$$

$$\rho = 1424.5 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Para fines prácticos se seleccionará un ladrillo 1440 m³/kg, al cual le corresponde una rango de conductividad de 0.52-0.62 W/m.K, de donde se escogerá la media, es decir 0.57 W/m.K.

Luego el coeficiente de transmisión de calor para el espesor 0.13m será:

$$K = 0.57/0.13$$

$$K = 4.38 \text{ W}/\text{m}^2 * K$$

Por la ecuación 15 obtendremos:

$$R = \frac{1}{4.38} m^2 * K/W$$

$$R = 0.228 m^2 * K/W$$

Aire quieto interior:

Del Anexo 4, para el aire en reposo la resistencia térmica corresponde:

$$R = 0.12 m^2 * K/W$$

Una vez calculadas las resistencias térmicas individuales de los materiales del cerramiento, se determina el Coeficiente Global de Transmisión de Calor (K) según la Ecuación 15, sumando los valores de las resistencias obtenidas.

$$R_T = 0.00513 + 0.00513 + 0.228 + 0.12 + 0.12$$

$$R_T = 0.478 m^2 * K/W$$

Finalmente, aplicando la Ecuación 16 y corroborando los resultados con una hoja de cálculo (Tabla 16), obtenemos el valor deseado.

$$K = \frac{1}{0.478} W/m^2 * K$$

$$K = 2.091 W/m^2 * K$$

Tabla 16

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para muros portantes internos de 15cm en verano o invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR DE MUROS PORTANTES INTERIORES DE E=0.15m (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Enlucido interior	2240.00	0.010	22.400	195.000	0.005
Ladrillo King Kong Lark >30%	1424.50	0.130	185.185	4.385	0.228
Enlucido exterior	2240.00	0.010	22.400	195.000	0.005
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales			229.985	2.091	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen el muro portante interior de 15 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para muros portantes internos de 20 cm.**

La Tabla 17 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 1,988 W/m²K para el muro portante interior de 20 cm de espesor.

Tabla 17

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para muros portantes internos de 20cm en verano o invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR DE MUROS PORTANTES INTERIORES DE E=0.20M (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 12 km/h	-	-	-	-	0.120
Enlucido interior	2240.00	0.034	76.160	57.353	0.017
Ladrillo King Kong Lark >30%	1424.50	0.130	185.185	4.385	0.228
Enlucido exterior	2240.00	0.034	76.160	57.353	0.017
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales			337.505	1.988	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen el muro portante interior de 20 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para tabiques exteriores de 15 cm.**

La Tabla 18 presenta los parámetros térmicos de los componentes del cerramiento, incluyendo conductancias y resistencias térmicas. Aplicando la metodología establecida, se determinó que el coeficiente global de transmisión de calor del tabique exterior interior de 15 cm de espesor es de 2,243 W/m²K para la temporada de verano. Sin embargo, debido a la variabilidad de la velocidad del viento en invierno (Tabla 19), este valor se modifica ligeramente, alcanzando los 2,316 W/m²K.

Tabla 18

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para tabiques exteriores de 15cm en verano.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR DE MUROS DE TABIQUERIA EXTERIOR DE E=0.15M (W/m2*K)					
Capa	Densidad (kg/m3)	Espesor	Densidad (kg/m2)	Conductancia termica (W/m2.K)	Resistencia (m2*K/W)
Aire exterior 12 km/h	-	-	-	-	0.044
Enlucido interior	2240.00	0.025	56.000	78.000	0.013
Ladrillo pandereta	874.17	0.105	91.787	3.905	0.256
Enlucido exterior	2240.00	0.025	56.000	78.000	0.013
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales			203.787	2.243	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen el tabique exterior de 15 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 19

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para tabiques exteriores de 15 cm en invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR DE MUROS DE TABIQUERIA EXTERIOR DE E=0.15M (W/m2*K)					
Capa	Densidad (kg/m3)	Espesor	Densidad (kg/m2)	Conductancia termica (W/m2.K)	Resistencia (m2*K/W)
Aire exterior 24 km/h	-	-	-	-	0.030
Enlucido interior	2240.00	0.025	56.000	78.000	0.013
Ladrillo pandereta	874.17	0.105	91.787	3.905	0.256
Enlucido exterior	2240.00	0.025	56.000	78.000	0.013
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales			203.787	2.316	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen el tabique exterior de 15 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para tabiques interiores de 15 cm.**

La Tabla 20 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 1,917 W/m²K para el muro de tabiquería interior de 15 cm de espesor.

Tabla 20

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para tabiques interiores de 15 cm en verano e invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR DE MUROS DE TABIQUERIA INTERIOR DE E=0.15M (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Enlucido interior	2240.00	0.025	56.000	78.000	0.013
Ladrillo pandereta	0.00	0.105	0.000	3.905	0.256
Enlucido exterior	2240.00	0.025	56.000	78.000	0.013
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales			112.000	1.917	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen el tabique interior de 15 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para losa aligerada exterior.**

La Tabla 21 presenta los parámetros térmicos de los componentes del cerramiento, incluyendo conductancias y resistencias térmicas. Aplicando la metodología establecida, se determinó que el coeficiente global de transmisión de calor de la losa aligerada interior es de 1,227 W/m²K para la temporada de verano. Sin embargo, debido a la variabilidad de la velocidad del viento en invierno (Tabla 22), este valor se modifica ligeramente, alcanzando los 1,248 W/m²K.

Tabla 21

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para losa aligerada exterior en verano.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN LA LOSA ALIGERADA EXTERIOR (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 12 km/h	-	-	-	-	0.044
Enlucido	2240.00	0.050	112.000	39.000	0.026
Ladrillo de 30x30x15	557.78	0.150	83.667	1.667	0.600
Enlucido	2240.00	0.050	112.000	39.000	0.026
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales			195.667	1.227	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la losa aligerada exterior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 22

Coeficiente de Transmisión de Calor para losa aligerada exterior en invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN LA LOSA ALIGERADA EXTERIOR (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 24 km/h	-	-	-	-	0.030
Enlucido	2240.00	0.050	112.000	39.000	0.026
Ladrillo de 30x30x15	557.78	0.150	83.667	1.667	0.600
Enlucido	2240.00	0.050	112.000	39.000	0.026
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales			195.667	1.248	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la losa aligerada exterior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para losa aligerada interior.**

La Tabla 23 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 1,122 W/m²K para la losa aligerada interior.

Tabla 23

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para la losa aligerada interior en verano e invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN LA LOSA ALIGERADA INTERIOR (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Enlucido	2240.00	0.050	112.000	39.000	0.026
Ladrillo de 30x30x15	557.78	0.150	83.667	1.667	0.600
Enlucido	2240.00	0.050	112.000	39.000	0.026
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales			195.667	1.122	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la losa aligerada interior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para falso cielo raso de placas ST.**

La Tabla 24 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 3,131 W/m²K para placa ST del cielo raso.

Tabla 24

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para el falso cielo raso de placas ST en verano e invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN FALSO CIELO RASO (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Falso Cielo Raso con Placas ST de 12.7mm	800.00	0.013	10.160	12.600	0.079
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.131	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen el falso cielo raso, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las ventanas exteriores.**

La Tabla 25 presenta los parámetros térmicos de los componentes del cerramiento, incluyendo conductancias y resistencias térmicas. Aplicando la metodología establecida, se determinó que el coeficiente global de transmisión de calor de las ventanas exteriores es de 3,123 W/m²K para la temporada de verano. Sin embargo, debido a la variabilidad de la velocidad del viento en invierno (Tabla 22), este valor se modifica ligeramente, alcanzando los 3,265 W/m²K.

Tabla 25

Coefficiente Global de Transmisión de Calor para las ventanas exteriores en verano.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN VENTANAS EXTERIORES (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 12 km/h	-	-	-	-	0.044
Ventanas de vidrio templado	-	0.010	-	6.400	0.156
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.123	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen le ventana exterior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 26

Coefficiente Global de Transmisión de Calor para las ventanas exteriores en invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN VENTANAS EXTERIORES (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 24 km/h	-	-	-	-	0.030
Ventanas de vidrio templado	-	0.010	-	6.400	0.156
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.265	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen le ventana exterior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las ventanas interiores.**

La Tabla 27 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 2,524 W/m²K para las ventanas interiores.

Tabla 27

Coeficiente Global de Transferencia de Calor para las ventanas interiores en verano e invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN VENTANAS INTERIORES (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Ventanas de vidrio templado	-	0.010	-	6.400	0.156
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				2.524	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la ventana interior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para falso cielo raso para las mamparas exteriores.**

La Tabla 28 presenta los parámetros térmicos de los componentes del cerramiento, incluyendo conductancias y resistencias térmicas. Aplicando la metodología establecida, se determinó que el coeficiente global de transmisión de calor de las mamparas exteriores es de 3,123 W/m²K para la temporada de verano. Sin embargo, debido a la variabilidad de la velocidad del

viento en invierno (Tabla 22), este valor se modifica ligeramente, alcanzando los 3,265 W/m²K.

Tabla 28

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las mamparas exteriores en verano.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN MAMPARAS EXTERIORES (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia térmica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 12 km/h	-	-	-	-	0.044
Mamparas de vidrio templado	-	0.012	-	6.400	0.156
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.123	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la mampara exterior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 29

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las mamparas exteriores en invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN MAMPARAS EXTERIORES (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia térmica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 24 km/h	-	-	-	-	0.030
Mamparas de vidrio templado	-	0.012	-	6.400	0.156
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.265	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la mampara exterior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las mamparas interiores.**

La Tabla 30 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 2,524 W/m²K para las mamparas interiores.

Tabla 30

Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las mamparas interiores en verano e invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN MAMPARAS INTERIOR (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Mamparas de vidrio templado	-	0.012	-	6.400	0.156
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				2.524	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la mampara interior, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las puertas interiores.**

La Tabla 31 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 1,627 W/m²K para las puertas interiores.

Tabla 31

Coeficiente Global de Transmisión de Calor en puertas interiores en verano e invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN PUERTAS (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Puerta	-	0.050	-	2.670	0.375
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				1.627	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la puerta, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor para las puertas exteriores.**

La Tabla 32 presenta los parámetros térmicos de los componentes del cerramiento, incluyendo conductancias y resistencias térmicas. Aplicando la metodología establecida, se determinó que el coeficiente global de transmisión de calor de las puertas exteriores es de 1,857 W/m²K para la temporada de verano. Sin embargo, debido a la variabilidad de la velocidad del viento en invierno (Tabla 33), este valor se modifica ligeramente, alcanzando los 1,906 W/m²K.

Tabla 32

Coeficiente Global de Transmisión de Calor en puertas exteriores en verano.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN PUERTAS EXTERIORES (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 12 km/h	-	-	-	-	0.044
Puerta	-	0.050	-	2.670	0.375
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				1.857	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la puerta, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 33

Coeficiente Global de Transmisión de Calor en puertas exteriores en invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN PUERTAS EXTERIORES (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 24 km/h	-	-	-	-	0.030
Puerta	-	0.050	-	2.670	0.375
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				1.906	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen la puerta, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas exteriores de 25 cm.**

La Tabla 34 presenta los parámetros térmicos de los componentes del cerramiento, incluyendo conductancias y resistencias térmicas. Aplicando la metodología establecida, se determinó que el coeficiente global de transmisión de calor de las columnas exteriores con un espesor de 25 cm es de 3,568 W/m²K para la temporada de verano. Sin embargo, debido a la variabilidad de la velocidad del viento en invierno (Tabla 35), este valor se modifica ligeramente, alcanzando los 3,755 W/m²K.

Tabla 34

Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas exteriores de 25 cm en verano.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN COLUMNAS EXTERIORES E=0.25m (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 12 km/h	-	-	-	-	0.044
Concreto	2400.00	0.250	600.00	8.600	0.116
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.568	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen las columnas o placas exteriores con espesor de 25 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 35

Coefficiente Global de Transmisión de Calor en columnas exteriores de 25 cm en invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN COLUMNAS EXTERIORES E=0.25m (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 24 km/h	-	-	-	-	0.030
Concreto	-	0.250	-	8.600	0.116
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.755	

- **Coefficiente Global de Transmisión de Calor en columnas interiores de 25 cm.**

La Tabla 36 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 2,807 W/m²K para las columnas interiores con espesor de 25 cm.

Tabla 36

Coefficiente Global de Transmisión de Calor en columnas interiores de 25 cm en verano e invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN COLUMNAS INTERIORES E=0.25m (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Concreto	2400.00	0.250	600.00	8.600	0.116
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				2.807	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen las columnas o placas interiores con espesor de 25 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coefficiente Global de Transmisión de Calor en columnas exteriores de 30 cm.**

La Tabla 37 presenta los parámetros térmicos de los componentes del cerramiento, incluyendo conductancias y resistencias térmicas. Aplicando la metodología establecida, se determinó que el coeficiente global de transmisión de calor de las columnas exteriores con un espesor de 30 cm es de 3,295 W/m²K para la temporada de verano. Sin embargo, debido a la variabilidad de la velocidad del viento en invierno (Tabla 38), este valor se modifica ligeramente, alcanzando los 3,454 W/m²K.

Tabla 37

Coefficiente Global de Transmisión de Calor en columnas exteriores de 30 cm en verano.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN COLUMNAS EXTERIORES E=0.30m (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 12 km/h	-	-	-	-	0.044
Concreto	2400.00	0.300	720.00	7.167	0.140
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.295	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen las columnas o placas exteriores con espesor de 30 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 38

Coefficiente Global de Transmisión de calor en columnas exteriores de 30 cm en invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN COLUMNAS EXTERIORES E=0.30m (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire exterior 24 km/h	-	-	-	-	0.030
Concreto	-	0.300	-	7.167	0.140
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				3.454	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen las columnas o placas exteriores con espesor de 30 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

- **Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas interiores de 30 cm.**

La Tabla 39 detalla los componentes del cerramiento y sus respectivas conductancias térmicas, así como las resistencias térmicas del aire. Aplicando la metodología empleada para el muro portante interior de 15 cm, se determinó un coeficiente global de transmisión de calor de 2,635 W/m²K para las columnas interiores con espesor de 30 cm.

Tabla 39

Coeficiente Global de Transmisión de Calor en columnas interiores de 30 cm en verano e invierno.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR EN COLUMNAS INTERIORES E=0.30m (W/m ² *K)					
Capa	Densidad (kg/m ³)	Espesor	Densidad (kg/m ²)	Conductancia termica (W/m ² .K)	Resistencia (m ² *K/W)
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Concreto	2400.00	0.300	720.00	7.167	0.140
Aire interior quieto	-	-	-	-	0.120
Totales				2.635	

Nota. Esta tabla contiene los elementos que constituyen las columnas o placas interiores con espesor de 30 cm, los valores de R y K son extraídos del Handbook Fundamentals of ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

3.2.4.2 Cálculo de la carga térmica en verano.

- **Cálculo de Cargas Térmicas “Habitación 104”.**

Condiciones Exteriores del Proyecto.

Forman parte de las condiciones exteriores del proyecto, la temperatura seca, la humedad relativa y la Oscilación media diaria (OMD), donde esta última se define como la diferencia entre las temperaturas máximas y mínimas medias ocurridas durante el periodo seleccionado para la estación de verano, es decir febrero, para el caso en particular. De acuerdo con lo indicado por Carrier Air Conditioning Co (2017) la temperatura seca de proyecto deberá ser corregida conforme a la tabla del Anexo 12, en la que la hora solar y la OMD definen la cifra que deberá añadirse.

Considerando los datos de temperatura de la Tabla 6, se determinó que las 15:00 horas corresponden al momento de mayor incidencia de picos de temperatura durante el mes de febrero. Por lo tanto, esta hora se estableció como la del proyecto para el análisis.

La OMD se calcula directamente de la Tabla 6, obteniendo los promedios de las temperaturas máximas y mínimas, la que corresponden a 30.41°C y 22.89°C, respectivamente, donde la diferencia entre ellas resulta 7.52 °C, que para fines prácticos se redondea a 8°C.

Posteriormente ingresando la hora solar y la OMD calculada en la Tabla del Anexo 12, podemos notar que la cifra de corrección corresponde a cero “0” es decir que la temperatura seca de proyecto corregida, coincide con la calculada, es decir 32.7°C.

Finalmente, las condiciones exteriores del proyecto se muestran en la Tabla 40.

Tabla 40

Condiciones Exteriores del Proyecto.

CONDICIONES EXTERIORES DEL PROYECTO	
Parámetro	Valor
Temperatura Seca °C	32.7
Humedad Relativa (%)	71.82
OMD (°C)	8
Hora Solar	15:00
Latitud	11°46'30"S
Longitud	11°46'30"S
Altitud	34 m.s.n.m.

Nota. Recopilación de los parámetros de las condiciones ambientales exteriores. Fuente: Elaboración propia.

Condiciones Interiores del Proyecto.

Las condiciones interiores del proyecto están referidas al espacio denominado “Habitación 104”. Los parámetros fueron determinados y registrados en la Tabla 11, donde señala que para ambientes clasificados como habitaciones, las condiciones de confort durante el verano en cumplimiento del Estándar ASHRAE 55, corresponde a una temperatura seca de 26,5°C y una Humedad Relativa de 60%.

Ganancias por insolación de las superficies de vidrio.

El cálculo de aportación solar a través de las superficies vidriadas, se ven influenciadas por la geometría, orientación, condiciones climáticas y la ubicación geográfica del proyecto. La Ecuación 12 establece que para determinar estas ganancias es necesario calcular la radiación solar incidente (W/m²) utilizando las tablas de los Anexos A.13 y A.14 y aplicando los factores de corrección correspondientes, los cuales se ajustarán de acuerdo con las particularidades del proyecto. A continuación, se procede a determinar los datos de entrada.

a. Orientación del vidrio.

La orientación de la superficie vidriada corresponde al Norte magnético (N) (Ver Anexo 44).

b. Aportación solar a través del vidrio [W/m²]

Utilizando los valores de aportación solar proporcionados en los Anexos 13 y 14 para las latitudes 10°S y 20°S respectivamente, y considerando la hora solar y la orientación específicas del proyecto, se realizará la interpolación lineal para obtener la aportación solar correspondiente a la latitud de 12°S.

APORTACION SOLAR EN W/m2	
Aportación (W/m2)	Latitud
41	10°
x	12°
44	20°

Interpolando.

$$\frac{44 - x}{x - 41} = \frac{20 - 12}{12 - 10} = \frac{8}{2}$$

$$44 - x = 4(x - 41)$$

$$5x = 208$$

$$x = 41.6 \text{ W/m}^2$$

c. Área de la ventana.

$$ancho = 1.60 \text{ m}$$

$$alto = 1.50 \text{ m}$$

$$Area (S) = 2.40 \text{ m}^2$$

d. Factor en relación con el marco metálico.

De acuerdo con los Anexos 13 y 14, se está considerando un $f_m=1.17$

e. Factor en relación con el nivel de turbidez del aire.

Para el cielo de Lima, durante el verano se considerará un $f_a=0.9$

f. Factor en relación con la altitud geográfica del proyecto.

El proyecto se emplaza a 34 m.s.n.m. Según el Anexo 13, el cambio es despreciable y su valor se mantiene en $f_h=1$.

g. Factor de corrección de punto de rocío.

Para las condiciones exteriores del proyecto ($T_s=32.7^\circ\text{C}$ y $HR=71.82\%$), en el diagrama psicrométrico (véase Anexo 25) la temperatura de rocío corresponde a 25.4°C . Luego de los Anexos 13 y 14, se tiene:

$$f_{pr} = 1 + 0.14 * (19.5 - 25.4)/10$$

$$f_{pr} = 0.917$$

h. Factor de corrección para proyectos ubicados en latitud sur.

Según lo indican los Anexos A 13 y A 14, se considera un $f_{lat}=1.07$

Habiendo determinado cada uno de los parámetros necesarios, se reemplazan todos estos valores en la Ecuación 12, teniendo como resultado:

$$Q = 41,6 * 2,40 * 1,17 * 0,9 * 1 * 0,917 * 1,00$$

$$Q = 96,41 \text{ W}$$

Ganancias por transmisión de calor a través de las paredes o techos exteriores.

El cerramiento exterior, constituido por dos elementos distintos, un muro de tabiquería de 15 cm y una placa exterior de 25 cm, presenta variaciones en sus características (área, conductividad y densidad). Debido a estas diferencias, es necesario calcular por separado la transmisión de calor a través de cada elemento. La ganancia de calor total del cerramiento se obtendrá sumando las contribuciones individuales de ambos componentes.

Ganancias en el muro de tabiquería exterior de 15cm.

a. Orientación del cerramiento.

La orientación de la superficie vidriada corresponde al Norte magnético (N). (Ver Anexo 44).

b. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula restando el área de la ventana (1,60 m x 1,50 m) al área total de la región rectangular (1,95 m x 2,40 m).

$$Area (S) = 1,95 * 2,40 - 1,60 * 1,50$$

$$Area (S) = 2,28 \text{ m}^2$$

c. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 18, su valor es:

$$K = 2,243 \text{ W/m}^2 * K$$

d. Diferencia de Temperatura Equivalente.

Este parámetro se calcula de acuerdo con la Ecuación 14. Se calculará cada variable que lo compone.

El proyecto para el espacio en particular presenta una diferencia de temperatura exterior e interior de (32,7°C – 26,5°C) igual a 6,2°C y una variación de temperatura exterior media de 8°C, basándonos en la OMD. Con estos datos revisamos el Anexo 18 de donde se obtiene:

$$\alpha = -0,6^{\circ}\text{C}$$

Para determinar DTE_{som} , considerar como datos de entrada para el Anexo 16: La densidad del cerramiento de 203.8 kg/m² (Ver Tabla 18), la orientación de la pared a la sombra, es decir, su equivalencia al hemisferio norte corresponde la dirección Sur (S) de acuerdo con la Tabla 41 y la hora solar de 15:00 horas.

Tabla 41

Equivalencia de orientación en el hemisferio sur y el hemisferio norte.

Orientación en el hemisferio Sur	Orientación equivalente en el hemisferio Norte
Noreste	Sureste
Este	Este
Sureste	Noreste
Sur	Norte (sombra)
Suroeste	Noroeste
Oeste	Oeste
Noroeste	Suroeste
Norte (sombra)	Sur

Nota. La tabla muestra las equivalencias de las orientaciones en el hemisferio sur, para la aplicación de la tabla del Anexo 16, puesto que

sus datos están basados en el hemisferio norte. Tomado de *Manual de Aire Acondicionado*, por Carrier Air Conditioning Co (2017)

Se extraen los datos y se registran las temperaturas 15°C y 13,9°C para las densidades de 100 y de 300 kg/m² respectivamente. Se deberá aplicar la interpolación lineal para obtener el resultado que corresponda a 203.8 kg/m².

DTEsomb	
Densidad (kg/m ²)	°C
100	15,6
203,8	x
300	13,9

Se obtiene entonces:

$$\frac{300 - 203,8}{203,8 - 100} = \frac{13,9 - x}{x - 15,6}$$

$$0,927 = \frac{13,9 - x}{x - 15,6}$$

$$x = 14.72^{\circ}\text{C}$$

Para determinar DTE_{sol} , notar que la orientación del cerramiento coincide con la posición a la sombra, en conclusión, el procedimiento para calcularlo será básicamente el mismo seguido para la obtención de DTE_{som} . Por lo tanto, se puede confirmar:

$$DTE_{sol} = DTE_{som} = 14.72^{\circ}\text{C}$$

El cerramiento puede ser considerada como una estructura de tonalidad intermedia, ni clara ni oscura, en consecuencia, el ítem “b” tomará el valor de 0.78.

Para determinar el valor de R_s , es decir la máxima insolación en W/m^2 a través de una superficie vidriada para una latitud y mes supuestos, deberá consultarse los Anexos 13 y 14. Notar que las insolaciones máximas, las tenemos disponibles para latitudes de 10° y de 20° , por lo que será necesario aplicar la interpolación lineal para hallar la que corresponde a la latitud del proyecto, es decir 12° .

Rs (W/m2)	
Aportación (W/m2)	Latitud
81	20°
x	12°
44	10°

Se obtiene entonces:

$$\frac{81 - x}{x - 44} = \frac{20 - 12}{12 - 10}$$

$$\frac{81 - x}{x - 44} = 4$$

$$x = 51.4 \text{ W/m}^2$$

El valor de R_m , se calcula directamente de la tabla del Anexo 15. Corresponde a la máxima insolación en W/m^2 obtenida para el mes de julio a 40° de latitud norte para la orientación considerada (Norte).

Bajo esas condiciones el valor de R_m será de 75 W/m^2 .

Habiendo completado el cálculo de los parámetros involucrados en la Ecuación 14, el valor de la DTE para el proyecto, se determina mediante:

$$DTE = -0.6 + 14,72 + 0,78 * \left(\frac{51,4}{75}\right) * (14,72 - 14,72)$$

$$DTE = -0.6 + 14,72 + 0,78 * \left(\frac{51,4}{75}\right) * (14,72 - 14,72)$$

$$DTE = 14,12^{\circ}C$$

Finalmente, la ganancia por transmisión de calor a través del muro de tabiquería exterior de 15 cm, de acuerdo con la Ecuación 13 será:

$$Q = 2,28 \text{ m}^2 * 2,243 \frac{W}{m^2 K} * 14,12^{\circ}C$$

$$Q = 72,11 \text{ W}$$

Ganancias en el la placa o column exterior de 25 cm.

a. Orientación del cerramiento.

La orientación de la superficie corresponde al Norte magnético (N). (Ver Anexo 44).

b. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula por las dimensiones de la placa (0.95 m x 2.40 m)

$$Area (S) = 0,97 * 2,40$$

$$Area (S) = 2,33 \text{ m}^2$$

c. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 34, su valor es:

$$K = 3,57 \text{ W/m}^2 * K$$

e. Diferencia de Temperatura Equivalente.

De acuerdo con la Ecuación 14 el valor de “a” para el caso viene a ser el mismo calculado en el análisis realizado para el muro de tabiquería exterior de 15cm, en vista de que está sujeta sólo a las condiciones exteriores del proyecto. Por lo tanto:

$$a = -0.6^{\circ}C$$

Para determinar DTE_{som} , considerar como datos de entrada para el Anexo 16: La densidad del cerramiento de 600 kg/m² (Ver Tabla 34), la orientación de la pared a la sombra, es decir, su equivalencia al hemisferio norte corresponde la dirección Sur (S) de acuerdo con la Tabla 41 y la hora solar de 15:00 horas.

Se extraen los datos y se registran, para las densidades de 500 y de 700 kg/m². Se deberá aplicar la interpolación lineal para obtener el resultado que corresponda a 600 kg/m².

DTEsomb	
Densidad (kg/m ²)	°C
500	8,3
600	x
700	3,9

Al ubicarse en el punto medio de los extremos, el valor de X resulta el promedio, obteniéndose:

$$x = 6,1^{\circ}C$$

Para determinar DTE_{sol} , notar que la orientación del cerramiento coincide con la posición a la sombra, en conclusión, el procedimiento para calcularlo será básicamente el mismo seguido para la obtención de DTE_{som} . Por lo tanto, se puede confirmar:

$$DTE_{sol} = DTE_{som}$$

El cerramiento puede ser considerada como una estructura de tonalidad intermedia, ni clara ni oscura, en consecuencia, el

valor de “b” tomará el valor de 0.78.

R_s y R_m varían en función de la orientación de los cerramientos y de las condiciones climáticas externas. Sin embargo, para el caso, al estar orientados los cerramientos la Norte y las condiciones exteriores del proyecto son invariables, los valores de estos parámetros permanecen constantes y coincidirán con los calculados previamente, ósea:

$$R_s = 51,4 \text{ W/m}^2$$

$$R_m = 75 \text{ W/m}^2$$

Habiendo completado el cálculo de los parámetros involucrados en la Ecuación 14, el valor de la DTE para el proyecto, se determina mediante:

$$DTE = -0.6 + 6,1 + 0,78 * \left(\frac{51,4}{75} \right) * (6,1 - 6,1)$$

$$DTE = 5,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Finalmente, la ganancia por transmisión de calor a través de la columna exterior de 15 cm, de acuerdo con la Ecuación 13 será:

$$Q = 2,33 \text{ m}^2 * 3,57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} * 5,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 45,74 \text{ W}$$

Al haber determinado de manera independiente las ganancias de calor de cada elemento que conforma el cerramiento exterior, la ganancia de calor total, se obtiene sumando estos valores individuales:

$$Q_{total} = 72,11 \text{ W} + 45,74 \text{ W}$$

$$Q_{total} = 117,85 \text{ W}$$

4

Ganancias por conducción de calor a través de paredes, suelo y techos.

Para evaluar las ganancias de calor a través de las envolventes internas, se realizará un análisis detallado de cada elemento constructivo (tabiques, columnas, techos, falsos techos, puertas o ventanas). Se considerarán sus dimensiones y composición material para determinar el coeficiente de transmisión de calor de cada componente. Dado que la temperatura interior de diseño es de 26,5°C y la exterior de 32,7°C, se calcularán las ganancias por conducción de calor a través de cada elemento, utilizando la Ecuación 17 o 18 según sea el caso.

Las envolventes internas están integradas por:

- a. Muro de tabiquería de 15 cm de espesor, de dimensiones 1,16 m x 2,40 m. Colindante con Habitación 103 (Ver Anexo 44), local no refrigerado. Por la Ecuación 17, se tendrá:

$$Q = (1,16 \text{ m} * 2,40 \text{ m}) * 1,917 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 17,10 \text{ W}$$

- b. Columna de 25 cm de espesor colindante con espacio "Habitación 104", de dimensiones 0,40x2,40m. Considerar que la habitación colindante, es un espacio refrigerado, pero no necesariamente lo estará cuando el espacio en cuestión lo esté. Este criterio se aplicará para todos los ambientes. Dada esa condición, por la Ecuación 17, se tendrá:

$$Q = (0,40 \text{ m} * 2,40 \text{ m}) * 2,81 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 8,63 \text{ W}$$

- c. Muro de tabiquería de 15 cm de espesor colindante con local “Habitación 104”, no refrigerado en simultaneo. Dimensiones de 2,75 m x 2,40m. Por la Ecuación 17 se tendrá:

$$Q = (2,75 \text{ m} * 2,40 \text{ m}) * 1,917 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 40,49 \text{ W}$$

- d. Columna de 25 cm de espesor colindante con local “Habitación 104”, no refrigerado en simultaneo. Dimensiones de 0.80 m x 2,40m. Por la Ecuación 16 se tendrá:

$$Q = (0,80 \text{ m} * 2,40 \text{ m}) * 2,81 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 17,26 \text{ W}$$

- e. Muro de tabiquería de 15 cm de espesor de dimensiones 2,95 x 2,40 m, en la que se encuentra instalada una puerta de 0,80 m x 2,10 m. El área para la transmisión de calor esta dada por el área total de la pared excluyendo la de la puerta, es decir (2,95 m x 2,40 m - 0,80 m x 2,10m) de donde se obtiene 5,4 m². La estructura colinda con el pasillo, local no refrigerando, entonces, por la Ecuación 17:

$$Q = (5,4 \text{ m}^2) * 1,917 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 33,18 \text{ W}$$

- f. Muro de tabiquería de 15 cm de espesor de dimensiones 1,36 m x 2,40 m, en la que se encuentra instalada una puerta de 0,75 m x 2,10 m. El área para la transmisión de calor está dada por el área total de la pared excluyendo la de la puerta, es decir (1,36 m x 2,40 m - 0,75 m x 2,10 m), de donde se obtiene 1,58 m². La estructura colinda con un SSHH, local no refrigerado, entonces por la Ecuación 17:

$$Q = (1,58 \text{ m}^2) * 1,917 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 10,38 \text{ W}$$

- g. Columna de 25 cm de espesor de dimensiones 0,50 m x 2,40 m, colindante con SSHH, local no refrigerado. Por la Ecuación 17 se tendrá:

$$Q = (0,50 \text{ m} * 2,40 \text{ m}) * 2,81 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 10,79 \text{ W}$$

- h. Muro de tabiquería de 15 cm de espesor, de dimensiones 3,00 m x 2,40 m. Colindante con SSHH, local no refrigerado. Por la Ecuación 17, se tendrá:

$$Q = (3,00 \text{ m} * 2,40 \text{ m}) * 1,917 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 44,38 \text{ W}$$

- i. Piso del local, conformado por losa aligerada del sótano, el cual, en los límites del recinto, tiene un área de 15,91 m². Considerar que el sótano es un local no refrigerado. Por lo tanto, mediante la aplicación de la Ecuación 17, se tendrá:

$$Q = (15,91 \text{ m}^2) * 1,122 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 57.02 \text{ W}$$

- j. Techo del local, del tipo Falso Cielo Raso Placa ST, con un área de 15,91 m². Tener en cuenta que el volumen entre el techo terminado y el falso techo, conforman un volumen no refrigerado, por tanto, mediante la aplicación de la Ecuación 17, se tendrá:

$$Q = (15,91 \text{ m}^2) * 3,13 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 159,35 \text{ W}$$

- k. Ventana exterior del local, de dimensiones 1,50 m x 1,60 m. Será calculada a partir de la Ecuación 18.

$$Q = (1,50 * 1,60 \text{ m}^2) * 3,123 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C})$$

$$Q = 46,43 \text{ W}$$

- l. Puerta interior de local, colindante con el pasillo (local no refrigerado) de dimensiones 0,8 m x 2,10 m. Aplica para el cálculo la Ecuación 17, de donde se obtiene:

$$Q = (0,8 * 2,10 \text{ m}^2) * 1,627 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 8,75 \text{ W}$$

- m. Puerta interior de local, colindante con los SSHH (local no refrigerado) de dimensiones 0,75 m x 2,10 m. Aplica para el cálculo la Ecuación 17, de donde se obtiene:

$$Q = (0,75 * 2,10 \text{ m}^2) * 1,627 \text{ W/m}^2\text{K} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C})$$

$$Q = 8,22 \text{ W}$$

Habiendo culminado el cálculo de las ganancias de calor de las partes individuales de los cerramientos interiores. Se procede a sumar estas cantidades para obtener la ganancia total de calor por conducción. Realizando la operación obtenemos:

$$Q_{total} = 17,10 + 8,63 + 40,49 + 17,26 + 33,18 + 10,38 + 10,79$$

$$+ 44,38 + 57,02 + 159,35 + 46,43 + 8,75 + 8,22$$

$$Q_{total} = 462,02 \text{ W}$$

Ganancias de calor por infiltraciones.

Para evaluar las ganancias de calor por infiltración, se identificó una única apertura: una ventana tipo batiente exterior de 1,50 m x 1,60 m con apertura máxima del 50%.

Del Anexo 19, para las características de nuestra ventana, le corresponde un ratio de infiltración igual a 9,00 m³/hxm² de abertura.

El factor de corrección aplicable, según la dirección de viento corresponde a 0,6.

El factor de corrección debida a la velocidad del viento corresponde a la unidad, puesto que estamos asumiendo para los cálculos una velocidad media de 12km/h.

Aplicando la Ecuación 19 y considerando los factores de corrección el caudal de aire de infiltraciones se calcula mediante:

$$V_i = 0,6 * 1,00 * 9,00 \text{ m}^3/\text{h} * \text{m}^2 * (0,50 * 1,5 * 1,60)$$
$$V_i = 6,48 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para el cálculo de las ganancias de calor de tipo sensible debidas a infiltraciones, sabiendo que la temperatura exterior del proyecto es de 32,7°C y la interior de 26,5°C, reemplazamos estos valores en la Ecuación 20, obteniendo:

$$\dot{Q}_s = 0,34 * 6,48 \text{ m}^3/\text{h} * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C})$$
$$\dot{Q}_s = 13,66 \text{ W}$$

Como última parte del proceso, el cálculo de las ganancias de tipo latente debidas a infiltraciones, tendrá dependencia de las

humedades absolutas en g/kg, correspondientes a las condiciones exteriores e interiores del proyecto. Estas deberán calcularse por separado y con apoyo del diagrama psicrométrico (véase Anexo 25)

La humedad absoluta exterior, se obtiene de los datos de entrada, ubicados en el diagrama psicrométrico:

- Temperatura exterior: 32,7°C
- Humedad relativa: 71,8%

Bajo esas condiciones, la humedad absoluta corresponde a 22,3 g/kg.

La humedad absoluta interior, se obtiene de los datos de entrada, ubicados en el diagrama psicrométrico:

- Temperatura exterior: 26,5°C
- Humedad relativa: 60%

Bajo esas condiciones, la humedad absoluta corresponde a 13,1 g/kg.

Una vez determinadas las humedades absolutas, se procede al reemplazo de los datos calculados, en la Ecuación 21, obteniéndose:

$$\dot{Q}_l = 0,83 * 6,48 \text{ m}^3/\text{h} * (22,3\text{g}/\text{kg} - 13,1\text{g}/\text{kg})$$

$$\dot{Q}_l = 49,48 \text{ W}$$

Ganancias de calor por tasa de ventilación.

Se espera que el ambiente “Habitación 104” aloje a cuatro personas, considerando su tamaño de 15,91 m². A partir de estos datos y consultando la Tabla 1, se procede a calcular la tasa de renovación de aire exterior, Los ratios necesarios, expresados en l/s por persona y por m² que se extrajeron de dicha tabla, para las condiciones del recinto son:

$$R_p = 2,5 \text{ l/s.persona}$$

$$R_a = 0,3 \text{ l/s.m}^2$$

Habiendo determinado las variables necesarias para el cálculo, se procede a reemplazarlas en la Ecuación 22, obteniéndose:

$$V_{bz} = 2,5 * 4 + 0,3 * 15,91$$

$$V_{bz} = 14,77 \text{ l/s}$$

La tasa de ventilación calculada representa un valor mínimo. Para asegurar un caudal de ingreso suficiente, se aplicará un margen de seguridad del 30%, obteniéndose así una tasa final de:

$$V_{bz} = 1,3 * 14,77 \text{ l/s}$$

$$V_{bz} = 19,21 \text{ l/s}$$

Expresando la tasa de ventilación a m³/h:

$$V_{bz} = 19,21 \frac{\text{l}}{\text{s}} * \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} * \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}}$$

$$V_{bz} = 69,14 \text{ m}^3/\text{h}$$

Luego las ganancias por calor sensible, serán calculadas al reemplazar el caudal de ventilación calculado en m³/h, y las temperaturas exterior e interior del proyecto (32,7°C y 26,5°C), en la Ecuación 23:

$$\dot{Q}_{sv} = 0,34 * 69,14 \text{ m}^3/\text{h} * 0,25 * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_{sv} = 36,44 \text{ W}$$

Por otro lado, las ganancias por calor latente, se calculan en base a la Ecuación 24, reemplazando el caudal de ventilación calculado en m³/h y las humedades absolutas exteriores e interiores del proyecto (22,3 g/kg y 12,7 g/kg), obteniéndose:

$$\dot{Q}_{lv} = 0,83 * 69,14 \text{ m}^3/\text{h} * 0,25 * (22,3 \text{ g/kg} - 13,1 \text{ g/kg})$$

$$\dot{Q}_{lv} = 132 \text{ W}$$

Ganancias debidas a los ocupantes

Para determinar las ganancias térmicas producidas por la ocupación, se consultará el Anexo 21. La actividad desarrollada en este espacio se asemeja a la categoría “sentado en reposo”, por lo que se utilizarán los valores de calor sensible y latente indicados en la tabla para una temperatura de 26,5°C. Para fines prácticos se tomarán los valores correspondientes a una temperatura seca de 26°C, es decir 61 W y 41 W respectivamente.

Para una ocupación de cuatro personas, en aplicación de la Ecuación 25, el calor sensible total generado por la ocupación será:

$$\dot{Q}_{sp} = 4 * 61 W$$

$$\dot{Q}_{sp} = 244 W$$

Para una ocupación de cuatro personas, en aplicación de la Ecuación 26, el calor latente total generado por la ocupación será:

$$\dot{Q}_{lp} = 4 * 41 W$$

$$\dot{Q}_{lp} = 164 W$$

Ganancias debidas a la iluminación.

Para el ambiente de “Habitación 104”, se están considerando dos lámparas de 25 W cada una, tener en cuenta que esta ganancia es netamente de tipo sensible y se calculará mediante la Ecuación 27, al reemplazar los datos:

$$\dot{Q} = 1,20 * 2 * 25 W$$

$$\dot{Q} = 60 W$$

Ganancias debidas a los equipos.

Para equipar el espacio se consideran una pantalla de TV (250 W). Considerando que el 80% de la energía consumida por el televisor se disipa en forma de calor, las ganancias térmicas se calculan de la siguiente manera:

$$Q = 250 W * 0,8$$

$$Q = 200 W$$

Los 200 W calculados, corresponden exclusivamente a la carga térmica sensible, dado que los equipos presentes no generan vapor de agua, contribuyendo únicamente al aumento de

la temperatura del aire.

A partir del cálculo de las cargas térmicas individuales, se ha elaborado la Tabla 42, donde se consolidan las ganancias de calor sensible y latente, obteniendo así la carga térmica total del espacio.

Tabla 42

Consolidado de cargas térmicas “Habitación 104”

Item	Calos Sensible (W)	Calor Latente (W)
Ganancias por insolación a través de superficies de vidrio	96.41	-
Ganancias por transmisión de calor a través de paredes o techos exteriores	117.85	-
Ganancias por conducción a través de paredes, suelo y techo	462.02	-
Ganancias de calor por infiltraciones	13.66	49.48
Ganancias por tasa de ventilación	36.44	132.00
Ganancias debida a los ocupantes	244.00	164.00
Ganancias debidas a la iluminación	60.00	-
Ganancias debida a equipos	200.00	-
TOTALES	1230.38	345.48
TOTALES +10%	1353.418	380.028

Nota. Se representan las cargas térmicas individuales sensibles y latentes correspondiente al local “Habitación 104”. Fuente: Elaboración Propia.

A partir de este punto, los cálculos de carga térmica para los demás espacios se realizarán en una hoja de cálculo Excel. Solo se presentarán los resultados finales, dado que el método ya

ha sido expuesto.

3.2.5 Determinación de la potencia frigorífica.

Tomando como referencia el ambiente “Habitación 104”, se precederá a calcular la potencia frigorífica requerida. Este valor nos permitirá seleccionar un equipo de aire acondicionado con la capacidad adecuada para eliminar la carga térmica del espacio y alcanzar las condiciones de temperatura y humedad para el confort de los ocupantes.

A partir de la metodología descrita en el apartado 2.2.9, se procede a calcular la potencia frigorífica requerida para el espacio señalado. Los resultados obtenidos para el resto de los ambientes se compilan en la sección de “Resultados”, permitiendo una selección precisa de las UTA’s para cada zona.

3.2.5.1 Cálculo del Factor de Calor Sensible Efectivo

De acuerdo con la Tabla 42, el calor sensible y latente efectivos para el ambiente “Habitación 104”, les corresponden los siguientes valores:

$$\dot{Q}_{se} = 1353,42 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{le} = 380,03 \text{ W}$$

Proceden a ser reemplazados en la Ecuación 31, obteniéndose.

$$FCSE = \frac{1353,42 \text{ W}}{1353,42 \text{ W} + 380,03 \text{ W}}$$

$$FCSE = 0,78$$

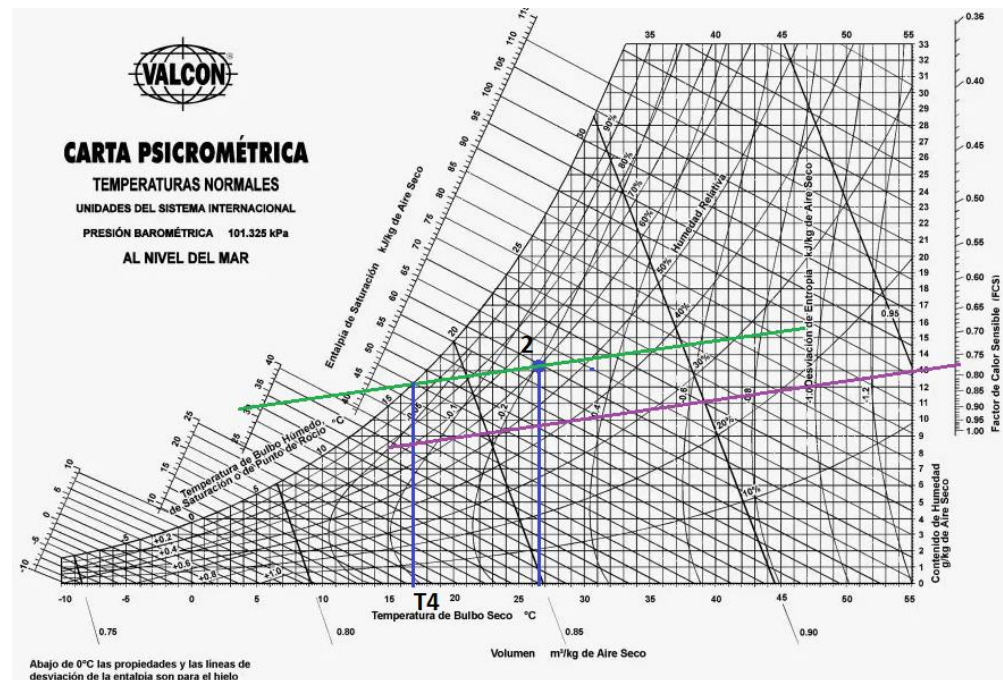
3.2.5.2 Cálculo de la Temperatura de Rocío de la UTA.

Con el factor sensible calculado, se procede a ubicarlo en el diagrama

psicrométrico. A partir de ese punto, y siguiendo las instrucciones del apartado 2.2.9.2, se traza la línea del proceso correspondiente para determinar gráficamente el valor de la temperatura de rocío.

Figura 40

Ubicación de la Temperatura de Rocío en el diagrama psicrométrico.



Nota. Procedimiento gráfico para la obtención el punto de rocío en el diagrama psicrométrico. Fuente: Elaboración propia.

Conforme al proceso señalado y a la información gráfica, la temperatura de rocío de la UTA, toma el valor:

$$t_4 = 17^{\circ}\text{C}$$

Señalar que el valor de t_2 , corresponde al valor de la temperatura del aire interior que se desea mantener en las condiciones de proyecto, la cual se ha establecido en $26,5^{\circ}\text{C}$.

32

3.2.5.3 Cálculo del Caudal de Aire de Suministro

Para determinar el caudal de aire de suministro de la UTA, se requieren los siguientes datos de entrada, los cuales han sido calculados previamente:

$$\dot{Q}_{se} = 1353,43 \text{ W}$$

$$f = 0,25$$

$$t_2 = 26,5^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 17^\circ\text{C}$$

Reemplazando estos valores en la Ecuación 32 obtendremos el valor del caudal de suministro:

$$\dot{V} = \frac{1353,43 \text{ W}}{0,34 * (1 - 0,25) * (26,5^\circ\text{C} - 17^\circ\text{C})}$$

$$\dot{V} = 558,69 \text{ m}^3/\text{h}$$

29

3.2.5.4 Cálculo de la temperatura del aire a la entrada de la UTA

Para calcular la temperatura del aire a la entrada de la UTA, además de los parámetros conocidos (temperatura interior, exterior y caudal de suministro), es necesario considerar la tasa de ventilación, la cual se ha determinado en 69,13 m³/h, previamente calculada a partir de las cargas térmicas por ventilación.

Reemplazando estos valores en la Ecuación 33, obtendremos:

$$t_3 = \left(\frac{69,13 \text{ m}^3/\text{h}}{558,69 \text{ m}^3/\text{h}} \right) * (32,7^\circ\text{C} - 26,5^\circ\text{C}) + 26,5^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 27,27^\circ\text{C}$$

3.2.5.5 Cálculo de la temperatura del aire a la salida de la UTA

Para determinar este parámetro debemos sustituir en la Ecuación 34, el factor de by-pass, la temperatura a la entrada de la UTA (t_3), y la temperatura de rocío (t_4), de los cuales ya disponemos sus valores numéricos. Realizando la operación obtendremos:

$$t_5 = 0,25 * (27,27^{\circ}C - 17^{\circ}C) + 17^{\circ}C$$

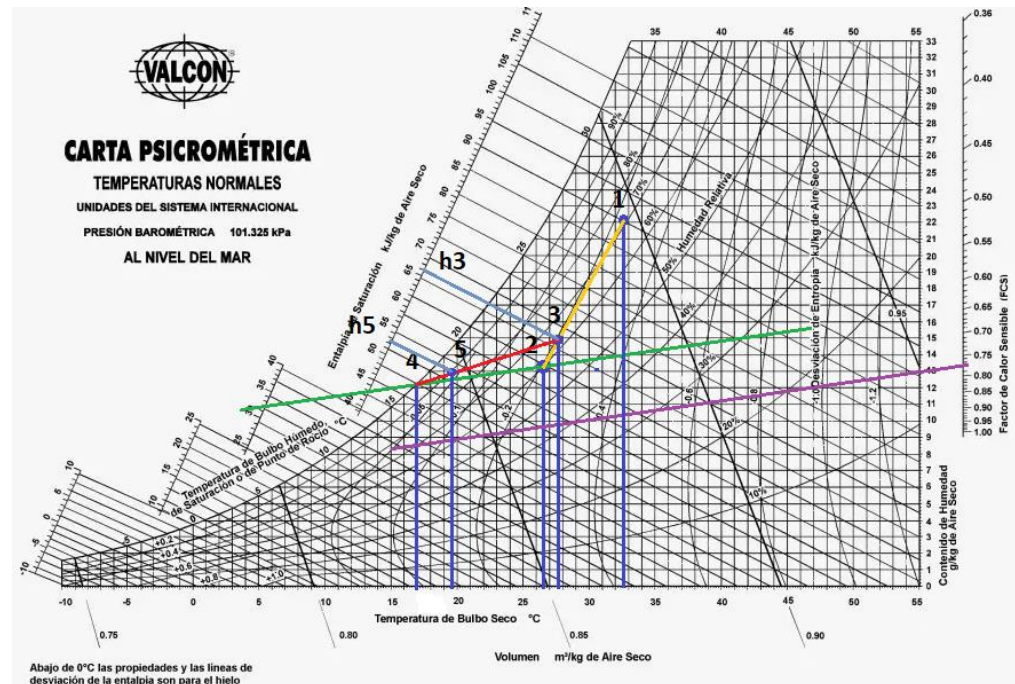
$$t_5 = 19,57^{\circ}C$$

3.2.5.6 Cálculo de la potencia frigorífica de la UTA

La potencia frigorífica de la UTA se determinará gráficamente, según lo indicado en el apartado 2.2.9.6, mediante el diagrama psicrométrico. Para ello se localizarán los estados (3) y (5) y se determinarán sus respectivas entalpías.

Figura 41

Proceso de acondicionamiento de aire en el diagrama psicrométrico.



Nota. Procedimiento gráfico para la obtención de la potencia frigorífica del equipo. Fuente: Elaboración propia.

Al ubicar los puntos mencionados del proceso, se pueden obtener de manera aproximada sus entalpías, siendo estas:

$$h_3 = 66,00 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 52,50 \text{ kJ/kg}$$

En vista que disponemos también del caudal de suministro de la UTA, reemplazamos estos valores de manera directa en la Ecuación 35 obteniéndose la potencia frigorífica N_R :

$$N_R = 0.33 * 558,69 \text{ m}^3/\text{h} * (66,00 \text{ kJ/kg} - 52,50 \text{ kJ/kg})$$

$$N_R = 2488,96 \text{ W}$$

Habiendo terminado el proceso de cálculo de la potencia frigorífica,

se adjuntan los resultados obtenidos para el resto de los espacios, en la sección de resultados, incluyendo los parámetros fundamentales que nos conllevan a obtenerla.

3.2.5.7 Cálculo de la carga térmica en invierno.

En esta sección se detallará el cálculo de las cargas térmicas invernales de la “Habitación 104”.

- **Cálculo de cargas térmicas “Habitación 104”**

Condiciones Exteriores del Proyecto.

De acuerdo con el reporte registrado en la Tabla 7, las condiciones exteriores del proyecto corresponden a una temperatura seca de 14°C y una humedad relativa media de 83,53%.

Condiciones Interiores del Proyecto.

Utilizando CBA Thermal Comfort Tool, se ha determinado que las condiciones de confort óptimas para los espacios climatizados (dormitorios) corresponden a una temperatura seca de 23°C y una humedad relativa de 60%. Estos resultados se detallan en la Tabla 15.

Pérdidas a través de los cerramientos.

Las pérdidas térmicas en los cerramientos se calcularán considerando únicamente la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. Se utilizará el coeficiente global de transmisión de calor adecuado para temporada invernal, especialmente para los cerramientos exteriores, teniendo en cuenta las variaciones en la velocidad y resistencia térmica del

aire exterior según la Handbook Fundamental ASHRAE.

Pérdidas en el muro de tabiquería exterior de 15cm.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula restando el área de la ventana (1,60 m x 1,50 m) al área total de la región rectangular (1,95 m x 2,40 m).

$$Area (S) = 1,95 * 2,40 - 1,60 * 1,50$$

$$Area (S) = 2,28 m^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 19, su valor es:

$$K = 2,316 W/m^2 * K$$

c. Diferencia de temperatura.

Para el caso la diferencia de temperaturas está constituida por la interior del local y la exterior del proyecto, es decir:

$$\Delta T = 23^{\circ}C - 14^{\circ}C$$

$$\Delta T = 9^{\circ}C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 2,28 m^2 * 2,316 \frac{W}{m^2 K} * 9,00^{\circ}C$$

$$Q = 47,52 W$$

Pérdidas en la columna exterior de 25cm.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones de la columna (0,95 x 2,40)

$$Area (S) = 0,97 * 2,40$$

$$Area (S) = 2,33 m^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 28, su valor es:

$$K = 3,755 W/m^2 * K$$

c. Diferencia de temperatura.

Para el caso la diferencia de temperaturas está constituida por la interior del local y la exterior del proyecto, es decir:

$$\Delta T = 23^{\circ}C - 14^{\circ}C$$

$$\Delta T = 9^{\circ}C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 27 obtenemos:

$$Q = 2,33 m^2 * 3,755 \frac{W}{m^2 K} * 9,00 ^{\circ}C$$

$$Q = 78,85 W$$

Pérdidas en muro de tabiquería interior de 15cm.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones del muro señalado (3,00 x 2,40)

$$Area (S) = 3,01 * 2,40$$

$$Area (S) = 7,22 m^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 20, su valor es:

$$K = 1,92 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

c. Diferencia de temperatura.

Consideraremos la diferencia de temperatura entre el interior del local y el adyacente sin calefacción. Siguiendo la recomendación de Pita (1998), asumiremos que la temperatura del local con calefacción es el promedio entre la temperatura interior y exterior. De este modo obtenemos:

$$\Delta T = 23^\circ C - (14^\circ C + 23^\circ C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^\circ C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 7,22 \text{ m}^2 \cdot 1,92 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 K} \cdot 4,5^\circ C$$

$$Q = 62,42 \text{ W}$$

Pérdidas en columna interior de 25cm.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones del muro señalado (0,50 x 2,40)

$$\text{Area (S)} = 0,50 \cdot 2,40$$

$$\text{Area (S)} = 1,20 \text{ m}^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 36, su valor es:

$$K = 2,807 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^{\circ}C - (14^{\circ}C + 23^{\circ}C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^{\circ}C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 1,20 \, m^2 * 2,807 \frac{W}{m^2 K} * 4,5^{\circ}C$$

$$Q = 15,17 \, W$$

Pérdidas en muro de tabiquería interior de 15cm, con puerta de 0,75 m x 2,10 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula restando el área de la puerta (0,75 m x 2,10 m) al área total de la región rectangular (1,36 m x 2,40 m).

$$Area (S) = 1,36 * 2,40 - 0,75 * 2,10$$

$$Area (S) = 1,69 \, m^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 20, su valor es:

$$K = 1,92 \, W/m^2 * K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^{\circ}C - (14^{\circ}C + 23^{\circ}C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^{\circ}C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación

28 obtenemos:

$$Q = 1,69 \text{ m}^2 * 1,92 \frac{W}{\text{m}^2 K} * 4,5 \text{ } ^\circ C$$

$$Q = 14,60 \text{ W}$$

Pérdidas en muro de tabiquería interior de 15 cm, con puerta de 0,80 m x 2,10 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula restando el área de la puerta (0,80 m x 2,10 m) al área total de la región rectangular (2,95 m x 2,40 m).

$$Area (S) = 2,95 * 2,40 - 0,80 * 2,10$$

$$Area (S) = 5,40 \text{ m}^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 20, su valor es:

$$K = 1,92 \text{ W/m}^2 * K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^\circ C - (14^\circ C + 23^\circ C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^\circ C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 5,40 \text{ m}^2 * 1,92 \frac{W}{\text{m}^2 K} * 4,5 \text{ } ^\circ C$$

$$Q = 46,66 \text{ W}$$

Pérdidas en muro de tabiquería interior de 15 cm, dimensiones 1,16 m x 2,40 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones del muro señalado (1,16 m x 2,40 m)

$$Area (S) = 1,16 * 2,40$$

$$Area (S) = 2,78 m^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 20, su valor es:

$$K = 1,92 W/m^2 * K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^{\circ}C - (14^{\circ}C + 23^{\circ}C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^{\circ}C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 2,78 m^2 * 1,92 \frac{W}{m^2 K} * 4,5^{\circ}C$$

$$Q = 24,02 W$$

Pérdidas en columna interior de 25 cm de espesor y dimensiones 0,8 m x 2,40 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones del muro señalado (0,80 x 2,40)

$$Area (S) = 0,80 * 2,40$$

$$Area (S) = 1,92 m^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 36, su valor es:

$$K = 2,807 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^\circ C - (14^\circ C + 23^\circ C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^\circ C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 1,92 \text{ m}^2 \cdot 2,807 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 K} \cdot 4,5^\circ C$$

$$Q = 24,28 \text{ W}$$

Pérdidas en muro de tabiquería interior de 15 cm, dimensiones 2,75 m x 2,40 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones del muro señalado (2,75 m x 2,40 m)

$$Area (S) = 2,75 \cdot 2,40$$

$$Area (S) = 6,60 \text{ m}^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 20, su valor es:

$$K = 1,92 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^{\circ}\text{C} - (14^{\circ}\text{C} + 23^{\circ}\text{C})/2$$

$$\Delta T = 4,5^{\circ}\text{C}$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 6,60 \text{ m}^2 * 1,92 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} * 4,5^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 57,02 \text{ W}$$

Pérdidas en columna interior de 25 cm de espesor y dimensiones 0,40 m x 2,40 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones del muro señalado (0,40 x 2,40)

$$\text{Area (S)} = 0,40 * 2,40$$

$$\text{Area (S)} = 0,96 \text{ m}^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 36, su valor es:

$$K = 2,807 \text{ W/m}^2 * K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^{\circ}\text{C} - (14^{\circ}\text{C} + 23^{\circ}\text{C})/2$$

$$\Delta T = 4,5^{\circ}\text{C}$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 0,96 \text{ m}^2 * 2,807 \frac{W}{\text{m}^2 K} * 4,5 \text{ } ^\circ C$$

$$Q = 12,14 \text{ W}$$

Pérdidas a través del falso techo de superficie 15,91 m2.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento toma el valor de:

$$Area (S) = 15,91 \text{ m}^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 24, su valor es:

$$K = 3,13 \text{ W/m}^2 * K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^\circ C - (14^\circ C + 23^\circ C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^\circ C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 15,91 \text{ m}^2 * 3,13 \frac{W}{\text{m}^2 K} * 4,5 \text{ } ^\circ C$$

$$Q = 224,09 \text{ W}$$

Pérdidas a través del suelo, con una superficie de 15,91 m2.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento toma el valor de:

$$Area (S) = 15,91 \text{ m}^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 23, su valor es:

$$K = 1,22 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^\circ C - (14^\circ C + 23^\circ C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^\circ C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 15,91 \text{ m}^2 * 1,12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 K} * 4,5^\circ C$$

$$Q = 80,19 \text{ W}$$

Pérdidas a través de la ventana exterior con dimensiones 1,60 m x 1,50 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones indicadas (1,60 m x 1,50 m)

$$\text{Area (S)} = 1,60 * 1,50$$

$$\text{Area (S)} = 2,40 \text{ m}^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 26, su valor es:

$$K = 3,27 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^{\circ}\text{C} - 14^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = 9^{\circ}\text{C}$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 2,40 \text{ m}^2 * 3,27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} * 9,00^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 70,63 \text{ W}$$

Pérdidas a través de la puerta interior con dimensiones 0,75 m x 2,10 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones indicadas (0,75 m x 2,10 m)

$$\text{Area (S)} = 0,75 * 2,10$$

$$\text{Area (S)} = 1,58 \text{ m}^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 31, su valor es:

$$K = 1,63 \text{ W/m}^2 * \text{K}$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^{\circ}\text{C} - (14^{\circ}\text{C} + 23^{\circ}\text{C})/2$$

$$\Delta T = 4,5^{\circ}\text{C}$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 1,58 \, m^2 * 1,63 \frac{W}{m^2 K} * 4,5 \, ^\circ C$$

$$Q = 11,59 \, W$$

Pérdidas a través de la puerta interior con dimensiones 0,80 m x 2,10 m.

a. Área del cerramiento.

El área del cerramiento se calcula según las dimensiones indicadas (0,80 m x 2,10 m)

$$Area (S) = 0,80 * 2,10$$

$$Area (S) = 1,68 \, m^2$$

b. Coeficiente global de transmisión de calor del cerramiento.

Fue determinado y registrado en la Tabla 31, su valor es:

$$K = 1,63 \, W/m^2 * K$$

c. Diferencia de temperatura.

$$\Delta T = 23^\circ C - (14^\circ C + 23^\circ C)/2$$

$$\Delta T = 4,5^\circ C$$

De las variables obtenidas, al ser reemplazadas en la Ecuación 28 obtenemos:

$$Q = 1,68 \, m^2 * 1,63 \frac{W}{m^2 K} * 4,5 \, ^\circ C$$

$$Q = 12,32 \, W$$

Sumando las pérdidas de calor individuales de cada elemento, se obtiene una pérdida de calor sensible total de:

$$\begin{aligned}
 Q_{total} &= 47,52 + 78,85 + 62,42 + 15,17 + 14,60 + 46,66 \\
 &\quad + 24,02 + 24,28 + 57,02 + 12,14 + 224,09 \\
 &\quad + 80,19 + 70,63 + 11,59 + 12,32
 \end{aligned}$$

$$Q_{total} = 781,5 \text{ W}$$

Pérdidas de calor sensible por aire de ventilación.

En base a la Ecuación 29, deberán hallarse las siguientes variables:

a. Caudal másico del aire.

A partir del caudal volumétrico de ventilación calculado (69,14 m³/h) y el volumen específico de aire exterior (0,825 m³/kg), obtenido del diagrama psicrométrico a partir de las condiciones exteriores del proyecto. Se procede con el cálculo del caudal másico a partir de la Ecuación 6:

$$\begin{aligned}
 m_a &= \frac{69,14 \text{ m}^3/\text{h}}{0,825 \text{ m}^3/\text{kg}} \\
 m_a &= 83,81 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

Expresando en kg/s, obtendremos:

$$\begin{aligned}
 m_a &= 83,81 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \\
 m_a &= 0.02328 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

b. Calor específico medio del aire húmedo.

Carrier Air Conditioning Co. (2017) indica que el calor específico medio del aire húmedo puede considerarse como:

$$c_p = 1026 \text{ J/Kg.K}$$

c. Diferencia de temperaturas

Está determinada por la diferencia entre la temperatura exterior e interior del proyecto:

$$\Delta T = 23^{\circ}\text{C} - 14^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = 9,00^{\circ}\text{C}$$

Reemplazando las variables calculadas en la Ecuación 29 obtendremos:

$$Q_{as} = 0,02328 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1026 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} * 9,00^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{as} = 214,96 \text{ W}$$

Pérdidas de calor latente por aire de ventilación.

En base a la Ecuación 30, deberán hallarse las siguientes variables:

d. Caudal másico del aire de ventilación.

El caudal másico es el mismo calculado para la estimación de las pérdidas sensibles por ventilación:

$$m_{av} = 83,81 \text{ kg/h}$$

Expresando en kg/s, obtendremos:

$$m_{av} = 83,81 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$m_{av} = 0.02328 \text{ kg/s}$$

e. Calor latente medio de vaporización del agua.

Carrier Air Conditioning Co. (2017) indica que el calor latente medio de vaporización del agua puede considerarse como:

$$h_{fg} = 2478 \text{ kJ/kg}$$

f. Diferencia de Humedades Absolutas

Está determinada por la diferencia entre la humedad específica exterior e interior, las cuales se calcularon en las condiciones exteriores e interiores del proyecto:

$$\Delta W = 0,01058 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} - 0,00856 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$\Delta W = 0,00202 \text{ kg/kg}$$

Reemplazando las variables calculadas en la Ecuación 30 obtendremos:

$$Q_{as} = 0,02328 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2478 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 0,00202 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$Q_{al} = 116,53 \text{ W}$$

Habiendo culminado el procedimiento de cálculo de las cargas de calefacción de local denominado “Habitación 104”, se construye la Tabla 43, donde se muestra el consolidado de los datos obtenidos:

Tabla 43

*Consolidado de cargas térmicas de calefacción
“Habitación 104”*

Ítem	Calor Sensible (W)	Calor Latente (W)
Pérdidas a través de los cerramientos	781,5	-
Pérdidas debidas a la ventilación	214,96	116,53
	996,46	116,53
+10%	99,65	11,65
TOTAL	1096,12	128,18

Nota. Se presentan las cargas térmicas individuales sensibles y latentes de calefacción en el local “Habitación 4”, con un factor de seguridad del 10%.

Para determinar las cargas de calefacción de los locales restantes, se replicó el procedimiento descrito para la Habitación 104. Los resultados obtenidos de este análisis se presentan de forma detallada en la sección correspondiente, proporcionando una visión completa de las necesidades térmicas de todos los espacios.

3.2.6 Determinación de la Potencia de Calefacción.

Los cálculos de esta sección se centran en determinar los parámetros térmicos necesarios para calcular la potencia de calefacción del espacio “Habitación 04”.

3.2.6.1 Cálculo del caudal másico de suministro

Siguiendo las recomendaciones de Carrier Air Conditioning Co (2017), se establecerá una temperatura de suministro máxima de 50°C. Para el presente análisis, se adoptará un valor de 45°C.

De los datos obtenidos previamente:

$$\dot{Q}_s = 1096,12 \text{ W}$$

$$C_p = 1026 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$t_2 = 23^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 45^\circ\text{C}$$

Reemplazando en la Ecuación 36, obtendremos:

$$1096,12 \text{ W} = \dot{m}_a * 1026 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}} * (45^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C})$$

Despejando el valor del caudal de suministro:

$$\dot{m}_a = 0,04856 \text{ kg/s}$$

3.2.6.2 Cálculo de la temperatura del aire de mezcla.

Para determinar la temperatura de mezcla, se utilizarán los siguientes datos obtenidos previamente, además del caudal de suministro recién calculado:

$$\dot{m}_{av} = 0,02328 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = 0,04856 \text{ kg/s}$$

$$t_1 = 14^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 23^\circ\text{C}$$

Reemplazando estas variables en la Ecuación 37, obtendremos:

$$\frac{23^\circ\text{C} - t_3}{23^\circ\text{C} - 14^\circ\text{C}} = \frac{0,02328 \text{ kg/s}}{0,04856 \text{ kg/s}}$$

Despejando el valor de la temperatura de mezcla, resulta:

$$t_3 = 18,69\text{ }^{\circ}\text{C}$$

3.2.6.3 Cálculo de la humedad específica del aire de suministro.

Para determinar la humedad específica del aire de suministro, se tendrán en cuenta los siguientes parámetros calculados previamente:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_l &= 128,17\text{ W} \\ h_{fg} &= 2478\text{ kJ/kg} \\ m_a &= 0,04856\text{ kg/s} \\ W_2 &= 0,01058\text{ kg/kg}\end{aligned}$$

Al ser reemplazados en la Ecuación 38, obtendremos:

$$128,17\text{ W} = 0,04856\frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2478 * 10^3\frac{\text{J}}{\text{kg}} * (0,01058\frac{\text{kg}}{\text{kg}} - W_4)$$

De donde se despeja la humedad específica del aire de suministro, resultando:

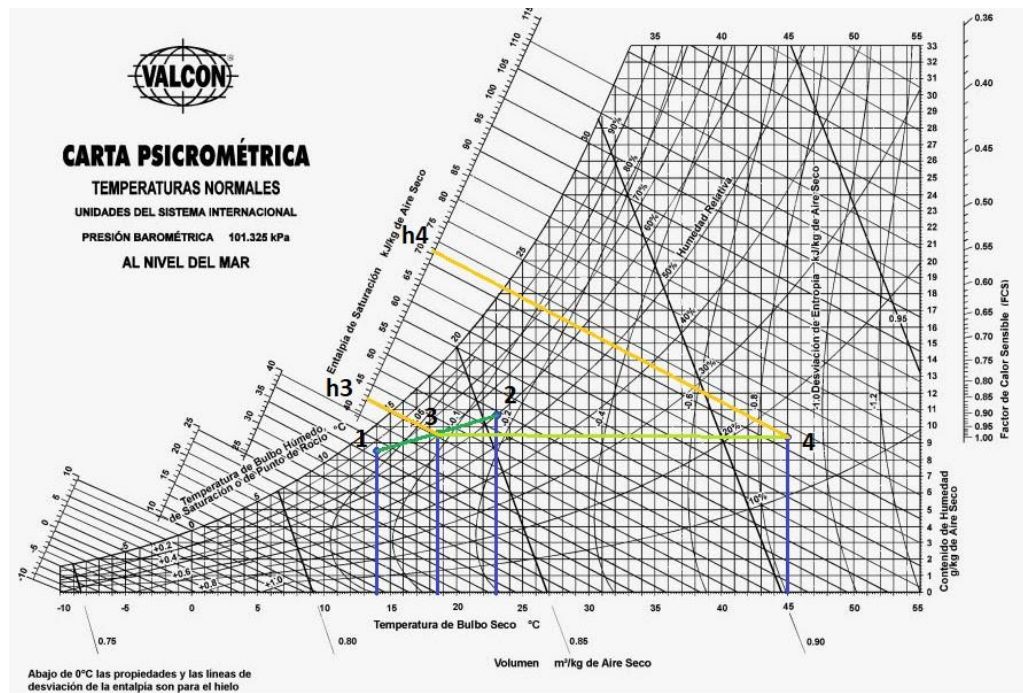
$$\begin{aligned}W_4 &= 0,00952\text{ kg/kg} \\ W_4 &= 9,52\text{ g/kg}\end{aligned}$$

3.2.6.4 Cálculo de la potencia de calefacción de la UTA.

La potencia de calefacción se calculará gráficamente utilizando la carta psicrométrica. La Figura 42 ilustra el procedimiento, mostrando la localización de los estados 3 y 4, así como las condiciones exteriores e interiores. A partir de estos puntos, se obtendrán las entalpías necesarias para el cálculo.

Figura 42

Proceso de calefacción en el diagrama psicrométrico.



Nota. Método gráfico para la obtención de la potencia de calefacción del equipo. Fuente: Elaboración propia

Como resultado del análisis gráfico, se determinaron las siguientes entalpías correspondientes a los puntos clave del proceso:

$$h_4 = 70,65 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 42,50 \text{ kJ/kg}$$

Luego por la Ecuación 39, la potencia de calefacción de la UTA está determinado por:

$$N_c = 0,04856 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (70,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 42,50 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

$$N_c = 1366,96 \text{ W}$$

La metodología descrita, para el cálculo de la potencia de calefacción se replica para los ambientes restantes y se compilan en la sección de

Resultados.

3.2.7 Elección del Sistema de Climatización.

Según Pita (1998), los sistemas de enfriamiento por agua, a pesar de su versatilidad en grandes edificaciones, presentan inconvenientes como mayores costos de mantenimiento asociados a la complejidad de sus componentes.

Por su parte, Carrier Air Conditioning Co (2017) destaca las ventajas de los sistemas de expansión directa, donde el refrigerante circula directamente a través del evaporador, eliminando la necesidad de un circuito intermedio de agua. Estos sistemas al emplear compresores de velocidad variable, ofrecen un control preciso de la capacidad frigorífica, adaptándose a las demandas cambiantes de la carga térmica. Además, la capacidad de revertir el ciclo permite proporcionar tanto calefacción como refrigeración, aumentando la eficiencia energética estacional.

En nuestro caso en particular, las restricciones dimensionales del edificio, con espacios reducidos entre el cielo raso el techo y las vigas (30 cm y 10 cm respectivamente), limitan significativamente las opciones de instalación. Los sistemas de enfriamiento por agua, debido a la gran cantidad de tuberías y equipos auxiliares, requieren mayor espacio y complican la instalación en ambientes con restricción de altura.

Por el contrario, los sistemas de expansión directa, al prescindir de la extensa red de tuberías de agua helada, permiten una instalación mas compacta y flexible. La menor cantidad de componentes reduce los puntos de falla y facilita el mantenimiento. Además, la capacidad de modular la capacidad frigorífica de acuerdo a la demanda permite optimizar el consumo energético. (Carrier Air Conditioning Co, 2017).

Considerando los factores mencionados, y en línea con las recomendaciones de Pita (1998) y Carrier Air Conditioning Co (2017), se

concluye que un sistema de expansión directa es la opción más adecuada para este proyecto.

3.2.8 Elección del Sistema de Expansión directa.

3.2.8.1 Sistema VRV o Multi Split.

Para la configuración del edificio, caracterizado por áreas de actividad claramente delimitadas y con requerimientos térmicos específicos, la implementación de un sistema de climatización multizona se presenta como la solución más adecuada para garantizar el confort y la eficiencia energética. Tanto los sistemas VRV como Multi Split ofrecen un control preciso de la temperatura en cada espacio, adaptándose a las necesidades particulares de cada área. Para una selección óptima, se realizará posteriormente un análisis detallado que considere tanto los aspectos técnicos, como el consumo energético, los costos de inversión y operación, para ambos sistemas.

3.2.8.2 Elección de las unidades internas.

La elección de las unidades internas se basa principalmente a dos factores: el tipo de instalación y el espacio disponible, asimismo la configuración los ambientes.

- ***Tipo de instalación y espacio.***

En colaboración con la especialidad de arquitectura, se ha definido la instalación de un falso techo con una altura de 30cm. Esta decisión, además de cumplir con los requerimientos estéticos del proyecto, condiciona la selección del sistema de climatización a unidades interiores tipo Cassette o Fan Coil. Como se evidencia en la Tabla 44, las dimensiones de los modelos ofrecidos por fabricantes como Midea, York y Sellex, se ajustan a las restricciones de espacio establecidas, garantizando así una

integración del sistema en el ambiente.

Tabla 44

Capacidades frigoríficas y dimensiones de unidades evaporadoras de expansión directa.

Capacidad (Btu/h)	Casette				Fan Coil			
	Marca	Largo (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)	Marca	Largo (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)
12000	Midea	570.00	570.00	260.00	Midea	-	-	-
	York	570.00	570.00	260.00	York	-	-	-
	Sellex	840.00	840.00	280.00	Sellex	-	-	-
18000	Midea	570.00	570.00	260.00	Midea	920.00	635.00	210.00
	York	570.00	570.00	260.00	York	920.00	635.00	210.00
	Sellex	840.00	840.00	280.00	Sellex	1080.00	490.00	240.00
24000	Midea	840.00	840.00	230.00	Midea	920.00	635.00	270.00
	York	840.00	840.00	205.00	York	920.00	635.00	270.00
	Sellex	840.00	840.00	280.00	Sellex	1250.00	490.00	240.00
36000	Midea	840.00	840.00	300.00	Midea	1140.00	775.00	270.00
	York	840.00	840.00	245.00	York	1140.00	775.00	270.00
	Sellex	840.00	840.00	300.00	Sellex	1250.00	520.00	240.00
48000	Midea	840.00	840.00	300.00	Midea	1200.00	865.00	300.00
	York	840.00	840.00	287.00	York	1200.00	865.00	300.00
	Sellex	840.00	840.00	300.00	Sellex	1780.00	570.00	260.00
60000	Midea	840.00	840.00	287.00	Midea	1200.00	865.00	300.00
	York	840.00	840.00	287.00	York	1200.00	865.00	300.00
	Sellex	840.00	840.00	300.00	Sellex	1780.00	570.00	260.00

Nota. Compilación de dimensiones y capacidades frigoríficas de unidades de acondicionamiento de aire en marcas Midea York y Sellex. Fuente: Elaboración propia.

- **Configuración de los espacios.**

La configuración espacial del proyecto ha sido concebida considerando las dimensiones y funcionalidades de cada ambiente. De esta manera, se han definido áreas específicas como habitaciones, sala de estar y un espacio integrado para sala, comedor y cocina. Para garantizar el confort térmico en los dormitorios y recepción en los dormitorios y la recepción, se ha

optado por la instalación de equipos cassette de cuatro vías. Estos equipos, gracias a su capacidad de distribuir el aire de manera uniforme en 360°, aseguran un ambiente climatizado de manera homogénea. Por otro lado, para el espacio integrado, se propone un sistema Fan Coil con una red de conductos, lo cual permite una mayor flexibilidad en la distribución del aire y evita la necesidad de múltiples equipos cassette.

En la Tabla 45 se detallan los equipos seleccionados para los espacios definidos en la edificación.

Tabla 45

Tabla de equipos.

Area	Equipo
Habitaciones	Cassette 4 vías
Sala de estar, comedor y cocina	Fan Coil

Nota. Asignación de equipos por ambiente. Fuente: Elaboración propia

3.2.9 Determinación del sistema de expansión directa VRV.

Posterior a la selección de los modelos de los equipos, se desarrollará la etapa de diseño detallado del sistema de climatización. Esta etapa incluye la distribución óptima de los equipos en los espacios y el dimensionamiento preciso de las tuberías del fluido refrigerante. Para llevar a cabo estos cálculos, se utilizará el software especializado MSSP del fabricante Midea.

Los resultados del análisis se presentarán en forma de diagramas mecánicos, donde se detallarán las dimensiones de los componentes y las interconexiones del sistema. Adicionalmente, se entregarán planos (Anexos 42 a 45) que muestran la ubicación de los equipos y el trazado de las tuberías en relación con la planta arquitectónica.

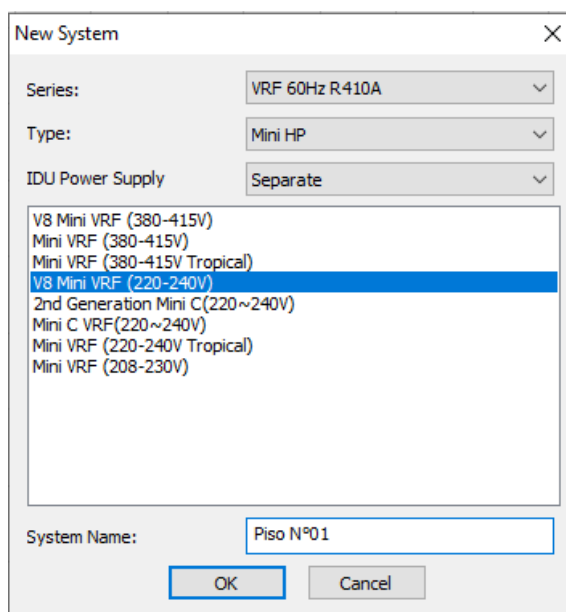
3.2.9.1 Definición del sistema.

La primera etapa del proceso de diseño asistido por computadora consiste en la selección de los equipos. En este caso se ha seleccionado una serie VRF monofásica (60Hz) con refrigerante R-410A, específicamente un modelo Mini HP de alta eficiencia. Para ilustrar el procedimiento, se ha considerado el sistema de climatización del Piso N°1.

La Figura 43 muestra la interfaz del software MSSP, donde se ha ingresado los datos correspondientes a la selección del equipo y a las características del sistema.

Figura 43

Interfaz de selección del sistema.



Nota. Selección de la categoría de equipo en función de las condiciones eléctricas de funcionamiento. Fuente: MSSP Midea.

3.2.9.2 Elección de la unidad interior

A modo de ilustración, para el local “Habitación 104”, se ingresaron los siguientes datos: potencia de refrigeración de 7607,19 Btu/h (2488,96 W), capacidad sensible de 4615,2 Btu/h (1353,42 W) y potencia de calefacción de 4661,31 Btu/h (1366,96 W). Una vez introducidos estos datos y asignado el nombre “HABITACIÓN 104” al espacio, se activó la función de selección automática del equipo. De esta manera, el software proporcionó como resultado de la unidad interior más adecuado para satisfacer las condiciones de carga térmica especificadas.

Figura 44

Selección de unidades interiores en el software MSSP Midea.

The screenshot shows the 'IDU Selection' window in the MSSP Midea software. It includes a table of indoor unit models and their capacities. The selected model is MIH28Q4CHN18. Below the table, there are input fields for safety factors, fan speed, and design conditions. The 'Auto Select' button is highlighted.

Model	Cooling capacity...	Sensible cooling capacity...	Heating capacity...
MIH15Q4CHN18	5118[4759]	4436[3992]	6142[5540]
MIH22Q4CHN18	7507[6980]	6142[5527]	8189[7386]
MIH28Q4CHN18	9554[8884]	7848[7062]	10919[9950]
MIH36Q4CHN18	12284[11422]	9895[8904]	13649[12183]
MIH45Q4CHN18	15355[14278]	12625[11361]	17061[15309]
MIH56Q4CHN18	19108[17768]	15696[14124]	21496[19289]
MIH63Q4CHN18	21496[19989]	17743[15966]	24226[21738]

Selected Model: MIH28Q4CHN18
 Available Total Cooling Capacity(ATC):8,884
 Available Sensible Cooling Capacity(ASC):7,062
 Available Heating Capacity(AHC):9,950

Design Cooling Condition:
 Dry bulb temp °C: 26
 Wet bulb temp °C: 19
 Required Cooling Capacity(RCC) Btu/h: 7607
 Required Sensible Capacity(RSC) Btu/h: 4615

Design Heating Condition:
 Dry bulb temp °C: 21
 Required Heating Capacity(RHC): 4661

Location:
 Address(0~63):

Buttons: Done, Help

Nota. La selección de basa en la potencia de refrigeración, calefacción y la capacidad sensible calculada. Fuente: MSSP Midea.

3.2.9.3 Elección de la unidad exterior.

Para la selección de la unidad exterior, se accederá a la función correspondiente dentro del software MSSP. Al seleccionar la ubicación de la unidad exterior, se activará una ventana emergente que desplegará una lista de unidades exteriores compatibles, sugeridas por el propio software (Ver Figura 45).

Figura 45

Selección de unidades exteriores en el software MSSP Midea.

ODU Selection

Select ODU ODU Accessory ODU Multi Frame More

System Name: PISO N°01 Type: Mini HP

Series: VRF 60Hz R410A Power Supply: Separate 220V

Recommend V8 Mini VRF (220-240V)

Model	Cooling capacity(Btu/h)	Heating capacity(Btu/h)	Combination ...
MV8M-80WV2HN1	27297	30709	212.72
MV8M-100WV2HN1	34121	40946	170.18
MV8M-120WV2HN1	40946	47770	141.81
MV8M-140WV2HN1	47770	54594	121.55
MV8M-160WV2HN1	52888	61419	109.79

☐ Override project design conditions ☒ Select by cooling ☐ Select by heating Auto Select

Design Cooling Condition

Dry bulb temp °C 34.4

Design Heating Condition

Dry bulb temp °C 7.6

Wet bulb temp °C 6.9

Connection ratio

☐ Defrosting Factor ☐ Ratio(%) 100.00

Height

ODU Height m: 0 IDU(Lowest) Height m: 0

IDU(Highest) Height m: 0 Max. Drop Height (MS and IDU) m: 0

Oil Bends Quantity: 0 Address(0~7):

Done Help

Nota. Se muestra el proceso de selección automático una vez establecidas las unidades interiores. Fuente: MSSP Midea.

Se ha seleccionado el equipo modelo MV8M-140WV2HN1, con una capacidad nominal de refrigeración de 47,770 Btu/h y de calefacción de 54,594 Btu/h, como la solución más adecuada para satisfacer los requerimientos de climatización del proyecto. Esta selección se fundamenta

en un análisis detallado de las cargas térmicas y las condiciones ambientales del espacio a climatizar.

La misma metodología de diseño se aplicará a los sistemas de los pisos superiores. Los esquemas mecánicos completos, incluyendo los dimensionamientos se incluirán en la sección correspondientes a los resultados.

3.2.10 Determinación del sistema de expansión directa Multi Split.

Para el diseño del sistema Multi Split, se adoptará una metodología basada en las especificaciones técnicas proporcionadas por el fabricante Midea. Los diámetros de las tuberías de refrigerante serán dimensionados de acuerdo a las recomendaciones del fabricante, asegurado el cumplimiento de las longitudes máximas permitidas para garantizar el óptimo desempeño del sistema.

La ejecución del proyecto se llevará a cabo conforme a los siguientes pasos:

- **Selección de las unidades interiores:** Se seleccionarán los equipos compatibles con el sistema Multi Split en función de las cargas térmicas calculadas.
- **Definición de las limitaciones del sistema:** Se establecerán las restricciones del sistema en cuanto a la cantidad máxima de unidades interiores por unidad exterior y la longitud máxima permitida para las tuberías de refrigerante, de acuerdo con las especificaciones del fabricante.
- **Configuración del sistema:** Se configurará el sistema agrupando las unidades interiores, considerando las limitaciones establecidas en el punto anterior.
- **Selección de las unidades exteriores:** Se seleccionarán las unidades exteriores en función de la carga térmica total del

sistema y las especificaciones técnicas del fabricante.

3.2.10.1 Selección de las unidades interiores.

Los equipos seleccionados se han realizado en base a los datos técnicos detallados en los Anexos 34, 35 y 36 y a las cargas térmicas calculadas previamente.

La Tabla 46 presenta un resumen de los equipos seleccionados para cada espacio, incluyendo sus características más relevantes para el diseño del sistema.

Tabla 46

Matriz de Selección de Unidades Interiores – Primer Nivel.

Espacio	Potencia de refrigeración calculada (Btu/h)	Potencia de calefacción calculada (Btu/h)	Unidad Interior	Tipo	Capacidad nominal de refrigeración (Btu/h)	Capacidad nominal de calefacción (Btu/h)
Habitación 101	7589.12	4032.58	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 102	7291.72	3869.29	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 103	7496.00	4160.26	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 104	7607.19	4661.39	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Cto de Servicio	4696.75	2807.46	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Sala de estar	13661.25	4449.69	CCA3U-18HRFN1-M(C)	CASSETTE	18000.00	18000.00

Nota. Las capacidades nominales de equipos fueron obtenidas en sus fichas técnicas según su codificación. Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 46 presenta un resumen de los equipos seleccionados para los espacios en el segundo piso, incluidos en el proyecto de climatización. Se detallan las potencias de refrigeración teóricas requeridas y se comparan con las capacidades de las unidades interiores seleccionadas.

Tabla 47

Matriz de Selección de Unidades Interiores – Segundo Nivel.

Espacio	Potencia de refrigeración calculada (Btu/h)	Potencia de calefacción calculada (Btu/h)	Unidad Interior	Tipo	Capacidad nominal de refrigeración (Btu/h)	Capacidad nominal de calefacción (Btu/h)
Habitación 201	7284.09	4322.89	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 202	7536.23	4166.34	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 203	7391.89	3924.57	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 204	7581.56	4183.69	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 205	7509.56	4459.59	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 206	7784.46	4514.61	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00

Nota. Las capacidades nominales de equipos fueron obtenidas en sus fichas técnicas según su codificación. Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 48 se presenta un compendio de los equipos de climatización seleccionados para los ambientes situados en el tercer piso, dentro del alcance del proyecto. Se especifican las cargas térmicas calculadas y se contrastan con las capacidades nominales de las unidades interiores elegidas.

Tabla 48

Matriz de Selección de Unidades Interiores – Tercer Nivel.

Espacio	Potencia de refrigeración calculada (Btu/h)	Potencia de calefacción calculada (Btu/h)	Unidad Interior	Tipo	Capacidad nominal de refrigeración (Btu/h)	Capacidad nominal de calefacción (Btu/h)
Cocina, Sala, Comedor	54448.65	18509.13	MFM-I602H/T1N118	FAN COIL	60000.00	60000.00

Nota. Las capacidades nominales de equipos fueron obtenidas en sus fichas técnicas según su codificación. Fuente: Elaboración propia.

De manera similar a lo observado en los pisos precedentes, la Tabla 49 muestra la comparación entre las cargas térmicas calculadas y las capacidades de las unidades interiores seleccionadas para el cuarto piso.

Tabla 49

Matriz de Selección de Unidades Interiores – Cuarto Nivel.

Espacio	Potencia de refrigeración calculada (Btu/h)	Potencia de calefacción calculada (Btu/h)	Unidad Interior	Tipo	Capacidad nominal de refrigeración (Btu/h)	Capacidad nominal de calefacción (Btu/h)
Habitación 401	7381.87	3962.78	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CASSETTE	9000.00	10000.00
Habitación 402	10241.41	5563.79	CCA3U-12HRFN1-M(C)	CASSETTE	12000.00	12000.00

Nota. Las capacidades nominales de equipos fueron obtenidas en sus fichas técnicas según su codificación. Fuente: Elaboración propia.

3.2.10.2 Limitaciones del sistema.

- **Cantidad de unidades interiores admisibles a una unidad exterior.**

De acuerdo con las directrices del fabricante, la configuración de un Sistema Multizona presenta una limitación en cuanto al número de unidades interiores que pueden conectarse a una unidad exterior, establecida en un máximo de cinco. El Anexo 33 detalla los tipos de evaporadores compatibles (Split de pared, cassette, fan coil, etc), mientras que la Tabla 50 proporciona las combinaciones de potencias admisibles para cada modelo de unidad exterior, garantizando así un funcionamiento óptimo del sistema.

Tabla 50

Combinaciones admisibles de unidades interiores por unidad exterior.

	1 UNIT**	2 UNITS	3 UNITS	4 UNITS	5 UNITS
M2OH-18HFN1-M	12*	9+9			
		9+12			
M3OH-27HFN1-M	N/A	9+9	9+9+9		
		to	to		
		18+18	12+12+12		
M4OH-36HFN1-M	N/A	9+9	9+9+9	9+9+9+9	
		to	to	to	
		18+18	12+12+24	12+12+12+12	
M4OH-48HFN1-M	N/A	9+9	9+9+9	9+9+9+9	9+9+9+9+9
		to	to	to	to
		24+24	18+18+24	12+12+18+18	12+12+12+12+12

Nota. Los valores numéricos 9, 12, 18, 24 corresponden a las capacidades nominales de las unidades interiores en kBtu/h. Fuente: Catálogo General, Midea, 2016.

- **Extensión máxima de tuberías de refrigerante entre la unidad exterior y las unidades interiores.**

Conforme a las especificaciones técnicas del fabricante (Tabla 51) las longitudes máximas permitidas para las tuberías de refrigerante oscilan entre 96 y 246 metros, considerando el recorrido total de las líneas conectadas a la unidad exterior y su capacidad frigorífica. Este parámetro resulta crucial para una adecuada agrupación de las unidades interiores en el proyecto en cuestión.

Tabla 51

Tabla de especificaciones – Unidades Exteriores MutiSplit.

MODEL	M2OH-18HFN1-M	M2OH-27HFN1-M	M2OH-36HFN1-M	M2OH-48HFN1-M
Cooling capacity Min/Max (Btu/h)	4500-21000	7000-33500	7000-41500	7000-53000
Heating capacity Min/Max (Btu/h)	3000-24500	4000-36000	5000-42000	6000-55000
Max heating capacity (Btu/h) @ -20°C	6479	12406	14133	19875
Refrigerant	R410A	R410A	R410A	R410A
Voltage	208-230V 1Ph/60 Hz	208-230V 1Ph/60 Hz	208-230V 1Ph/60 Hz	208-230V 1Ph/60 Hz
Min circuit ampacity (A)	18	25	30	35
Maximun breaker	25	35	45	50
Noise level (dB)	62.4	63.4	62.3	64
Lenght (mm/po)	845/33.27	946/37.24	946/37.24	952/37.48
High (mm/po)	702/27.64	810/31.89	810/31.89	1333/52.48
Depth (mm/po)	363x/14.29	410/16.14	410/16.14	415/16.34
Weight (kg/lb)	48/105.82	68/149.91	71/156.53	101.5/223.77
Refrigerant connexion (po)	2 x 1/4" - 3/8"	3 x 1/4" - 3/8"	4 x 1/4" - 3 x 3/8" + 1 x 1/2"	5 x 1/4" - 3 x 3/8" + 2 x 1/2"
Total maximun lenght (m)	98	148	197	246
Min circuit amp (A)	25	30	35	35
Max breaker (A)	35	45	50	50
Voltage	208-230/1/60			

Nota. Esta línea comercial de Midea permite conectar un máximo de cinco unidades interiores. Fuente: Catálogo General, Midea, 2016.

3.2.10.3 Configuración del sistema.

El diseño del sistema de refrigeración se ha concebido en estricta adherencia a las limitaciones máximas de longitud de tubería establecidas por el fabricante, tanto para el circuito de líquido como para el de gas. Con el objetivo de garantizar el cumplimiento de estas restricciones, se ha procedido a agrupar las zonas de servicio, cuyos detalles se presentan en las Tablas 52 a 57. Como resultado de este análisis, se ha determinado la necesidad de seis unidades exteriores, cada una de las cuales abastecerá

a un grupo de zonas específico. A fin de compensar posibles variaciones dimensionales durante la instalación, se ha aplicado un factor de seguridad del 15% en el cálculo de las longitudes de los tramos de tubería.

Tabla 52

Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante – Primer Bloque.

Espacio	Unidad Interior	Horizontal (m)	Vertical (m)	Horizontal Azotea (m)	Subtotal (m)	Adicional (15%)	Total
HABITACION 103	CCA3U-09HRFN1-M(C)	3.32	9.78	1.58	14.68	2.20	16.88
HABITACION 104	CCA3U-09HRFN1-M(C)	5.82	9.78	1.58	17.18	2.58	19.76
SALA DE ESTAR	CCA3U-18HRFN1-M(C)	13.69	9.78	1.58	25.05	3.76	28.81
Línea Líquida + Línea de Gas (m)							130.89

Nota. La longitud total incluye el tramo de tubería para la línea de gas y la líquida.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 53

Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante – Segundo Bloque.

Espacio	Unidad Interior	Horizontal (m)	Vertical (m)	Horizontal Azotea (m)	Subtotal (m)	Adicional (15%)	Total
HABITACION 101	CCA3U-09HRFN1-M(C)	7.83	9.78	1.00	18.61	2.79	21.40
HABITACION 102	CCA3U-09HRFN1-M(C)	5.32	9.78	1.00	16.10	2.42	18.52
CTO DE SERVICIO	CCA3U-09HRFN1-M(C)	13.84	9.78	1.00	24.62	3.69	28.31
Línea Líquida + Línea de Gas (m)							136.46

Nota. La longitud total incluye el tramo de tubería para la línea de gas y la líquida.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 54

Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante - Tercer Bloque.

Espacio	Unidad Interior	Horizontal (m)	Vertical (m)	Horizontal Azotea (m)	Subtotal (m)	Adicional (15%)	Total
HABITACION 204	CCA3U-09HRFN1-M(C)	5.15	6.78	2.67	14.60	2.19	16.79
HABITACION 205	CCA3U-09HRFN1-M(C)	6.03	6.78	2.67	15.48	2.32	17.80
HABITACION 206	CCA3U-09HRFN1-M(C)	12.54	6.78	2.67	21.99	3.30	25.29
Línea Líquida + Línea de Gas (m)							119.76

Nota. La longitud total incluye el tramo de tubería para la línea de gas y la líquida.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 55

Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante – Cuarto Bloque.

Espacio	Unidad Interior	Horizontal (m)	Vertical (m)	Horizontal Azotea (m)	Subtotal (m)	Adicional (15%)	Total
HABITACION 201	CCA3U-09HRFN1-M(C)	14.53	6.78	2.30	23.61	3.54	27.15
HABITACION 202	CCA3U-09HRFN1-M(C)	7.95	6.78	2.30	17.03	2.55	19.58
HABITACION 203	CCA3U-09HRFN1-M(C)	6.86	6.78	2.30	15.94	2.39	18.33
Línea Líquida + Línea de Gas (m)							130.13

Nota. La longitud total incluye el tramo de tubería para la línea de gas y la líquida.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 56

Tabla de longitud total de tuberías de refrigerante – Quinto Bloque.

Espacio	Unidad Interior	Horizontal (m)	Vertical (m)	Horizontal Azotea (m)	Subtotal (m)	Adicional (15%)	Total
HABITACION 401	CCA3U-09HRFN1-M(C)	7.73	1.50	2.50	11.73	1.76	13.49
HABITACION 402	CCA3U-12HRFN1-M(C)	10.17	1.50	2.50	14.17	2.13	16.30
Línea Líquida + Línea de Gas (m)							59.57

Nota. La longitud total incluye el tramo de tubería para la línea de gas y la líquida.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 57

Tabla de longitud total de tuberías d refrigerante – Sexto Bloque.

Espacio	Unidad Interior	Horizontal (m)	Vertical (m)	Horizontal Azotea (m)	Subtotal (m)	Adicional (15%)	Total
SALA COMEDOR COCINA	MFM-I602H/T1N118	3.31	1.50	3.30	8.11	1.22	9.33
Línea Líquida + Línea de Gas (m)							18.65

Nota. La longitud total incluye el tramo de tubería para la línea de gas y la líquida.

Fuente: Elaboración propia.

3.2.10.4 Selección de las Unidades Exteriores

La selección de las unidades exteriores se ha realizado en estricta conformidad con las recomendaciones del fabricante, detalladas en la Tabla 51, y considerando el número de unidades interiores conectadas a cada sistema. La agrupación de las unidades interiores y su correspondiente unidad exterior se presenta en las Tablas 58 a 63. Esta selección se ha basado en dos criterios principales: la longitud total de las tuberías de refrigerante, comparada con los límites establecidos en la Tabla 51, y la compatibilidad entre las unidades interiores en términos de capacidad nominal, según lo indicado en la Tabla 50. Es importante destacar que, para el ambiente Sala-Comedor-Cocina, se ha seleccionado una unidad interior compatible con la serie Match 1:1 de Midea, tal como se especifica en el Anexo 36.

Tabla 58

Unidad Exterior – Primer Bloque.

Unidad Exterior	Unidad Interior	Espacio	Capacidad Frigorífica (Btu/h)	Capacidad de Calefacción (Btu/h)
M4OH-36HFN1-M	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 103	9000	10000
	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 104	9000	10000
	CCA3U-18HRFN1-M(C)	SALA DE ESTAR	18000	18000

Nota. El modelo 36HFN1-M ofrece una capacidad de refrigeración de 36.000 BTU/h. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 59

Unidad Exterior – Segundo Bloque.

Unidad Exterior	Unidad Interior	Espacio	Capacidad Frigorífica (Btu/h)	Capacidad de Calefacción (Btu/h)
M3OH-27HFN1-M	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 101	9000	10000
	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 102	9000	10000
	CCA3U-09HRFN1-M(C)	CTO DE SERVICIO	9000	14000

Nota. El modelo 27HFN1-M ofrece una capacidad de refrigeración de 27.000 BTU/h. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 60

Unidad Exterior – Tercer Bloque.

Unidad Exterior	Unidad Interior	Espacio	Capacidad Frigorífica (Btu/h)	Capacidad de Calefacción (Btu/h)
M3OH-27HFN1-M	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 204	9000	10000
	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 205	9000	10000
	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 206	9000	10000

Nota. El modelo 27HFN1-M ofrece una capacidad de refrigeración de 27.000 BTU/h. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 61

Unidad Exterior – Cuarto Bloque.

Unidad Exterior	Unidad Interior	Espacio	Capacidad Frigorífica (Btu/h)	Capacidad de Calefacción (Btu/h)
M3OH-27HFN1-M	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 201	9000	10000
	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 202	9000	10000
	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 203	9000	10000

Nota. El modelo 27HFN1-M ofrece una capacidad de refrigeración de 27.000 BTU/h. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 62

Unidad Exterior – Quinto Bloque.

Unidad Exterior	Unidad Interior	Espacio	Capacidad Frigorífica (Btu/h)	Capacidad de Calefacción (Btu/h)
M20H-18HFN1-M	CCA3U-09HRFN1-M(C)	HABITACION 401	9000	10000
	CCA3U-12HRFN1-M(C)	HABITACION 402	12000	12000

Nota. El modelo 18HFN1-M ofrece una capacidad de refrigeración de 18.000 BTU/h. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 63

Unidad Exterior – Sexto Bloque.

Unidad Exterior	Unidad Interior	Espacio	Capacidad Frigorífica (Btu/h)	Capacidad de Calefacción (Btu/h)
MFM-I602H/HN118	MFM-I602H/T1N118	SALA COMEDOR COCINA	9000	10000

Nota. El modelo I602H/HN118 ofrece una capacidad de refrigeración de 60.000 BTU/h. Fuente: Elaboración propia.

3.2.11 Dimensionamiento del Sistema de Distribución del aire.

En este apartado se abordará el dimensionamiento de los sistemas de distribución de aire, los cuales incluyen:

- **Sistema de suministro de aire de ventilación:** Destinado a proporcionar el caudal de aire necesario para el funcionamiento de las unidades evaporadoras.
- **Sistema de Distribución de aire acondicionado:** Encargado de distribuir el aire tratado generado por las unidades Fan Coil a los espacios acondicionados.

Considerando la naturaleza distintiva de los sistemas VRV y Multi

Split, se requiere un análisis diferenciado del dimensionamiento de sus respectivos sistemas de distribución de aire. La principal divergencia entre ambos sistemas radica en la disponibilidad y configuración del espacio dentro del ducto proyectado para instalaciones mecánicas.

- **Sistema VRV:** La versatilidad del sistema VRV permite aprovechar el ducto para la instalación de los conductos de aire, optimizando el espacio disponible y minimizando los niveles de ruido a través de la evacuación del aire hacia la azotea. Esta configuración resulta esencialmente ventajosa en proyectos donde el espacio es limitado y se prioriza la reducción del ruido interior.
- **Sistema Multi Split:** Las restricciones espaciales impuestas por el tendido de tuberías en el sistema Multi Split obligan a la instalación de ventiladores tipo TD ultrasilenciosos dentro de cada espacio climatizado. Aunque esta solución puede incrementar ligeramente la demanda energética, garantiza un buen nivel de confort acústico gracias a la ubicación estratégica de los ventiladores.

3.2.11.1 Sistema de distribución del aire para la propuesta VRV.

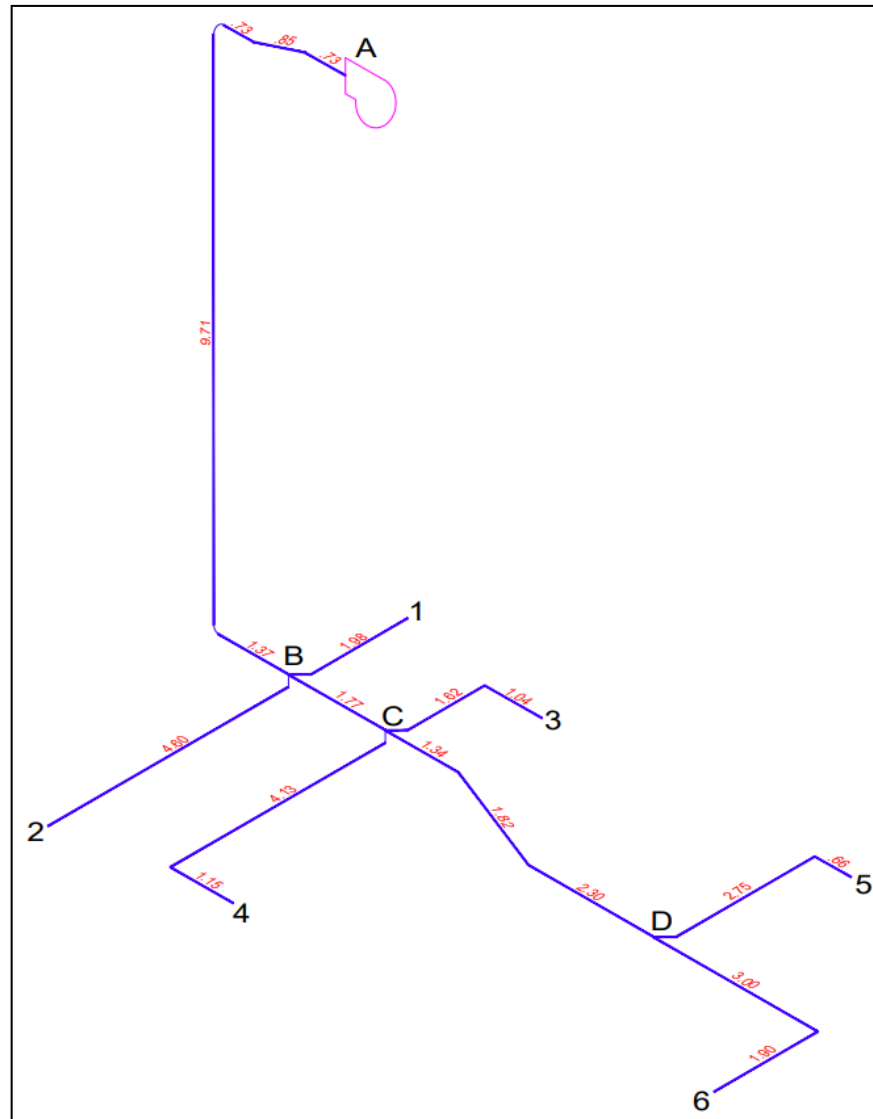
Se propone un sistema de climatización independiente para cada uno de los cuatro niveles. Cada nivel contará con un sistema de distribución de aire propio, alimentado por un ventilador encargado de suministrar el caudal de aire necesario para todos los espacios.

Para ilustrar el proceso de diseño se detallará a continuación el dimensionamiento del sistema correspondiente al primer nivel. Este procedimiento podrá ser replicado para los demás niveles, adaptando los parámetros a las características específicas de cada uno. La Figura 46 muestra un esquema isométrico general de la red de distribución para el caudal de aire de ventilación, se ha designado letras para distinguir a los

segmentos que lo constituyen y numeración a los terminales de la red, las mismas que representan a los locales del primer piso.

Figura 46

Sistema de Distribución de Aire de Renovación – Primer Nivel.



Nota. Se muestra las longitudes de los tramos establecidos en metros del sistema de distribución de aire de renovación.

Fuente: Elaboración propia.

- **Determinación del caudal de aire.**

En el apartado 3.2.4.2 se ha realizado el cálculo del caudal de ventilación necesario, el cual ha sido considerado en la determinación de las ganancias térmicas. Los resultados detallados de estos cálculos se presentan en la Tabla 64, donde se especifica el caudal de aire asignado a cada espacio del primer nivel. A partir de estos valores calculados, se determinan los restantes, de acuerdo al diagrama de distribución en la Figura 46.

Tabla 64

Distribución de flujo volumétrico por tramo.

Tramo	Espacio	Caudal (m3/h)	Caudal (m3/s)	Caudal (CFM)
B1	Habitación 103	63.28	0.018	37.25
B2	Habitación 102	60.99	0.017	35.90
C3	Habitación 104	69.14	0.019	40.70
C4	Habitación 101	64.17	0.018	37.77
D5	Sala de Estar	89.74	0.025	52.82
D6	Cuarto de Servicio	34.41	0.010	20.25
CD	-	124.15	0.034	73.07
BC	-	257.46	0.072	151.54
AB	-	381.73	0.106	224.69

Nota. Se expresan los caudales en unidades del SI y del Sistema Ingles. Fuente: Elaboración propia.

- **Determinación de la sección de los ductos.**

El dimensionamiento de los ductos se ha realizado considerando el caudal de aire calculado previamente y las recomendaciones de velocidad establecidas en la Tabla N°4. Con el fin de garantizar un nivel de ruido adecuado en el ambiente residencial, se ha seleccionado una velocidad máxima de 3 m/s para el flujo de aire.

A modo de ejemplo, se detallará el cálculo del ducto del tramo AB, por el cual circula un caudal de 0,106 m³/s. De acuerdo con el Anexo 7, se ha seleccionado una sección de 250 mm x 150 mm. Los cálculos realizados, utilizando la Ecuación 42, confirman que la velocidad del aire en este tramo se encuentra por debajo del límite establecido.

$$0,106 \text{ m}^3/\text{s} = v * (0,250 \text{ m} * 0,150 \text{ m})$$

$$0,106 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = v * 0,0375 \text{ m}^2$$

$$v = 2,83 \text{ m/s}$$

Las dimensiones de las secciones del sistema de distribución del aire del tramo AB calculado y las restantes se muestran en la Tabla 65.

Tabla 65

Tabla de dimensiones de ductos y velocidades de circulación de aire.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad (m/s)	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
B1	0.018	100	100	1.76	100x100	4"x4"
B2	0.017	100	100	1.69	100x100	4"x4"
C3	0.019	100	100	1.92	100x100	4"x4"
C4	0.018	100	100	1.78	100x100	4"x4"
D5	0.025	100	100	2.49	100x100	4"x4"
D6	0.010	100	100	0.96	100x100	4"x4"
CD	0.034	150	100	2.30	150x100	6"x4"
BC	0.072	250	100	2.86	250x100	10"x4"
AB	0.106	250	150	2.83	250x150	10"x6"

Nota. La velocidad de circulación se limita como a 3m/s, en base a ello se obtienen las dimensiones de los ductos en los tramos correspondientes. Fuente: Elaboración propia.

- **Determinación de las pérdidas de presión por longitud en los conductos.**

Los cálculos de las pérdidas de presión por unidad de longitud se determinaron empleando el software especializado Design Duct Sizer V6.4. Este programa requirió como datos de entrada el caudal volumétrico, expresado en litros por segundo, así como las el diámetro equivalente del ducto, obtenida a partir de sus dimensiones y del Anexo 7.

Para ilustrar el uso de esta herramienta, se muestra a modo de ejemplo el tramo AB:

Previamente convertimos el caudal de metros cúbicos por hora, a litros por segundo.

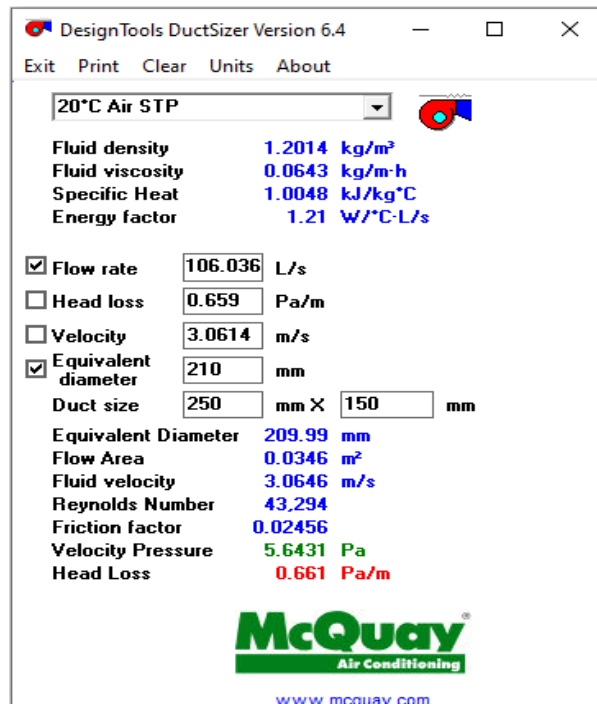
$$Q = 381,73 \frac{m^3}{h} * \frac{1h}{3600 s} * \frac{1000 l}{1 m^3}$$
$$Q = 106,036 l/s$$

Luego el diámetro equivalente para las dimensiones designadas (Ver Anexo 7) será:

$$D_{eq} = 210 mm$$

Figura 47

Cálculo de pérdidas estáticas por longitud - Interfaz del software DuctSizer.



DesignTools DuctSizer Version 6.4

Exit Print Clear Units About

20°C Air STP

Fluid density 1.2014 kg/m³
 Fluid viscosity 0.0643 kg/m·h
 Specific Heat 1.0048 kJ/kg·°C
 Energy factor 1.21 W/°C·L/s

☒ Flow rate 106.036 L/s
☐ Head loss 0.659 Pa/m
☐ Velocity 3.0614 m/s
☒ Equivalent diameter 210 mm
 Duct size 250 mm X 150 mm

Equivalent Diameter 209.99 mm
 Flow Area 0.0346 m²
 Fluid velocity 3.0646 m/s
 Reynolds Number 43.294
 Friction factor 0.02456
 Velocity Pressure 5.6431 Pa
 Head Loss 0.661 Pa/m

McQuay
 Air Conditioning
www.mcquay.com

Nota. El programa demanda como datos de entrada el caudal en L/s y el diámetro equivalente en mm para iniciar el proceso de cálculo. Fuente: DuctSizer 6.4

Ingresamos estos datos en el entorno del software y nos mostrará el valor de las pérdidas de presión en pascales por metro de longitud, que para el caso resulta 0,661 como se muestra en la Figura 47.

Bajo el mismo proceso se recopilan los resultados para los demás tramos en la Tabla 66 incluyendo a la sección AB.

Tabla 66

Compilación de las pérdidas estáticas por unidad de longitud en los tramos.

Tramo	Caudal (m3/h)	Caudal (l/s)	Dimensiones	D _{eq} (mm)	Pa/m
B1	63.28	17.578	100x100	109	0.611
B2	60.99	16.942	100x100	109	0.571
C3	69.14	19.206	100x100	109	0.729
C4	64.17	17.825	100x100	109	0.627
D5	89.74	24.928	100x100	109	1.174
D6	34.41	9.558	100x100	109	0.208
CD	124.15	34.486	150x100	133	0.79
BC	257.46	71.517	250x100	169	0.947
AB	381.73	106.036	250x150	210	0.661

Nota. Los Diámetros equivalente se dan en mm y se calculan en base a Anexo 7. Fuente: DuctSizer 6.4

- Pérdidas a través elementos de unión del sistema.**

A modo de ejemplo, se analizará el tramo AB del sistema de ductos. En este tramo se han identificado dos codos de 30° y dos codos de 90°.

En el caso de codos de 30°, los parámetros geométricos “r1” y “r2”, característicos de la sección del conducto, serán empleados como variables de entrada para determinar la relación L/D según los lineamientos del Anexo 8. En este contexto, “L” representa la longitud equivalente del codo en cuestión.

$$r_1 = \frac{W}{D}$$

$$r_2 = \frac{R}{D}$$

La dimensión “W” representa la longitud constante del lado del conducto que no experimenta variación a lo largo de la curvatura del codo, es decir, 150 mm. Por otro lado, “D”

corresponde a la dimensión variable del lado del conducto que se ve afectada por la curvatura, siendo esta de 250 mm.

En cuanto al codo convencional utilizado en el sistema de distribución de aire, se considera una relación R/D de 1,25.

Sustituyendo los valores numéricos en las ecuaciones pertinentes, se obtendrán los parámetros de entrada requeridos para el cálculo.

$$r_1 = \frac{150 \text{ mm}}{250 \text{ mm}} = 0,6$$

$$r_2 = \frac{R}{D} = 1,25 \text{ (codo convencional)}$$

A través de un proceso de interpolación lineal simple, utilizando el valor de “r1” obtenido y considerando el rango de valores entre 0,5 y 1 disponibles en el Anexo 8, se obtendrá:

$$\frac{L}{D} = 5,2$$

Remplazando el valor de D, obtendremos:

$$L = 5,2 * 250 \text{ mm}$$

$$L = 1300 \text{ mm}$$

Sin embargo, para codos con una angulación inferior a 90°, la longitud equivalente adicional se determinará mediante:

$$L' = \frac{X^\circ}{90^\circ} * L$$

Introduciendo los valores numéricos de X° y L en la

expresión, obtendremos:

$$L' = \frac{30^\circ}{90^\circ} * 1300 \text{ mm}$$

$$L' = 433,33 \text{ mm}$$

Para los codos de 90°:

Aplicando el método descrito, teniendo en cuenta la variación geométrica de “W” y “D” en función de la orientación del codo, se determina:

$$r_1 = \frac{250 \text{ mm}}{150 \text{ mm}} = 1,67$$

$$r_2 = \frac{R}{D} = 1,25 \text{ (codo convencional)}$$

Aplicando la interpolación para los valores de “r1” comprendidos entre 1 y 3 según el Anexo A.8, obtendremos:

$$\frac{L}{D} = 7,33$$

Remplazando el valor de D, obtendremos:

$$L = 7,33 * 150 \text{ mm}$$

$$L = 1099,5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, la longitud total de la sección AB se obtiene sumando a la longitud nominal indicada en Figura 46 y las longitudes extras generadas por los codos. De esta manera, se determina que la longitud total es:

$$L_{total} = 13,39 \text{ m} + 2 * (1,0995 \text{ m}) + 2 * (0,433 \text{ m})$$

$$L_{total} = 16,46 \text{ m}$$

La Tabla 67 muestra los elementos y transformaciones para los tramos restantes con sus respectivas longitudes equivalente calculadas, en base al procedimiento mostrado.

Tabla 67

Resumen de Cálculos: Longitud Equivalente Total. (Sistema VRV).

Tramo	Ancho (mm)	Alto (mm)	L _{real} (m)	Elemento	Cantidad	W (mm)	D (mm)	W/D	R/D	L/D	L _{eq} (mm)	L _{total} (m)
B1	100	100	1.98	(No aplica)	0	-	-	-		-	-	1.98
B2	100	100	4.60	(No aplica)	0	-	-	-		-	-	4.60
C3	100	100	2.66	Codo 90°	1	100	100	1.00	1.25	7.00	700.00	3.36
C4	100	100	5.28	Codo 90°	1	100	100	1.00	1.25	7.00	700.00	5.98
D5	100	100	3.41	Codo 90°	1	100	100	1.00	1.25	7.00	700.00	4.11
D6	100	100	4.90	Codo 90°	1	100	100	1.00	1.25	7.00	700.00	5.60
CD	150	100	5.46	Codo 45°	2	100	150	0.67	1.25	5.68	1704.00	7.16
BC	250	100	1.77	(No aplica)	0	-	-	-		-	-	1.77
AB	250	150	13.39	Codo 45°	2	150	250	0.60	1.25	5.20	866.67	16.46
				Codo 90°	2	250	150	1.67	1.25	7.33	2199.00	

Nota. La longitud equivalente representa la longitud adicional de tubería recta que produciría la misma pérdida de carga que el accesorio correspondiente.

Fuente: Elaboración propia.

- **Determinación de las pérdidas por la longitud total.**

A modo ilustrativo, para el tramo AB, las pérdidas de presión a través del mismo resultan:

$$P = 0,661 \frac{Pa}{m} * 16,72 \text{ m}$$

$$P = 11,05 \text{ Pa}$$

La Tabla 68 recopila los resultados para los demás tramos bajo el mismo criterio.

Tabla 68

Cálculo de las pérdidas estáticas por longitud equivalente total (Sistema VRV).

Tramo	Ancho (mm)	Alto (mm)	Lreal (m)	Ltotal (m)	Pérdidas (Pa/m)	Pérdidas (Pa)
B1	100	100	1.98	1.98	0.611	1.21
B2	100	100	4.60	4.60	0.571	2.63
C3	100	100	2.66	3.36	0.729	2.45
C4	100	100	5.28	5.98	0.627	3.75
D5	100	100	3.41	4.11	1.174	4.83
D6	100	100	4.90	5.60	0.208	1.16
CD	150	100	5.46	7.16	0.79	5.66
BC	250	100	1.77	1.77	0.947	1.68
AB	250	150	13.39	16.46	0.661	10.88

Nota. Las pérdidas de carga estáticas se determinan mediante el producto entre el gradiente de presión (Pa/m) y la longitud equivalente total del sistema en metros.

Fuente: Elaboración propia.

- Determinación de las pérdidas debidas a transformaciones de sección del sistema.**

Los elementos que unen segmentos adyacentes de distinta área se denominan elementos de transición. A continuación, se detallará el cálculo para la transición específica entre los tramos AB y BC, que involucra una reducción de sección desde 250 mm x 150 mm a 250 mm x 100 mm.

Puesto que se trata de una contracción, conforme a los especificado en el Anexo 8, se empleará la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdida de presión} = n * (hv_2 - hv_1)$$

Siendo hv_2 y hv_1 , las presiones dinámicas a la salida y entrada, determinadas según la Ecuación 43.

El coeficiente “n”, tal como se especifica en el Anexo 8, es función del ángulo de transformación, siendo 30 grados el valor empleado en este diseño en particular.

A partir de las velocidades detalladas en la Tabla 65, y mediante la sustitución de los valores numéricos en la ecuación, se llega a:

$$\begin{aligned} \text{Pérdidas de presión} &= 0,311 * (0,6 * 2,86^2 - 0,6 * 2,83^2) \\ \text{Pérdidas de presión} &= 0,032 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Del mismo modo se procede para los tramos donde existan transformaciones y se recopilan en la Tabla 69. A modo de observación, si disponemos de un tramo donde se producen múltiples transformaciones, la caída de presión total resulta de la suma algebraica de las pérdidas de carga individuales en cada componente.

Tabla 69

Cálculo de las pérdidas por transformaciones en la sección del sistema de conductos (Sistema VRV).

Tramo	Caso	V1 (m/s)	V2(m/s)	n	Pérdida (Pa)
B1	Entrada abrupta	2.83	-	0.100	0.481
	Contracción	2.83	1.76	0.311	-0.916
					-0.436
B2	Entrada abrupta	2.83	-	0.100	0.481
	Contracción	2.83	1.69	0.311	-0.962
					-0.481
C3	Entrada abrupta	2.86	-	0.100	0.491
	Contracción	2.86	1.92	0.311	-0.838
					-0.348
C4	Entrada abrupta	2.86	-	0.100	0.491
	Contracción	2.86	1.78	0.311	-0.935
					-0.444
D5	Entrada abrupta	2.30	-	0.100	0.317
	Contracción	2.30	2.49	0.311	0.170
					0.487
D6	Contracción	2.30	0.96	0.311	-0.815
					-0.815
CD	Contracción	2.86	2.30	0.311	-0.539
					-0.539
BC	Contracción	2.83	2.86	0.311	0.032
AB	(No aplica)	-	-	-	-

Nota. Los resultados negativos, se interpretan como recuperación estática o ganancia de presión estática. Fuente: Elaboración propia.

- **Determinación de las pérdidas debidas a difusores, dampers y filtros de aire.**

Las pérdidas de carga, asociadas a elementos como dämpers, difusores y filtros de aire serán cuantificadas conforme a las especificaciones técnicas proporcionadas por los fabricantes. Loa Anexos 37 a 41 incluyen las fichas técnicas correspondientes, en las cuales se detallan los valores estimados

de pérdidas de presión para cada componente.

- **Determinación de las caídas de presión total de los sistemas de distribución.**

Para determinar la presión total del sistema, el análisis deberá partir desde la descarga del ventilador hacia cada uno de las terminales de ventilación, de esta forma se seleccionará el trayecto más desfavorable, es decir la que presenta la mayor caída de presión desde el suministro de aire. Tener en consideración que se incluyen las pérdidas de presión asociadas al empleo de filtros (para el caso utilizaremos filtración en dos etapas, filtro MERV 8 y filtro MERV13), y la instalación de dämpers para el balanceo final del sistema.

De acuerdo con los cálculos detallados presentados en la Tabla 70, se ha determinado que el tramo que experimenta la mayor pérdida de carga es aquel que se extiende desde la descarga del ventilador hasta la salida D5, alcanzando un valor de 266,14 Pa.

Tabla 70

Pérdidas de presión estática calculada por ramal. (Sistema VRV).

Tramo	Pérdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers	Filtro MERV8 (Pa)	Filtro MERV13 (Pa)	Total (Pa)
AB	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
B1	1.21	-0.436	15.00	0.00	0.00	15.77
Total Trayecto						225.79
AB	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
B2	2.63	-0.481	15.00	0.00	0.00	17.15
Total Trayecto						227.17
AB	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
BC	1.68	0.032	15.00	0.00	0.00	16.71
C3	2.45	-0.348	15.00	0.00	0.00	17.10
Total Trayecto						243.83
AB	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
BC	1.68	0.032	15.00	0.00	0.00	16.71
C4	3.75	-0.444	15.00	0.00	0.00	18.31
Total Trayecto						245.04
AB	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
BC	1.68	0.032	15.00	0.00	0.00	16.71
CD	5.66	-0.539	15.00	0.00	0.00	20.12
D5	4.83	-0.53919936	15.00	0.00	0.00	19.29
Total Trayecto						266.14
AB	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
BC	1.68	0.032	15.00	0.00	0.00	16.71
CD	5.66	-0.539	15.00	0.00	0.00	20.12
D6	1.16	-0.81514344	15.00	0.00	0.00	15.34
Total Trayecto						262.20

Nota. Las pérdidas de carga en dámpers y filtros se obtienen de las hojas de datos técnicas proporcionadas por los fabricantes.

Fuente: Elaboración propia.

Aplicando la metodología descrita previamente, se llevaron a cabo los cálculos correspondientes a los sistemas de distribución de aire de los pisos restantes. Los datos obtenidos se detallan en la sección de los resultados.

- **Selección de los ventiladores.**

La selección de los ventiladores se fundamenta en la compatibilidad entre su curva característica y el punto de operación del sistema de distribución de aire. Este último, definido por el caudal volumétrico y la pérdida de carga total del sistema de conductos, el cual ha sido previamente determinado.

Para la selección y dimensionamiento del sistema de ventilación, se empleará el software EasyVent proporcionado por el fabricante Soler y Palau. La Tabla 71 presenta los datos de entrada expresadas tanto en el Sistema Internacional (SI) como en el Sistema Inglés, puesto que este último es comúnmente utilizado en el dimensionamiento de sistemas de ventilación. La conversión entre unidades se ha realizado con el fin de facilitar la comparación y la verificación de los resultados.

Tabla 71

Punto de trabajo requerido del sistema de conductos por piso. (Sistema VRV).

Sistema	Caudal (m ³ /h)	Presión (Pa)	Caudal (CFM)	Presión (inwc)
Piso N°01	381.73	266.14	225	1.07
Piso N°02	385.52	262.98	227	1.06
Piso N°03	226.51	215.72	134	0.87
Piso N°04	154.78	231.39	91	0.93

Nota. El punto de trabajo está conformado por el caudal de aire y la caída de presión estática total del sistema. Fuente: Elaboración propia.

En la sección de resultados se presentan gráficamente, mediante las curvas características de los equipos, los datos obtenidos a partir de la simulación realizada con el software EasyVent de Soler & Palau. Adicionalmente, la Tabla 72 detalla de manera exhaustiva el listado completo de los equipos seleccionados.

Tabla 72

Punto de trabajo de los ventiladores seleccionados (Sistema VRV).

Sistema	Caudal (CFM)	Presión (inwc)	Equipo	Caudal Equipo (CFM)	Presión Equipo (inwc)
Piso N°01	225	1.07	CLT-L-7-0.33HP/4-1900RPM-(208-230~3)	225	1.07
Piso N°02	227	1.06	CLT-L-7-0.33HP/4-1900RPM-(208-230~3)	228	1.07
Piso N°03	134	0.87	CLD-7-1725RPM-TF-(208-230~3)	143	0.993
Piso N°04	91	0.93	CAB-150B (230V50/60HZ) R8	91	0.925

Nota. El punto de trabajo del equipo está conformado por el caudal de aire y la presión estática que puede proporcionar. Fuente: Elaboración propia.

3.2.11.2 Sistema de distribución del aire para la propuesta Multi Split.

Tal como se indicó previamente, la propuesta de climatización MultiSplit contempla un sistema de distribución de aire personalizado. Cada espacio a climatizar dispondrá de un equipo de inyección de aire independiente, lo cual garantiza un control preciso de las condiciones ambientales en cada área.

Para una mejor organización, se ha establecido una nomenclatura que vincula cada equipo de inyección con el espacio específico al que brinda servicio. Esta información se detalla en la Tabla 73. Asimismo, en los Anexos 46 a 49 se incluyen los planos mecánicos que muestran la ubicación y recorrido de los ductos, las dimensiones y caudales de aire en cada tramo.

Tabla 73

Sistema de conductos de aire de renovación por espacio. (Sistema MultiSplit)

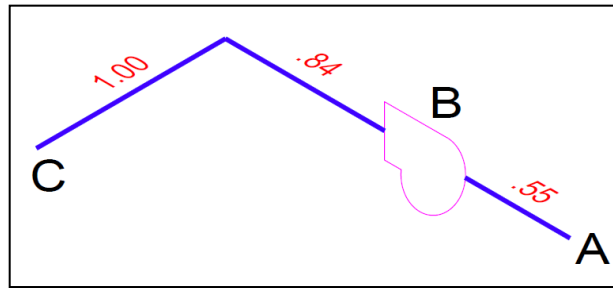
Piso	Tramo	Local/Espacio
1	101	Habitación 101
	102	Habitación 102
	103	Habitación 103
	104	Habitación 104
	105	Cuarto de Servicio
	106	Sala de Estar
2	201	Habitación 201
	202	Habitación 201
	203	Habitación 201
	204	Habitación 201
	205	Habitación 201
	206	Habitación 201
3	301	Cocina, Sala, Comedor
4	401	Habitación 401
	402	Habitación 402

Nota. Cada tramo de conductos contará con un ventilador exclusivo para la inyección de aire al local. Fuente: Elaboración propia.

Con el objetivo de desarrollar una metodología general para el cálculo del dimensionamiento de los ductos y las pérdidas estáticas, se ha seleccionado el tramo 201 (Ver Figura 48) como caso de estudio. Al tener elementos unión y cambios de trayectoria respecto de la mayoría de los tramos que se proyectan de forma recta, nos permite abarcar el proceso de cálculo de las pérdidas estáticas ocasionadas por estos elementos.

Figura 48

*Sistema de distribución de aire de renovación -
Tramo 201.*



Nota. Los cambios de dirección en 90°, implica la instalación de un codo. Fuente: Elaboración propia.

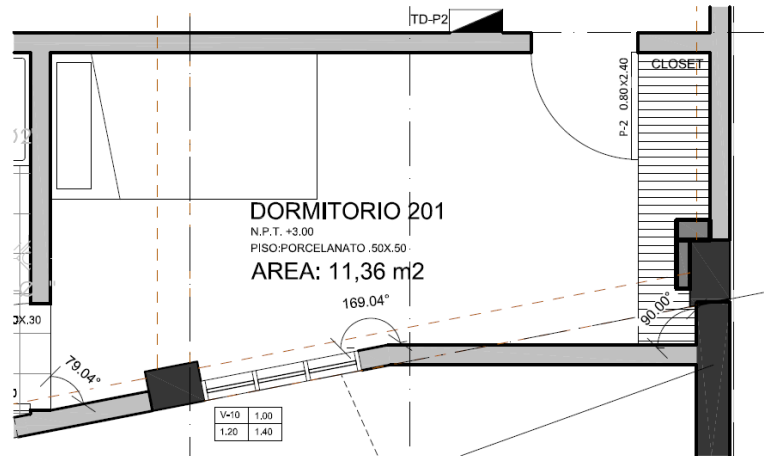
El mismo proceso aplica para las demás secciones y estos datos son almacenados en la sección de los resultados.

- **Determinación del caudal del aire.**

El caudal de aire necesario para la Habitación 102 se calculará utilizando la Ecuación 22, considerando el área indicada en la Figura 49 y la ocupación estimada.

Figura 49

Plano de Arquitectura del local “Habitación 201”.



Nota. Se muestra la distribución y la superficie del local “Habitación 201”. Fuente: Planos de Arquitectura, por Equipo Ingenieros QL.

Considerando una ocupación de cuatro personas, los parámetros de entrada para la Ecuación 22 serán los siguientes:

$$P_z = 4$$

$$A_z = 11,36 \text{ m}^2$$

Y los ratios de ventilación para una habitación de vivienda (Tabla 1) corresponden a:

$$R_p = 2,5 \text{ L/s}$$

$$R_a = 0,3 \frac{\text{L}}{\text{s} * \text{m}^2}$$

Al aplicar la Ecuación 22, obtenemos un caudal de ventilación en litros por segundo. Para garantizar un margen de seguridad y asegurar el cumplimiento de las normativas, multiplicaremos este valor por un factor de 1,3.

$$V_{bz} = 1,3 * (2,5 * 4 + 0,3 * 11,36)$$

$$V_{bz} = 17,43 \text{ L/s}$$

Se deberá multiplicar por factor 3,6 para expresarla en m³/h.

$$V_{bz} = 3,6 * 17,43 \text{ L/s}$$

$$V_{bz} = 62,75 \text{ m}^3/\text{h}$$

La Tabla 74 presenta el caudal en diversas unidades, incluyendo el sistema internacional (m³/h y m³/s) y el sistema inglés (CFM).

Tabla 74

Flujo volumétrico de aire en el Tramo 201.

Tramo	Espacio	Caudal (m ³ /h)	Caudal (m ³ /s)	Caudal (CFM)
201	Habitación 201	62,75	0.0174	37

Nota. Se expresan los caudales en unidades del SI y del Sistema Ingles. Fuente: Elaboración propia.

- **Determinación de la sección de los ductos.**

Atendiendo a las recomendaciones de la Tabla 4, se ha fijado una velocidad máxima del aire de 3 m/s en los conductos, con el objetivo de minimizar la generación de ruido en el ambiente residencial. A fin de cumplir con este requisito, se ha optado por un conducto comercial de sección cuadrada de 100 mm x 100 mm. Sustituyendo los valores conocidos de caudal y área en la Ecuación 42 obtendremos:

$$v = \frac{0,0174 \text{ m}^3/\text{s}}{0,1 \text{ m} * 0,1 \text{ m}}$$

$$v = 1,74 \text{ m/s}$$

La velocidad calculada se encuentra dentro de los parámetros establecidos, por lo que la selección de un conducto con las dimensiones indicadas resulta adecuada. Es importante destacar que, en caso de optar por un conducto de mayor sección, la velocidad del flujo de aire podría disminuir significativamente, generando zonas de estancamiento que podrían comprometer la eficiencia del sistema.

- **Determinación de las pérdidas de presión por longitud de conductos.**

A fin de cuantificar las pérdidas de carga estática por unidad de longitud, se empleará el software DuctSizer. Los datos de entrada a este programa son: un caudal volumétrico de aire, previamente calculado y cuyo valor es de 62,75 m³/h (17,43 L/s), y un diámetro equivalente del conducto rectangular, obtenido mediante los cálculos detallados en el Anexo 7 y que corresponde a 109 mm.

La Figura 50 presenta los resultados obtenidos del análisis realizado mediante el software DuctSizer, considerando los datos de entrada especificados. Para un conducto rectangular de 100 mm x 100 mm, bajo las condiciones simuladas, se ha obtenido una pérdida de carga de 0,602 Pa/m.

Figura 50

Cálculo de pérdidas estáticas por longitud en el tramo 201 – Interfaz del software DuctSizer.

The screenshot shows the 'DesignTools DuctSizer...' window. At the top, there's a menu bar with 'Exit', 'Print', 'Clear', 'Units', and 'About'. Below the menu is a dropdown menu set to '20°C Air STP'. The main area displays various fluid properties and calculation results. On the left, there are checkboxes for 'Flow rate', 'Head loss', 'Velocity', and 'Equivalent diameter', with 'Flow rate' and 'Equivalent diameter' checked. Input fields for 'Flow rate' (17.43 L/s) and 'Equivalent diameter' (109 mm) are shown. Below these, 'Duct size' is set to 100 mm X 100 mm. The right side of the window lists calculated values: Fluid density (1.2014 kg/m³), Fluid viscosity (0.0643 kg/m·h), Specific Heat (1.0048 kJ/kg°C), Energy factor (1.21 W/°C·L/s), Equivalent Diameter (109.32 mm), Flow Area (0.00939 m²), Fluid velocity (1.8562 m/s), Reynolds Number (13.651), Friction factor (0.03173), Velocity Pressure (2.0703 Pa), and Head Loss (0.602 Pa/m). The McQuay Air Conditioning logo and website URL (www.mcquay.com) are at the bottom.

Parameter	Value	Unit
Fluid density	1.2014	kg/m³
Fluid viscosity	0.0643	kg/m·h
Specific Heat	1.0048	kJ/kg°C
Energy factor	1.21	W/°C·L/s
Flow rate	17.43	L/s
Head loss	0.611	Pa/m
Velocity	1.8679	m/s
Equivalent diameter	109	mm
Duct size	100	mm X 100 mm
Equivalent Diameter	109.32	mm
Flow Area	0.00939	m²
Fluid velocity	1.8562	m/s
Reynolds Number	13.651	
Friction factor	0.03173	
Velocity Pressure	2.0703	Pa
Head Loss	0.602	Pa/m

Nota. El programa demanda como datos de entrada el caudal en L/s y el diámetro equivalente en mm para iniciar el proceso de cálculo. Fuente: DuctSizer 6.4

- **Determinación de las pérdidas de presión a través de elementos de unión del sistema.**

Las pérdidas de carga estática originadas por los accesorios del sistema, tales como codos y tees, se consideran mediante la adición de una longitud equivalente a la longitud real del conducto. De acuerdo con los procedimientos detallados en el Anexo 8, se ha identificado un codo de 90° a lo largo del tramo analizado, tal como se observa en la Figura 48.

En el caso de codos de 90°, los parámetros geométricos “r1” y “r2”, característicos de la sección del conducto, serán empleados como variables de entrada para determinar la relación L/D según los lineamientos del Anexo 8. En este contexto, “L” representa la longitud equivalente del codo en cuestión.

$$r_1 = \frac{W}{D}$$

$$r_2 = \frac{R}{D}$$

La dimensión “W” representa la longitud constante del lado del conducto que no experimenta variación a lo largo de la curvatura del codo, es decir, 100 mm. Por otro lado, “D” corresponde a la dimensión variable del lado del conducto que se ve afectada por la curvatura, siendo esta de 100 mm. Para el caso en particular “W” y “D”, coinciden puesto que la sección de nuestro ducto es cuadrada.

En cuanto al codo convencional utilizado en el sistema de distribución de aire, se considera una relación R/D de 1,25.

Sustituyendo los valores numéricos en las ecuaciones pertinentes, se obtendrán los parámetros de entrada requeridos para el cálculo.

$$r_1 = \frac{100 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 1,00$$

$$r_2 = \frac{R}{D} = 1,25 \text{ (codo convencional)}$$

Del Anexo 8, se obtendrá:

$$\frac{L}{D} = 7$$

Remplazando el valor de D, obtendremos:

$$L = 7 * 100 \text{ mm}$$

$$L = 700 \text{ mm}$$

- **Determinación de las pérdidas por la longitud total.**

Para evaluar las pérdidas de carga estática debidas a la longitud del sistema, es necesario calcular la longitud total efectiva. Esta se determina sumando a la longitud real del sistema, que según la Figura 48 es de 2,41 metros, la longitud equivalente asociada a los accesorios, cuyo valor, calculado previamente, es de 700 mm. En consecuencia, la longitud total efectiva del sistema es de:

$$L_{total} = 2,40 \text{ m} + 0,70 \text{ m}$$

$$L_{total} = 3,10 \text{ m}$$

Previamente se determinó una pérdida de carga unitaria de 0,602 Pa/m. Conociendo la longitud total efectiva del sistema, calculada en el apartado anterior, es posible determinar la pérdida de carga total mediante:

$$\text{Presión por longitud total} = 0,602 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} * 3,10 \text{ m}$$

$$\text{Presión por longitud total} = 1,866 \text{ Pa}$$

- **Determinación de las pérdidas debidas a transformaciones de sección del sistema.**

Al no existir cambios de sección en todos los tramos, se ha

decidido simplificar el análisis, desestimando las pérdidas de carga producidas por las transformaciones geométricas.

- **Determinación de las pérdidas en dampers difusores, rejillas o filtros.**

Se ha considerado una pérdida de carga de 15 Pa en los dampers, valor representativo de los ángulos de apertura disponibles según las fichas técnicas presentadas en el Anexo 41. Por otro lado, para las rejillas de inyección de aire con portafiltros para una dimensión de 200 mm x 100 mm, se ha adoptado un valor de 35 Pa, de acuerdo con la información proporcionada en el Anexo 40.

- **Determinación de la caída de presión total el sistema de distribución.**

Para determinar la caída de presión total del sistema, es necesario realizar una sumatoria algebraica de las pérdidas individuales. Estas pérdidas incluyen las debidas a la longitud efectiva de los conductos, las asociadas a cambios de sección o dirección del flujo (transformaciones), y aquellas producidas por elementos como dampers, difusores, rejillas o filtros. La caída de presión estática total del sistema se obtiene como resultado de esta sumatoria.

$$\text{Caída de presión estática total} = 1,866 \text{ Pa} + 15 \text{ Pa} + 35 \text{ Pa}$$

$$\text{Caída de presión estática total} = 51,87 \text{ Pa}$$

- **Selección de los ventiladores.**

Para asegurar un funcionamiento óptimo del sistema de ventilación, la selección de los equipos se ha basado en un

riguroso análisis de los caudales volumétricos requeridos y las pérdidas de carga estática del sistema de conductos. Empleando el software de selección EasyVent de Soler & Palau, se ha llevado a cabo un proceso de dimensionamiento preciso de los ventiladores, cuyos resultados se presentan en detalle en la sección correspondiente.

3.2.12 Demanda energética de los sistemas propuestos.

Evaluaremos el consumo energético de los sistemas de climatización y ventilación propuestos. Para ello, se analizaron directamente las características eléctricas de cada equipo, datos que se obtendrán directamente de las fichas técnicas de los productos. Considerando factores como la simultaneidad de uso y el tiempo estimado de funcionamiento, calcularemos el consumo energético diario, mensual y anual en kWh. El análisis se desglosará por componentes del sistema: unidades interiores, unidades exteriores y ventiladores.

3.2.12.1 Demanda energética del Sistema de Climatización con tecnología VRV.

Las Tablas 75, 76 y 77 presentan un desglose detallado de la demanda energética de los componentes del sistema de climatización VRV. Los cálculos se basaron en la potencia nominal de cada equipo, verificada en las fichas técnicas de las unidades interiores (Anexos 28, 29 y 30), exteriores (Anexos 31 y 32) y de ventilación (Figuras 60 a 78). La Tabla 75 muestra el consumo anual de las unidades evaporadoras, la Tabla 76 el de las unidades interiores y la Tabla 77 el de los ventiladores. Para estos cálculos, se consideraron factores de simultaneidad estimados y horarios de funcionamiento típicos de una vivienda unifamiliar.

Tabla 75

Consumo Energético Anual en kWh de Unidades Interiores VRV.

Piso	Ambiente	Equipo	Código	Equipo Tipo	Potencia Eléctrica (kW)	Horas diarias	Factor de Simultaneidad	Energía Diaria (kW.h/día)	Energía Mensual (kW.h/mes)	Energía Anual (kW.h/año)
1	HABITACION 101	MIH28Q4CHN18	UE-101	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 102	MIH28Q4CHN18	UE-102	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 103	MIH28Q4CHN18	UE-103	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 104	MIH28Q4CHN18	UE-104	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	CUARTO DE SERVICIO	MIH15Q4CHN18	UE-CS	CASSETTE	0.014	4	0.6	0.0336	1.008	12.096
	SALA DE ESTAR	MIH56Q4CHN18	UE-SE	CASSETTE	0.035	6	0.6	0.126	3.78	45.36
										140.4
2	HABITACION 201	MIH28Q4CHN18	UE-201	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 202	MIH28Q4CHN18	UE-202	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 203	MIH28Q4CHN18	UE-203	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 204	MIH28Q4CHN18	UE-204	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 205	MIH28Q4CHN18	UE-205	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 206	MIH28Q4CHN18	UE-206	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
										124.416
3	COCINA, SALA, COMEDOR	MIH160T2HN18	UE-CSC	FAN COIL	0.21	8	0.5	0.84	25.2	302.4
										302.4
4	HABITACION 401	MIH28Q4CHN18	UE-401	CASSETTE	0.016	6	0.6	0.0576	1.728	20.736
	HABITACION 402	MIH36Q4CHN18	UE-402	CASSETTE	0.018	6	0.6	0.0648	1.944	23.328
										44.064

Nota. Potencias eléctricas de equipos son extraídas de las fichas técnicas de los productos. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 76

Consumo Energético Anual en kWh de Unidades Exteriores VRV.

Piso	Equipo	Código	Potencia Eléctrica (kW)	Horas diarias	Factor de Simultaneidad	Energía Diaria (kW.h/día)	Energía Mensual (kW.h/mes)	Energía Anual (kW.h/año)
1	MV8M-140WV2HNI	UC-P1	5.19	4	0.6	12.456	373.68	4484.16
2	MV8M-140WV2HNI	UC-P2	5.19	4	0.6	12.456	373.68	4484.16
3 y 4	MVi-252WV2WN1	UE-P3-P4	5.04	4	0.6	12.096	362.88	4354.56
								13322.88

Nota. Potencias eléctricas de equipos son extraídas de las fichas técnicas de los productos. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 77

Consumo Energético Anual en kWh de Ventiladores Centrífugos (Sistema VRV).

Piso	Equipo	Código	Equipo Tipo	Potencia Eléctrica (kW)	Horas diarias	Factor de Simultaneidad	Energía Diaria (kW.h/día)	Energía Mensual (kW.h/mes)	Energía Anual (kW.h/año)
1	CLT-L-7-0.33HP/4-1900RPM-(208-230~3)	ICL-P1	Ventilador Centrífugo	0.246	8	0.75	1.476	44.28	531.36
2	CLT-L-7-0.33HP/4-1900RPM-(208-230~3)	ICL-P2	Ventilador Centrífugo	0.246	8	0.75	1.476	44.28	531.36
3	CLD-7-1725RPM-TF-(208-230~3)	ICL-P3	Ventilador Centrífugo	0.249	8	0.75	1.494	44.82	537.84
4	CAB-150B (230V50/60HZ) R8	ICL-P4	Ventilador Centrífugo	0.086	8	0.75	0.516	15.48	185.76
								1786.32	

Nota. Potencias eléctricas de equipos son extraídas de las fichas técnicas de los productos. Fuente: Elaboración propia.

3.2.12.2 Demanda Energética del Sistema de Climatización con tecnología MultiSplit.

Las Tablas 48, 79 y 80 presentan un detallado análisis de la demanda energética anual del sistema de climatización MultiSplit, compuesto por unidades interiores, exteriores y de ventilación. Los datos de potencia de las unidades interiores y exteriores fueron extraídos de las fichas técnicas de los fabricantes (Anexos 34, 35 y 36), mientras que los datos de potencia de las unidades de ventilación se obtuvieron de las Figuras 64 a 78. Se consideraron factores de simultaneidad y perfiles de carga típicos de una vivienda unifamiliar para obtener una estimación precisa del consumo anual.

Tabla 78

Consumo Energético Anual en kWh de Unidades Interiores MultiSplit.

Piso	Ambiente	Equipo	Código	Equipo Tipo	Potencia Eléctrica (kW)	Horas diarias	Factor de Simultaneidad	Energía Diaria (kW.h/día)	Energía Mensual (kW.h/mes)	Energía Anual (kW.h/año)
1	HABITACION 101	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-101	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 102	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-102	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 103	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-103	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 104	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-104	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	CUARTO DE SERVICIO	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-CS	CASSETTE	0.045	4	0.6	0.108	3.24	38.88
	SALA DE ESTAR	CCA3U-18HRFN1-M(C)	UE-SE	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
										330.48
2	HABITACION 201	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-201	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 202	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-202	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 203	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-203	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 204	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-204	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 205	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-205	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 206	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-206	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
										349.92
3	COCINA, SALA, COMEDOR	MFM-I602H/T1N118	UE-CSC	FAN COIL	0.35	8	0.5	1.4	42	504
										504
4	HABITACION 401	CCA3U-09HRFN1-M(C)	UE-401	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
	HABITACION 402	CCA3U-12HRFN1-M(C)	UE-402	CASSETTE	0.045	6	0.6	0.162	4.86	58.32
										116.64

Nota. Potencias eléctricas de equipos son extraídas de las fichas técnicas de los productos. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 79

Consumo Energético Anual en kWh de Unidades Exteriores MultiSplit.

Piso	Equipo	Código	Potencia Eléctrica (kW)	Horas diarias	Factor de Simultaneidad	Energía Diaria (kW.h/día)	Energía Mensual (kW.h/mes)	Energía Anual (kW.h/año)
1	M4OH-36HFN1-M	UC-P1-01	4.16	4	0.6	9.984	299.52	3594.24
	M3OH-27HFN1-M	UC-P1-02	3.06	4	0.6	7.344	220.32	2643.84
2	M3OH-27HFN1-M	UE-P2-01	3.06	4	0.6	7.344	220.32	2643.84
	M3OH-27HFN1-M	UE-P2-02	3.06	4	0.6	7.344	220.32	2643.84
3	MFM-I602H/HN118	UE-P3-01	5.7	4	0.6	13.68	410.4	4924.8
4	M2OH-18HFN1-M	UE-P4-01	2.04	4	0.6	4.896	146.88	1762.56
								18213.12

Nota. Potencias eléctricas de equipos son extraídas de las fichas técnicas de los productos. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 80

Consumo Energético Anual en kWh en Ventiladores Helicocentrífugos (Sistema MultiSplit).

Piso	Equipo	Código	Equipo Tipo	Potencia Eléctrica (kW)	Horas diarias	Factor de Simultaneidad	Energía Diaria (kW.h/día)	Energía Mensual (kW.h/mes)	Energía Anual (kW.h/año)
1	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P1-01	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P1-02	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P1-03	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P1-04	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P1-05	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P1-06	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
									233.28
2	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P2-01	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P2-02	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P2-03	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P2-04	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P2-05	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P2-06	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
									233.28
3	5JETLINE-100 - JETLINE-100	IHC-P3-01	Ventilador Helicocentrífugo	0.028	8	0.75	0.168	5.04	60.48
									60.48
4	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P4-01	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
	TD-160/100 N SILENT (220V60HZ) RZ	IHC-P4-02	Ventilador Helicocentrífugo	0.018	8	0.75	0.108	3.24	38.88
									77.76

Nota. Potencias eléctricas de equipos son extraídas de las fichas técnicas de los productos. Fuente: Elaboración propia.

3.2.12.3 Inversión inicial de implementación del Sistema de Ventilación y Climatización basado en la tecnología VRV

A fin de obtener una estimación de la inversión inicial requerida para implementar el sistema de climatización VRV, se ha elaborado la Tabla 81. Esta tabla incluye ítems adicionales, no contemplados en la fase de dimensionamiento del sistema, pero esenciales para su correcta instalación y funcionamiento.

Dichos ítems abarcan una amplia gama de elementos, desde soportes y bases antivibratorias para equipos hasta aislamiento térmico de conductos y accesorios de instalación. Estos componentes, aunque no directamente relacionados con la capacidad de enfriamiento o calentamiento del sistema, influyen significativamente en su costo total y en su desempeño a largo plazo.

Para facilitar el análisis, la Tabla 81 se ha estructurado en bloques temáticos que detallan el costo de ductos, rejillas, tuberías, accesorios, equipos de climatización y ventilación, así como las pruebas y transporte. Es importante destacar que los precios unitarios presentados en la tabla consideran tanto los materiales como la mano de obra necesaria para la instalación. Estos precios han sido estimados en base a proyectos similares y a los precios de mercado vigentes, aunque para efectos de esta estimación, no es estrictamente necesario contar con precios actualizados al día.

Esta estructura detallada permite realizar una evaluación aproximada de la inversión requerida, considerando todos los factores involucrados en la implementación del sistema VRV. De esta manera, se obtiene una estimación precisa del costo total del proyecto, lo cual es fundamental para la toma de decisiones preliminares o para realizar la comparativa de inversión con otra alternativa de solución similar a la propuesta.

Tabla 81
Inversión Económica Inicial de Implementación del Sistema VRV.

ITEM	DESCRIPCION	Und.	Total	P.U	SUBTOTAL
06	INSTALACIONES MECANICAS				
06.01	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA				
06.01.01	DUCTOS Y REJILLAS				
06.01.01.01	DUCTOS METALICOS	kg	741.56	15.02	11138.22
06.01.01.02	AISLAMIENTO TERMICO PARA DUCTOS	m2	18.67	37.79	705.54
06.01.01.03	REJILLA DE EXTRACCION	plg2	10,368.00	0.77	7983.36
06.01.01.04	DIFUSOR DE 4 VIAS	plg2	720.00	8.64	6220.80
06.01.02	ACCESORIOS COMPLEMENTARIOS DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA				
06.01.02.01	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 5/8" PARA REFRIGERANTE	m	36.01	24.02	864.96
06.01.02.02	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 3/8" PARA REFRIGERANTE	m	68.94	14.40	992.74
06.01.02.03	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 3/4" PARA REFRIGERANTE	m	31.93	28.81	919.90
06.01.02.04	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 1/2" PARA REFRIGERANTE	m	58.24	19.21	1118.79
06.01.02.05	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 1/4" PARA REFRIGERANTE	m	58.24	9.60	559.10
06.01.02.06	SOPORTE METALICO PARA DUCTOS EN TECHO	pza	124.00	41.34	5126.16
06.01.02.07	SOPORTE METALICO PARA TUBERIAS EN TECHO	pza	169.00	32.93	5565.17
06.01.02.08	BASE ANTIVIBRATORIA PARA EQUIPOS	und	7.00	105.48	738.36
06.01.02.09	BASE METALICA PARA CAJA PORTAFILTROS	und	4.00	33.00	132.00
06.01.02.10	TERMOSTATO	und	15.00	80.44	1206.60
06.01.02.11	DAMPER DE CONTROL DE FLUJO	und	23.00	23.31	536.13
06.01.02.12	FILTROS DE EXTRACCIÓN DE AIRE MERV 8	und	4.00	100.10	400.40
06.01.02.13	FILTROS DE INYECCIÓN DE AIRE MERV 13 30% DE EFICIENCIA	und	4.00	120.84	483.36
06.01.03	EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO (CLIMATIZACION)				
06.01.03.01	EQUIPOS TIPO SPLIT FAN COIL				
06.01.03.01.01	EQUIPO FAN COIL MIH160T2HN18	und	1.00	4881.37	4881.37
06.01.03.02	EQUIPOS TIPO CASSETTE COMPACTO				
06.01.03.02.01	EQUIPO CASSETTE COMPACTO MIH15Q4CHN18	und	1.00	752.00	752.00
06.01.03.02.02	EQUIPO CASSETTE COMPACTO MIH28Q4CHN18	und	11.00	752.00	8272.00
06.01.03.02.03	EQUIPO CASSETTE COMPACTO MIH36Q4CHN18	und	1.00	752.00	752.00
06.01.03.02.04	EQUIPO CASSETTE COMPACTO MIH56Q4CHN18	und	1.00	922.79	922.79
06.01.03.03	EQUIPOS UNIDADES EXTERIORES				
06.01.03.03.01	UNIDAD CONDENSADORA MV8M-140VV2HN1	und	2.00	4744.12	9488.24
06.01.03.03.02	UNIDAD CONDENSADORA Mvi-252VV2WN1	und	1.00	5131.12	5131.12
06.01.03.04	EQUIPOS Y ACCESORIOS VARIOS				
06.01.03.04.01	CAJA PORTAFILTRO CON 2 DIVISIONES (24"x24")	und	4.00	114.03	456.12
06.01.03.04.02	CAJA DE CONTROL	und	18.00	5.50	99.00
06.01.04	EQUIPOS DE VENTILACION MECANICA				
06.01.04.01	INYECTORES CENTRIFUGOS				
06.01.04.01.01	INYECTOR CENTRIFUGO CLT-L S&P	und	2.00	1230.44	2460.88
06.01.04.01.02	INYECTOR CENTRIFUGO CLD S&P	und	1.00	1230.44	1230.44
06.01.04.01.03	INYECTOR CENTRIFUGO CAB-B S&P	und	1.00	1230.44	1230.44
06.01.04.01.04	CAJA DE CONTROL	und	4.00	5.50	22.00
06.01.05	PRUEBAS, TRANSPORTE E IZAJE				
06.01.05.01	PRUEBAS DEL SIST. AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION	glb	1.00	1700.00	1700.00
06.01.05.02	TRANSPORTE DE EQUIPOS (AIRE ACOND. Y VENT. MEC.)	glb	1.00	3500.00	3500.00
					85,589.99

Nota. Los precios unitarios son referenciales y se basan en proyectos análogos.

Fuente: Elaboración propia.

3.2.12.4 Inversión inicial de implementación del Sistema de Ventilación y Climatización basado en la tecnología MultiSplit.

Con el fin de obtener una estimación precisa de la inversión inicial requerida para implementar la solución propuesta basada en tecnología MultiSplit (Tabla 82), se ha elaborado una estimación de costos detallada. De manera análoga al proceso realizado para el sistema VRV, se han considerado todos los elementos necesarios para la instalación y puesta en marcha del sistema, incluyendo soportes, bases antivibratorias, termostatos, cajas de control y pruebas.

Para facilitar el análisis y la comparación con la propuesta VRV, la estimación de costos se ha estructurado en bloques temáticos. El primer bloque detalla los costos asociados a la instalación de ductos, rejillas y difusores. El segundo bloque se centra en las tuberías de refrigerante, sus accesorios y soportes. El tercer bloque comprende los equipos de climatización, incluyendo unidades interiores y exteriores, así como sus costos de instalación. El cuarto bloque está dedicado a los equipos de ventilación y accesorios, y el quinto bloque a los costos de pruebas y transporte.

Los precios unitarios considerados en esta estimación se basan en los mismos criterios utilizados para la cotización del sistema VRV, con la excepción de los equipos, cuyos precios varían según el modelo y la tecnología específica de cada sistema. Esta aproximación permite realizar una comparación objetiva entre ambas soluciones.

Esta estructura detallada permite realizar una evaluación precisa de la inversión requerida, considerando todos los factores involucrados en la implementación del sistema MultiSplit. De esta manera, se obtiene una estimación confiable del costo total del proyecto, lo cual es fundamental para la toma de decisiones informadas y para la comparación con otras alternativas.

Tabla 82

Inversión Económica Inicial de Implementación del Sistema MultiSplit.

ITEM	DESCRIPCION	Und.	Total	P.U	Subtotal
06	INSTALACIONES MECANICAS				
06.01	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA				
06.01.01	DUCTOS Y REJILLAS				
06.01.01.01	DUCTOS METALICOS	kg	262.72	15.02	3946.01
06.01.01.02	AISLAMIENTO TERMICO PARA DUCTOS	m2	18.88	37.79	713.48
06.01.01.03	REJILLA DE EXTRACCION	plg2	9,216.00	0.77	7096.32
06.01.01.04	REJILLA DE INYECCIÓN	plg2	496.00	0.77	381.92
06.01.01.05	DIFUSOR DE 4 VIAS	plg2	720.00	8.64	6220.80
06.01.02	ACCESORIOS COMPLEMENTARIOS DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA				
06.01.02.01	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 3/8" PARA REFRIGERANTE	m	180.70	14.40	2602.08
06.01.02.02	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 3/4" PARA REFRIGERANTE	m	9.33	28.81	268.80
06.01.02.03	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 1/2" PARA REFRIGERANTE	m	73.42	19.21	1410.40
06.01.02.04	TUBERIAS Y ACCESORIOS DE COBRE TIPO L 1/4" PARA REFRIGERANTE	m	288.41	9.60	2768.74
06.01.02.05	SOORTE METALICO PARA DUCTOS EN TECHO	pza	31.00	41.34	1281.54
06.01.02.06	SOORTE METALICO PARA TUBERIAS EN TECHO	pza	150.00	32.93	4939.50
06.01.02.07	BASE ANTIVIBRATORIA PARA EQUIPOS	und	6.00	105.48	632.88
06.01.02.08	TERMOSTATO	und	15.00	80.44	1206.60
06.01.02.09	DAMPER DE CONTROL DE FLUJO	und	15.00	23.31	349.65
06.01.02.10	FULTRO MERV 8	und	15.00	100.10	1501.50
06.01.03	EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO (CLIMATIZACION)				
06.01.03.01	UNIDADES INTERIORES TIPO CASSETTE				
06.01.03.01.01	EQUIPO CCA3U-09HRFN1-M(C)	und	12.00	752.00	9024.00
06.01.03.01.02	EQUIPO CCA3U-12HRFN1-M(C)	und	1.00	752.00	752.00
06.01.03.01.03	EQUIPO CCA3U-18HRFN1-M(C)	und	1.00	922.79	922.79
06.01.03.02	UNIDADES INTERIORES TIPO FAN COIL				
06.01.03.02.01	EQUIPO TIPO FAN COIL MFM-1602H/T1N118	und	1.00	1799.79	1799.79
06.01.03.03	UNIDADES EXTERIORES				
06.01.03.03.01	UNIDAD EXTERIOR M3OH-27HFN1-M	und	3.00	4386.79	13160.37
06.01.03.03.02	UNIDAD EXTERIOR M4OH-36HFN1-M	und	1.00	4629.79	4629.79
06.01.03.03.03	UNIDAD EXTERIOR MFM-1602H/HN118	und	1.00	5649.79	5649.79
06.01.03.03.04	UNIDAD EXTERIOR M2OH-18HFN1-M	und	1.00	4042.79	4042.79
06.01.03.04	EQUIPOS Y ACCESORIOS VARIOS				
06.01.03.04.01	CAJA DE CONTROL	und	23.00	5.50	126.50
06.01.04	EQUIPOS DE VENTILACION MECANICA				
06.01.04.01	INYECTORES HELICOCENTRIFUGOS				
06.01.04.01.01	INYECTOR HELICOCENRIFUGO TD-160/100 N SILENT	und	14.00	484.86	6788.04
06.01.04.01.02	INYECTOR HELICOCENTRIFUGO JETLINE 100	und	1.00	885.79	885.79
06.01.04.02	EQUIPOS Y ACCESORIOS VARIOS				
06.01.04.02.01	CAJA DE CONTROL	und	15.00	5.50	82.50
06.01.05	PRUEBAS, TRANSPORTE E IZAJE				
06.01.05.01	PRUEBAS DEL SIST. AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION	GLB	1.00	2200.00	2200.00
06.01.05.02	TRANSPORTE DE EQUIPOS (AIRE ACOND. Y VENT. MEC.)	GLB	1.00	3000.00	3000.00
					88384.36

Nota. Los precios unitarios son referenciales y se basan en proyectos análogos.

Fuente: Elaboración propia.

3.3 Resultados

El presente apartado detalla los resultados del análisis y diseño de los sistemas de climatización para la edificación unifamiliar ubicada en Playa Hermosa, distrito de Ancón, Lima. Con base en la norma ASHRAE y empleando el software CBO Thermal Comfort Tool, se determinaron las condiciones de confort térmico y se calcularon las cargas térmicas de verano e invierno correspondientes. Posteriormente, se procedió al dimensionamiento y selección de los equipos VRV y MultiSplit, utilizando el software MSSP de Midea y las fichas técnicas del fabricante respectivamente. Asimismo, se diseñaron los sistemas de distribución de aire, asegurando el cumplimiento de los requisitos de ventilación establecidos en la normativa peruana del Reglamento Nacional de Edificaciones EM.030-2020 y el estándar de ASHRAE 62.1. A partir de la evaluación energética y económica comparativa de las alternativas evaluadas, se seleccionó la solución óptima, garantizando el confort térmico de los ocupantes y la eficiencia energética del edificio.

3.3.1.1 Condiciones Exteriores de proyecto.

La Tabla 83 presenta las condiciones climáticas exteriores del proyecto, obtenidas a partir del procesamiento de los datos meteorológicos suministrados por el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú (SENAMHI). De acuerdo con la metodología detallada en las secciones 3.2.2.1 y 3.2.2.2, las temperaturas extremas correspondientes a las estaciones de invierno y verano se establecieron considerando los percentiles 95 y 2.5, respectivamente. En cuanto a la humedad relativa, se empleó el promedio global de los datos recopilados para los meses representativos: febrero para el verano y de mayo a septiembre para el invierno.

Tabla 83

Resultados de Condiciones Exteriores del Proyecto.

Temporada	T°C	HR (%)
Verano	32.66	71.82
Invierno	14	85.53

Nota. Temperatura y Humedad Relativa. Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.2 Condiciones Interiores del proyecto

La Tabla 84 presenta las condiciones de confort interior específicas para cada tipo de ambiente del proyecto. Estas condiciones se determinaron aplicando el Método Analítico de la Zona de Confort del estándar ASHRAE 55 y utilizando el software CBO Thermal Comfort Tool. Las temperaturas de bulbo seco establecidas consideran el nivel de actividad metabólica previsto para cada espacio. En las habitaciones, se ha asumido un nivel de actividad bajo, correspondiente a ocupantes en reposo. Por el contrario, en las salas, se ha considerado un nivel de actividad moderado, que incluye actividades como hablar, leer o realizar tareas que implican un movimiento ligero de brazos y piernas. La variación en los niveles de actividad justifica las diferencias en las temperaturas de confort establecidas para cada tipo de ambiente, es especial durante la temporada de verano.

Tabla 84

Resultados de Condiciones Interiores de Proyecto.

Temporada	Ambiente Tipo	T°C	HR (%)
Verano	SALAS	26.00	50.00
	HABITACIONES	26.50	60.00
Invierno	SALAS	23.00	50.00
	HABITACIONES	23.00	60.00

Nota. Temperatura y Humedad Relativa. Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.3 Resultados de Coeficientes Globales de Transmisión de Calor.

La Tabla 85 presenta los coeficientes globales de transmisión de calor calculados para los diversos materiales que componen los locales a climatizar. Estos valores se han obtenido considerando las condiciones climáticas de cada temporada y aplicando los principios descritos en el ASHRAE Handbook Fundamentals. La resistencia térmica del aire exterior, un factor clave en el cálculo de estos coeficientes, varía significativamente según la temperatura y humedad exteriores, tal como se indica en el Anexo 4. En consecuencia, los coeficientes de transmisión de calor de los cerramientos exteriores presentan valores distintos para verano e invierno. Por el contrario, los coeficientes de transmisión de calor de los cerramientos interiores permanecen constantes a lo largo del año, al estar expuestos únicamente a las condiciones del aire interior.

Tabla 85

Coeficientes Globales de Transmisión de Calor en Elementos Arquitectónicos.

Elemento	Verano (W/m ² .K)	Invierno (W/m ² .K)
Muros portantes internos e=0,15 m	2.091	2.091
Muros portantes internos e=0,20 m	1.988	1.988
Tabique exterior e=0,15m	2.243	2.316
Tabique interior e=0,15m	1.917	1.917
Losa aligerada exterior	1.227	1.248
Losa aligerada interior	1.122	1.122
Cielo Raso Placa ST	3.131	3.131
Ventanas exteriores	3.123	3.265
Ventanas interiores	2.524	2.524
Mamparas exteriores	3.123	3.265
Mamparas interiores	2.524	2.524
Puertas Interiores	1.627	1.627
Puertas exteriores	1.857	1.906
Columnas exteriores e=0,25m	3.568	3.755
Columnas interiores e=0,25m	2.807	2.807
Columnas exteriores e=0,30m	3.295	3.454
Columnas interiores e=0,30m	2.635	2.635

Nota. Se distingue las coeficientes de transmisión de calor para un elemento en verano e invierno, por la variabilidad en la velocidad del viento en ambas temporadas.. Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.4 Resultados de la carga térmica.

Las Tablas 86 a 89 presentan los resultados de los cálculos de carga térmica sensible y latente, desglosados en detalle. Se han considerado las ganancias térmicas debidas a la insolación directa en superficies transparentes, a la transmisión de calor a través de cerramientos (incluyendo los efectos de la inercia térmica), a la conducción a través de elementos constructivos internos, a las infiltraciones de aire, a la ventilación y a las cargas internas provenientes de ocupantes, iluminación y equipos. Estos cálculos se han realizado siguiendo rigurosamente la metodología descrita en el "Manual de Aire Acondicionado" de Carrier Air Conditioning Co., tomando como base las condiciones exteriores e interiores del proyecto, detallados en las Tablas 83 y 84, y considerando los coeficientes globales de transmisión de los cerramientos involucrados (Tabla 85). Con el fin de garantizar un margen de seguridad ante posibles variaciones en las condiciones reales de operación, se ha aplicado un factor de seguridad del 10% a los resultados finales.

Las Tablas 90 a 93 presentan los resultados de los cálculos de carga térmica correspondientes a la temporada invernal. En esta estación, las pérdidas de calor sensibles predominan, siendo especialmente relevantes aquellas producidas por conducción a través de los cerramientos. Asimismo, se han considerado las pérdidas por ventilación, que incluyen tanto componentes sensibles como latentes. Al igual que en los cálculos anteriores, se ha aplicado un factor de seguridad del 10% para contemplar posibles variaciones en las condiciones.

Tabla 86

Resumen de cargas térmicas totales sensibles y latentes, Piso 01.

Espacio	Ganancias por insolación (W)	Ganancias por transmisión de calor (W)	Ganancias por conducción de calor (W)	Ganancias por infiltraciones sensible (W)	Ganancias por infiltraciones latente (W)	Ganancias por ventilación sensible (W)	Ganancias por ventilación latente (W)	Ganancias por ocupantes sensible (W)	Ganancias por ocupantes latente (W)	Ganancias por iluminación (W)	Ganancias por equipos sensible (W)	Ganancias por equipos latente (W)	Total Sensible (W) +10%	Total Latente (W)+10 %
Habitación 101	162.40	89.47	396.14	21.67	78.51	33.82	122.50	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1328.25	401.51
Habitación 102	158.82	74.80	368.69	21.20	76.78	32.14	116.44	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1275.62	392.94
Habitación 103	94.62	132.84	414.22	13.66	49.48	33.35	120.81	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1311.96	367.72
Habitación 104	96.41	117.82	462.06	13.66	49.48	36.44	131.98	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1353.43	380.01
Cuarto de Servicio	71.65	135.42	246.45	9.56	34.64	18.13	65.68	122.00	82.00	60.00	200.00	0.00	949.53	200.55
Sala de estar	165.58	76.48	562.89	25.83	110.59	51.11	218.81	384.00	492.00	96.00	1240.00	0.00	2862.08	903.54

Nota. Se muestra la recopilación de los resultados de las cargas térmicas individuales y totales de los espacios correspondientes al Piso 01. Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 87

Resumen de cargas térmicas totales sensibles y latentes, Piso 02.

Espacio	Ganancias por insolación (W)	Ganancias por transmisión de calor (W)	Ganancias por conducción de calor (W)	Ganancias por infiltraciones sensible (W)	Ganancias por infiltraciones latente (W)	Ganancias por ventilación sensible (W)	Ganancias por ventilación latente (W)	Ganancias por ocupantes sensible (W)	Ganancias por ocupantes latente (W)	Ganancias por iluminación (W)	Ganancias por equipos sensible (W)	Ganancias por equipos latente (W)	Total Sensible (W) +10%	Total Latente (W)+10%
Habitación 201	71.65	212.64	334.81	9.56	34.64	33.07	119.79	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1282.30	350.27
Habitación 202	162.40	89.47	396.14	21.67	78.51	33.82	122.50	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1328.25	401.51
Habitación 203	158.82	74.80	368.69	21.20	76.78	32.14	116.44	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1275.62	392.94
Habitación 204	132.47	102.48	434.82	19.12	69.27	33.35	120.81	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1348.86	389.49
Habitación 205	132.47	91.23	437.75	19.12	69.27	35.43	128.34	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1342.00	397.77
Habitación 206	174.69	64.79	460.60	25.22	91.35	35.36	128.10	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1391.13	421.80

Nota. Se muestra la recopilación de los resultados de las cargas térmicas individuales y totales de los espacios correspondientes al Piso 02. Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 88

Resumen de cargas térmicas totales sensibles y latentes, Piso 03.

Espacio	Ganancias por insolación (W)	Ganancias por transmisión de calor (W)	Ganancias por conducción de calor (W)	Ganancias por infiltraciones sensibles (W)	Ganancias por infiltraciones latente (W)	Ganancias por ventilación sensible (W)	Ganancias por ventilación latente (W)	Ganancias por ocupantes sensible (W)	Ganancias por ocupantes latente (W)	Ganancias por iluminación (W)	Ganancias por equipos sensible (W)	Ganancias por equipos latente (W)	Total Sensible (W) +10%	Total Latente (W)+10%
Sala + Cocina + Comedor	1214.27	756.01	2045.56	350.10	1498.82	142.32	609.32	768.00	492.00	360.00	2739.00	2069.50	9212.79	5136.60

Nota. Se muestra la recopilación de los resultados de las cargas térmicas individuales y totales de los espacios correspondientes al Piso 03. Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 89

Resumen de cargas térmicas sensibles y latentes, Piso 04.

Espacio	Ganancias por insolación (W)	Ganancias por transmisión de calor (W)	Ganancias por conducción de calor (W)	Ganancias por infiltraciones sensibles (W)	Ganancias por infiltraciones latente (W)	Ganancias por ventilación sensible (W)	Ganancias por ventilación latente (W)	Ganancias por ocupantes sensible (W)	Ganancias por ocupantes latente (W)	Ganancias por iluminación (W)	Ganancias por equipos sensible (W)	Ganancias por equipos latente (W)	Total Sensible (W) +10%	Total Latente (W)+10%
Habitación 401	165.58	102.48	399.80	23.90	86.59	33.48	121.26	244.00	164.00	60.00	200.00	0.00	1352.16	409.04
Habitación 402	231.82	102.24	506.76	33.47	121.23	48.09	174.22	366.00	246.00	90.00	200.00	0.00	1736.22	595.60

Nota. Se muestra la recopilación de los resultados de las cargas térmicas individuales y totales de los espacios correspondientes al Piso 04. Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 90

Resumen de cargas térmicas de calefacción sensibles y latentes. Piso 01.

Espacio	Pérdidas por conducción de calor (W)	Pérdidas por Ventilación Sensible (W)	Pérdidas por Ventilación Latente (W)	Total Sensible + 10%	Total Latente +10%
Habitación 101	661.01	199.50	108.15	946.56	118.97
Habitación 102	641.93	189.64	102.80	914.73	113.08
Habitación 103	675.54	196.75	106.66	959.52	117.33
Habitación 104	781.51	214.96	116.52	1096.12	128.17
Cuarto de Servicio	518.73	106.98	57.99	688.28	63.79
Recepción	637.98	279.02	17.97	1008.70	19.77

Nota. Recopilación de resultados de cargas térmicas de calefacción de los ambientes del primer nivel con un factor de seguridad del 10%. Elaboración propia.

Tabla 91

Resumen de cargas térmicas de calefacción sensibles y latentes. Piso 02

Espacio	Pérdidas por conducción de calor (W)	Pérdidas por Ventilación Sensible (W)	Pérdidas por Ventilación Latente (W)	Total Sensible + 10%	Total Latente +10%
Habitación 201	717.66	195.09	105.76	1004.03	116.34
Habitación 202	689.55	199.50	108.15	977.96	118.97
Habitación 203	641.93	189.64	102.80	914.73	113.08
Habitación 204	686.61	196.75	106.66	971.70	117.33
Habitación 205	735.91	209.02	113.30	1039.42	124.63
Habitación 206	747.96	208.63	113.09	1052.25	124.40

Nota. Recopilación de resultados de cargas térmicas de calefacción de los ambientes del segundo nivel con un factor de seguridad del 10%. Elaboración propia.

Tabla 92

Resumen de cargas térmicas de calefacción sensibles y latentes. Piso 03.

Espacio	Pérdidas por conducción de calor (W)	Pérdidas por Ventilación Sensible (W)	Pérdidas por Ventilación Latente (W)	Total Sensible + 10%	Total Latente +10%
Sala+Comedor +Cocina	3258.52	777.00	50.04	4439.07	55.04

Nota. Recopilación de resultados de cargas térmicas de calefacción de los ambientes del tercer nivel con un factor de seguridad del 10%. Elaboración propia.

Tabla 93

Resumen de cargas térmicas de calefacción sensibles y latentes. Piso 04.

Espacio	Pérdidas por conducción de calor (W)	Pérdidas por Ventilación Sensible (W)	Pérdidas por Ventilación Latente (W)	Total Sensible + 10%	Total Latente +10%
Habitación 401	639.22	197.49	107.06	920.38	117.77
Habitación 402	821.24	283.74	153.81	1215.48	169.19

Nota. Recopilación de resultados de cargas térmicas de calefacción de los ambientes del cuarto nivel con un factor de seguridad del 10%. Elaboración propia.

3.3.1.5 Resultados de Potencia de Refrigeración

La Tabla 94 presenta los resultados de los cálculos de potencia frigorífica requeridos para los espacios ubicados en el Piso 01. Los valores obtenidos se expresan tanto en el Sistema Internacional (Watts) como en el Sistema Inglés (British Thermal Units por hora) para facilitar su comprensión y comparación.

Tabla 94

Resultados de Potencia de Refrigeración – Piso 01.

Espacio	Calor Sensible Efectivo (W)	Calor Latente Efectivo (W)	FCSE	t ₄ (°C)	V (m ³ /h)	t ₃ (°C)	t ₅ (°C)	N _R (W)	N _R (BTU/h)
Habitación 101	1328.26	401.51	0.76	17.00	548.30	27.23	19.56	2225.55	7589.12
Habitación 102	1275.61	392.94	0.76	16.85	518.38	27.23	19.45	2138.33	7291.72
Habitación 103	1311.96	367.72	0.78	17.00	541.57	27.23	19.56	2198.24	7496.00
Habitación 104	1353.42	380.01	0.78	17.00	558.69	27.27	19.57	2230.85	7607.19
Cto de Servicio	949.53	200.55	0.83	17.40	409.19	27.02	19.81	1377.35	4696.75
Sala de Estar	2862.09	903.54	0.76	11.50	774.06	26.78	15.32	4597.91	15678.89

Nota. Se muestra la recopilación de los resultados de las potencias frigoríficas necesarias para la climatización de los espacios individuales en el Piso 01. Fuente: Elaboración Propia.

La Tabla 95 presenta los resultados de los cálculos de potencia frigorífica requeridos para los espacios ubicados en el Piso 02. Los valores obtenidos se expresan tanto en el Sistema Internacional (Watts) como en el Sistema Inglés (British Thermal Units por hora) para facilitar su comprensión y comparación.

Tabla 95

Resultados de Potencia de Refrigeración – Piso 02.

Espacio	Calor Sensible Efectivo (W)	Calor Latente Efectivo (W)	FCSE	t ₄ (°C)	V (m3/h)	t ₃ (°C)	t ₅ (°C)	N _R (W)	N _R (BTU/h)
Habitación 201	1282.30	350.27	0.79	17.10	534.96	27.23	19.63	2136.10	7284.09
Habitación 202	1328.26	401.51	0.77	16.70	531.51	27.25	19.34	2210.04	7536.23
Habitación 203	1275.61	392.94	0.76	16.60	505.29	27.25	19.26	2167.71	7391.89
Habitación 204	1348.86	389.49	0.78	17.00	556.81	27.20	19.55	2223.33	7581.56
Habitación 205	1342.00	397.77	0.77	16.80	542.55	27.27	19.42	2202.22	7509.56
Habitación 206	1391.13	421.80	0.77	16.80	562.41	27.24	19.41	2282.83	7784.46

Nota. Se muestra la recopilación de los resultados de las potencias frigoríficas necesarias para la climatización de los espacios individuales en el Piso 02. Fuente: Elaboración Propia.

La Tabla 96 presenta los resultados de los cálculos de potencia frigorífica requeridos para los espacios ubicados en el Piso 03. Los valores obtenidos se expresan tanto en el Sistema Internacional (Watts) como en el Sistema Inglés (British Thermal Units por hora) para facilitar su comprensión y comparación.

Tabla 96

Resumen de Potencia de Refrigeración – Piso 03.

Espacio	Calor Sensible Efectivo (W)	Calor Latente Efectivo (W)	FCSE	t ₄ (°C)	V (m3/h)	t ₃ (°C)	t ₅ (°C)	N _R (W)	N _R (BTU/h)
Sala+Cocina+ Comedor	9212.78	5136.60	0.64	14.00	3010.71	26.56	17.14	16890.10	57595.24

Nota. Se muestra la recopilación de los resultados de las potencias frigoríficas necesarias para la climatización de los espacios individuales en el Piso 03. Fuente: Elaboración Propia.

La Tabla 97 presenta los resultados de los cálculos de potencia frigorífica requeridos para los espacios ubicados en el Piso 04. Los valores

obtenidos se expresan tanto en el Sistema Internacional (Watts) como en el Sistema Inglés (British Thermal Units por hora) para facilitar su comprensión y comparación.

Tabla 97

Resultados de Potencia de Refrigeración – Piso 04.

Espacio	Calor Sensible Efectivo (W)	Calor Latente Efectivo (W)	FCSE	t ₄ (°C)	V (m ³ /h)	t ₃ (°C)	t ₅ (°C)	N _R (W)	N _R (BTU/h)
Habitación 401	1352.16	409.04	0.77	16.80	546.66	27.22	19.41	2164.77	7381.87
Habitación 402	1736.21	595.59	0.74	16.55	684.29	27.33	19.24	3003.35	10241.41

Nota. Se muestra la recopilación de los resultados de las potencias frigoríficas necesarias para la climatización de los espacios individuales en el Piso 04. Fuente: Elaboración Propia.

3.3.1.6 Resultados de Potencia de Calefacción

La Tabla 98 presenta los resultados de los cálculos de potencia de calefacción requeridos para los espacios ubicados en el Piso 01. Los valores obtenidos se expresan tanto en el Sistema Internacional (Watts) como en el Sistema Inglés (British Thermal Units por hora) para facilitar su comprensión y comparación.

Tabla 98

Resultados de Potencia de Calefacción – Piso 01.

Espacio	Pérdidas de Calor Sensible (W)	Pérdidas de Calor Latente (W)	t ₃ (°C)	t ₄ (°C)	m _a (kg/s)	W ₄ (g/kg)	N _c (W)	N _c (BTU/h)
Habitación 101	946.56	118.96	18.36	45	0.0419	9.44	1182.57	4032.58
Habitación 102	914.72	113.08	18.44	45	0.0405	9.45	1134.69	3869.29
Habitación 103	959.52	117.32	18.49	45	0.0425	9.47	1220.02	4160.26
Habitación 104	1096.11	128.18	18.69	45	0.0486	9.51	1366.98	4661.39
Cto de Servicio	688.28	63.79	19.58	45	0.0305	9.74	823.3	2807.46
Recepción	1008.7	19.77	16.91	45	0.0445	8.62	1304.89	4449.69

Nota. Se muestran los resultados de potencia de calefacción en la octava y novena columna, expresadas en el SI y el Sistema Inglés respectivamente. Fuente: Elaboración Propia.

La Tabla 99 presenta los resultados de los cálculos de potencia de calefacción requeridos para los espacios ubicados en el Piso 02. Los valores obtenidos se expresan tanto en el Sistema Internacional (Watts) como en el Sistema Inglés (British Thermal Units por hora) para facilitar su comprensión y comparación.

Tabla 99

Resultados de Potencia de Calefacción – Piso 02.

Espacio	Pérdidas de Calor Sensible (W)	Pérdidas de Calor Latente (W)	t ₃ (°C)	t ₄ (°C)	m _a (kg/s)	W ₄ (g/kg)	N _c (W)	N _c (BTU/h)
Habitación 201	1004.03	116.33	18.73	45	0.0445	9.52	1267.71	4322.89
Habitación 202	977.96	118.96	18.51	45	0.0433	9.47	1221.8	4166.34
Habitación 203	914.72	113.08	18.44	45	0.0405	9.45	1150.9	3924.57
Habitación 204	971.69	117.32	18.54	45	0.043	9.48	1226.89	4183.69
Habitación 205	1039.42	124.64	18.58	45	0.046	9.49	1307.8	4459.59
Habitación 206	1052.25	124.4	18.64	45	0.0466	9.5	1323.93	4514.61

Nota. Se muestran los resultados de potencia de calefacción en la octava y novena columna, expresadas en el SI y el Sistema Inglés respectivamente. Fuente: Elaboración Propia.

La Tabla 100 presenta los resultados de los cálculos de potencia de calefacción requeridos para los espacios ubicados en el Piso 03. Los valores obtenidos se expresan tanto en el Sistema Internacional (Watts) como en el Sistema Inglés (British Thermal Units por hora) para facilitar su comprensión y comparación.

Tabla 100

Resultados de Potencia de Calefacción – Piso 03.

Espacio	Pérdidas de Calor Sensible (W)	Pérdidas de Calor Latente (W)	t_3 (°C)	t_4 (°C)	m_a (kg/s)	W_4 (g/kg)	N_c (W)	N_c (BTU/h)
Cocina+Salón+Comedor	4439.08	55.05	19.15	45	0.197	8.69	5427.9	18509.13

Nota. Se muestran los resultados de potencia de calefacción en la octava y novena columna, expresadas en el SI y el Sistema Inglés respectivamente. Fuente: Elaboración Propia.

La Tabla 101 presenta los resultados de los cálculos de potencia de calefacción requeridos para los espacios ubicados en el Piso 04. Los valores obtenidos se expresan tanto en el Sistema Internacional (Watts) como en el Sistema Inglés (British Thermal Units por hora) para facilitar su comprensión y comparación.

Tabla 101

Resultados de Potencia de Calefacción – Piso 04.

Espacio	Pérdidas de Calor Sensible (W)	Pérdidas de Calor Latente (W)	t_3 (°C)	t_4 (°C)	m_a (kg/s)	W_4 (g/kg)	N_c (W)	N_c (BTU/h)
Habitación 401	920.39	117.76	18.28	45	0.0408	9.41	1162.11	3962.78
Habitación 402	1215.47	169.19	17.86	45	0.0538	9.31	1631.61	5563.79

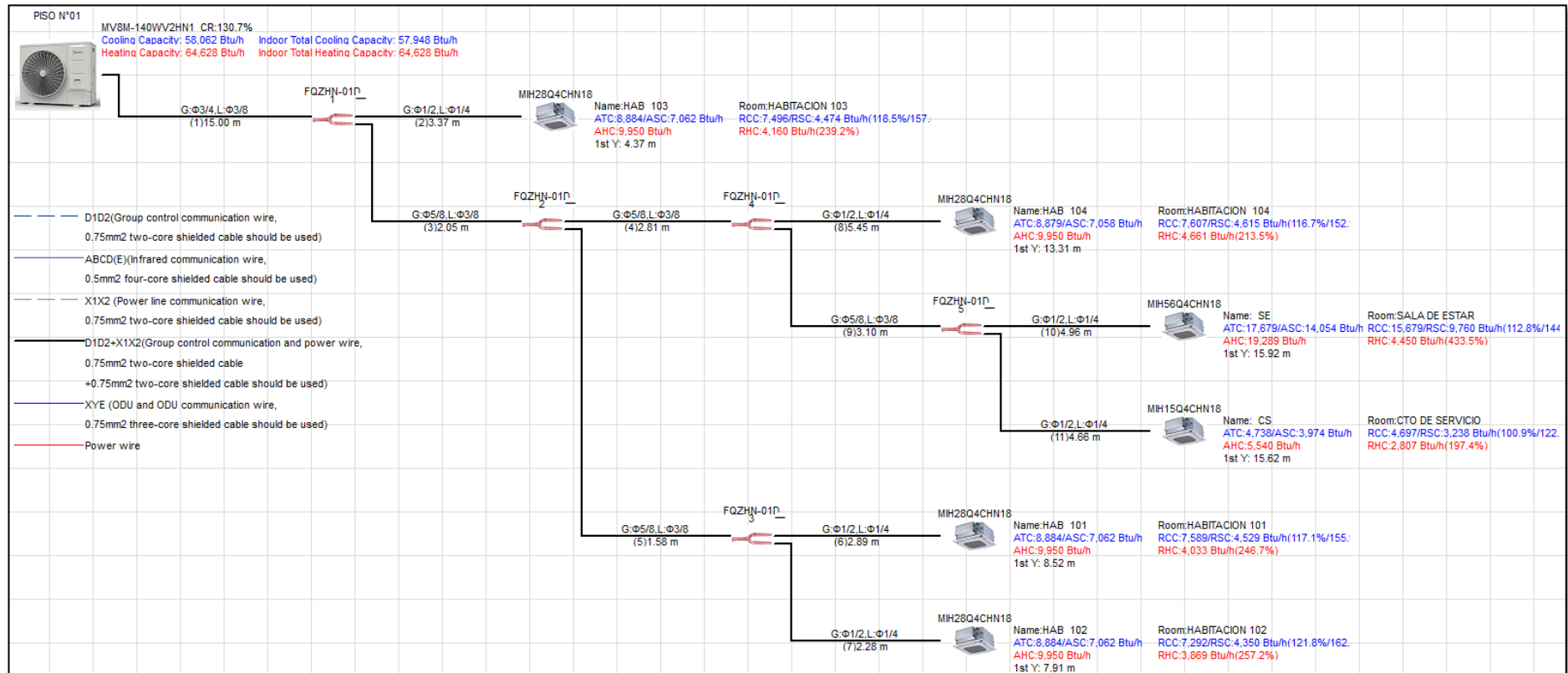
Nota. Se muestran los resultados de potencia de calefacción en la octava y novena columna, expresadas en el SI y el Sistema Inglés respectivamente. Fuente: Elaboración Propia.

3.3.1.7 Resultados del dimensionamiento del Sistema VRV a través del software MSSP.

La Figura 51 muestra el dimensionamiento completo del Sistema de Climatización del Piso N°01 basado en la tecnología VRV, y la selección de las unidades interiores y exteriores, generados por el Software MSSP de Midea, teniendo como base los datos de entrada la potencia de refrigeración y de calefacción (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) de los recintos así como la capacidad sensible de refrigeración (véase apartado 3.3.1.3) y los datos geométricos en lo que respecta el recorrido del sistema de piping o de tuberías de refrigerante planteados en los planos de Instalaciones Mecánicas mostradas en los Anexos 42 a 45.

Figura 51

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología VRV – Piso 01.

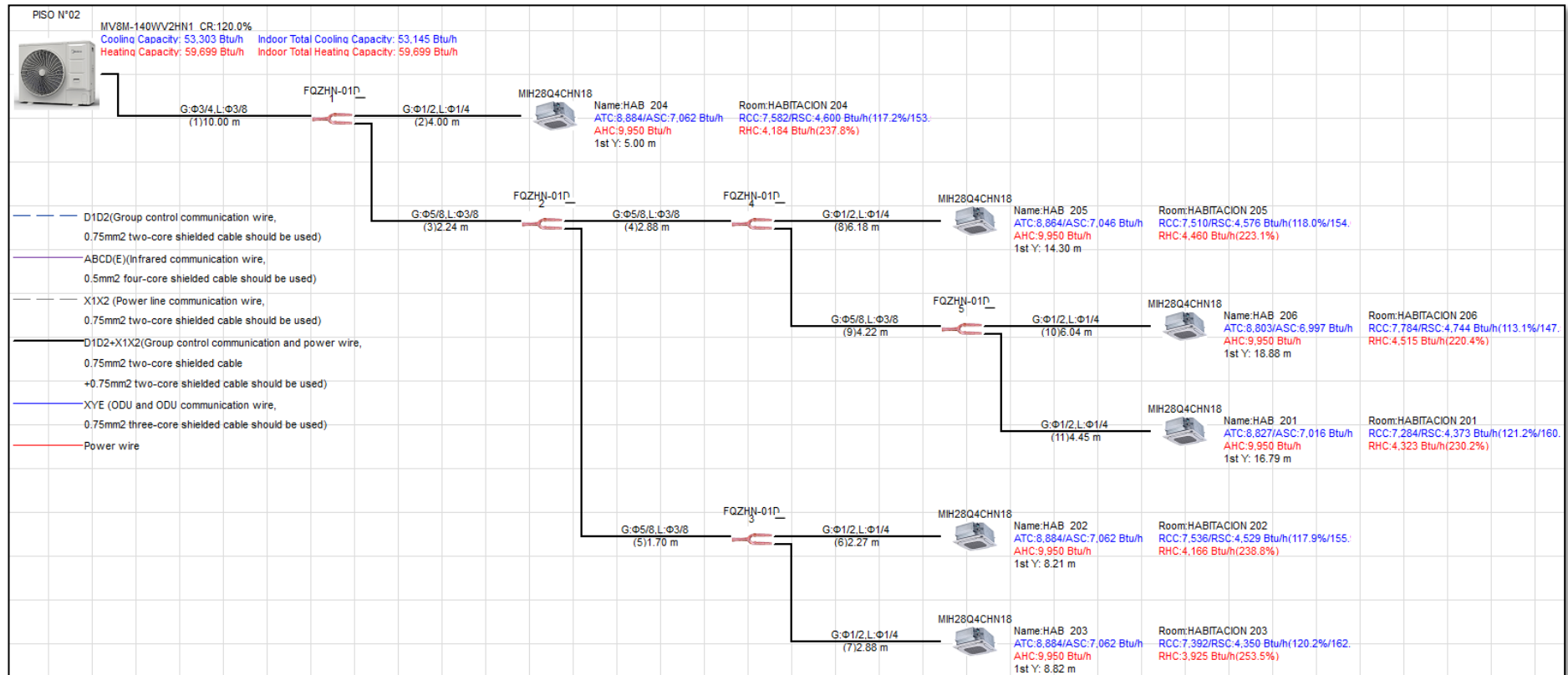


Nota. El esquema fue generado a través del Software MSSP de Midea, al finalizar el proceso de selección de las unidades interiores y exteriores. Fuente: MSSP Midea.

La Figura 52 muestra el dimensionamiento completo del Sistema de Climatización del Piso N°02 basado en la tecnología VRV, y la selección de las unidades interiores y exteriores, generados por el Software MSSP de Midea, teniendo como base los datos de entrada la potencia de refrigeración y de calefacción (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) de los recintos así como la capacidad sensible de refrigeración (véase apartado 3.3.1.3) y los datos geométricos en lo que respecta el recorrido del sistema de piping o de tuberías de refrigerante planteados en los planos de Instalaciones Mecánicas mostradas en los Anexos 42 a 45.

Figura 52

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología VRV – Piso 02.

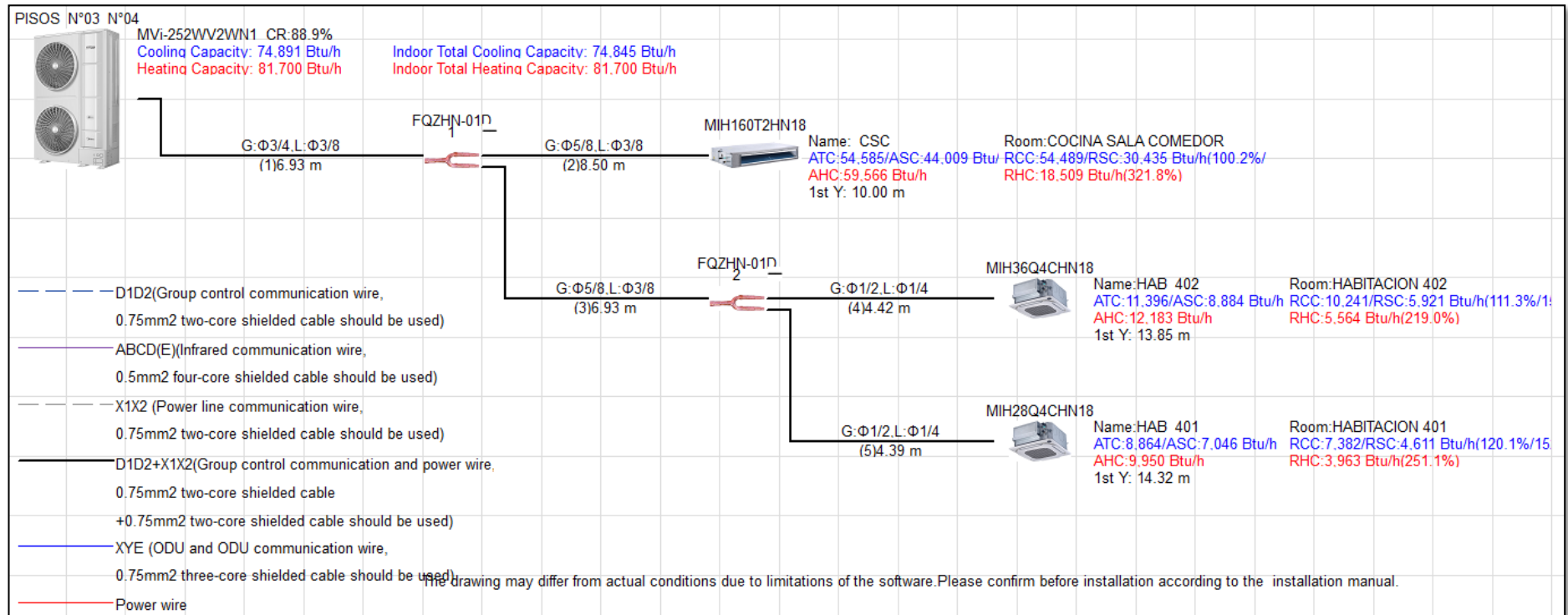


Nota. El esquema fue generado a través del Software MSSP de Midea, al finalizar el proceso de selección de las unidades interiores y exteriores. Fuente: MSSP Midea.

La Figura 53 muestra el dimensionamiento completo del Sistema de Climatización de los Pisos N°03 y 04 basado en la tecnología VRV, y la selección de las unidades interiores y exteriores, generados por el Software MSSP de Midea, teniendo como base los datos de entrada la potencia de refrigeración y de calefacción (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) de los recintos así como la capacidad sensible de refrigeración (véase apartado 3.3.1.3) y los datos geométricos en lo que respecta el recorrido del sistema de piping o de tuberías de refrigerante planteados en los planos de Instalaciones Mecánicas mostradas en los Anexos 42 a 45.

Figura 53

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología VRV – Pisos 03 y 04.



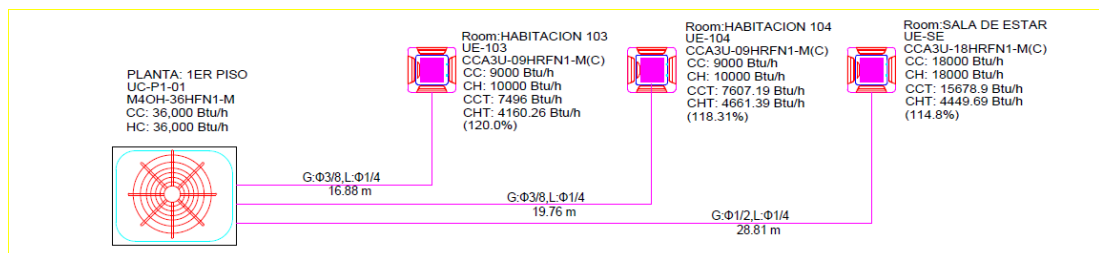
Nota. El esquema fue generado a través del Software MSSP de Midea, al finalizar el proceso de selección de las unidades interiores y exteriores. Fuente: MSSP Midea.

3.3.1.8 Resultados del dimensionamiento del Sistema MultiSplit.

La Figura 54 contempla el desarrollo completo del sistema de climatización del Piso N°01 para los espacios Habitación 103, Habitación 104 y Sala de Estar, sustentado en la tecnología MultiSplit, adoptando equipos de la Marca Midea. La selección los equipos se basan en la comparativa entre potencia de refrigeración y de calefacción calculada (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) y la nominal especificada en la data sheet de los equipos. Asimismo, el dimensionamiento de las tuberías de refrigerante se establece con la información disponible en las hojas técnicas de los productos adjuntadas en los Anexos 33 a 36.

Figura 54

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología MultiSplit – Primer Bloque.

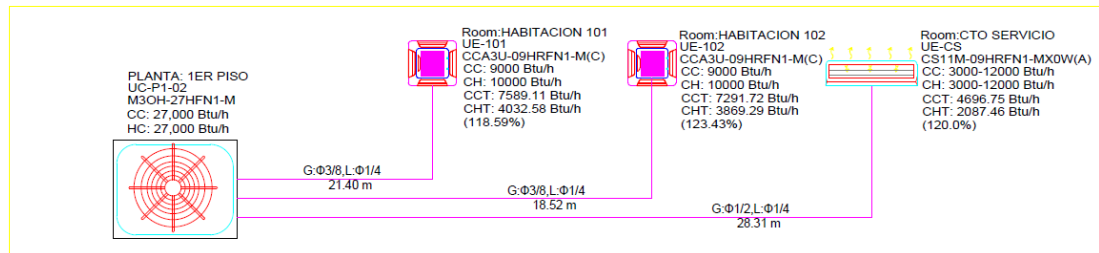


Nota. El diagrama se generó basándose en los datos técnicos de los productos, incluyendo restricciones de longitud de tubería y capacidad de conexión de las unidades interiores. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 55 contempla el desarrollo completo del sistema de climatización del Piso N°01 para los espacios Habitación 101, Habitación 102 y Cuarto de Servicio, sustentado en la tecnología MultiSplit, adoptando equipos de la Marca Midea. La selección los equipos se basan en la comparativa entre potencia de refrigeración y de calefacción calculada (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) y la nominal especificada en la data sheet de los equipos. Asimismo, el dimensionamiento de las tuberías de refrigerante se establece con la información disponible en las hojas técnicas de los productos adjuntadas en los Anexos 33 a 36.

Figura 55

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología MultiSplit – Segundo Bloque.

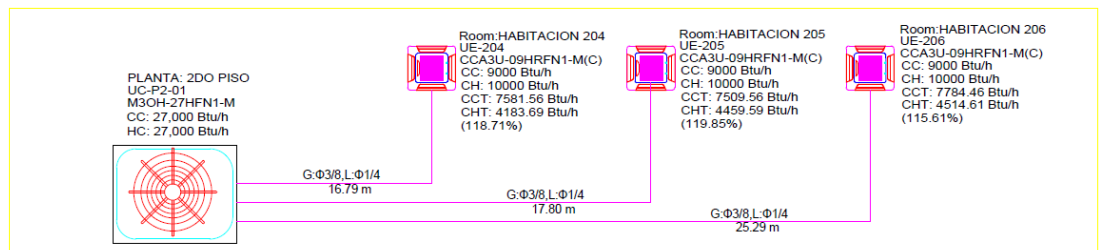


Nota. El diagrama se generó basándose en los datos técnicos de los productos, incluyendo restricciones de longitud de tubería y capacidad de conexión de las unidades interiores. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 56 contempla el desarrollo completo del sistema de climatización del Piso N°02 para los espacios Habitación 204, Habitación 205 y Habitación 206, sustentado en la tecnología MultiSplit, adoptando equipos de la Marca Midea. La selección los equipos se basan en la comparativa entre potencia de refrigeración y de calefacción calculada (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) y la nominal especificada en la data sheet de los equipos. Asimismo, el dimensionamiento de las tuberías de refrigerante se establece con la información disponible en las hojas técnicas de los productos adjuntadas en los Anexos 33 a 36.

Figura 56

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología MultiSplit – Tercer Bloque.

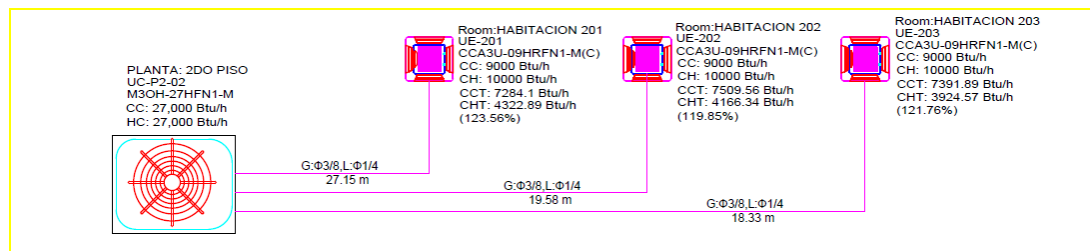


Nota. El diagrama se generó basándose en los datos técnicos de los productos, incluyendo restricciones de longitud de tubería y capacidad de conexión de las unidades interiores. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 57 contempla el desarrollo completo del sistema de climatización del Piso N°02 para los espacios Habitación 201, Habitación 202 y Habitación 203, sustentado en la tecnología MultiSplit, adoptando equipos de la Marca Midea. La selección los equipos se basan en la comparativa entre potencia de refrigeración y de calefacción calculada (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) y la nominal especificada en la data sheet de los equipos. Asimismo, el dimensionamiento de las tuberías de refrigerante se establece con la información disponible en las hojas técnicas de los productos adjuntadas en los Anexos 33 a 36.

Figura 57

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basadas en la tecnología MultiSplit – Cuarto Bloque.

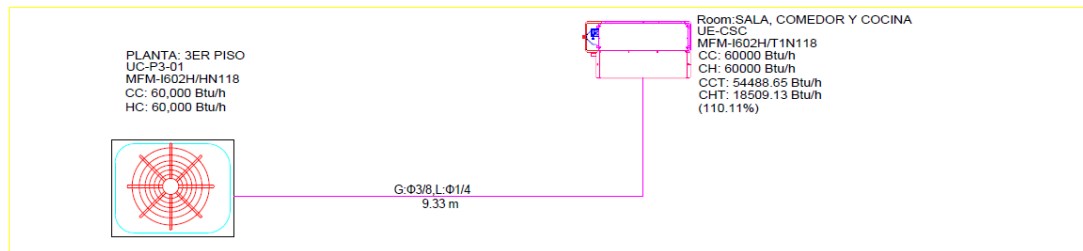


Nota. El diagrama se generó basándose en los datos técnicos de los productos, incluyendo restricciones de longitud de tubería y capacidad de conexión de las unidades interiores. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 58 contempla el desarrollo completo del sistema de climatización del Piso N°03 para los espacios Sala, Comedor y Cocina, sustentado en la tecnología MultiSplit, adoptando equipos de la Marca Midea. La selección los equipos se basan en la comparativa entre potencia de refrigeración y de calefacción calculada (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) y la nominal especificada en la data sheet de los equipos. Asimismo, el dimensionamiento de las tuberías de refrigerante se establece con la información disponible en las hojas técnicas de los productos adjuntadas en los Anexos 33 a 36.

Figura 58

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basados en la tecnología MultiSplit – Quinto Bloque.

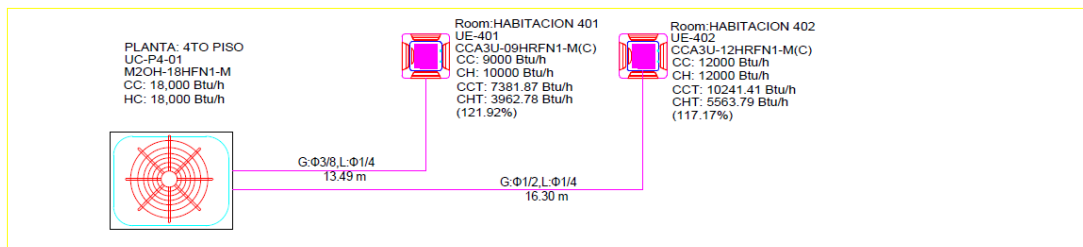


Nota. El diagrama se generó basándose en los datos técnicos de los productos, incluyendo restricciones de longitud de tubería y capacidad de conexión de las unidades interiores. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 59 contempla el desarrollo completo del sistema de climatización del Piso N°03 para los espacios Sala, Comedor y Cocina, sustentado en la tecnología MultiSplit, adoptando equipos de la Marca Midea. La selección los equipos se basan en la comparativa entre potencia de refrigeración y de calefacción calculada (véase apartados 3.3.1.4 y 3.3.1.5) y la nominal especificada en la data sheet de los equipos. Asimismo, el dimensionamiento de las tuberías de refrigerante se establece con la información disponible en las hojas técnicas de los productos adjuntadas en los Anexos 33 a 36.

Figura 59

Esquema de Distribución de Unidades Interiores y Exteriores basados en la tecnología MultiSplit – Sexto Bloque.



Nota. El diagrama se generó basándose en los datos técnicos de los productos, incluyendo restricciones de longitud de tubería y capacidad de conexión de las unidades interiores. Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.9 Resultados del dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire en la propuesta VRV.

La Tabla 102 presenta las dimensiones y velocidades del aire calculadas para los tramos del sistema de distribución de aire del Piso N°01, según la propuesta de solución VRV. Todas las velocidades se encuentran dentro del límite establecido de 3 m/s.

Tabla 102

Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema VRV) – Primer Piso.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad (m/s)	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
B1	0.018	100	100	1.76	100x100	4"x4"
B2	0.017	100	100	1.69	100x100	4"x4"
C3	0.019	100	100	1.92	100x100	4"x4"
C4	0.018	100	100	1.78	100x100	4"x4"
D5	0.025	100	100	2.49	100x100	4"x4"
D6	0.010	100	100	0.96	100x100	4"x4"
CD	0.034	150	100	2.30	150x100	6"x4"
BC	0.072	250	100	2.86	250x100	10"x4"
AB	0.106	250	150	2.83	250x150	10"x6"

Nota. Se muestran las dimensiones en mm y en pulgadas (in).

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 103 presenta las dimensiones y velocidades del aire calculadas para los tramos del sistema de distribución de aire del Piso N°02, según la propuesta de solución VRV. Todas las velocidades se encuentran dentro del límite establecido de 3 m/s.

Tabla 103

Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema VRV) – Segundo Piso.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad (m/s)	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
B1	0.0176	100	100	1.76	100x100	4"x4"
B2	0.0169	100	100	1.69	100x100	4"x4"
C3	0.0187	100	100	1.87	100x100	4"x4"
C4	0.0178	100	100	1.78	100x100	4"x4"
D5	0.0186	100	100	1.86	100x100	4"x4"
D6	0.0174	100	100	1.74	100x100	4"x4"
CD	0.0361	150	100	2.40	150x100	6"x4"
BC	0.0726	250	100	2.90	250x100	10"x4"
AB	0.1071	250	150	2.86	250x150	10"x6"

Nota. Se muestran las dimensiones en mm y en pulgadas (in).

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 104 presenta las dimensiones y velocidades del aire calculadas para el sistema de distribución de aire del Piso N°03, según la propuesta de solución VRV. Todas las velocidades se encuentran dentro del límite establecido de 3 m/s.

Tabla 104

Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema VRV) – Tercer Piso.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
AB	0.0629	250	100	2.52	250x100	10"x4"

Nota. Se muestran las dimensiones en mm y en pulgadas (in).

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 105 presenta las dimensiones y velocidades del aire calculadas para los tramos del sistema de distribución de aire del Piso N°04, según la propuesta de solución VRV. Todas las velocidades se encuentran dentro del límite establecido de 3 m/s.

Tabla 105

Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema VRV) – Cuarto Piso.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
B1	0.0176	100	100	1.76	100x100	4"x4"
B2	0.0254	100	100	2.54	100x100	4"x4"
AB	0.0430	200	100	2.15	200x100	8"x4"

Nota. Se muestran las dimensiones en mm y en pulgadas (in).

Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.10 Resultados del dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire en la propuesta MultiSplit.

La Tabla 106 presenta las dimensiones y velocidades del aire calculadas para los tramos del sistema de distribución de aire del Piso N°01, según la propuesta de solución MultiSplit. Todas las velocidades se encuentran dentro del límite establecido de 3 m/s.

Tabla 106

Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema MultiSplit) – Primer Piso.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
101	0.018	100	100	1.78	100x100	4"x4"
102	0.017	100	100	1.69	100x100	4"x4"
103	0.018	100	100	1.76	100x100	4"x4"
104	0.019	100	100	1.92	100x100	4"x4"
105	0.010	100	100	0.96	100x100	4"x4"
106	0.025	100	100	2.49	100x100	4"x4"

Nota. Se muestran las dimensiones en mm y en pulgadas (in).

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 107 presenta las dimensiones y velocidades del aire calculadas para los tramos del sistema de distribución de aire del Piso N°02,

según la propuesta de solución MultiSplit. Todas las velocidades se encuentran dentro del límite establecido de 3 m/s.

Tabla 107

Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema MultiSplit) – Segundo Piso.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
201	0.0174	100	100	1.74	100x100	4"x4"
202	0.0178	100	100	1.78	100x100	4"x4"
203	0.0169	100	100	1.69	100x100	4"x4"
204	0.0176	100	100	1.76	100x100	4"x4"
205	0.0187	100	100	1.87	100x100	4"x4"
206	0.0186	100	100	1.86	100x100	4"x4"

Nota. Se muestran las dimensiones en mm y en pulgadas (in).

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 108 presenta las dimensiones y velocidades del aire calculadas para los tramos del sistema de distribución de aire del Piso N°03, según la propuesta de solución MultiSplit. Todas las velocidades se encuentran dentro del límite establecido de 3 m/s.

Tabla 108

Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema MultiSplit) – Tercer Piso.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
301	0.0629	250	100	2.52	250x100	10"x4"

Nota. Se muestran las dimensiones en mm y en pulgadas (in).

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 109 presenta las dimensiones y velocidades del aire calculadas para los tramos del sistema de distribución de aire del Piso N°04, según la propuesta de solución MultiSplit. Todas las velocidades se

encuentran dentro del límite establecido de 3 m/s.

Tabla 109

Dimensionamiento del Sistema de Distribución de Aire (Sistema MultiSplit) – Cuarto Piso.

Tramo	Caudal (m3/s)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Velocidad	Dimensión (mmxmm)	Dimensión (inxin)
401	0.0176	100	100	1.76	100x100	4"x4"
402	0.0254	100	100	2.54	100x100	4"x4"

Nota. Se muestran las dimensiones en mm y en pulgadas (in).

Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.11 Pérdidas Estáticas Totales en el Sistema de Distribución de Aire en la propuesta VRV.

Las Tablas 110 a 113 condensan los resultados del análisis exhaustivo realizado sobre la caída de presión estática en los sistemas de distribución de aire. Este estudio detallado ha considerado el impacto de diversos componentes, como acopladores y elementos de difusión, en cada ramal terminal. Los resultados obtenidos revelan que la caída de presión total del sistema corresponde a la del ramal con mayor pérdida, un parámetro crucial para la selección adecuada del equipo de inyección de aire.

Concretamente, la Tabla 110 presenta una caída de presión de 266,14 Pa (1,07 inwg) para el Primer Piso, mientras que la Tabla 111 muestra un valor de 262,98 Pa (1,057 inwg) para el Segundo Piso. Por su parte, la Tabla 112 indica una caída de presión de 215,72 Pa (0,867 inwg) para el Tercer Piso, y finalmente, la Tabla 113 presenta un valor de 231,39 Pa (0,93 inwg) para el Cuarto Piso.

Tabla 110

Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema VRV) – Primer Piso.

Tramo	Longitud Real	Elemento	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Perdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers (Pa)	Filtro MERV8 (Pa)	Filtro MERV13 (Pa)	Total (Pa)
AB	13.39	2 codos 45°	0.867	16.456	0.661	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
		2 codos 90°	2.199								
B1	1.98	(No aplica)	0	1.98	0.611	1.21	-0.436	15.00	0.00	0.00	15.77
Total Trayecto											225.79
AB	13.39	2 codos 45°	0.867	16.456	0.661	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
		2 codos 90°	2.199								
B2	4.6	(No aplica)	0	4.6	0.571	2.63	-0.481	15.00	0.00	0.00	17.15
Total Trayecto											227.17
AB	13.39	2 codos 45°	0.867	16.456	0.661	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
		2 codos 90°	2.199								
BC	1.77	(No aplica)	0	1.77	0.947	1.68	0.032	15.00	0.00	0.00	16.71
C3	2.66	1 codo 90°	0.7	3.36	0.729	2.45	-0.348	15.00	0.00	0.00	17.10
Total Trayecto											243.83
AB	13.39	2 codos 45°	0.867	16.456	0.661	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
		2 codos 90°	2.199								
BC	1.77	(No aplica)	0	1.77	0.947	1.68	0.032	15.00	0.00	0.00	16.71
C4	5.28	1 codo 90°	0.7	5.98	0.627	3.75	-0.444	15.00	0.00	0.00	18.31
Total Trayecto											245.04
AB	13.39	2 codos 45°	0.867	16.456	0.661	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
		2 codos 90°	2.199								
BC	1.77	(No aplica)	0	1.77	0.947	1.68	0.032	15.00	0.00	0.00	16.71
CD	5.46	2 codos 45°	1.704	7.164	0.79	5.66	-0.539	15.00	0.00	0.00	20.12
D5	3.41	1 codo 90°	0.7	4.11	1.174	4.83	-0.53919936	15.00	0.00	0.00	19.29
Total Trayecto											266.14
AB	13.39	2 codos 45°	0.867	16.456	0.661	10.88	0.000	15.00	59.72	124.42	210.02
		2 codos 90°	2.199								
BC	1.77	(No aplica)	0	1.77	0.947	1.68	0.032	15.00	0.00	0.00	16.71
CD	5.46	2 codos 45°	1.704	7.164	0.79	5.66	-0.539	15.00	0.00	0.00	20.12
D6	4.9	1 codo 90°	0.7	5.6	0.208	1.16	-0.81514344	15.00	0.00	0.00	15.34
Total Trayecto											262.20

Nota. La presión estática máxima guiará la elección del ventilador. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 111

Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema VRV) – Segundo Piso.

Tramo	Longitud Real	Elemento	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Perdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers	Filtro MERV8 (Pa)	Filtro MERV13 (Pa)	Total (Pa)
AB	10.34	2 codos 90°	2.199	12.539	0.673	8.44	0.000	15.00	59.72	124.42	207.58
B1	2.37	(No aplica)	0	2.37	0.611	1.45	-0.458	15.00	0.00	0.00	15.99
Total Trayecto											223.57
AB	10.34	2 codos 90°	2.199	12.539	0.673	8.44	0.000	15.00	59.72	124.42	207.58
B2	4.48	(No aplica)	0	4.48	0.58	2.60	-0.503	15.00	0.00	0.00	17.10
Total Trayecto											224.68
AB	10.34	2 codos 90°	2.199	12.539	0.673	8.44	0.000	15.00	59.72	124.42	207.58
BC	1.65	(No aplica)	0	1.65	0.974	1.61	0.043	15.00	0.00	0.00	16.65
C3	3.02	1 codo 90°	0.7	3.72	0.693	2.58	-0.412	15.00	0.00	0.00	17.17
Total Trayecto											241.40
AB	10.34	2 codos 90°	2.199	12.539	0.673	8.44	0.000	15.00	59.72	124.42	207.58
BC	1.65	(No aplica)	0	1.65	0.974	1.61	0.043	15.00	0.00	0.00	16.65
C4	5.15	1 codo 90°	0.7	5.85	0.637	3.73	-0.473	15.00	0.00	0.00	18.26
Total Trayecto											242.49
AB	10.34	2 codos 90°	2.199	12.539	0.673	8.44	0.000	15.00	59.72	124.42	207.58
BC	1.65	(No aplica)	0	1.65	0.974	1.61	0.043	15.00	0.00	0.00	16.65
CD	4.89	2 codos 45°	1.704	6.594	0.858	5.66	-0.494	15.00	0.00	0.00	20.17
D5	3.75	1 codo 90°	0.7	4.45	0.69	3.07	-0.084	15.00	0.00	0.00	17.99
Total Trayecto											262.38
AB	10.34	2 codos 90°	2.199	12.539	0.673	8.44	0.000	15.00	59.72	124.42	207.58
BC	1.65	(No aplica)	0	1.65	0.974	1.61	0.043	15.00	0.00	0.00	16.65
CD	4.89	2 codos 45°	1.704	6.594	0.858	5.66	-0.494	15.00	0.00	0.00	20.17
D6	5.99	1 codo 90°	0.7	6.69	0.611	4.09	-0.51	15.00	0.00	0.00	18.58
Total Trayecto											262.98

Nota. La presión estática máxima guiará la elección del ventilador. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 112

Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema VRV) – Tercer Piso.

Tramo	Longitud Real	Elemento	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Perdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers	Filtro MERV8 (Pa)	Filtro MERV13 (Pa)	Total (Pa)
AB	17.73	4 codos 30°	1.66	22.19	0.747	16.58	0.000	15.00	59.72	124.42	215.72
		2 codos 90°	1.55								
		1 codos 90°	1.25								
Total Trayecto											215.72

Nota. La presión estática total guiará la elección del ventilador. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 113

Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema VRV) – Cuarto Piso.

Tramo	Longitud Real	Elemento	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Pérdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers	Filtro MERV8 (Pa)	Filtro MERV13 (Pa)	Total (Pa)
AB	13.39	1 codos 90°	0.333	16.101	0.61	9.82	0.000	15.00	59.72	124.42	208.96
		2 codos 90°	1.5								
		1 codo 79°	0.878								
B1	2.5	(No aplica)	0	2.5	0.615	1.54	-0.007	15.00	0.00	0.00	16.53
Total Trayecto											225.49
AB	13.39	1 codos 90°	0.333	16.101	0.61	9.82	0.000	15.00	59.72	124.42	208.96
		2 codos 90°	1.5								
		1 codo 79°	0.878								
B2	5.15	1 codos 90°	0.7	5.85	1.211	7.08	0.341	15.00	0.00	0.00	22.43
Total Trayecto											231.39

Nota. La presión estática máxima guiará la elección del ventilador. Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.12 Pérdidas Estáticas Totales en el Sistema de Distribución de Aire en la propuesta MultiSplit.

La Tabla 114 presenta un compendio de las pérdidas de presión estática totales en los sistemas de distribución de aire de renovación diseñados para el Piso N°01, considerando la tecnología MultiSplit. Estos valores se obtuvieron teniendo en cuenta las pérdidas generadas por elementos como codos y las debidas a cambios en la sección transversal de los conductos, con el objetivo de garantizar suministro de aire fresco al sistema de climatización.

Tabla 114

Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema MultiSplit) – Primer Piso.

Tramo	Longitud Real (m)	Elemento	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Pérdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers (Pa)	Rejilla +Filtro (Pa)	Total (Pa)
101	1.69	1 codos 11°	0.08556	1.78	0.627	1.11	0.000	15.00	35.00	51.11
102	1.55	1 codos 11°	0.08556	1.64	0.571	0.93	0.000	15.00	35.00	50.93
103	1.60	(No aplica)	0	1.60	0.611	0.98	0.000	15.00	35.00	50.98
104	2.32	(No aplica)	0	2.32	0.729	1.69	0.000	15.00	35.00	51.69
105	1.23	1 codos 11°	0.08556	1.32	0.208	0.27	0.000	15.00	35.00	50.27
106	2.56	(No aplica)	0	2.56	1.174	3.01	0.000	15.00	35.00	53.01

Nota. Las caídas de presión estática calculadas para cada tramo coinciden con los valores de diseño necesarios para la selección de los ventiladores respectivos.
Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 115 presenta un compendio de las pérdidas de presión estática totales en los sistemas de distribución de aire de renovación diseñados para el Piso N°02, considerando la tecnología MultiSplit. Estos valores se obtuvieron teniendo en cuenta las pérdidas generadas por elementos como codos y las debidas a cambios en la sección transversal de los conductos, con el objetivo de garantizar suministro de aire fresco al sistema de climatización.

Tabla 115

Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema MultiSplit) – Segundo Piso.

Tramo	Longitud Real (m)	Elemento	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Perdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers (Pa)	Rejilla +Filtro (Pa)	Total (Pa)
201	2.4	1 codos 90°	0.7	3.10	0.611	1.89	0.000	15.00	35.00	51.89
202	1.68	1 codos 11°	0.08556	1.77	0.637	1.12	0.000	15.00	35.00	51.12
203	1.54	1 codos 11°	0.08556	1.63	0.58	0.94	0.000	15.00	35.00	50.94
204	1.63	(No aplica)	0	1.63	0.611	1.00	0.000	15.00	35.00	51.00
205	2.11	(No aplica)	0	2.11	0.693	1.46	0.000	15.00	35.00	51.46
206	2.35	(No aplica)	0	2.35	0.69	1.62	0.000	15.00	35.00	51.62

Nota. Las caídas de presión estática calculadas para cada tramo coinciden con los valores de diseño necesarios para la selección de los ventiladores respectivos. Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 116 presenta un compendio de las pérdidas de presión estática totales en los sistemas de distribución de aire de renovación diseñados para el Piso N°03, considerando la tecnología MultiSplit. Estos valores se obtuvieron teniendo en cuenta las pérdidas generadas por elementos como codos y las debidas a cambios en la sección transversal de los conductos, con el objetivo de garantizar suministro de aire fresco al sistema de climatización.

Tabla 116

Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema MultiSplit) – Tercer Piso.

Tramo	Longitud Real (m)	Elemento	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Perdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers (Pa)	Rejilla +Filtro (Pa)	Total (Pa)
301	2.5	(No aplica)	0	2.50	0.747	1.87	0.000	15.00	35.00	51.87

Nota. Las caídas de presión estática calculadas del tramo coinciden con el valor de diseño necesarios para la selección del ventilador respectivo. Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 117 presenta un compendio de las pérdidas de presión estática totales en los sistemas de distribución de aire de renovación diseñados para el Piso N°04, considerando la tecnología MultiSplit. Estos valores se obtuvieron teniendo en cuenta las pérdidas generadas por elementos como codos y las debidas a cambios en la sección transversal de los conductos, con el objetivo de garantizar suministro de aire fresco al sistema de climatización.

Tabla 117

Pérdidas de Presión Estática Totales y Unitarias (Sistema MultiSplit) – Cuarto Piso.

Tramo	Longitud Real (m)	Elemento	Longitud Equivalente (m)	Longitud Total (m)	Pérdida Unitaria (Pa/m)	Pérdidas por longitud (Pa)	Pérdidas por transformaciones (Pa)	Dámpers (Pa)	Rejilla + Filtro (Pa)	Total (Pa)
401	2.21	(No aplica)	0	2.21	0.615	1.36	0.000	15.00	35.00	51.36
402	1.73	(No aplica)	0	1.73	1.211	2.10	0.000	15.00	35.00	52.10

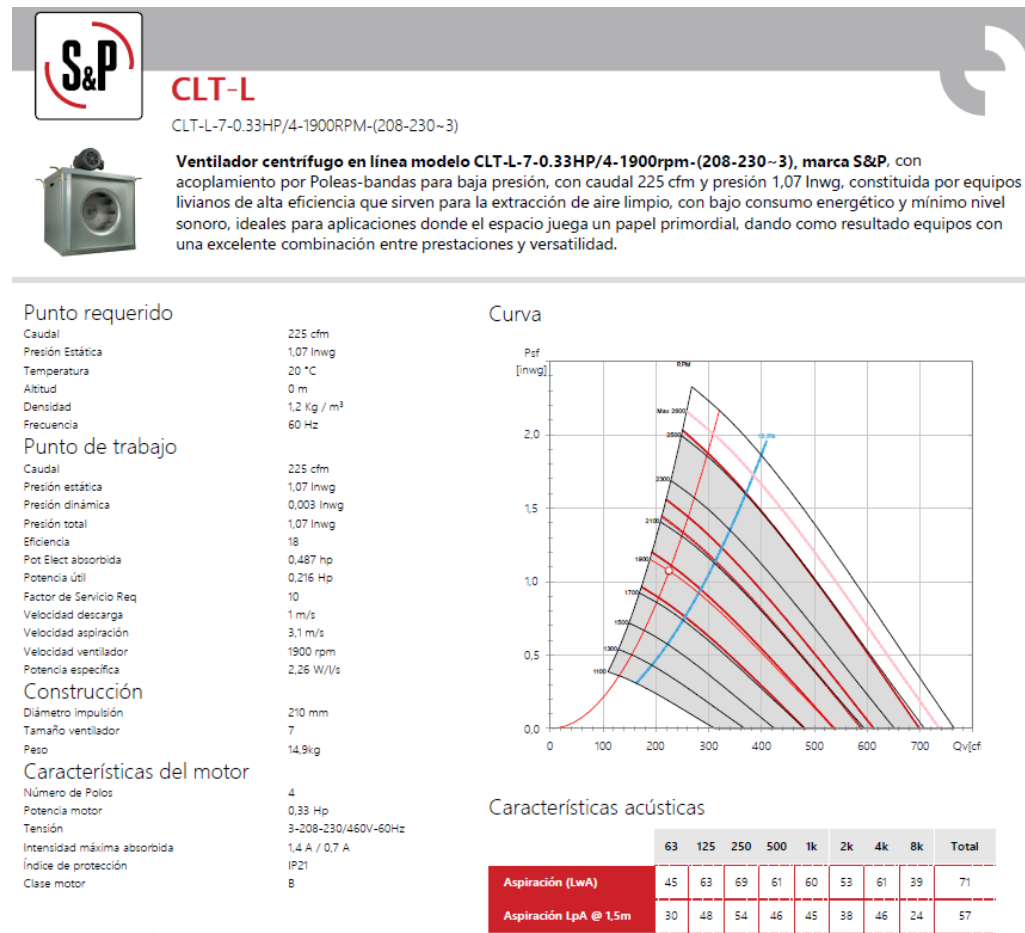
Nota. Las caídas de presión estática calculadas para cada tramo coinciden con los valores de diseño necesarios para la selección de los ventiladores respectivos.
Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.13 Resultados de selección de equipos de ventilación para la propuesta de solución en Sistema VRV.

La Figura 60 muestran los resultados del software Easy Vent de la marca Soler y Palau, al procesar los datos de entrada (Caudal y caída de presión) correspondientes al sistema de distribución de aire del Piso N°01 para la propuesta de solución VRV. Donde el punto requerido (225 CFM, 1,07 inwg) coincide con el punto de trabajo del ventilador en su curva característica (225 CFM, 1,07 inwg).

Figura 60

Selección del ventilador CLT-L: Curva característica para el Primer Piso.

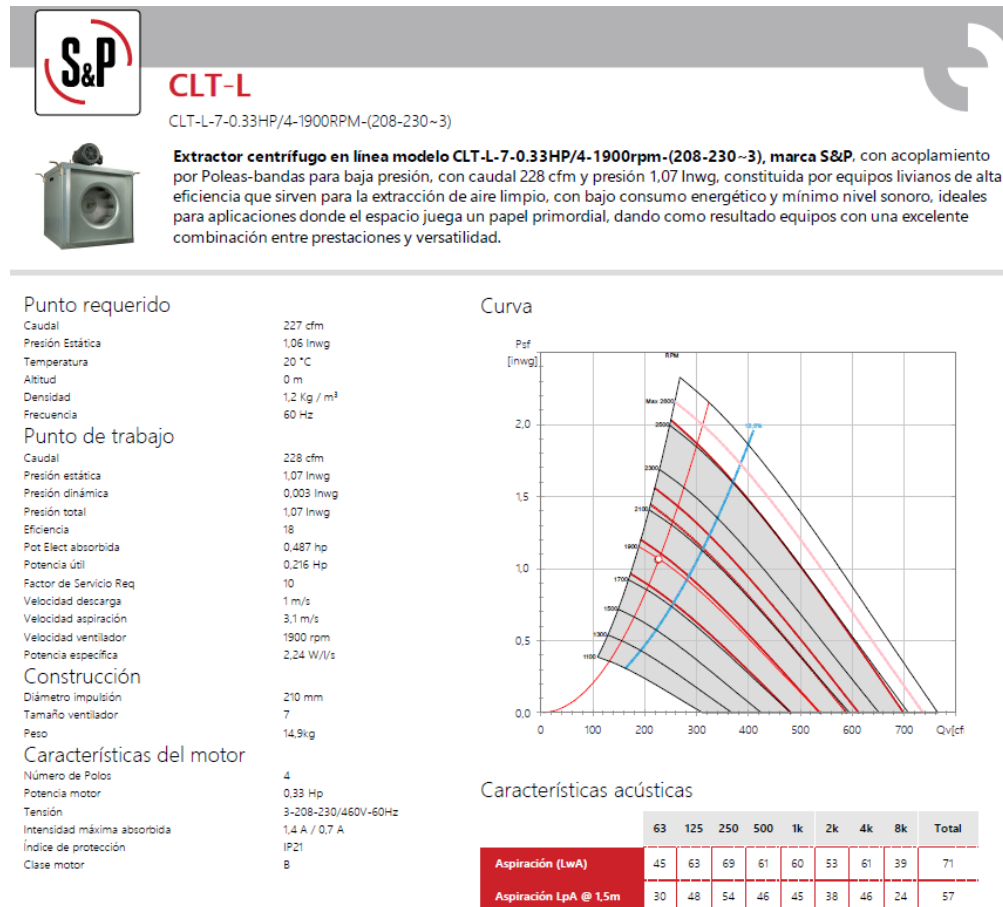


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 61 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de aire del Piso N°02. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 227 CFM y una caída de presión de 1,06 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 228 CFM (100,4% del requerido) y una presión de 1,07 inwg (100,94% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire a las zonas climatizadas del piso.

Figura 61

Selección del ventilador CLT-L: Curva Característica para el Segundo Piso.



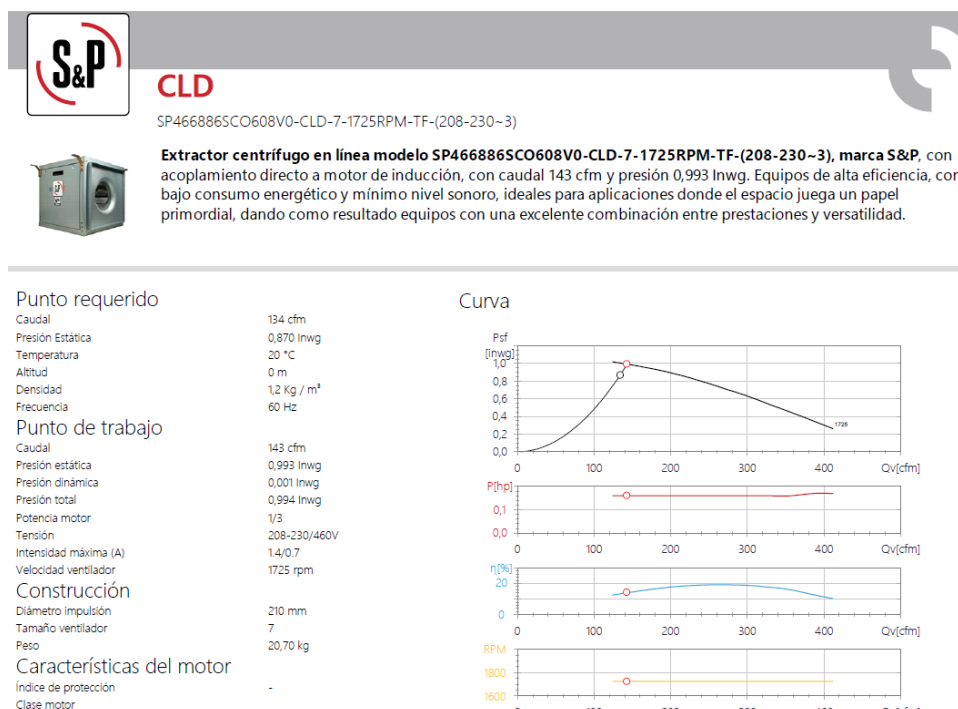
Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 62 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de aire del Piso N°03. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 134 CFM y una caída de presión de 0,870 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 143 CFM (106,72% del requerido) y una presión de 1,07 inwg (114,14% del requerido), lo cual garantiza en todo momento un nivel adecuado de ventilación en el recinto.

13

Figura 62

Selección del ventilador CLD: Curva Característica para el Tercer Piso.

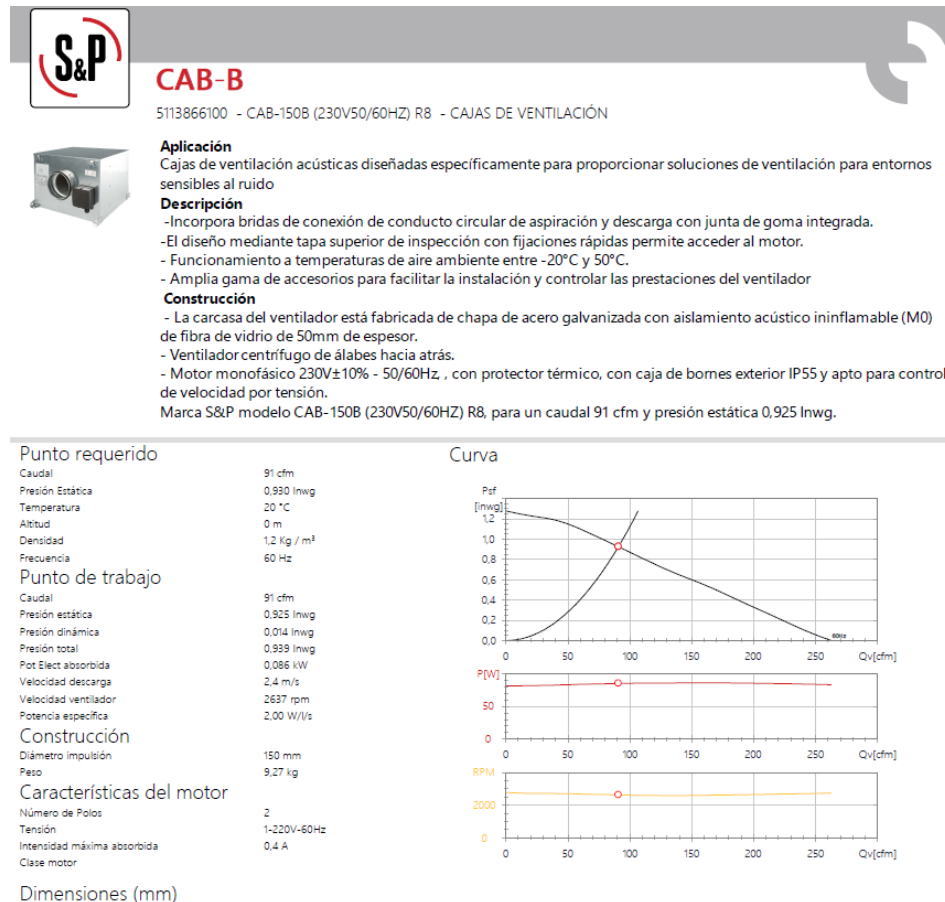


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 63 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de aire del Piso N°04. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 91 CFM y una caída de presión de 0,930 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado se encuentra ligeramente subdimensionado a las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 91 CFM (100% del requerido) y una presión de 0,925 inwg (99,46% del requerido), lo que se interpreta que para igualar las condiciones de caída de presión del sistema, el caudal aportado será ligeramente menor al solicitado, sin embargo esto no significa una insuficiencia en la ventilación, puesto que el caudal de ventilación se determinó con un factor de seguridad de 130% de los mínimos, contemplados en la normativa peruana RNE EM 030, es decir que para considerar una ventilación deficiente, el caudal aportado debe ser inferior a 70 CFM.

Figura 63

Selección del ventilador CAB-B: Curva Característica para el Cuarto Piso.



Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

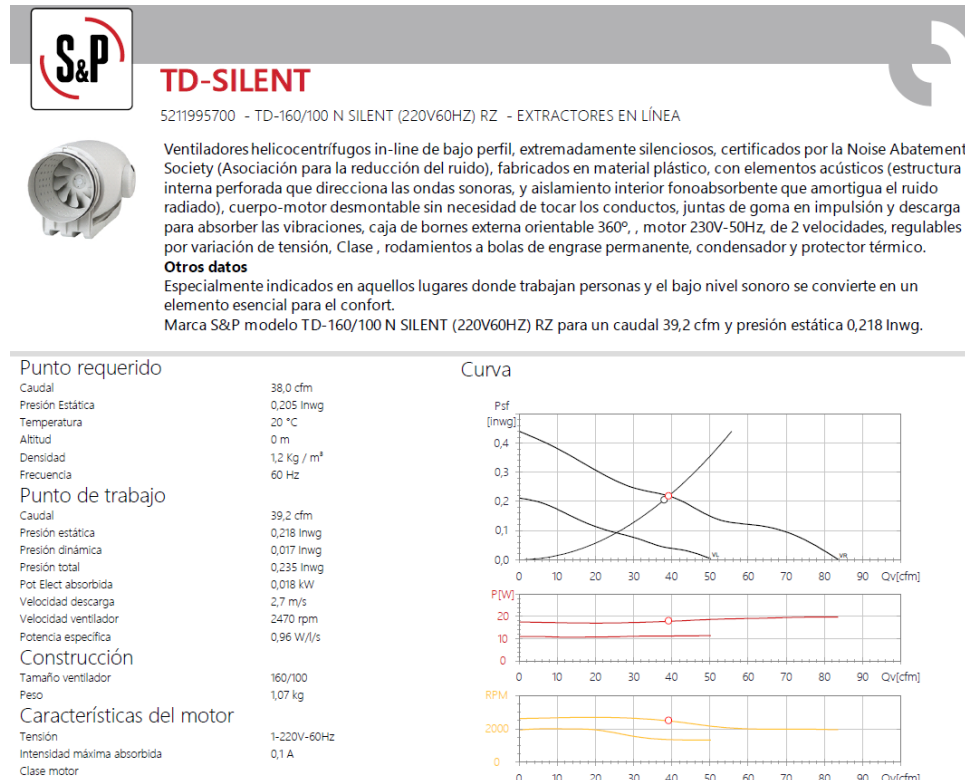
3.3.1.14 Resultados de selección de equipos de ventilación para la propuesta de solución en Sistema MultiSplit.

La Figura 64 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 101 en el Piso N°01. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 38 CFM y una caída de presión de 0,205 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 39,2 CFM (103,16% del requerido) y una presión de 0,218 inwg (106,34% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que

sirve.

Figura 64

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 101.

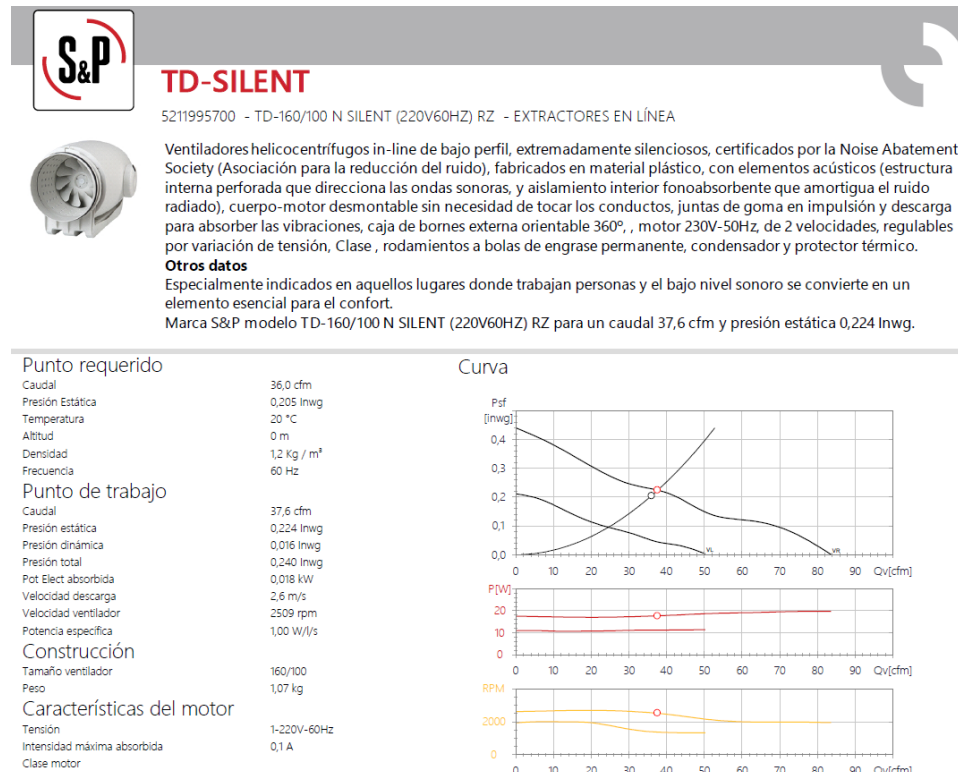


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 65 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 102 en el Piso N°01. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 36 CFM y una caída de presión de 0,205 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 37,6 CFM (104,44% del requerido) y una presión de 0,224 inwg (109,27% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 65

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 102.

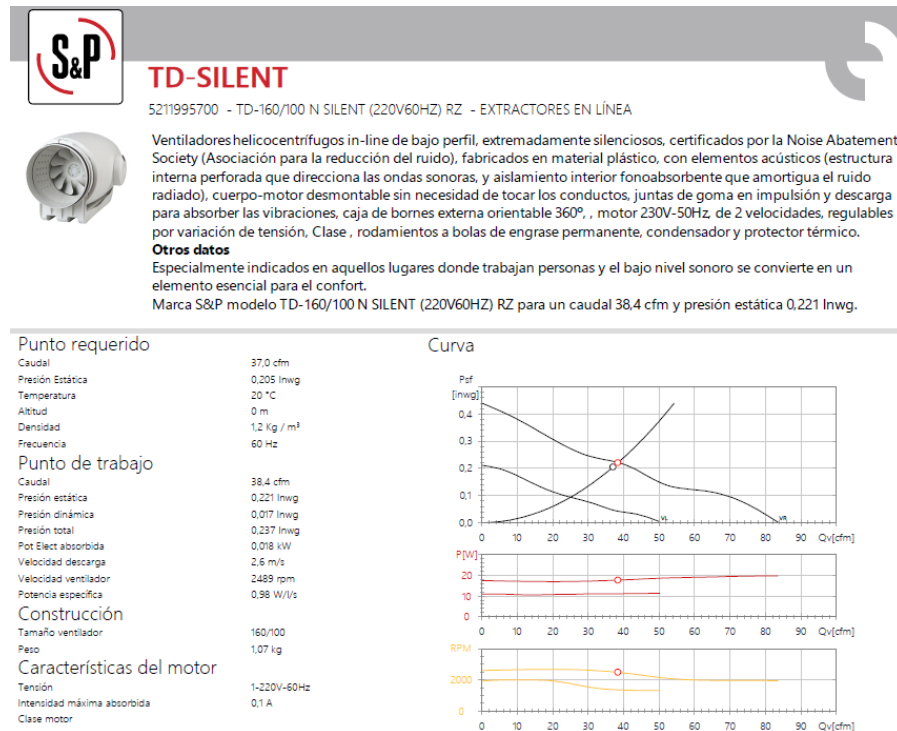


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 66 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 103 en el Piso N°01. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 37 CFM y una caída de presión de 0,205 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 38,4 CFM (103,78% del requerido) y una presión de 0,221 inwg (107,80% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 66

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 103.

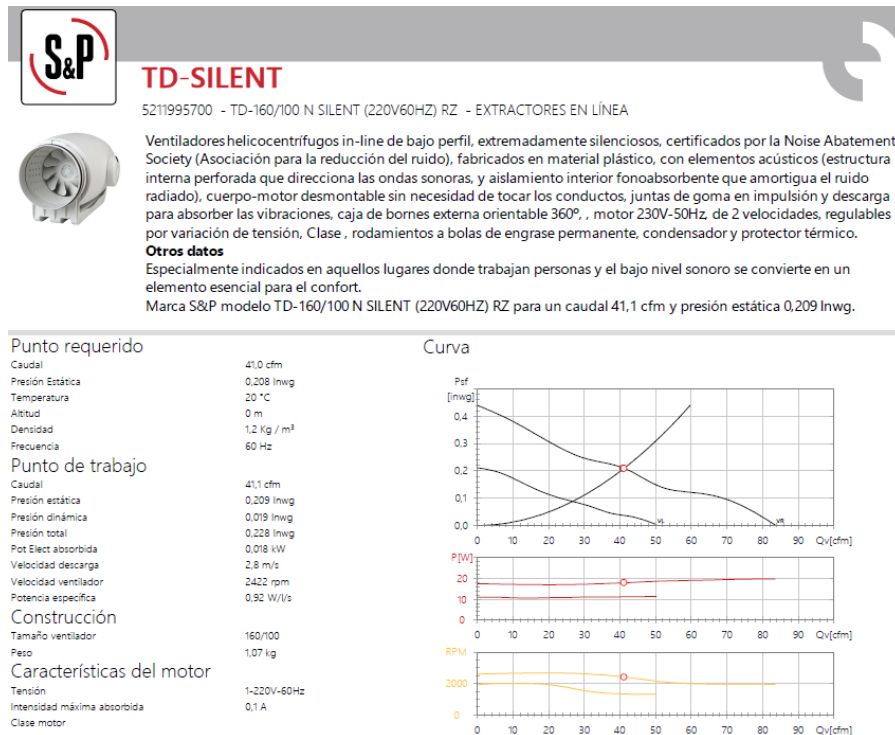


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 67 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 104 en el Piso N°01. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 41 CFM y una caída de presión de 0,208 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 41,1 CFM (100,24% del requerido) y una presión de 0,209 inwg (100,48% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 67

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 104.

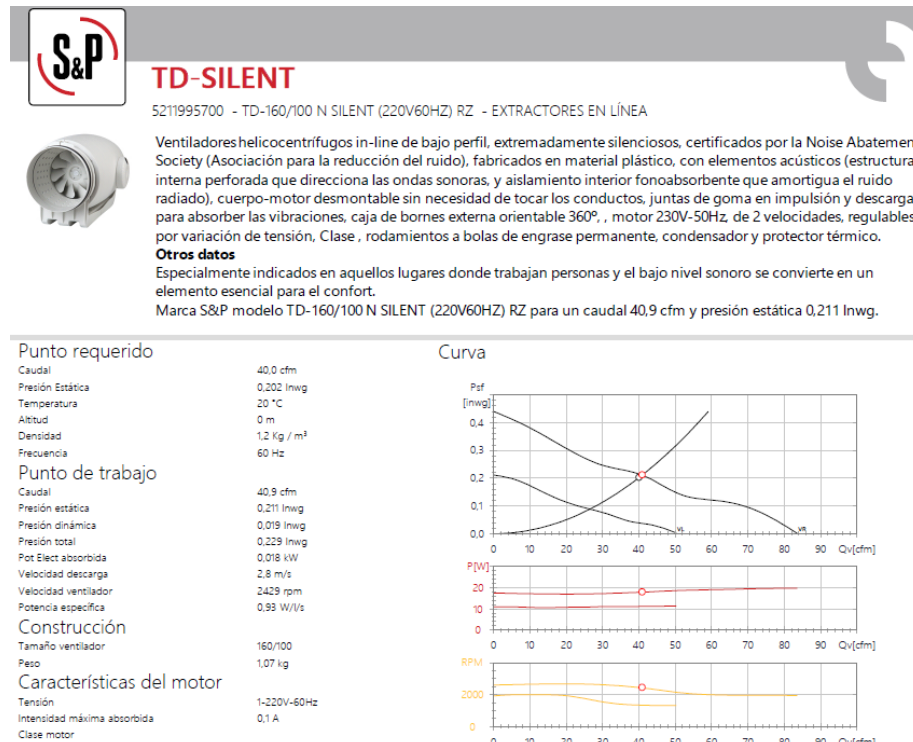


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 68 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución del espacio Cuarto de Servicio en el Piso N°01. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 40 CFM y una caída de presión de 0,202 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 40,9 CFM (102,25% del requerido) y una presión de 0,211 inwg (104,46% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 68

Selección el ventilador TD-SILENT: Curva Característica para el Cuarto de Servicio.



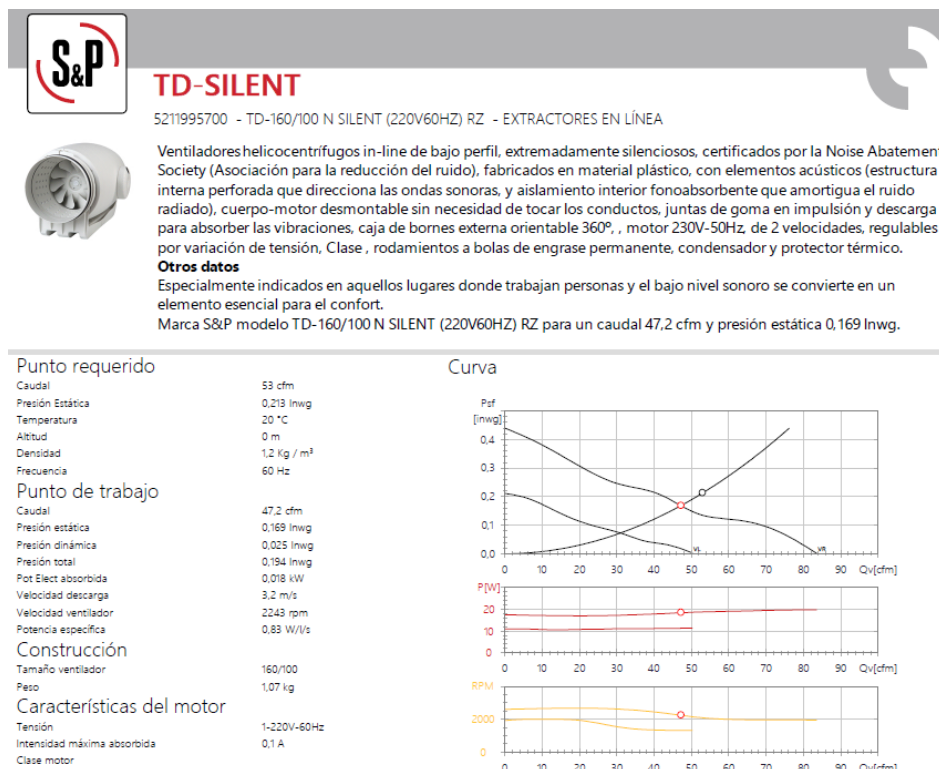
Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 69 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de aire de la Sala de Estar en el Piso N°01. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de diseño de 53 CFM (calculado considerando un factor de seguridad del 130% según la normativa peruana RNE EM 030) y una caída de presión de 0,213 inwg, indican que el ventilador seleccionado, aunque suministra un caudal de 47,2 CFM (un 89,05% del requerido) y una presión de 0,169 inwg (un 79,34% del requerido), se encuentra ligeramente subdimensionado. Sin embargo, al analizar las curvas características del equipo, se observa que, para la caída de presión de diseño, el ventilador puede garantizar un caudal mínimo de 41 CFM, superando el valor mínimo requerido de 40,76 CFM (calculado sin el factor de seguridad) según la

normativa peruana RNE EM 030. Por lo tanto, a pesar de la ligera subdimensión, el sistema cumple con los requisitos normativos y asegura una adecuada renovación del aire en el espacio.

Figura 69

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Sala de Estar.



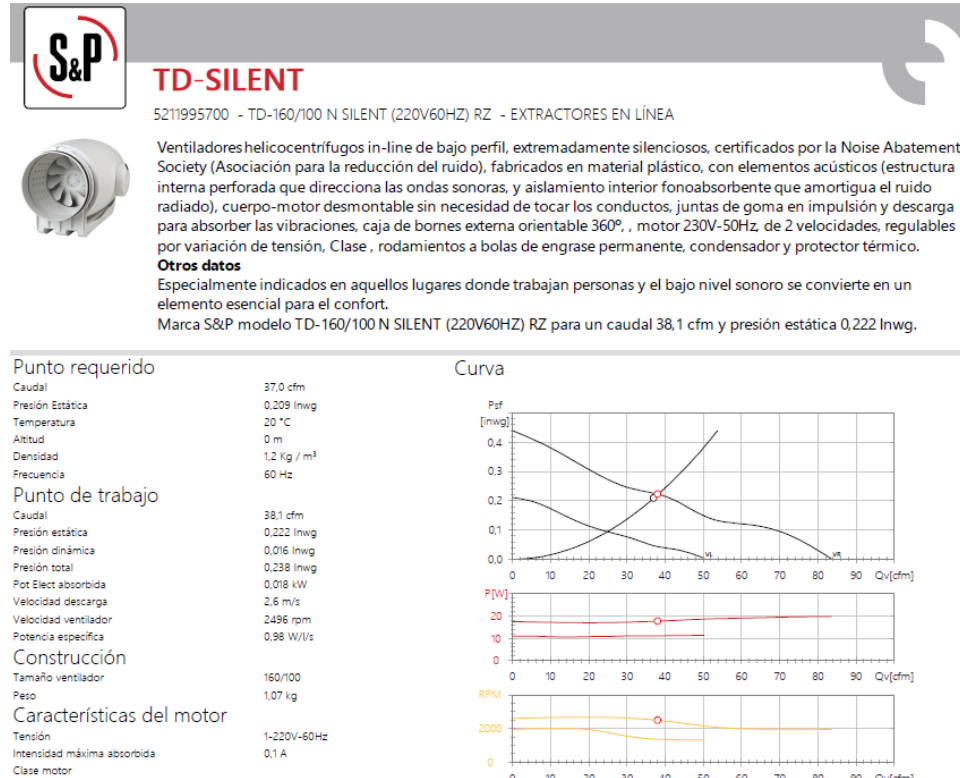
Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 70 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 201 en el Piso N°02. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 37 CFM y una caída de presión de 0,209 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 38,1 CFM (102,97% del requerido) y una presión de 0,222 inwg (106,22% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que

sirve.

Figura 70

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 201.

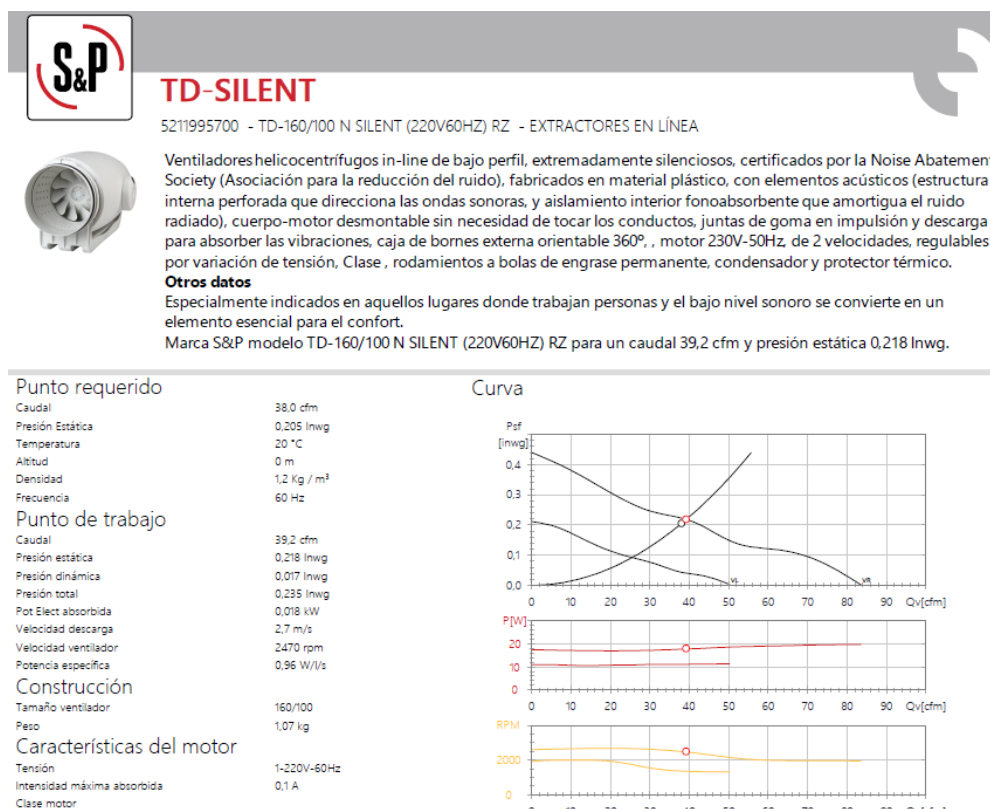


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 71 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 202 en el Piso N°02. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 38 CFM y una caída de presión de 0,205 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 39,2 CFM (103,16% del requerido) y una presión de 0,218 inwg (106,34% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 71

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 202.

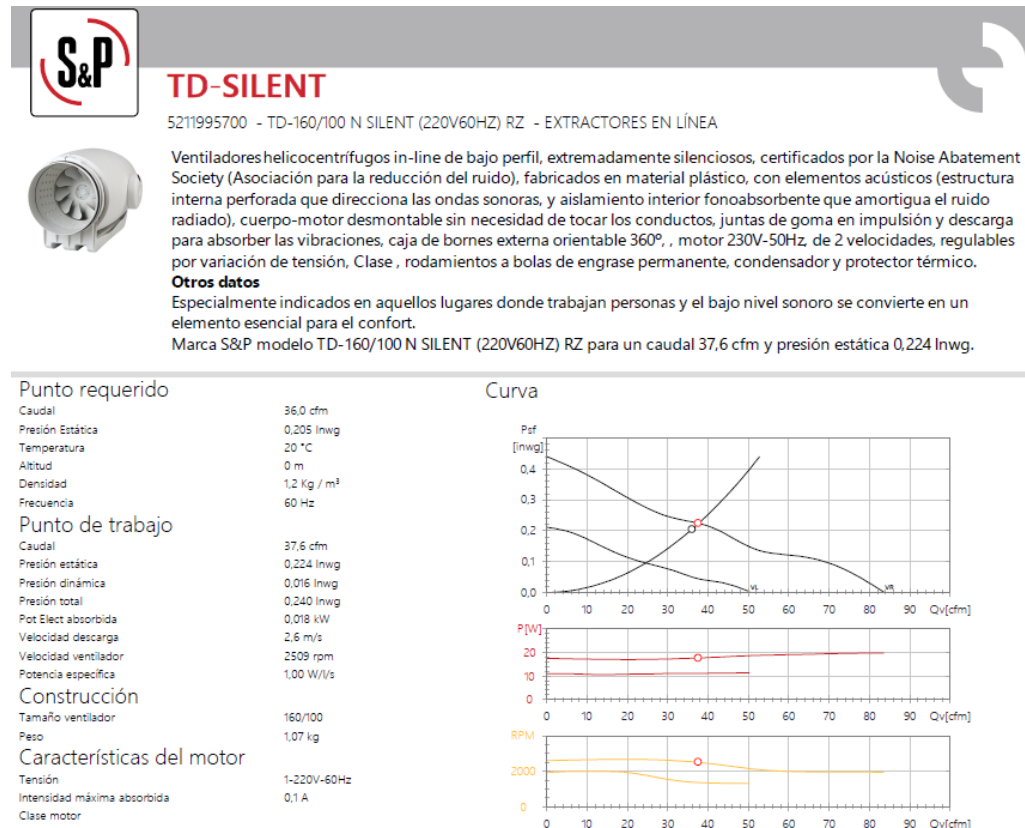


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 72 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 203 en el Piso N°02. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 36 CFM y una caída de presión de 0,205 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 37,6 CFM (104,44% del requerido) y una presión de 0,224 inwg (109,27% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 72

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 203.

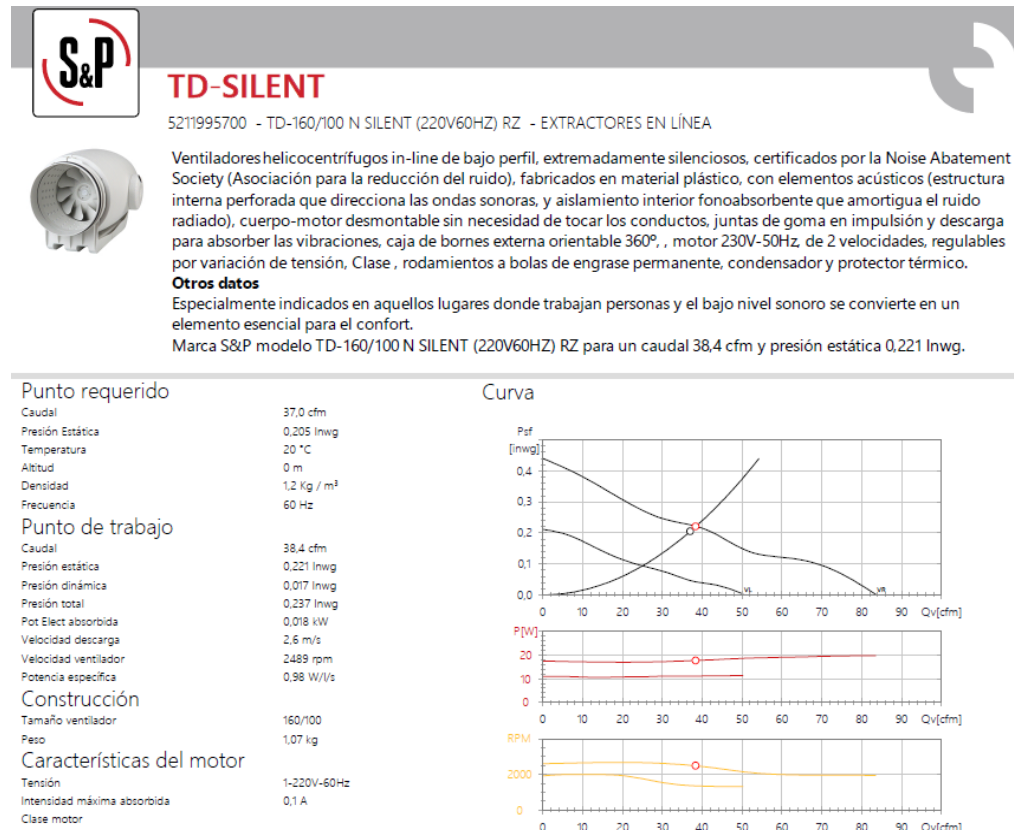


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 73 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 204 en el Piso N°02. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 37 CFM y una caída de presión de 0,205 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 38,4 CFM (103,78% del requerido) y una presión de 0,221 inwg (107,80% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 73

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 204.

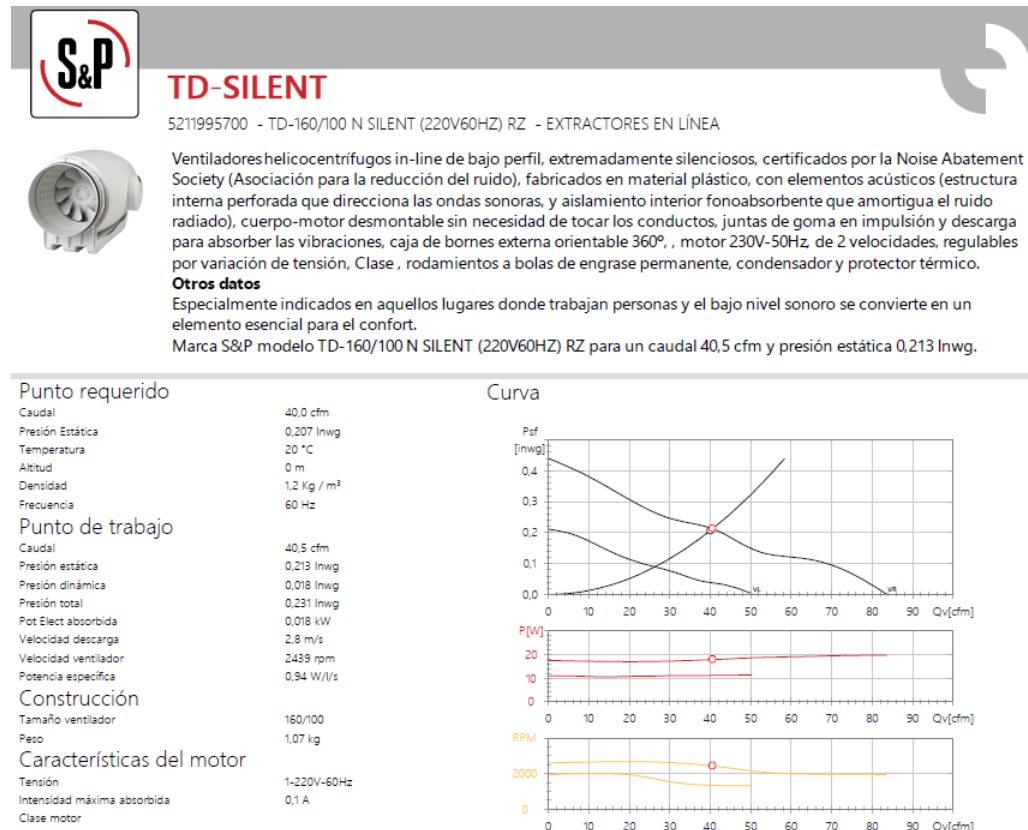


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 74 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 205 en el Piso N°02. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 40 CFM y una caída de presión de 0,207 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 40,50 CFM (101,25% del requerido) y una presión de 0,213 inwg (102.90% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 74

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 205.

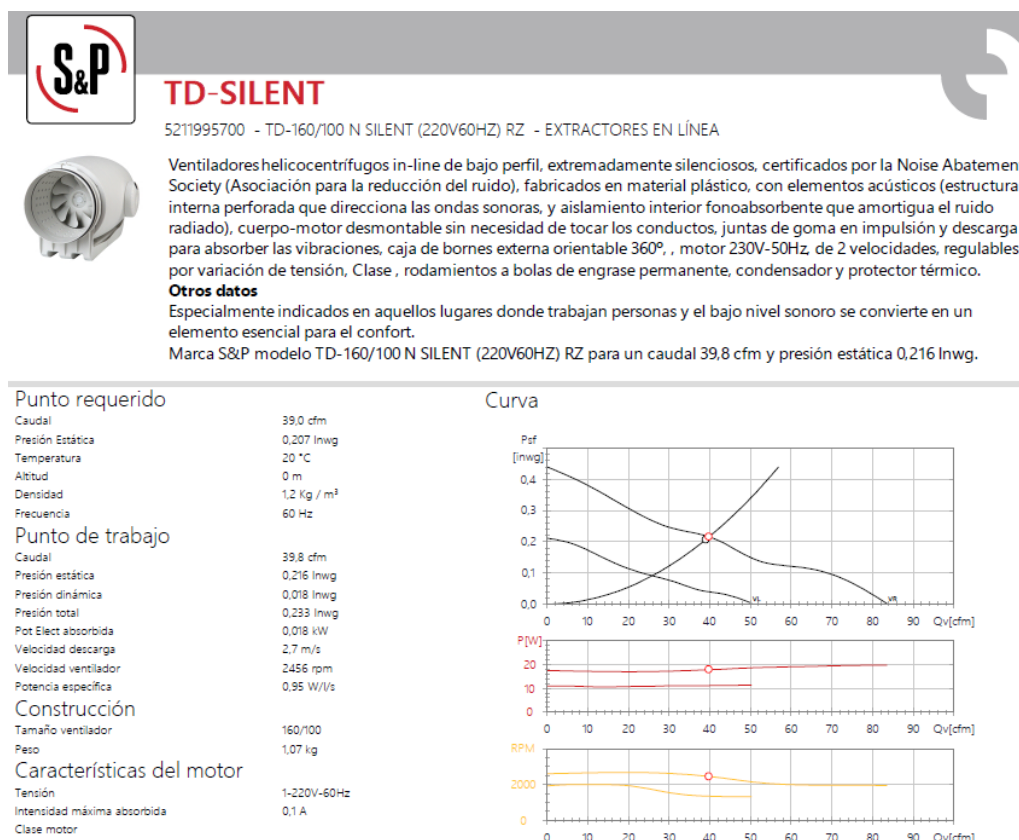


Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 75 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 206 en el Piso N°02. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 39 CFM y una caída de presión de 0,207 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 39,80 CFM (102,05% del requerido) y una presión de 0,216 inwg (104,35% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 75

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 206.



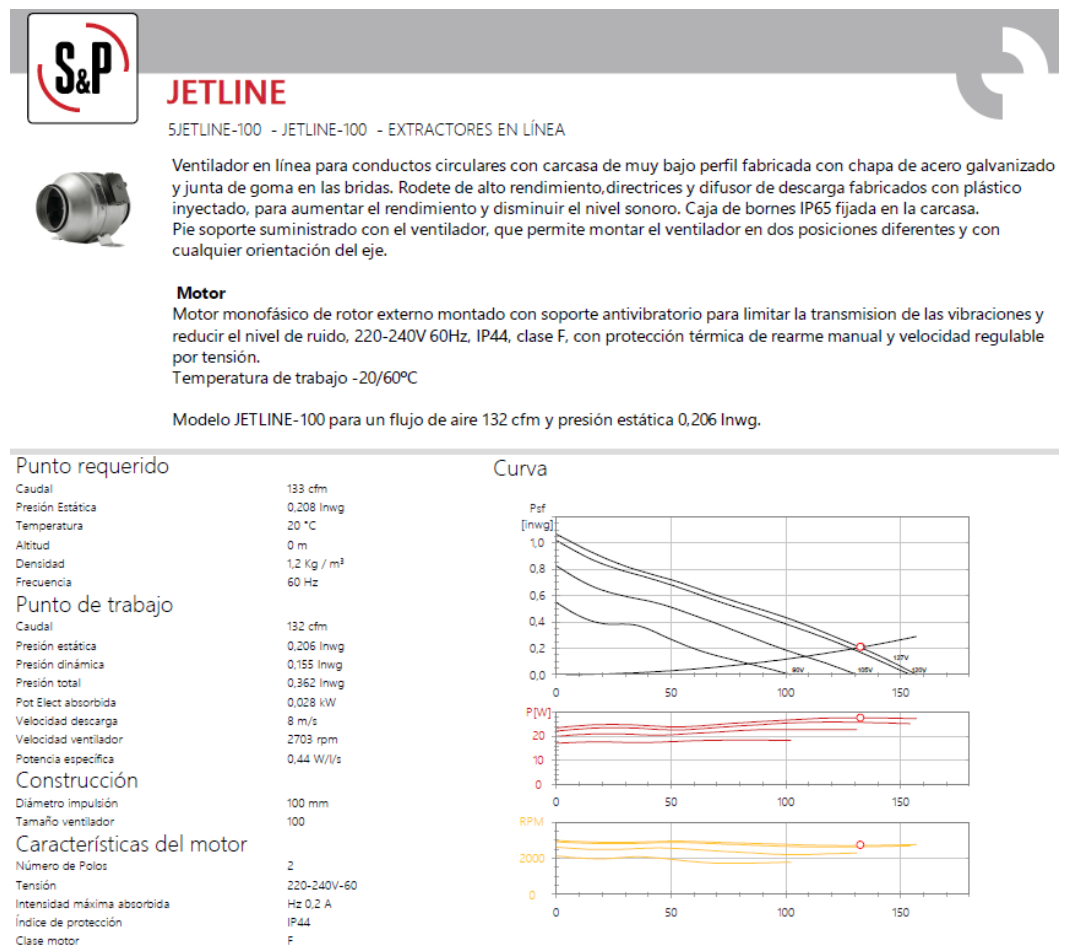
Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 76 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de aire del ambiente integrado Sala, Comedor y Cocina en el Piso N°03. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de diseño de 133 CFM (calculado considerando un factor de seguridad del 130% según la normativa peruana RNE EM 030) y una caída de presión de 0,208 inwg, indican que el ventilador seleccionado, aunque suministra un caudal de 132 CFM (un 99,25% del requerido) y una presión de 0,206 inwg (un 99,04% del requerido), se encuentra ligeramente subdimensionado. Sin embargo, al analizar las curvas características del equipo, se observa que, para la caída de presión de diseño, el ventilador puede garantizar un caudal comprendido entre 130 CFM y 132 CFM, superando el valor mínimo requerido de 101,54 CFM (calculado sin el

factor de seguridad) según la normativa peruana RNE EM 030. Por lo tanto, a pesar de la ligera subdimensión, el sistema cumple con los requisitos normativos y asegura una adecuada renovación del aire en el espacio.

Figura 76

Selección del ventilador JETLINE: Curva Característica para Sala Comedor y Cocina.



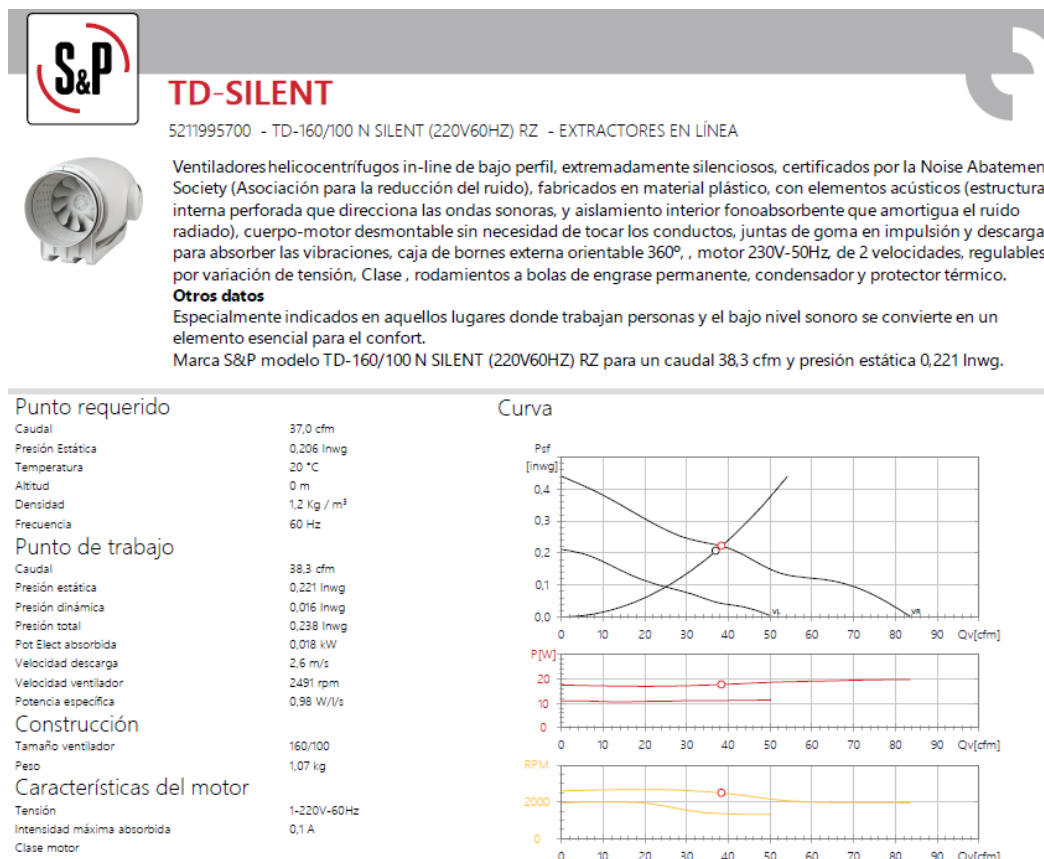
Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 77 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 401 en el Piso N°04. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de 37 CFM y una caída de presión de 0,206 inwg, fueron procesados por el software, determinando que el ventilador seleccionado supera ligeramente las condiciones de diseño. El equipo entrega un caudal de 38,3

CFM (103,51% del requerido) y una presión de 0,221 inwg (107,28% del requerido), lo cual garantiza un adecuado suministro de aire al recinto que sirve.

Figura 77

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 401.



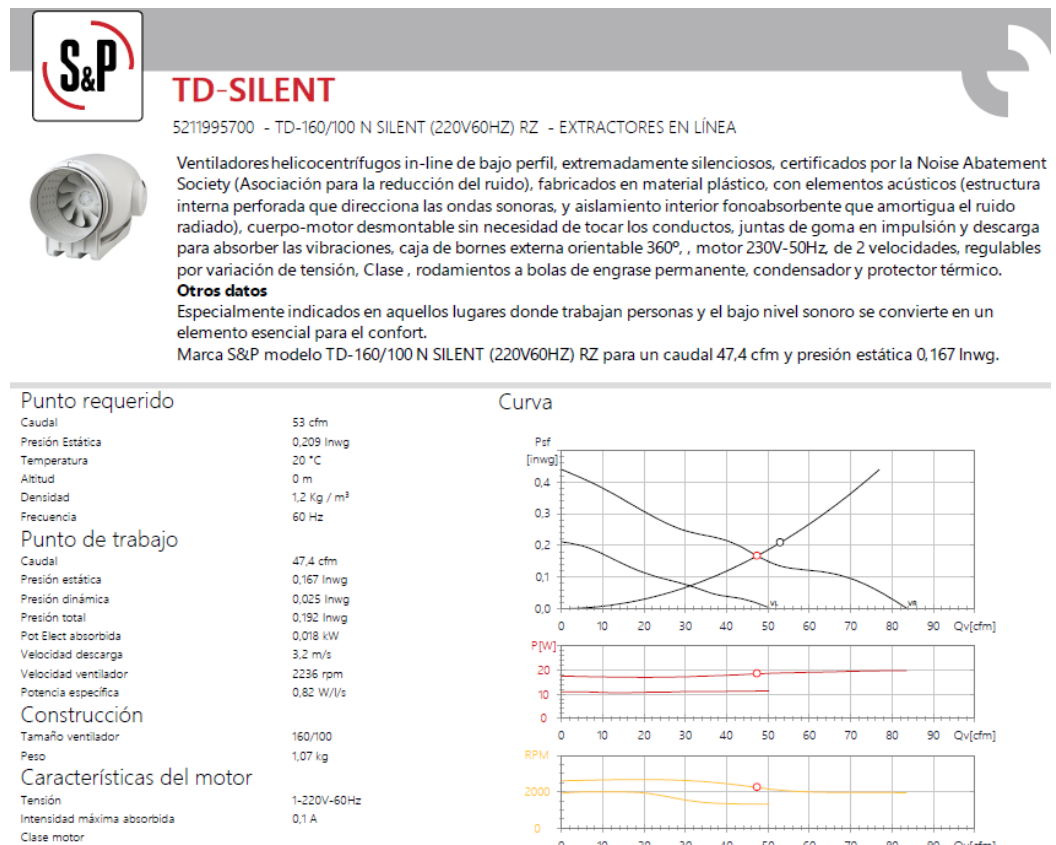
Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

La Figura 78 presenta los resultados del análisis realizado con el software Easy Vent de Soler y Palau para el sistema de distribución de la Habitación 402 en el Piso N°04. Los datos de entrada, correspondientes a un caudal de diseño de 53 CFM (calculado considerando un factor de seguridad del 130% según la normativa peruana RNE EM 030) y una caída de presión de 0,209 inwg, indican que el ventilador seleccionado, aunque suministra un caudal de 47,4 CFM (un 89,43% del requerido) y una presión de 0,167 inwg

(un 79,90% del requerido), se encuentra ligeramente subdimensionado. Sin embargo, al analizar las curvas características del equipo, se observa que, para la caída de presión de diseño, el ventilador puede garantizar un caudal comprendido entre 41 CFM y 47,4 CFM, superando el valor mínimo requerido de 40,77 CFM (calculado sin el factor de seguridad) según la normativa peruana RNE EM 030. Por lo tanto, a pesar de la ligera subdimensión, el sistema cumple con los requisitos normativos y asegura una adecuada renovación del aire en el espacio.

Figura 78

Selección del ventilador TD-SILENT: Curva Característica para la Habitación 402.



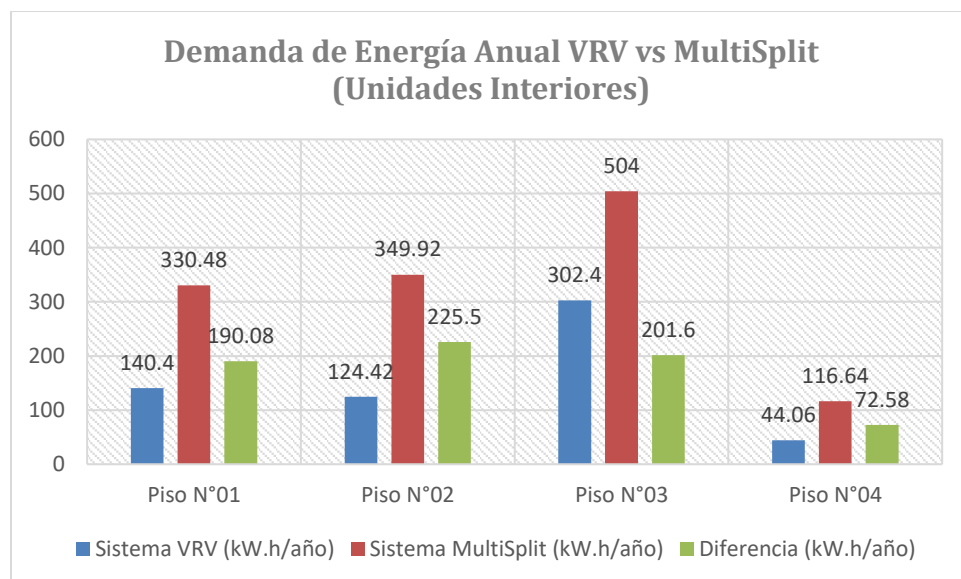
Nota. Caudales y Caídas de Presión Total fueron insertados en Unidades Inglesas (CFM y inwg). Fuente: EasyVent, Soler & Palau.

3.3.1.15 Resultados de Demanda Energética Anual.

La Figura 79 presenta un análisis comparativo del consumo energético anual de las unidades interiores de los sistemas VRV y MultiSplit en cada nivel del edificio. Los resultados evidencian una superioridad consistente de la tecnología VRV en términos de eficiencia energética. En el primer nivel, los equipos VRV consumen 168,48 kWh menos por año, lo que representa un ahorro del 54,54% respecto a los equipos MultiSplit. En el segundo nivel, el ahorro se incrementa a 225,5 kWh (64,44%). En el tercer nivel, se observa un ahorro de 201,6 kWh (40%) y en el cuarto nivel, de 72,58 kWh (62,22%). Estos datos demuestran que, independientemente del nivel, los sistemas VRV ofrecen un rendimiento energético significativamente mejor.

Figura 79

Demanda de Energía Anual de Unidades Interiores por Piso.



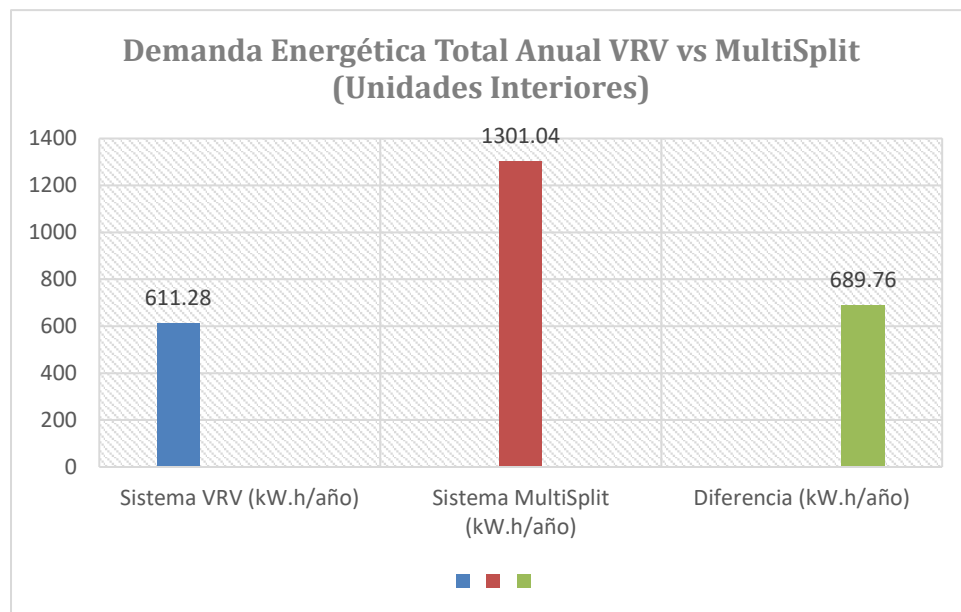
Nota. El gráfico muestra la comparativa entre la demanda de energía anual de unidades Interiores VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 80 presenta una comparación del consumo energético anual de las unidades interiores de los sistemas VRV y MultiSplit. Los resultados revelan un ahorro energético significativo para la tecnología VRV, con una

reducción de 668,16 kWh/año, equivalente al 52,22% del consumo de los sistemas MultiSplit. Estos datos confirman la mayor eficiencia energética de los sistemas VRV.

Figura 80

Demanda de Energía Anual Total de Unidades Interiores.

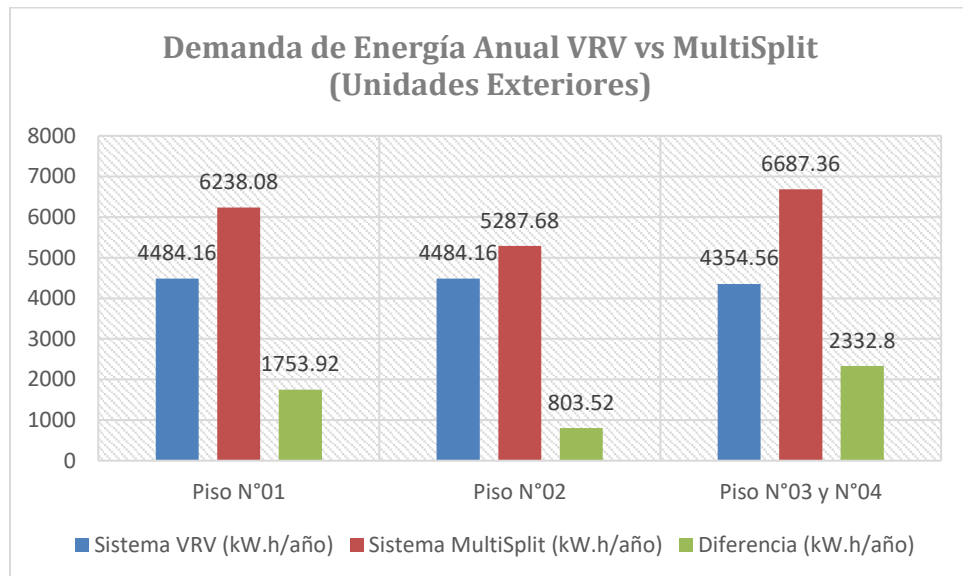


Nota. El gráfico muestra la comparativa entre la demanda de energía total anual de unidades Interiores VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 81 presenta un análisis detallado del consumo energético anual de las unidades exteriores de los sistemas VRV y MultiSplit en cada nivel del edificio. Los resultados obtenidos evidencian de manera contundente la superioridad de la tecnología VRV en términos de eficiencia energética. En el primer nivel, se registra un ahorro de 1753,92 kWh/año (28,12%), mientras que en el segundo nivel el ahorro es de 803,52 kWh (15,20%). Los niveles tercero y cuarto presentan un ahorro conjunto de 2332,8 kWh (34,88%). Estos datos demuestran que, independientemente del nivel, los sistemas VRV ofrecen un rendimiento energético significativamente mejor

Figura 81

Demanda de Energía Anual de Unidades Exteriores por Piso.

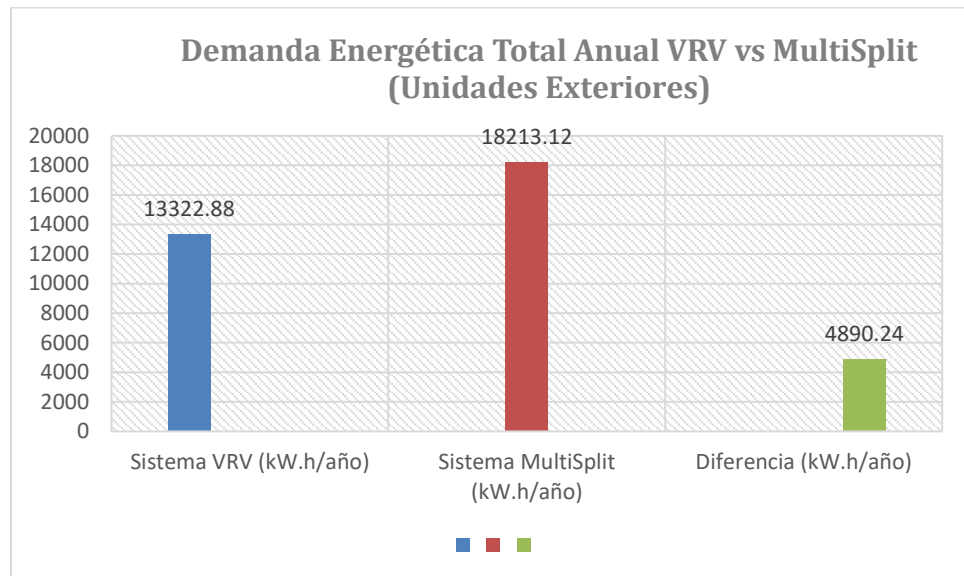


Nota. El gráfico muestra la comparativa entre la demanda de energía anual de unidades exteriores VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 82 presenta una comparación del consumo energético anual de las unidades exteriores de los sistemas VRV y MultiSplit. Los resultados revelan un ahorro energético significativo para la tecnología VRV, con una reducción de 4890,24 kWh/año, equivalente al 26,85% del consumo de los sistemas MultiSplit. Estos datos confirman la mayor eficiencia energética de los sistemas VRV.

Figura 82

Demanda de Energía Anual Total de Unidades Exteriores.

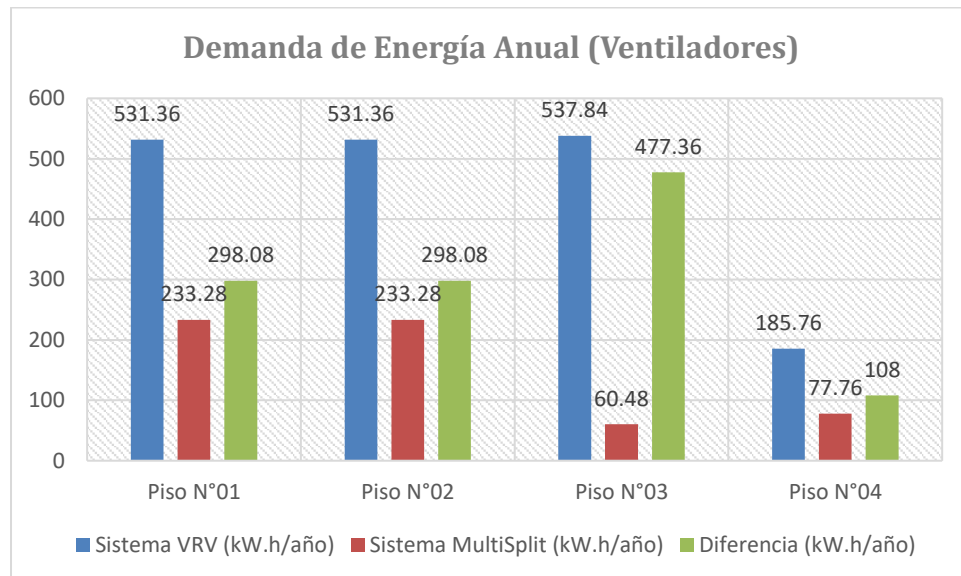


Nota. El gráfico muestra la comparativa entre la demanda de energía total anual de unidades exteriores VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 83 presenta un análisis comparativo del consumo energético de los ventiladores en los sistemas VRV y MultiSplit. Los resultados obtenidos evidencian de manera contundente un menor consumo energético en los ventiladores asociados al sistema MultiSplit. En los niveles primero y segundo se registra un ahorro de 298,08 kWh/año (56,10%) en cada nivel. En el tercer nivel se observa un ahorro significativo de 477,36 kWh/año (88,76%), mientras que en el cuarto nivel el ahorro es de 108 kWh/año (58,14%).

Figura 83

Demanda de Energía Anual de Ventiladores por Piso.

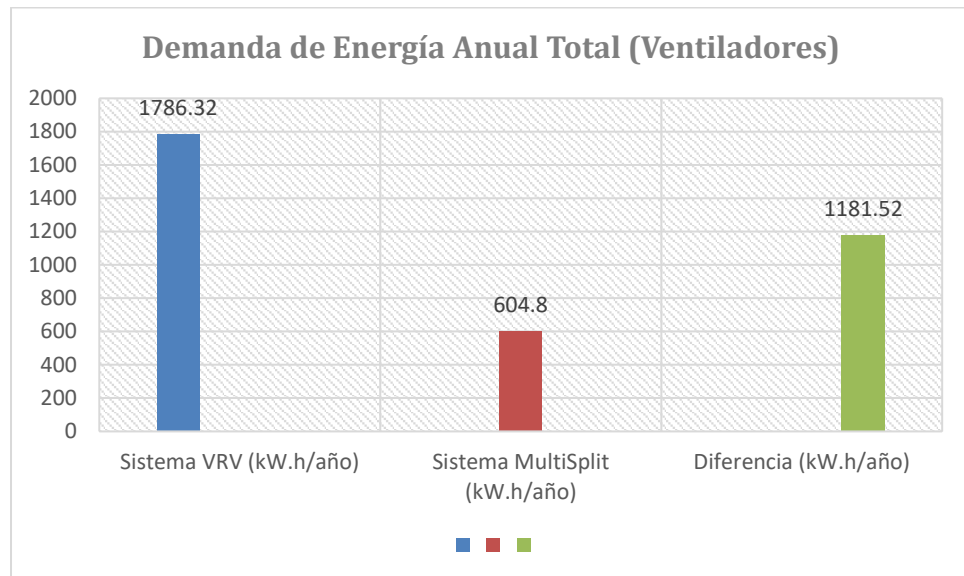


Nota. El gráfico muestra la comparativa entre la demanda de energía anual de ventiladores correspondientes a las soluciones de climatización en tecnología VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 84 muestra una comparación del consumo energético anual de los ventiladores asociados a los sistemas de distribución de aire VRV y MultiSplit. Los resultados obtenidos indican que los ventiladores de los sistemas MultiSplit presentan un ahorro energético considerable, con una reducción del 66,14% (1181,52 kWh/año) en comparación con los ventiladores de los sistemas VRV.

Figura 84

Demanda de Energía Anual Total de Ventiladores.

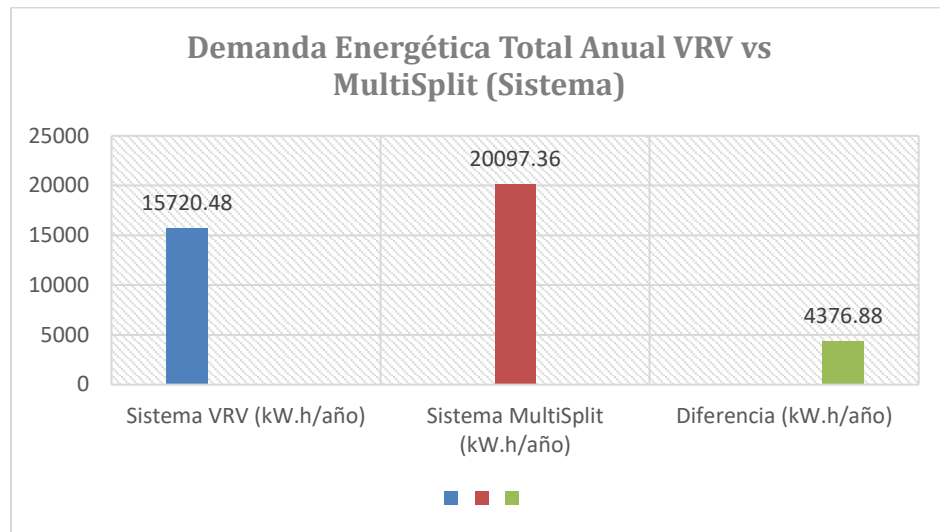


Nota. El gráfico muestra la comparativa entre la demanda de energía anual totales de ventiladores correspondientes a las soluciones de climatización en tecnología VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 85 muestra una comparación del consumo energético anual de los equipos asociados a los sistemas VRV y MultiSplit. Los resultados obtenidos indican que el sistema VRV presenta un ahorro energético considerable, con una reducción del 21,78% (4376,88 kWh/año) en comparación con el sistema MultiSplit.

Figura 85

Demanda de Energía Anual Total de los Sistemas VRV y MultiSplit.



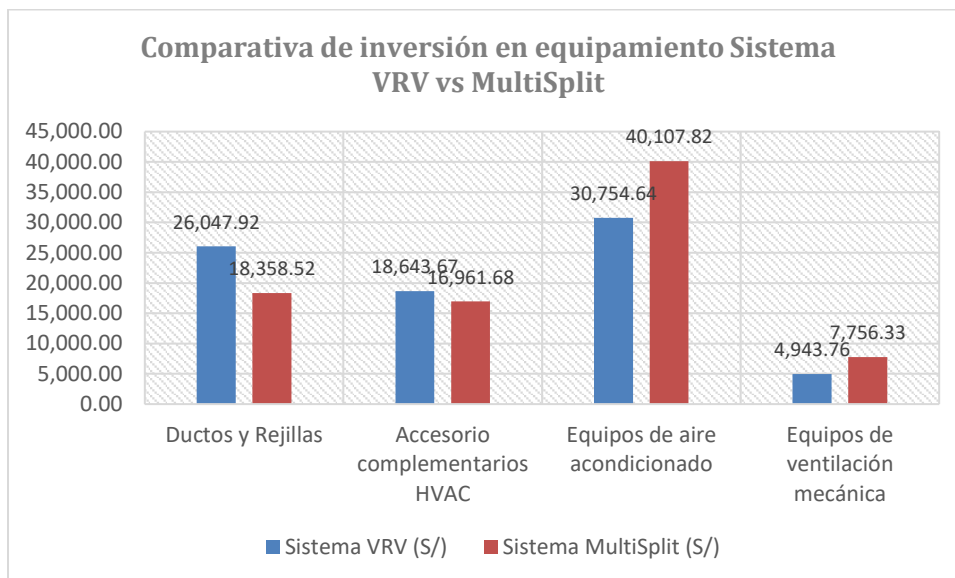
Nota. Comparativa de demanda de energía anual total de las soluciones propuestas en tecnología VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

3.3.1.16 Resultados de inversión económica.

La Figura 86 detalla la inversión económica requerida para la instalación del sistema de conductos de aire, incluyendo la distribución de aire de renovación y la difusión hacia las unidades fancoil. Al comparar ambas propuestas, se observa que la tecnología VRV demanda una inversión adicional de S/ 7,192.21, lo que representa un incremento del 182.26% respecto a la opción MultiSplit. Si bien la inversión en aislamiento de ductos es similar para ambos sistemas (al limitarse a los ductos directamente conectados a las fancoil), los costos asociados a los soportes de ductos en la propuesta VRV son significativamente mayores, alcanzando un 300% más que en el sistema MultiSplit.

Figura 86

Inversión Inicial en Equipamiento de los Sistemas.

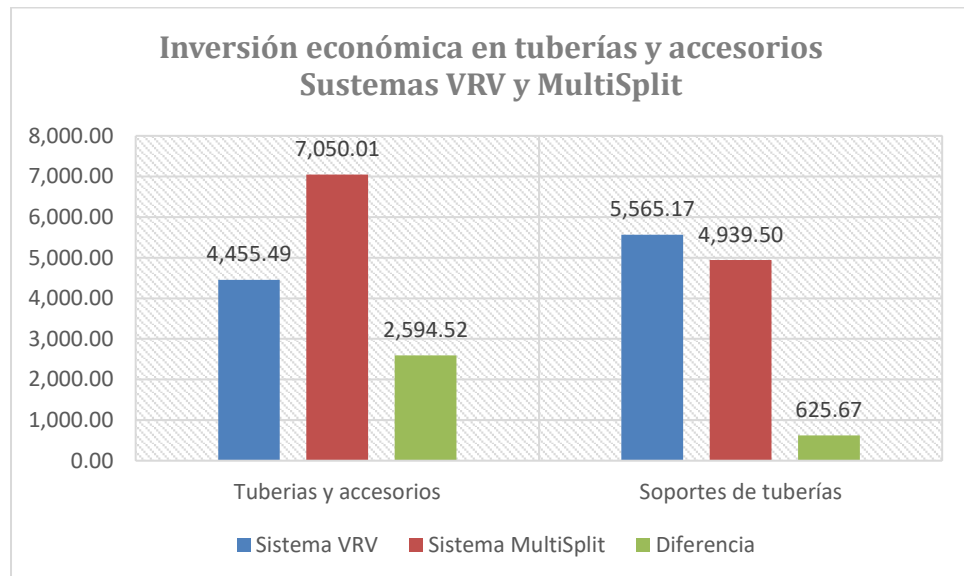


Nota. Se muestra una comparativa de inversión en equipamiento de los sistemas (ductos, rejillas, tuberías, accesorios y equipos de climatización y de ventilación) entre los Sistemas VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 87 muestra un desglose detallado de la inversión en “Tuberías de refrigerante accesorios y soportes”. Resulta interesante que, a pesar de la complejidad dl sistema VRV, la inversión en tuberías de refrigerante es significativamente menor en comparación con el sistema MultiSplit, generando un ahorro de S/ 2,594.52 (36,8% menos). Si bien la inversión en soportes es similar entre ambos sistemas, debido a la posibilidad de agrupar los soportes en sistema MultiSplit, se ha obtenido una diferencia de S/ 625,67.

Figura 87

Inversión Inicial en Tuberías de Cobre tipo L y accesorios.

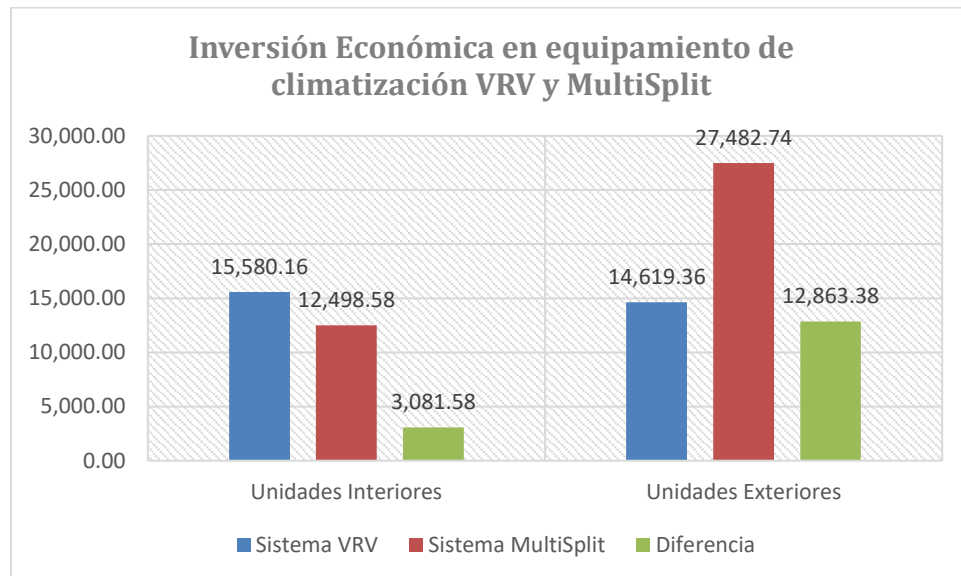


Nota. Se muestra una comparativa de inversión en tuberías de cobre tipo L y accesorios entre los Sistemas VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 88 presenta un análisis comparativo de la inversión en equipos de climatización. En relación a las unidades interiores, la tecnología MultiSplit ofrece un ahorro de S/ 3,081.58 (19.78%) respecto a las unidades VRV. Sin embargo, esta ventaja se invierte al considerar las unidades exteriores, donde el sistema MultiSplit demanda una inversión un 87.99% superior (S/ 12,863.38 más) en comparación con la tecnología VRV.

Figura 88

Inversión Inicial en Equipos de Climatización.

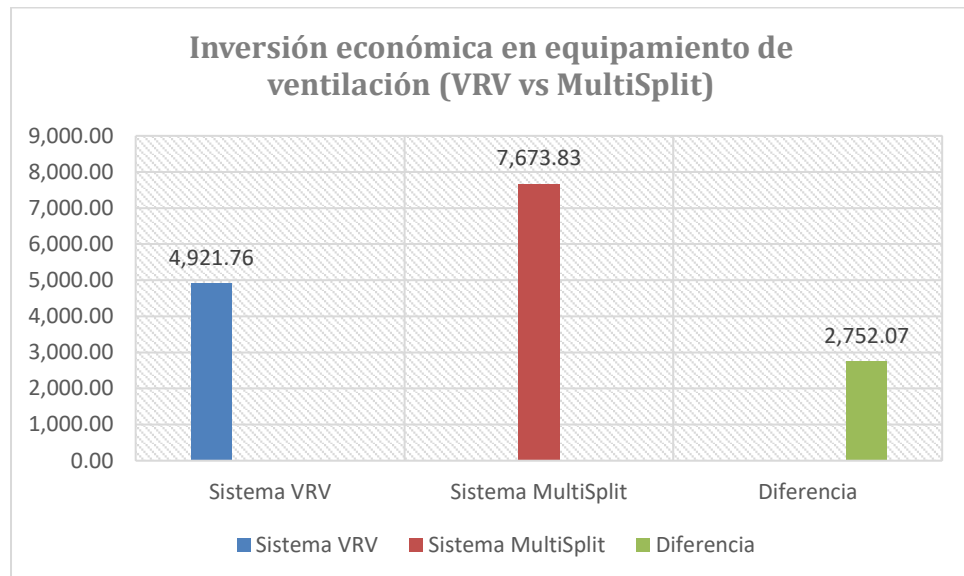


Nota. Se muestra una comparativa de inversión en equipos de climatización VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 89 presenta una comparación de los costos de inversión en el sistema de ventilación para las tecnologías MultiSplit y VRV. Los resultados muestran que la adquisición e instalación de ventiladores en el sistema MultiSplit implica un costo adicional de S/ 2,752.07, lo que representa un incremento del 55.92% en comparación con la tecnología VRV.

Figura 89

Inversión Inicial en Equipos de Ventilación.

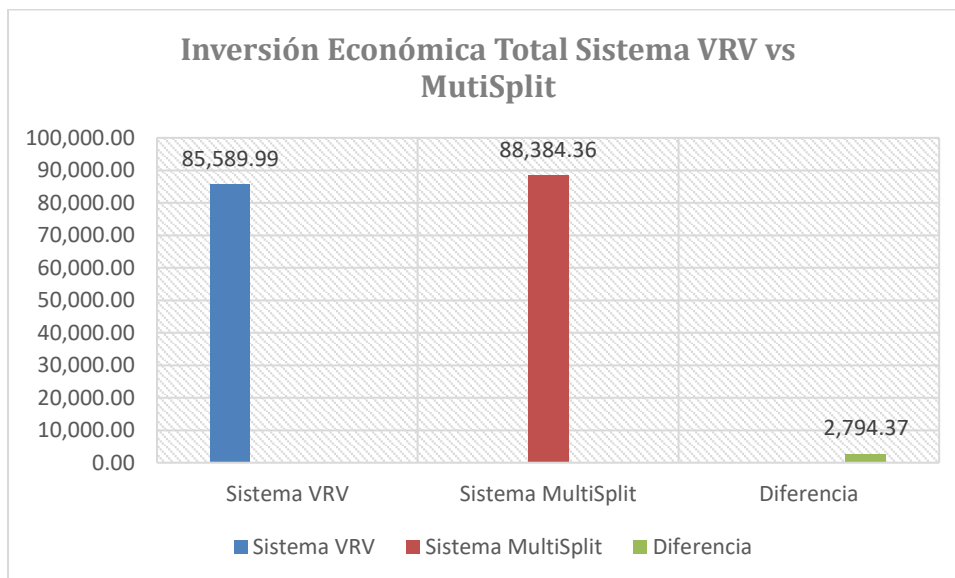


Nota. Se muestra una comparativa de inversión en equipos de ventilación involucrados en los Sistemas VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

La Figura 90 muestra que, en términos de inversión total, el sistema VRV presenta una ligera ventaja sobre el sistema MultiSplit. La diferencia entre ambas propuestas es de S/ 2,794.37, lo que representa un 3.26% adicional de inversión requerida para el sistema MultiSplit.

Figura 90

Inversión Inicial Total de los Sistemas.



Nota. Se muestra una comparativa de inversión total de los sistemas propuestos VRV y MultiSplit. Fuente: Elaboración propia.

CONCLUSIONES

1. Se realizó un análisis detallado de las características arquitectónicas del proyecto para calcular los coeficientes globales de transmisión de calor de cada elemento constructivo, los cuales se presentan en las Tabla 85 de la sección de resultados. Estos cálculos se basaron en las propiedades térmicas de los materiales, sus geometrías y datos obtenidos de fichas técnicas y del Handbook Fundamentals ASHRAE (Anexos 1 a 4). Paralelamente, se determinaron las condiciones climáticas externas del proyecto utilizando la base de datos de la Estación Meteorológica Antonio Raymondi, obteniendo una temperatura de bulbo seco de 31,7°C y una humedad relativa de 71,82% (percentil 95) para verano, y 14°C con 83,53% de humedad relativa (percentil 2,5) para invierno. Sin embargo, estas condiciones no cumplen con los requerimientos del ASHRAE para una calidad de aire interior adecuada. Por lo tanto, se establecieron las condiciones interiores del proyecto aplicando el Método Analítico de la Zona de Confort del estándar ASHRAE 55, definiendo una temperatura de 26.5°C y una humedad relativa del 60% para habitaciones en verano, y 26°C con 60% para áreas sociales. Para invierno, se establecieron 23°C y 60% en habitaciones, y 23°C y 50% en áreas sociales. Finalmente, con base en las propiedades térmicas de los cerramientos y las condiciones climáticas definidas, se calcularon las cargas térmicas para cada temporada, cuyos resultados se presentan en las Tablas 86 a 93.
2. Se llevó a cabo un estudio para diseñar e implementar sistemas de climatización VRV y MultiSplit, ambos basados en tecnología Inverter. Empleando el software especializado MSSP de Midea, se dimensionaron los componentes del sistema VRV considerando las cargas térmicas detalladas en las Tablas 86 a 89, obteniendo un diseño que cumple con los estándares de la industria (Figuras 51, 52 y 53). Para el sistema MultiSplit, se seleccionaron y dimensionaron los componentes según las especificaciones técnicas de los fabricantes (Anexos 34, 35 y 36),

resultando en un diseño detallado (Figuras 54 a 59). Además, se diseñó el sistema de conductos optimizando la distribución del aire, se calcularon las caídas de presión estática (Tablas 110 a 113 para VRV y Tablas 114 a 117 para MultiSplit) y se seleccionaron los ventiladores de inyección de aire mediante el software EasyVent de Soler & Palau, considerando los resultados obtenidos en los cálculos previos. Las curvas características de los equipos de ventilación seleccionados se presentan en las Figuras 60 a 78.

3. Se realizó un análisis detallado del consumo energético anual de los sistemas VRV y MultiSplit propuestos, obteniendo un consumo de 15,720.48 kWh para el sistema VRV y de 20,097.36 kWh para el sistema MultiSplit. Estos resultados evidencian una mayor eficiencia energética del sistema VRV. Asimismo, se efectuó una evaluación económica, determinando que la inversión inicial para el sistema VRV asciende a 85,589.99 soles, mientras que para el sistema MultiSplit se requiere una inversión de 88,384.36 soles. Considerando tanto el consumo energético como la inversión inicial, se concluye que el sistema VRV presenta una mayor optimización, convirtiéndolo en la opción más adecuada para la implementación en la edificación en cuestión.
4. Se adoptaron los requerimientos normativos establecidos en el estándar ASHRAE 55 para definir las condiciones de confort térmico, empleando el Método Analítico de la Zona de Confort. Asimismo, se establecieron los caudales de ventilación mínimos de acuerdo con los estándares ASHRAE 62.1 y el Reglamento Nacional de Edificaciones EM030, considerando los ratios por persona y por área de los locales. En cumplimiento con la normativa peruana de arquitectura (Norma Técnica A.010 Art N°40.2), se definieron las dimensiones mínimas de las rejillas de alivio en un 2% del área total de cada local, prohibiendo su ubicación en puertas que comuniquen con el exterior conforme a la NFPA 90A 4.3.12.1.3. Finalmente, la selección de los filtros se realizó en base a los requisitos establecidos en el RNE EM030, artículo N°7.

RECOMENDACIONES

1. Para optimizar el proceso de cálculo de las cargas térmicas se recomienda el empleo de software especializados de cálculo como el HAP Carrier o el CHVAC Elite, puesto que consideran la variabilidad en la ocupación, encendido de luces y equipos a lo largo del día, por otro lado considera el efecto de las áreas exteriores no soleadas, de manera que los resultados obtenidos a través de estos puede llegar a ser más exactos que aquellos obtenidos de forma manual.
2. Se recomienda complementar la instalación de climatización con la implementación de sistemas de radiación ultravioleta C (UVC), asegurando una densidad de radiación efectiva no inferior a 30 mJ/cm², tal como lo establece el Reglamento Nacional de Edificaciones EM030, Artículo 22. Esta medida permitirá mitigar el crecimiento de microorganismos como mohos y hongos en los serpentines de las evaporadoras, optimizando así la eficiencia de los sistemas de climatización. Para la selección de los equipos de UVC, se pueden emplear tanto métodos manuales como softwares especializados, garantizando así una solución adecuada a las necesidades específicas de cada instalación.
3. Para verificar el desempeño de los sistemas de ventilación y aire acondicionado, se recomienda emplear software de simulación numérica CFD, como Ansys Fluent. Mediante esta herramienta, se podrán evaluar los gradientes de temperatura a alturas de 0.10 y 1.70 metros sobre el nivel del suelo, asegurando que no superen los 3.5°C y que la temperatura del suelo se mantenga entre 19°C y 29°C, en cumplimiento con el estándar ASHRAE 55. Además, se podrá visualizar la distribución de temperaturas y velocidades del aire en las proximidades del recinto, lo que permitirá una evaluación detallada del confort térmico y la calidad del aire interior.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Álvarez Villanueva, G. A. L. (2022). *Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado y Ventilación Mecánica para los Sectores I, II y III del Centro de Salud Mental Comunitario en el distrito de San Juan de Miraflores, Lima* [Tesis para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, Universidad Tecnológica del Perú]. <https://repositorio.utp.edu.pe/handle/20.500.12867/8131>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. (2001). *Handbook Fundamentals ASHRAE*. Estados Unidos.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. (2017). *Thermal Enviromental Conditions for Human Occupancy*. (ANSI/ASHRAE Standard 55-2017).
- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. (2017). *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. (ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2017).
- Camacho Balabarca, J. L. (2022). *Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado para un edificio de reuniones eclesiásticas ubicada en el distrito de Comas – Lima en el marco COVID 19* [Monografía Técnica para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos Modalidad M-3, Universidad Nacional Mayor de San Marcos]. <https://hdl.handle.net/20.500.12672/19530>
- Carrier Air Conditioning Co. (2017). *Manual de Aire Acondicionado*. Marcombo S.A.
- Cengel Y. y Boles M. (2015). *Termodinámica*. 8va. Edición. McGraw-Hill.
- Cengel Y. y Ghajar A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. 4ta. Edición. McGraw-

Hill.

Heredia, Y., Flores, J., Babiloni, A., Serrano, J. y Pabón, J. (2020). Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A. *International Journal of Refrigeration*, 111(1).
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012>

Liendo Álvarez, P. R. (2022). *Diseño de un Sistema de Acondicionamiento Climático de una Vivienda Unifamiliar usando la Energía Solar en la Ciudad de Tacna* [Tesis para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, Universidad Nacional Jorge Basadre Grohmann].
<https://repositorio.unjbg.edu.pe/handle/20.500.12510/3917>

Pita E. (2005). *Acondicionamiento de Aire, Principios y Sistemas*. 2da. Edición. Editorial Cecsca.

Resolución Ministerial N° 191-2021-Vivienda. (2021). Condiciones Generales de Diseño del Reglamento Nacional de Edificaciones. (A.010).

Resolución Ministerial N° 232-2020-Vivienda. (2020). *Instalaciones de Ventilación del Reglamento Nacional de Edificaciones*. (EM-030).

Salvador Escoda S.A. (2002). *Manual Práctico de Ventilación*. 2da. Edición. Barcelona.

Steiger Villanueva, O. A. (2021). Propuesta y estudio comparativo sobre la implementación de tecnología invertir vs tecnología tradicional en compresores de aire acondicionado junto con la obtención de eficiencia del equipo basada en la normativa ASHRAE y acciones para su mejora [Trabajo de graduación para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

Electricista, Universidad de San Carlos de Guatemala].

<https://biblioteca.ingenieria.usac.edu.gt/>

Thorton, G., Kroecker, E., Fleck, B., Zhong, L. y Hartling, L. (2022). The Impact of Heating, Ventilation, and Air-Conditioning Design Features on the Transmission of Viruses, Including SARS-CoV-2: Overview of Reviews. *JMIR Publications Advancing Digital Health & Open Science*, 11(2).

<https://doi.org/10.2196/37232>

Tse Lee, S. y Lee, D. (2023). Artificial intelligence enabled energy – efficient heating, ventilation and air conditioning system: Design, análisis and necessary hardware upgrades. *Science Direct*, 235(2).

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121253>

ANEXOS

Anexo 1

Propiedades térmicas de materiales típicos en construcción. (Parte 01)

Table 4 Typical Thermal Properties of Common Building and Insulating Materials—Design Values^a

Description	Density, kg/m ³	Conductivity ^b (k), W/(m·K)	Conductance (C), W/(m ² ·K)	Resistance ^c (R)		Specific Heat, kJ/(kg·K)
				1/k, K·m/W	For Thickness Listed (1/C), K·m ² /W	
BUILDING BOARD						
Asbestos-cement board.....	1900	0.58	—	1.73	—	1.00
Asbestos-cement board.....3.2 mm	1900	—	187.4	—	0.005	—
Asbestos-cement board.....6.4 mm	1900	—	93.7	—	0.011	—
Gypsum or plaster board.....9.5 mm	800	—	17.6	—	0.056	1.09
Gypsum or plaster board.....12.7 mm	800	—	12.6	—	0.079	—
Gypsum or plaster board.....15.9 mm	800	—	10.1	—	0.099	—
Plywood (Douglas fir) ^d	540	0.12	—	8.66	—	1.21
Plywood (Douglas fir).....6.4 mm	540	—	18.2	—	0.055	—
Plywood (Douglas fir).....9.5 mm	540	—	12.1	—	0.083	—
Plywood (Douglas fir).....12.7 mm	540	—	9.1	—	0.11	—
Plywood (Douglas fir).....15.9 mm	540	—	7.3	—	0.14	—
Plywood or wood panels.....19.0 mm	540	—	6.1	—	0.16	1.21
Vegetable fiber board						
Sheathing, regular density ^e12.7 mm	290	—	4.3	—	0.23	1.30

Fuente: Handbook of Fundamentals ASHRAE 2001.

Anexo 2

Propiedades térmicas de materiales típicos en construcción (Parte 02).

Table 4 Typical Thermal Properties of Common Building and Insulating Materials—Design Values^a (Continued)

Description	Density, kg/m ³	Conductivity ^b (k), W/(m·K)	Conductance (C), W/(m ² ·K)	Resistance ^c (R)		Specific Heat, kJ/(kg·K)
				1/k, K·m/W	For Thickness Listed (1/C), K·m ² /W	
Gypsum plaster:						
Lightweight aggregate 13 mm	720	—	17.7	—	0.056	—
Lightweight aggregate 16 mm	720	—	15.2	—	0.066	—
Lightweight aggregate on metal lath..... 19 mm	—	—	12.1	—	0.083	—
Perlite aggregate.....	720	0.22	—	4.64	—	1.34
Sand aggregate.....	1680	0.81	—	1.25	—	0.84
Sand aggregate..... 13 mm	1680	—	63.0	—	0.016	—
Sand aggregate..... 16 mm	1680	—	51.7	—	0.019	—
Sand aggregate on metal lath 19 mm	—	—	43.7	—	0.023	—
Vermiculite aggregate.....	720	0.24	—	4.09	—	—
MASONRY MATERIALS						
<i>Masonry Units</i>						
Brick, fired clay	2400	1.21-1.47	—	0.83-0.68	—	—
	2240	1.07-1.30	—	0.94-0.77	—	—
	2080	0.92-1.12	—	1.08-0.89	—	—
	1920	0.81-0.98	—	1.24-1.02	—	0.79
	1760	0.71-0.85	—	1.42-1.18	—	—
	1600	0.61-0.74	—	1.65-1.36	—	—
	1440	—0.52-0.62	—	1.93-1.61	—	—
	1280	0.43-0.53	—	2.31-1.87	—	—
	1120	0.36-0.45	—	2.77-2.23	—	—
Clay tile, hollow						
1 cell deep 75 mm	—	—	7.10	—	0.14	0.88
1 cell deep 100 mm	—	—	5.11	—	0.20	—
2 cells deep..... 150 mm	—	—	3.75	—	0.27	—
2 cells deep..... 200 mm	—	—	3.07	—	0.33	—
2 cells deep..... 250 mm	—	—	2.56	—	0.39	—
3 cells deep..... 300 mm	—	—	2.27	—	0.44	—
Concrete blocks ^{b,c}						
Limestone aggregate						
200 mm, 16.3 kg, 2210 kg/m ³ concrete, 2 cores.....	—	—	—	—	—	—
Same with perlite filled cores	—	—	2.73	—	0.37	—
300 mm, 25 kg, 2210 kg/m ³ concrete, 2 cores.....	—	—	—	—	—	—
Same with perlite filled cores	—	—	1.53	—	0.65	—
Normal mass aggregate (sand and gravel) 200 mm						
15-16 kg, 2020-2180 kg/m ³ concrete, 2 or 3 cores	—	—	5.1-5.8	—	0.20-0.17	0.92
Same with perlite filled cores	—	—	2.84	—	0.35	—
Same with vermiculite filled cores	—	—	3.0-4.1	—	0.34-0.24	—
300 mm, 22.7 kg, 2000 kg/m ³ concrete, 2 cores.....	—	—	4.60	—	0.217	0.92
Medium mass aggregate (combinations of normal and low mass aggregate) 200 mm, 12-13 kg.						
1550-1790 kg/m ³ concrete, 2 or 3 cores	—	—	3.3-4.4	—	0.30-0.22	—
Same with perlite filled cores	—	—	1.5-2.5	—	0.65-0.41	—
Same with vermiculite filled cores	—	—	1.70	—	0.58	—
Same with molded EPS (beads) filled cores	—	—	1.82	—	0.56	—
Same with molded EPS inserts in cores.....	—	—	2.10	—	0.47	—
Low mass aggregate (expanded shale, clay, slate or slag, pumice) 150 mm						
7.3-7.7 kg, 1360-1390 kg/m ³ concrete, 2 or 3 cores	—	—	3.0-3.5	—	0.34-0.29	—
Same with perlite filled cores	—	—	1.36	—	0.74	—
Same with vermiculite filled cores	—	—	1.87	—	0.53	—
200 mm, 8.6-10.0 mm, 1150-1380 kg/m ³ concrete,						
Same with perlite filled cores	—	—	1.8-3.1	—	0.56-0.33	0.88
Same with vermiculite filled cores	—	—	0.9-1.3	—	1.20-0.77	—
Same with molded EPS (beads) filled cores	—	—	1.1-1.5	—	0.93-0.69	—
	—	—	1.19	—	0.85	—

Fuente: Handbook of Fundamentals ASHRAE 2001.

Anexo 3

Propiedades térmicas de materiales típicos en construcción (Parte 03).

Table 4 Typical Thermal Properties of Common Building and Insulating Materials—Design Values^a (Continued)

Description	Density, kg/m ³	Conductivity ^b (k), W/(m·K)	Conductance (C), W/(m ² ·K)	Resistance ^c (R)		
				1/k, K·m/W	For Thickness Listed (1/C), K·m ² /W	Specific Heat, kJ/(kg·K)
Gypsum partition tile						
75 by 300 by 760 mm, solid	—	—	4.50	—	0.222	0.79
75 by 300 by 760 mm, 4 cells	—	—	4.20	—	0.238	—
100 by 300 by 760 mm, 3 cells	—	—	3.40	—	0.294	—
Concretes^a						
Sand and gravel or stone aggregate concretes (concretes	2400	1.4-2.9	—	0.69-0.35	—	—
with more than 50% quartz or quartzite sand have	2240	1.3-2.6	—	0.77-0.39	—	0.8-1.0
conductivities in the higher end of the range)	2080	1.0-1.9	—	0.99-0.53	—	—
Limestone concretes	2240	1.60	—	0.62	—	—
	1920	1.14	—	0.88	—	—
	1600	0.79	—	1.26	—	—
Gypsum-fiber concrete (87.5% gypsum, 12.5%						
wood chips)	816	0.24	—	4.18	—	0.88
Cement/lime, mortar, and stucco	1920	1.40	—	0.71	—	—
	1600	0.97	—	1.04	—	—
	1280	0.65	—	1.54	—	—
Lightweight aggregate concretes						
Expanded shale, clay, or slate; expanded slags;	1920	0.9-1.3	—	1.08-0.76	—	—
cinders; pumice (with density up to 1600 kg/m ³);	1600	0.68-0.89	—	1.48-1.12	—	0.84
and scoria (sanded concretes have conductivities in	1280	0.48-0.59	—	2.10-1.69	—	0.84
the higher end of the range)	960	0.30-0.36	—	3.30-2.77	—	—
	640	0.18	—	5.40	—	—
Perlite, vermiculite, and polystyrene beads	800	0.26-0.27	—	3.81-3.68	—	—
	640	0.20-0.22	—	4.92-4.65	—	0.63-0.96
	480	0.16	—	6.31	—	—
	320	0.12	—	8.67	—	—
Foam concretes	1920	0.75	—	1.32	—	—
	1600	0.60	—	1.66	—	—
	1280	0.44	—	2.29	—	—
	1120	0.36	—	2.77	—	—
Foam concretes and cellular concretes						
	960	0.30	—	3.33	—	—
	640	0.20	—	4.92	—	—
	320	0.12	—	8.67	—	—
SIDING MATERIALS (on flat surface)						
Shingles						
Asbestos-cement	1900	—	27.0	—	0.037	—
Wood, 400 mm, 190-mm exposure	—	—	6.53	—	0.15	1.30
Wood, double, 400 mm, 300-mm exposure	—	—	4.77	—	0.21	1.17
Wood, plus insul. backer board, 8 mm	—	—	4.03	—	0.25	1.30
Siding						
Asbestos-cement, 6.4 mm, lapped	—	—	27.0	—	0.037	1.01
Asphalt roll siding	—	—	36.9	—	0.026	1.47
Asphalt insulating siding (12.7 mm bed.)	—	—	3.92	—	0.26	1.47
Hardboard siding, 11 mm	—	—	8.46	—	0.12	1.17
Wood, drop, 20 by 200 mm	—	—	7.21	—	0.14	1.17
Wood, bevel, 13 by 200 mm, lapped	—	—	6.98	—	0.14	1.17
Wood, bevel, 19 by 250 mm, lapped	—	—	5.40	—	0.18	1.17
Wood, plywood, 9.5 mm, lapped	—	—	9.60	—	0.10	1.22
Aluminum, steel, or vinyl ^{P, Q} , over sheathing						
Hollow-backed	—	—	9.31	—	0.11	1.22 ^Q
Insulating-board backed	—	—	—	—	—	—
9.5 mm nominal	—	—	3.12	—	0.32	1.34
9.5 mm nominal, foil backed	—	—	1.93	—	0.52	—
Architectural (soda-lime float) glass	—	—	56.8	—	0.018	0.84

Fuente: Handbook of Fundamentals ASHRAE 2001.

Anexo 4

Conductancias y resistencias térmicas de al aire.

Table 1 Surface Conductances and Resistances for Air

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance, ε					
		Non-reflective $\varepsilon = 0.90$		Reflective $\varepsilon = 0.20$ $\varepsilon = 0.05$			
		h_i	R	h_i	R	h_i	R
STILL AIR							
Horizontal	Upward	9.26	0.11	5.17	0.19	4.32	0.23
Sloping—45°	Upward	9.09	0.11	5.00	0.20	4.15	0.24
Vertical	Horizontal	8.29	0.12	4.20	0.24	3.35	0.30
Sloping—45°	Downward	7.50	0.13	3.41	0.29	2.56	0.39
Horizontal	Downward	6.13	0.16	2.10	0.48	1.25	0.80
MOVING AIR (Any position)		h_o	R				
Wind (for winter)	Any	34.0	0.030	—	—	—	—
6.7 m/s (24 km/h)							
Wind (for summer)	Any	22.7	0.044	—	—	—	—
3.4 m/s (12 km/h)							

Fuente: Handbook of Fundamentals ASHRAE 2001.

Anexo 5

Coeficientes de transmisión de calor en vidrios y plásticos.

Table 10 Suggested Heat Transmission Coefficients

		$U, W/(m^2 \cdot K)$
Glass	Single-glazing	6.4
	Double-glazing	4.0
Plastic film	Manufacturer's Data	
	Single film ^a	6.8
	Double film, inflated	4.0
	Single film over glass	4.8
	Double film over glass	3.4
Corrugated glass fiber		
	Reinforced panels	6.8
Plastic structured sheet ^b		
	16 mm thick	3.3
	8 mm thick	3.7
	6 mm thick	4.1

Fuente: Handbook of Fundamentals ASHRAE 2001.

Anexo 6

Coeficientes de transmisión de calor en puertas de madera y de estructura de acero.

Table 6 Transmission Coefficients U for Wood and Steel Doors, $W/(m^2 \cdot K)$

Nominal Door Thickness, mm	Description	No Storm Door	Wood Storm Door ^c	Metal Storm Door ^d
Wood Doors^{a,b}				
35	Panel door with 11 mm panels ^e	3.24	1.87	2.10
35	Hollow core flush door	2.67	1.70	1.82
35	Solid core flush door	2.21	1.48	1.59
45	Panel door with 11 mm panels ^e	3.07	1.82	2.04
45	Hollow core flush door	2.61	1.65	1.82
45	Panel door with 29 mm panels ^e	2.21	1.48	1.59
45	Solid core flush door	2.27	—	1.48
57	Solid core flush door	1.53	1.14	1.19
Steel Doors^b				
45	Fiberglass or mineral wool core with steel stiffeners, no thermal break ^f	3.41	—	—
45	Paper honeycomb core without thermal break ^f	3.18	—	—
45	Solid urethane foam core without thermal break ^a	2.27	—	—
45	Solid fire rated mineral fiberboard core without thermal break ^f	2.16	—	—
45	Polystyrene core without thermal break [18 gage (1.31 mm) commercial steel] ^f	1.99	—	—
45	Polyurethane core without thermal break (18 gage commercial steel) ^f	1.65	—	—
45	Polyurethane core without thermal break [24 gage (0.70 mm) residential steel] ^f	1.65	—	—
45	Polyurethane core with thermal break and wood perimeter (24 gage residential steel) ^f	1.14	—	—
45	Solid urethane foam core with thermal break ^a	1.14	—	0.91

Fuente: Handbook of Fundamentals ASHRAE 2001.

Anexo 7

Diámetros equivalentes de conductos rectangulares.

Medidas del conducto	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000
100	109	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
150	133	164	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
200	152	189	219	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
250	169	210	244	273	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
300	183	229	266	299	328	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
350	195	245	286	322	354	383	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
400	207	260	305	343	378	409	437	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
450	217	274	321	363	400	433	464	492	---	---	---	---	---	---	---	---	---
500	227	287	337	381	420	455	488	518	547	---	---	---	---	---	---	---	---
550	236	299	352	398	439	477	511	543	573	601	---	---	---	---	---	---	---
600	245	310	365	414	457	496	533	567	598	628	656	---	---	---	---	---	---
650	253	321	378	429	474	515	553	589	622	653	683	711	---	---	---	---	---
700	261	331	391	443	490	533	573	610	644	677	708	737	765	---	---	---	---
750	268	341	402	457	506	550	592	630	666	700	732	753	792	820	---	---	---
800	275	350	414	470	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	---	---
900	---	367	435	494	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	984	---
1.000	---	384	454	517	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1.037	1.093
1.100	---	399	473	538	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1.022	1.086	1.146
1.200	---	413	490	558	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1.030	1.066	1.133	1.196
1.300	---	---	506	577	642	701	757	808	857	904	945	990	1.031	1.069	1.107	1.177	1.244
1.400	---	---	522	595	662	724	781	835	886	934	980	1.024	1.066	1.107	1.146	1.220	1.289
1.500	---	---	536	612	681	745	805	860	913	963	1.011	1.057	1.100	1.143	1.183	1.260	1.332
1.600	---	---	551	629	700	766	827	885	939	991	1.041	1.088	1.133	1.177	1.219	1.298	1.373
1.700	---	---	---	644	718	785	849	908	964	1.018	1.069	1.118	1.164	1.209	1.253	1.335	1.413
1.800	---	---	---	660	735	804	869	930	988	1.043	1.096	1.146	1.195	1.241	1.286	1.371	1.451
1.900	---	---	---	674	751	823	889	952	1.012	1.068	1.122	1.174	1.224	1.271	1.318	1.405	1.488
2.000	---	---	---	688	767	840	908	973	1.034	1.092	1.147	1.200	1.252	1.301	1.348	1.438	1.523
2.100	---	---	---	---	782	857	927	993	1.055	1.115	1.172	1.226	1.279	1.329	1.378	1.470	1.558
2.200	---	---	---	---	797	874	945	1.013	1.076	1.137	1.195	1.251	1.305	1.356	1.406	1.501	1.591
2.300	---	---	---	---	812	890	963	1.031	1.097	1.159	1.218	1.275	1.330	1.383	1.434	1.532	1.623
2.400	---	---	---	---	826	905	980	1.050	1.116	1.180	1.241	1.299	1.355	1.409	1.461	1.561	1.655
2.500	---	---	---	---	---	920	996	1.068	1.136	1.200	1.262	1.322	1.379	1.434	1.488	1.589	1.685
2.600	---	---	---	---	---	935	1.012	1.085	1.154	1.220	1.283	1.344	1.402	1.459	1.513	1.617	1.715
2.700	---	---	---	---	---	950	1.028	1.102	1.173	1.240	1.304	1.366	1.425	1.483	1.538	1.644	1.744
2.800	---	---	---	---	---	964	1.043	1.119	1.190	1.259	1.324	1.387	1.447	1.506	1.562	1.670	1.772
2.900	---	---	---	---	---	---	1.058	1.135	1.208	1.277	1.344	1.408	1.469	1.529	1.586	1.696	1.800
3.000	---	---	---	---	---	---	1.076	1.154	1.228	1.299	1.366	1.431	1.494	1.555	1.613	1.725	1.831

En esta tabla de diámetros equivalentes las dimensiones están expresadas en mm y se han obtenido utilizando la ecuación (2) de este capítulo:

$$D_{eq} = 1,55 \sqrt{S/P}$$

siendo:

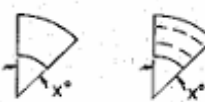
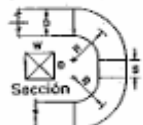
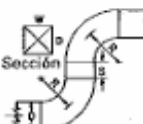
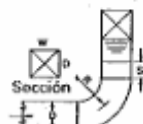
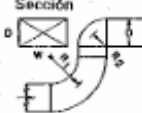
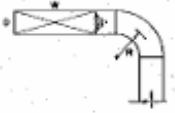
S = Área de paso de la sección recta;

P = Perímetro interior de la sección recta.

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 8

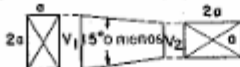
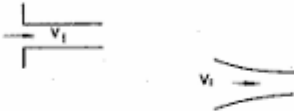
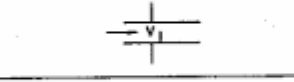
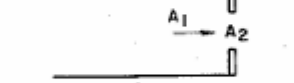
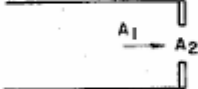
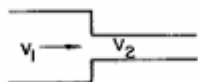
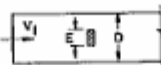
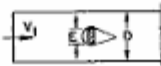
Rozamiento en los elementos de un sistema de conductos rectangulares (Parte 01).

ELEMENTO	CONDICIONES	RELACIÓN L/D **																																								
Codo de radio de sección rectangular		<table><tr><th rowspan="3">W/D</th><th colspan="5">R/D</th></tr><tr><th>0,5</th><th>0,75</th><th>1,00</th><th>1,25 *</th><th>1,50</th></tr><tr><th colspan="5">Relación L/D</th></tr><tr><td>0,5</td><td>33</td><td>14</td><td>9</td><td>5</td><td>4</td></tr><tr><td>1</td><td>45</td><td>18</td><td>11</td><td>7</td><td>4</td></tr><tr><td>3</td><td>80</td><td>30</td><td>14</td><td>8</td><td>5</td></tr><tr><td>6</td><td>125</td><td>40</td><td>18</td><td>12</td><td>7</td></tr></table>	W/D	R/D					0,5	0,75	1,00	1,25 *	1,50	Relación L/D					0,5	33	14	9	5	4	1	45	18	11	7	4	3	80	30	14	8	5	6	125	40	18	12	7
W/D	R/D																																									
	0,5	0,75		1,00	1,25 *	1,50																																				
	Relación L/D																																									
0,5	33	14	9	5	4																																					
1	45	18	11	7	4																																					
3	80	30	14	8	5																																					
6	125	40	18	12	7																																					
Codo de radio de sección rectangular con guías		<table><tr><th rowspan="3">Número de guías</th><th colspan="4">R/D</th></tr><tr><th>0,50</th><th>0,75</th><th>1,00</th><th>1,50</th></tr><tr><th colspan="4">Relación L/D</th></tr><tr><td>1</td><td>18</td><td>10</td><td>8</td><td>7</td></tr><tr><td>2</td><td>12</td><td>8</td><td>7</td><td>7</td></tr><tr><td>3</td><td>10</td><td>7</td><td>7</td><td>6</td></tr></table>	Número de guías	R/D				0,50	0,75	1,00	1,50	Relación L/D				1	18	10	8	7	2	12	8	7	7	3	10	7	7	6												
Número de guías	R/D																																									
	0,50	0,75		1,00	1,50																																					
	Relación L/D																																									
1	18	10	8	7																																						
2	12	8	7	7																																						
3	10	7	7	6																																						
Codo de X°		Codo de radio con o sin guías X/90 multiplicado por el valor correspondiente a codo análogo de 90°																																								
Codo recto rectangular		Sin guías 60 Guías de cambio de dirección de simple espesor 15 Guías de cambio de dirección de doble espesor 10																																								
Doble codo	 W/D = 1, R/D = 1,25 *	S = O 15 S = D 10																																								
Doble codo	 W/D = 1, R/D = 1,25 *	S = O 20 S = D 22																																								
Doble codo	 W/D = 1, R/D = 1,25 * para ambos	S = O 15 S = D 16																																								
Doble codo	 W/D = 2, R ₁ /D = 1,25 *, R ₂ /D = 0,5	Dirección de la flecha 45 Dirección inversa 40																																								
Doble codo	 W/D = 4, R/D = 1,25 * para ambos codos	Dirección de la flecha 17 Dirección inversa 18																																								

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 9

Rozamiento en los elementos de un sistema de conductos rectangular (Parte 02).

ELEMENTO	CONDICIONES	VALOR DE n ***																																			
Transformación 	$V_2 = V_1$ Pérdida p. e. = $n h v_1$	0,04																																			
Expensión 	n ** <table><tr><th colspan="7">Ángulo α en °</th></tr><tr><th>V_2/V_1</th><th>5°</th><th>10°</th><th>15°</th><th>20°</th><th>30°</th><th>40°</th></tr><tr><td>0,20</td><td>0,25</td><td>0,22</td><td>0,20</td><td>0,18</td><td>0,15</td><td>0,13</td></tr><tr><td>0,40</td><td>0,27</td><td>0,25</td><td>0,23</td><td>0,22</td><td>0,20</td><td>0,19</td></tr><tr><td>0,60</td><td>0,28</td><td>0,26</td><td>0,25</td><td>0,24</td><td>0,24</td><td>0,23</td></tr></table> Ganancia p. e. = $n (h v_1 - h v_2)$	Ángulo α en °							V_2/V_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°	0,20	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13	0,40	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,60	0,28	0,26	0,25	0,24	0,24	0,23	
Ángulo α en °																																					
V_2/V_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°																															
0,20	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13																															
0,40	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19																															
0,60	0,28	0,26	0,25	0,24	0,24	0,23																															
Contracción 	<table><tr><th>α</th><th>30°</th><th>45°</th><th>60°</th></tr><tr><td>n</td><td>0,311 ****</td><td>0,317</td><td>0,326</td></tr></table> Pérdida p. e. = $n (h v_1 - h v_2)$ **** Pendiente 25 %	α	30°	45°	60°	n	0,311 ****	0,317	0,326																												
α	30°	45°	60°																																		
n	0,311 ****	0,317	0,326																																		
Entrada abrupta 	Pérdida p. e. = $n h v_1$	0,10																																			
Entrada suave 		0,009																																			
Salida abrupta 	Pérdida p. e. o ganancia consideradas nulas																																				
Salida suave 																																					
Entrada reentrante 	Pérdida p. e. = $n h v_1$	0,25																																			
Orificio redondo de borda aguda 	<table><tr><th>A_2/A_1</th><th>0</th><th>0,25</th><th>0,50</th><th>0,75</th><th>1,00</th></tr><tr><td>n</td><td>0,76</td><td>0,70</td><td>0,57</td><td>0,33</td><td>0</td></tr></table> Pérdida p. e. = $n h v_1$	A_2/A_1	0	0,25	0,50	0,75	1,00	n	0,76	0,70	0,57	0,33	0																								
A_2/A_1	0	0,25	0,50	0,75	1,00																																
n	0,76	0,70	0,57	0,33	0																																
Contracción abrupta 	<table><tr><th>V_1/V_2</th><th>0</th><th>0,25</th><th>0,50</th><th>0,75</th></tr><tr><td>n</td><td>0,40</td><td>0,37</td><td>0,29</td><td>0,15</td></tr></table> Pérdida p. e. = $n h v_1$	V_1/V_2	0	0,25	0,50	0,75	n	0,40	0,37	0,29	0,15																										
V_1/V_2	0	0,25	0,50	0,75																																	
n	0,40	0,37	0,29	0,15																																	
Expensión abrupta 	<table><tr><th>V_1/V_2</th><th>0,20</th><th>0,40</th><th>0,60</th><th>0,80</th></tr><tr><td>n</td><td>0,08</td><td>0,14</td><td>0,14</td><td>0,09</td></tr></table> Ganancia p. e. = $n h v_1$	V_1/V_2	0,20	0,40	0,60	0,80	n	0,08	0,14	0,14	0,09																										
V_1/V_2	0,20	0,40	0,60	0,80																																	
n	0,08	0,14	0,14	0,09																																	
Tubería que atraviesa el conducto 	<table><tr><th>E/D</th><th>0,10</th><th>0,25</th><th>0,50</th></tr><tr><td>n</td><td>0,08</td><td>0,16</td><td>0,60</td></tr></table> Pérdida p. e. = $n h v_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,08	0,16	0,60																												
E/D	0,10	0,25	0,50																																		
n	0,08	0,16	0,60																																		
Barra que atraviesa el conducto 	<table><tr><th>E/D</th><th>0,10</th><th>0,25</th><th>0,50</th></tr><tr><td>n</td><td>0,21</td><td>0,42</td><td>1,21</td></tr></table> Pérdida p. e. = $n h v_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,21	0,42	1,21																												
E/D	0,10	0,25	0,50																																		
n	0,21	0,42	1,21																																		
Alivio sobre la obstrucción 	<table><tr><th>E/D</th><th>0,10</th><th>0,25</th><th>0,50</th></tr><tr><td>n</td><td>0,02</td><td>0,07</td><td>0,27</td></tr></table> Pérdida p. e. = $n h v_1$	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,02	0,07	0,27																												
E/D	0,10	0,25	0,50																																		
n	0,02	0,07	0,27																																		

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 10

Tabla para determinar la tasa metabólica (Met) para actividades típicas.

Table 5.2.1.2 Metabolic Rates for Typical Tasks

Activity	Metabolic Rate		
	Met Units	W/m ²	Btu/h·ft ²
Resting			
Sleeping	0.7	40	13
Reclining	0.8	45	15
Seated, quiet	1.0	60	18
Standing, relaxed	1.2	70	22
Walking (on level surface)			
0.9 m/s, 3.2 km/h, 2.0 mph	2.0	115	37
1.2 m/s, 4.3 km/h, 2.7 mph	2.6	150	48
1.8 m/s, 6.8 km/h, 4.2 mph	3.8	220	70
Office Activities			
Reading, seated	1.0	55	18
Writing	1.0	60	18
Typing	1.1	65	20
Filing, seated	1.2	70	22
Filing, standing	1.4	80	26
Walking about	1.7	100	31
Lifting/packing	2.1	120	39
Driving/Flying			
Automobile	1.0 to 2.0	60 to 115	18 to 37
Aircraft, routine	1.2	70	22
Aircraft, instrument landing	1.8	105	33
Aircraft, combat	2.4	140	44
Heavy vehicle	3.2	185	59
Miscellaneous Occupational Activities			
Cooking	1.6 to 2.0	95 to 115	29 to 37
House cleaning	2.0 to 3.4	115 to 200	37 to 63
Seated, heavy limb movement	2.2	130	41
Machine work			
sawing (table saw)	1.8	105	33
light (electrical industry)	2.0 to 2.4	115 to 140	37 to 44

Fuente: Handbook of Fundamentals ASHRAE 2001.

Anexo 11

Tabla para determinar el I_{clo} de ocupantes.

Table 5.2.2.2B Garment Insulation I_{clu}

Garment Description ^a	I_{clu} , clo	Garment Description ^a	I_{clu} , clo
Underwear		Dress and Skirts ^b	
Bra	0.01	Skirt (thin) mm	0.14
Panties	0.03	Skirt (thick)	0.23
Men's briefs	0.04	Sleeveless, scoop neck (thin)	0.23
T-shirt	0.08	Sleeveless, scoop neck (thick), i.e., jumper	0.27
Half slip	0.14	Short-sleeve shirtdress (thin)	0.29
Long underwear bottoms	0.15	Long-sleeve shirtdress (thin)	0.33
Full slip	0.16	Long-sleeve shirtdress (thick)	0.47
Long underwear top	0.20	Sweaters	
Footwear		Sleeveless vest (thin)	0.13
Ankle-length athletic socks	0.02	Sleeveless vest (thick)	0.22
Panty hose/stockings	0.02	Long-sleeve (thin)	0.25
Sandals/thongs	0.02	Long-sleeve (thick)	0.36
Shoes	0.02	Suit Jackets and Vests ^c	
Slippers (quilted, pile lined)	0.03	Sleeveless vest (thin)	0.10
Calf-length socks	0.03	Sleeveless vest (thick)	0.17
Knee socks (thick)	0.06	Single-breasted (thin)	0.36
Boots	0.10	Single-breasted (thick)	0.44
Shirts and Blouses		Double-breasted (thin)	0.42
Sleeveless/scoop-neck blouse	0.12	Double-breasted (thick)	0.48
Short-sleeve knit sport shirt	0.17	Sleepwear and Robes	
Short-sleeve dress shirt	0.19	Sleeveless short gown (thin)	0.18
Long-sleeve dress shirt	0.25	Sleeveless long gown (thin)	0.20
Long-sleeve flannel shirt	0.34	Short-sleeve hospital gown	0.31
Long-sleeve sweatshirt	0.34	Short-sleeve short robe (thin)	0.34
Trousers and Coveralls		Short-sleeve pajamas (thin)	0.42
Short shorts	0.06	Long-sleeve long gown (thick)	0.46
Walking shorts	0.08	Long-sleeve short wrap robe (thick)	0.48
Straight trousers (thin)	0.15	Long-sleeve pajamas (thick)	0.57
Straight trousers (thick)	0.24	Long-sleeve long wrap robe (thick)	0.69
Sweatpants	0.28		
Overalls	0.30		
Coveralls	0.49		

a. "Thin" refers to garments made of lightweight, thin fabrics often worn in the summer; "thick" refers to garments made of heavyweight, thick fabrics often worn in the winter.

b. Knee-length dresses and skirts

Nota. El I_{clo} total se calcula como la suma algebraica de los I_{clo} individuales de cada prenda que usa el individuo. Fuente: *Handbook of Fundamentals ASHRAE 2001*.

Anexo 12

Corrección de la temperatura de bulbo seco exterior en función de la hora.

Tabla 2. CORRECCIONES DE LA TEMPERATURA SECA EXTERIOR EN FUNCIÓN DE LA HORA

OMD (°C)	HORA SOLAR										
	6	8	10	12	14	15	16	18	20	22	24
06	06	05,3	4,1	2,8	0,6	0	0,6	1,1	2,9	04,7	05,6
08	08	06,5	4,9	2,8	0,6	0	0,6	1,1	3,3	05,4	07,5
10	10	07,3	5,3	2,8	0,6	0	0,6	1,4	3,7	05,9	08,4
12	12	08,1	5,6	2,8	0,6	0	0,6	1,7	4,1	06,5	09,2
14	14	08,9	5,6	2,8	0,6	0	0,6	1,7	4,4	07,2	10,0
16	16	09,7	6,4	3,2	0,6	0	0,6	2,1	5,3	08,1	11,3
18	18	10,8	7,2	3,6	0,6	0	0,6	2,7	6,1	09,1	12,5
20	20	11,9	8,0	4,0	0,6	0	0,6	3,4	6,9	10,3	13,8
22	22	13,2	8,8	4,4	0,6	0	0,6	3,8	7,7	11,6	15,4
24	24	14,0	9,2	4,5	0,9	0	0,9	4,2	8,5	12,7	16,6

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 13

Aportaciones solares a través de vidrio sencillo en (W/m² de abertura) latitud 10°.

10°

Tabla 1. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO - W/(m² de abertura) (continuación)

10°

LATITUD NORTE		HORA SOLAR												LATITUD SUR		
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época
21 Junio	N	59	138	157	142	138	135	129	135	138	142	157	138	6	S	22 Diciembre
	NE	173	412	480	440	333	204	87	44	44	41	34	24	6	SE	
	E	169	421	487	437	307	129	44	44	44	41	34	24	6	E	
	SE	56	153	173	135	78	44	44	44	44	41	34	24	6	NE	
22 Julio y 21 Mayo	S	6	24	34	41	44	0	44	44	44	41	34	24	6	N	21 Enero y 21 Noviembre
	SO	6	24	24	41	44	0	44	44	78	135	173	153	56	NO	
	O	6	24	24	41	44	44	44	129	307	437	487	421	169	O	
	Horizontal	12	138	336	522	645	732	764	732	645	522	440	412	173	SO	
24 Agosto y 20 Abril	N	15	107	122	109	103	97	94	97	103	109	122	107	15	S	20 Febrero y 23 Octubre
	NE	131	399	465	418	342	175	68	44	44	41	34	22	2	SE	
	E	157	425	496	447	307	135	44	44	44	41	34	22	2	E	
	SE	81	179	208	175	100	44	44	44	44	41	34	22	2	NE	
22 Septiembre y 22 Marzo	S	2	22	34	41	44	44	44	44	44	41	34	22	2	N	22 Marzo y 22 Septiembre
	SO	2	22	34	41	44	44	44	44	100	175	208	179	81	NO	
	O	2	22	34	41	44	44	44	135	307	447	496	422	157	O	
	Horizontal	9	131	336	522	660	742	776	742	660	522	440	412	173	SO	
23 Octubre y 20 Febrero	N	2	46	50	46	46	44	44	44	46	46	50	46	2	S	20 Abril y 24 Agosto
	NE	53	355	408	349	252	107	44	44	44	41	34	22	2	SE	
	E	78	434	513	469	327	144	44	44	44	41	34	22	2	E	
	SE	56	248	295	267	188	85	44	44	44	41	34	22	2	NE	
21 Noviembre y 21 Enero	S	2	22	34	41	44	44	44	44	44	41	34	22	2	N	21 Mayo y 23 Julio
	SO	2	22	34	41	44	44	44	44	85	188	267	295	248	NO	
	O	2	22	34	41	44	44	44	144	327	469	513	434	78	O	
	Horizontal	6	119	329	524	669	761	786	761	669	524	408	355	53	SO	
22 Diciembre	N	2	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	2	S	21 Junio
	NE	2	280	324	252	142	53	44	44	44	41	34	19	2	SE	
	E	2	408	515	474	333	147	44	44	44	41	34	19	2	E	
	SE	2	305	399	383	295	175	66	44	44	41	34	19	2	NE	
21 Junio	S	2	19	41	59	75	85	87	85	75	59	41	19	2	N	22 Septiembre
	SO	2	19	34	41	44	44	66	175	295	383	399	305	2	NO	
	O	2	19	34	41	44	44	44	147	333	474	515	408	2	O	
	Horizontal	2	97	305	502	651	739	776	739	651	502	305	97	2	SO	
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	15	31	41	44	44	44	44	44	41	31	15	0	S	20 Abril y 24 Agosto
	NE	0	182	208	138	87	44	44	44	44	41	31	15	0	SE	
	E	0	371	487	456	314	125	44	44	44	41	31	15	0	E	
	SE	0	324	462	469	386	254	144	56	44	41	31	15	0	NE	
21 Noviembre y 21 Enero	S	0	56	125	173	204	223	230	223	204	173	125	56	0	N	21 Mayo y 23 Julio
	SO	0	15	31	41	44	44	56	144	254	386	469	462	324	NO	
	O	0	15	31	41	44	44	44	125	314	456	487	371	0	O	
	Horizontal	0	68	267	437	607	691	723	691	607	437	267	182	0	SO	
22 Diciembre	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	S	21 Junio
	NE	0	85	116	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0	SE	
	E	0	311	449	415	292	122	44	44	41	37	28	12	0	E	
	SE	0	311	480	506	459	342	219	97	53	37	28	12	0	NE	
21 Junio	S	0	109	204	285	302	327	333	327	302	285	204	109	0	N	22 Septiembre
	SO	0	12	28	37	53	97	219	342	459	506	480	346	0	NO	
	O	0	12	28	37	41	44	44	122	292	415	449	311	0	O	
	Horizontal	0	53	195	412	550	635	660	635	550	412	195	53	0	SO	
22 Diciembre	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	S	21 Junio
	NE	0	46	87	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0	SE	
	E	0	270	430	408	285	131	44	44	41	37	28	12	0	E	
	SE	0	311	484	513	469	380	248	113	72	37	28	12	0	NE	
21 Junio	S	0	157	232	295	342	364	377	364	342	295	232	157	0	N	22 Diciembre
	SO	0	12	28	37	72	113	248	380	469	513	484	311	0	NO	
	O	0	12	28	37	41	44	44	131	285	408	430	270	0	O	
	Horizontal	0	44	208	377	524	607	635	607	524	377	208	44	0	SO	

Correcciones

Marco metálico a sin
marco 1,17 o menos

Turbidez del aire entre
1 y 0,85

Altitud:
 $1 + 0,007 \times \frac{\text{altitud}}{300}$

Punto de rocío:
 $1 + 0,14 \times (19,5 - T_m)/10$

Latitud sur:
Dic. o Enero 1,07

24

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 14

Aportaciones solares a través de vidrio sencillo (W/m² de abertura) latitud 20°.

20°		Tabla 1. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO - W/(m ² de abertura) (continuación)																20°	
LATITUD NORTE		HORA SOLAR																LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	88	129	104	79	59	53	46	53	59	78	104	129	87	S	22 Diciembre			
	NE	254	484	452	383	261	119	46	44	44	44	37	28	9	SE				
	E	254	465	503	449	302	129	44	44	44	44	37	28	9	E				
	SE	87	195	230	208	138	66	44	44	44	44	37	28	9	NE				
	S	9	28	37	44	44	44	44	44	44	44	37	28	9	N				
22 Julio y 21 Mayo	SO	9	28	37	44	44	44	44	66	138	208	230	195	87	NO	21 Enero y 21 Noviembre			
	O	9	28	37	44	44	44	44	129	302	449	503	465	255	O				
	NO	9	28	37	44	44	44	46	119	261	383	452	484	255	SO				
	Horizontal	35	188	380	553	679	730	786	730	679	553	380	188	35	Horizontal				
	N	63	87	72	53	46	44	44	44	46	169	72	87	63	S		20 Febrero y 23 Octubre		
NE	223	415	434	349	230	97	44	44	44	41	37	24	9	SE					
E	235	465	513	456	311	144	44	44	44	41	37	24	9	E					
SE	97	219	267	248	179	90	44	44	44	41	37	24	9	NE					
S	9	24	37	41	44	44	44	44	44	41	37	24	9	N					
24 Agosto y 20 Abril	SO	9	24	37	41	44	44	44	90	179	248	267	219	97	NO	22 Septiembre y 22 Marzo			
	O	9	24	37	41	44	44	44	144	311	456	513	465	235	O				
	NO	9	24	37	41	44	44	44	97	230	349	434	415	223	SO				
	Horizontal	9	173	371	550	679	754	789	754	679	550	371	173	9	Horizontal				
	N	19	31	34	41	44	44	44	44	44	44	34	31	19	S		20 Abril y 24 Agosto		
NE	142	349	371	280	157	56	44	44	44	44	34	22	6	SE					
E	166	447	519	469	333	160	44	44	44	41	34	22	6	E					
SE	90	280	355	339	307	173	63	44	44	41	34	22	6	NE					
S	6	22	34	44	63	75	81	75	63	44	34	22	6	N					
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	6	22	34	41	44	44	63	73	307	339	355	280	90	NO	21 Mayo y 23 Julio			
	O	6	22	34	41	44	44	44	160	333	469	519	447	166	O				
	NO	6	22	34	41	44	44	44	56	157	280	371	349	142	SO				
	Horizontal	15	151	336	524	660	739	776	739	660	524	336	151	15	Horizontal				
	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0	S		21 Junio		
NE	0	261	273	186	68	44	44	44	44	41	34	19	0	SE					
E	0	408	513	469	327	142	44	44	44	41	34	19	0	E					
SE	0	311	427	440	377	263	129	46	44	41	34	19	0	NE					
S	0	24	68	119	164	197	204	200	164	119	68	24	0	N					
23 Octubre y 20 Febrero	SO	0	19	34	41	44	46	129	263	377	440	427	311	0	NO	21 Enero y 21 Noviembre			
	O	0	19	34	41	44	44	44	142	327	469	513	408	0	O				
	NO	0	19	34	41	44	44	44	68	186	273	261	0	SO					
	Horizontal	0	94	292	480	623	708	732	708	623	480	292	94	0	Horizontal				
	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	S		22 Diciembre		
NE	0	138	164	90	41	44	44	44	41	37	28	12	0	SE					
E	0	311	462	443	314	153	44	44	41	37	28	12	0	E					
SE	0	285	459	502	469	374	232	85	41	37	28	12	0	NE					
S	0	66	157	239	292	333	349	333	292	239	157	66	0	N					
21 Noviembre y 21 Enero	SO	0	12	28	37	41	44	44	232	374	469	502	459	285	NO	22 Diciembre			
	O	0	12	28	37	41	44	44	153	314	443	462	311	0	O				
	NO	0	12	28	37	41	44	44	90	164	261	138	0	SO					
	Horizontal	0	56	213	399	537	616	654	616	537	399	213	56	0	Horizontal				
	N	0	9	24	34	41	41	41	41	41	34	24	9	0	S		21 Mayo y 23 Julio		
NE	0	75	81	44	41	41	41	41	41	34	24	9	0	SE					
E	0	223	403	399	285	135	41	41	41	34	24	9	0	E					
SE	0	230	452	515	496	425	285	144	50	34	24	9	0	NE					
S	0	87	217	314	386	427	443	427	386	314	217	87	0	N					
22 Diciembre	SO	0	9	24	34	41	41	41	285	425	496	515	452	230	NO	21 Junio			
	O	0	9	24	34	37	41	41	135	285	399	403	223	0	O				
	NO	0	9	24	34	37	41	41	41	41	44	81	75	0	SO				
	Horizontal	0	15	151	317	459	541	566	541	459	317	151	15	0	Horizontal				
	N	0	6	22	34	37	41	41	41	37	34	22	6	0	S		21 Enero y 21 Noviembre		
NE	0	44	56	37	37	41	41	41	37	34	22	6	0	SE					
E	0	175	371	380	267	107	41	41	37	34	22	6	0	E					
SE	0	186	437	524	500	421	305	188	63	34	22	6	0	NE					
S	0	78	232	349	415	459	469	459	415	349	232	78	0	N					
21 Junio	SO	0	6	22	34	37	41	41	41	37	34	22	6	0	NO	22 Diciembre			
	O	0	6	22	34	37	41	41	107	267	380	371	175	0	O				
	NO	0	6	22	34	37	41	41	41	37	37	56	44	0	SO				
	Horizontal	0	12	113	289	425	506	535	506	425	289	113	12	0	Horizontal				
	Correcciones		Marco metálico o sin marco 1,17 o menos				Turbidez del aire entre 1 y 0,85				Altitud: $1 + 0,007 \times \frac{\text{altitud}}{300}$				Punto de rocío: $1 + 0,14 \times (19,5 - T_{\text{rel}})/10$				Latitud sur: Dic. o Enero 1,07

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 15

Aportaciones solares a través de vidrio sencillo (W/m² de abertura) latitud 40°.

Capítulo 4. GANANCIAS POR INSOLACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO

I - 27

40°

Tabla 1. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO - W/(m² de abertura) (continuación)

40°

LATITUD NORTE		HORA SOLAR																LATITUD SUR		
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época				
21 Junio	N	101	63	37	41	44	44	44	44	44	41	37	63	100	S	22 Diciembre				
	NE	371	418	351	230	94	44	44	44	44	41	37	31	19	SE					
	E	396	506	509	447	298	138	44	44	44	41	37	31	19	E					
	SE	160	276	342	349	311	223	107	44	44	41	37	31	19	NE					
	S	19	31	37	59	109	138	169	138	109	59	37	31	19	N					
22 Julio y 21 Mayo	SO	19	31	37	41	44	44	107	223	311	349	342	276	160	NO	21 Enero y 21 Noviembre				
	O	19	31	37	41	44	44	44	138	298	447	509	506	396	O					
	NO	19	31	37	41	44	44	44	94	230	351	418	371	19	SO					
	Horizontal	97	258	421	563	660	730	745	660	563	421	258	97	Horizontal						
24 Agosto y 20 Abril	N	75	44	37	41	44	44	44	44	44	41	37	44	75	S	20 Febrero y 23 Octubre				
	NE	333	399	329	208	81	44	44	44	44	41	37	31	15	SE					
	E	371	506	515	452	307	135	44	44	44	41	37	31	15	E					
	SE	169	302	374	393	346	258	131	46	44	41	37	31	15	NE					
	S	15	31	41	81	138	197	217	139	81	41	31	15	15	N					
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	15	31	37	41	44	44	131	258	346	393	374	302	169	NO	21 Marzo y 22 Septiembre				
	O	15	31	37	41	44	44	135	307	452	515	506	371	15	O					
	NO	15	31	37	41	44	44	81	208	329	399	333	15	SO						
	Horizontal	75	230	396	537	638	708	732	708	638	537	396	230	75	Horizontal					
23 Octubre y 20 Febrero	N	22	24	34	41	44	44	44	44	44	41	34	24	22	S	20 Abril y 24 Agosto				
	NE	213	320	258	144	50	44	44	44	44	41	34	24	9	SE					
	E	263	462	509	456	317	142	44	44	44	41	34	24	9	E					
	SE	151	329	434	459	437	336	208	78	44	41	34	24	9	NE					
	S	9	24	75	160	280	305	320	305	280	160	75	24	9	N					
21 Noviembre y 21 Enero	SO	9	24	34	41	44	44	208	336	437	459	434	329	150	NO	21 Mayo y 23 Julio				
	O	9	24	34	41	44	44	142	317	456	509	462	263	9	O					
	NO	9	24	34	41	44	44	144	317	456	509	462	263	9	SO					
	Horizontal	28	147	314	471	581	645	673	645	581	471	314	147	28	Horizontal					
22 Diciembre	N	0	15	28	37	41	41	44	41	41	37	28	15	0	S	21 Junio				
	NE	0	160	182	81	41	41	44	41	41	37	28	15	0	SE					
	E	0	364	469	437	311	142	44	41	41	37	28	15	0	E					
	SE	0	298	452	509	493	418	283	129	44	37	28	15	0	NE					
	S	0	37	138	254	346	383	440	383	346	254	138	37	0	N					
Correcciones	SO	0	15	28	37	41	41	44	41	41	37	28	15	0	NO					
	O	0	15	28	37	41	41	44	142	311	437	469	364	0	O					
	NO	0	15	28	37	41	41	44	144	311	437	469	364	0	SO					
	Horizontal	0	66	210	390	480	553	575	553	480	390	210	66	0	Horizontal					
Marco metálico o sin marco 1,17 o menos	N	0	6	19	31	34	37	37	37	34	31	19	6	0	S	20 Abril y 24 Agosto				
	NE	0	109	103	37	34	37	37	37	34	31	19	6	0	SE					
	E	0	267	368	383	276	122	37	37	34	31	19	6	0	E					
	SE	0	254	416	390	513	452	336	197	63	31	19	6	0	NE					
	S	0	66	186	327	430	484	509	430	327	186	66	0	0	N					
Turbidez del aire entre 1 y 0,85	SO	0	6	19	31	34	37	37	37	34	31	19	6	0	NO	21 Marzo y 22 Septiembre				
	O	0	6	19	31	34	37	122	276	383	368	267	0	0	O					
	NO	0	6	19	31	34	37	122	276	383	368	267	0	0	SO					
	Horizontal	0	24	90	201	317	386	405	386	317	201	90	24	0	Horizontal					
Altitud: 1 + 0,007 × altitud / 300	N	0	0	9	22	28	31	34	31	28	22	9	0	0	S	20 Abril y 24 Agosto				
	NE	0	0	37	22	28	31	34	31	28	22	9	0	0	SE					
	E	0	0	285	314	232	103	34	31	28	22	9	0	0	E					
	SE	0	0	342	452	491	452	364	219	85	22	9	0	0	NE					
	S	0	0	186	327	437	496	522	496	437	327	186	0	0	N					
Punto de radiación: 1 + 0,14 × (19,5 - t _m)/10	SO	0	0	9	22	28	31	34	31	28	22	9	0	0	NO	21 Mayo y 23 Julio				
	O	0	0	9	22	28	31	34	103	232	314	285	0	0	O					
	NO	0	0	9	22	28	31	34	103	232	314	285	0	0	SO					
	Horizontal	0	0	50	135	230	289	324	289	230	135	50	0	0	Horizontal					
Longitud sur: Dic. o Enero 1,07	N	0	0	6	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0	S	21 Junio				
	NE	0	0	22	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0	SE					
	E	0	0	276	270	213	97	31	31	28	19	6	0	0	E					
	SE	0	0	276	421	465	447	361	230	94	22	6	0	0	NE					
	S	0	0	160	311	421	496	519	496	421	311	160	0	0	N					
27	SO	0	0	6	22	28	31	31	31	28	22	6	0	0	NO	21 Junio				
	O	0	0	6	19	28	31	31	31	28	22	6	0	0	O					
	NO	0	0	6	19	28	31	31	31	28	22	6	0	0	SO					
	Horizontal	0	0	24	100	173	239	267	239	173	100	24	0	0	Horizontal					

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 16

Diferencia equivalente de temperatura muros soleados o en sombra (°C).

Tabla 1. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)																																				
Muros soleados o en sombra																																				
Valedero para muros de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h mes de Julio y 40° de latitud Norte																																				
ORIEN- TACION	PESO DEL MURO ... (kg/m²)	HORA SOLAR																																		
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA										
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5											
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1											
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5											
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8												
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9											
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	1,7											
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0											
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3											
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7											
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1											
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1											
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9											
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0											
S	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5											
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5											
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,1	3,3	2,8											
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9											
SO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-3,5	-0,5											
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7											
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9											
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	6,1	6,7	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4											
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5											
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1											
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4											
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	1,3	7,2											
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1											
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5											
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	5,3	2,8											
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0											
N (sombra)	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1											
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1											
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5											
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5											
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA										
		HORA SOLAR																																		
		MAÑANA																																		
Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m².																																				

Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m².

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 17

Diferencia equivalente de temperatura en techos soleados o en sombra (°C).

INDICES	PESO DEL MURO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																												
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5					
soleado	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7					
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5	8,9	12,8	16,7	20	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1					
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5	3,3					
	300	5	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10	8,9	7,2	6,1					
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15	12,8	11,1	10	7,8					
abierto y agua	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8					
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7					
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0					
oscuro	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7					
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5					
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5					
a la sombra	100	-2,8	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,3	-2,8					
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8					
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5	5,5	5,5	5,5	5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5					
MAÑANA								TARDE												MAÑANA										
HORA SOLAR																														

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 18

Corrección de diferencias equivalentes de temperatura (°C).

Tabla 3. CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 HS																				
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26	-26,5	-27	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8	-30,3	-30,8	-31,3
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22	-22,5	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8	-26,3	-26,8	-27,3	-27,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18	-18,5	-19	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8	-22,3	-22,8	-23,3
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14	-14,5	-15	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8	-18,3	-18,8	-19,3
0	-5	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6	-14,1	-14,6	-15,1
+2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7	-7,5	-7,9	-8,4	-8,9	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,6	-12,1	-12,6	-13,1
+4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,6	-10,1	-10,6	-11,1
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4	-4,5	-5	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,7	-8,2	-8,7	-9,2
+8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2	-2,5	-3	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,7	-6,2	-6,7	-7,2
+10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2	-2,8	-3,3	-3,8	-4,3	-4,8	-5,3
+12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,7	-2,2	-2,7	-3,2
+14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,3	-0,2	-0,7	-1,2
+16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,3	1,8	1,3	0,8
+18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,3	3,8	3,3	2,8
+20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,3	5,8	5,3	4,8
+22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10	9,4	8,9	8,4	7,9	7,4	6,9

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 19

Infiltraciones a través de puertas y ventanas de vidrio (Parte 01).

Tabla 1. INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS EN VERANO Velocidad del viento: 12 km/h										
a) VENTANAS A BATIENTES ***										
DESIGNACIÓN	$m^3/h \times m^2$ de abertura									
	Porcentaje de la superficie que puede ser abierta									
	0%	25%	33%	40%	45%	50%	60%	66%	75%	100%
Ventana tipo 1	6,0	13,2	-	18,0	-	-	-	26,5	-	47,4
Ventana tipo 2	-	7,1	-	-	-	10,0	13,5	-	-	-
Ventana tipo 3	-	-	5,1	-	-	9,0	-	-	-	11,5
Ventana tipo 4	-	-	-	-	4,2	-	-	5,9	7,1	-
Ventana tipo 5	5,0	10,6	-	15,0	-	-	-	22,0	-	40,0
b) VENTANAS DE GUILLOTINA ***										
DESIGNACIÓN	$m^3/h \times m^2$ de abertura									
	Pequeña 75 × 180 cm			Grande 140 × 245 cm						
	Sin burlete de estanqueidad	Con burlete de estanqueidad	Doble ventana	Sin burlete de estanqueidad	Con burlete de estanqueidad	Doble ventana				
Marco madera	7,8	4,8	4,0	5,0	3,1	2,6				
Marco madera mal ajustado	22,0	6,8	11,0	14,0	4,4	7,0				
Marco metálico	14,6	6,4	7,3	9,3	4,0	4,6				







DIFERENTES TIPOS DE VENTANAS (vistas desde el exterior)

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 20

Infiltraciones a través de puertas y ventanas de vidrio (Parte 02).

Tabla 1. INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS EN VERANO (continuación)
Velocidad del viento: 12 km/h

c) PUERTAS EN UNA FACHADA O EN DOS FACHADAS ADYACENTES

DESIGNACIÓN	m ³ /h × m ² de abertura		m ³ /h	
	No utilizada	Utilización media	Constantemente abierta	
			Sin vestíbulo	Con vestíbulo
Puerta giratoria - Funcionamiento normal	14,5	95	-	-
Paneles abiertos	-	-	2.040	1.530
Puerta de cristal - Rendija 5 mm	82,0	183	1.190	850
Puerta de madera (2,1 x 0,9 m)	18,0	119	1.190	850
Pequeña puerta de fábrica	14,0	119	-	-
Puerta de garaje o de carga	36,5	82	-	-
Rampa de garaje	36,5	124	-	-

d) PUERTAS DE UN BATIENTE EN MUROS OPUESTOS

	Duración de la abertura de la segunda puerta	m ³ /h × par de puertas				
		Duración de la abertura de la primera puerta				
		10%	25%	50%	75%	100%
	10%	170	425	850	1.275	1.700
	25%	425	1.063	2.125	3.188	4.250
	50%	850	2.126	4.250	6.376	8.500
	75%	1.275	3.189	6.375	9.564	12.750
	100%	1.700	4.250	8.500	12.750	17.000

e) PUERTAS

APLICACIÓN	m ³ /h × ocupante y por puerta		
	Puerta giratoria de 180 cm	Puerta con un batiente	
		Sin vestíbulo	Con vestíbulo
Banco	11,0	13,6	10,2
Barbería	6,8	8,5	6,5
Confitería	9,3	11,9	9,0
Tienda de tabaco o estanco	34,0	51,0	38,2
Tienda "precio único"	11,0	13,6	10,2
Tienda de confección (mujeres)	3,4	4,2	3,2
Farmacia	9,3	11,9	9,0
Sala de hospital	-	5,9	4,4
Salón de té	6,8	8,5	6,5
Tienda de confección (hombres)	4,6	6,3	4,8
Restaurante	3,4	4,2	3,2
Zapatería	4,6	5,9	4,4

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 21

Ganancias de calor sensible y latentes de ocupantes en función del grado de actividad y la temperatura de bulbo seco (°C).

Tabla 1. GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES													
GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabo- lismo hombre adulto (W)	Metabo- lismo medio (W)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				28		27		26		24		21	
				W		W		W		W		W	
				Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	114	102	51	51	57	45	61	41	67	35	75	27
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64	56	60	63	53	70	46	79	14
Empleado de oficina	Oficina, hotel, aparta- mento, escuela superior	139	131	52	79	58	73	63	68	71	60	82	49
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	161											
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
De pie, marcha lenta	Banco												
Sentado	Restaurante	146	161	56	106	64	97	71	90	82	79	94	67
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	234	219	56	164	64	155	72	147	86	133	107	113
Baile o danza	Sala de baile	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penoso	292	292	79	213	88	204	96	196	111	181	135	158
Trabajo penoso	Pista de bowling Fábrica	438	423	131	292	136	288	142	282	153	270	176	247

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 22

Ganancias de calor sensibles y latentes por aparatos de cocina o restaurante funcionando a gas o a vapor sin campana de extracción.

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (.mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (W)	Potencia en marcha continua (W)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (W)	Calor latente (W)	Calor total (W)
GAS								
Percolador 2 litros		Manual	Combinación sin percolador y calentador agua	996	147	395	105	500
Calentador agua 2 litros		Manual		147	147	116	29	145
Percolador completo con depósito	482 x 762 x 660 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			2.111	529	2.640
Cafetera 11 litros	381 Φ x 864 H	Auto.	Negra	937	1.143	849	849	1.698
▪ 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelada		996	733	733	1.466
▪ 19 litros	457 Φ x 940 H	Auto.	Niquelada		1.372	1.140	1.140	2.280
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual	Tipo baño maría	6.316	2.850	2.687	1.419	4.106
Freidora, 6,8 kg de grasa	304 x 508 x 457 H	Auto.	Superficie 250 x 250 mm	4.176	878	1.233	820	2.053
Freidora, 12,7 kg de grasa	381 x 889 x 279 H	Auto.	Superficie 275 x 400 mm	7.037	1.320	2.111	1.407	3.518
Parrilla	558 x 355 x 431 H	Manual	Aislado	10.840		4.216	1.064	5.280
Quemador superior	(0,13 m ² de superficie de parrilla)		5.500 kcal/h 3.750 kcal/h					
Quemador inferior								
Horno, parte sup. abierta, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 3.000-5.500 kcal/h	4.420		1.326	1.326	2.552
Horno, parte sup. cerrada, por m ² de superficie	381 x 381 x 711 H	Manual	Quemadores anulares 2.500-3.000 kcal/h	3.466		1.041	1.041	2.082
Tostador continuo		Auto.	2 cortes - 360 cortes/h	3.489	2.908	2.256	965	3.221
VAPOR								
Cafetera 11 litros	381 Φ x 864 H	Auto.	Negra			849	558	1.407
▪ 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelada			698	465	1.163
▪ 19 litros	457 Φ x 940 H	Auto.	Niquelada			994	675	1.669
▪ 11 litros	381 Φ x 864 H	Manual	Negra			907	907	1.814
▪ 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Manual	Niquelada			762	762	1.524
▪ 19 litros	457 Φ x 940 H	Manual	Niquelada			1.082	1.082	2.164
Mesa caliente, por m ² de superficie		Auto.				116	145	261
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual				128	326	454

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 23

Ganancias de calor sensibles y latentes por aparatos eléctricos de cocina o restaurantes sin campana de extracción.

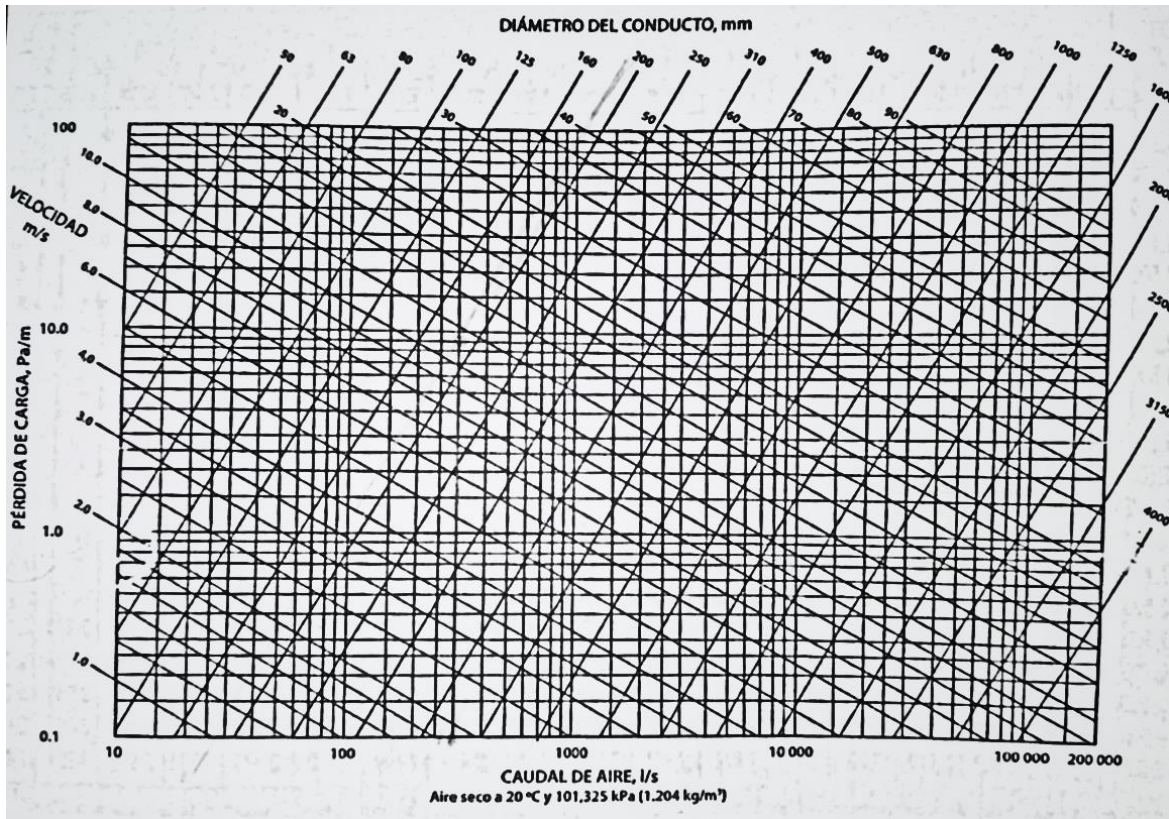
Tabla 2. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELÉCTRICOS DE RESTAURANTES
Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (W)	Potencia en marcha continua (W)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (W)	Calor latente (W)	Calor total (W)
Percolador 2 litros		Manual		650	89	263	64	269
Calent. de agua 2 litros		Manual		89	89	67	26	35
4 percoladores con reserva de 17 litros	508 x 762 x 660 H	Auto.	Calentador agua 2.000 vatios Percolador 2.960 vatios	4.901	0	1.392	348	1.740
10 litros	381 Φ x 864 H	Manual	Negro	3.480	870	754	493	1.247
Cafetera 10 litros	305 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelado	4.472	754	638	435	1.073
20 litros	457 Φ x 940 H	Auto.	Niquelado	4.965	1.044	986	667	1.653
Máquina donut	558 x 558 x 1450 H	Auto.	Extractor motor de 1/2 CV	4.640	0	1.450	0	1.450
Coccedora para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Media 550 vatios Lenta 275 vatios	1.085	0	348	232	580
Mesa caliente, con calientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Aislado - Calentador separado para cada plato. Calienta- platos en la parte inferior	4.176	1.566	1.102	1.102	2.204
Mesa caliente, sin calienta- platos, por m ² de superficie		Auto.	Como arriba, pero sin calientaplatos	3.190	1.253	626	1.114	1.740
Freidora 5 litros aceite	305 Φ x 355 H	Auto.		2.575	319	464	696	1.160
Freidora 10 litros aceite	406 x 457 x 305 H	Auto.	Superficie 300 x 360 mm	6.954	5.800	1.102	1.653	2.755
Placa calentadora	457 x 457 x 203 H	Auto.	Superficie activa 450 x 360 mm	2.320	812	899	493	1.392
Parrilla para carne	355 x 355 x 254 H	Auto.	Superf. útil 250 x 300 mm	2.958	551	1.131	609	1.740
Parrilla para sandwich	330 x 355 x 254 H	Auto.	Superficie de parrilla 300 x 300 mm	1.624	551	783	203	986
Calentador de pan	660 x 432 x 330 H	Auto.	1 cajón	435	116	319	29	348
Tostador (continuo)	381 x 381 x 711 H	Auto.	Para dos cortes 360 cortes/h	2.175	1.450	1.479	377	1.856
Tostador (continuo)	508 x 381 x 711 H	Auto.	Para 4 cortes 720 cortes/h	2.981	1.740	1.769	754	2.523
Tostador (automático)	152 x 279 x 228 H	Auto.	2 cortes	1.189	290	716	131	847
Molde de tortos	305 x 330 x 254 H	Auto.	1 torta de 180 mm	719	174	319	215	534
Molde de tortos	355 x 330 x 254 H	Auto.	12 tortos de 64 x 95 mm	2.192	435	899	609	1.508

Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 24

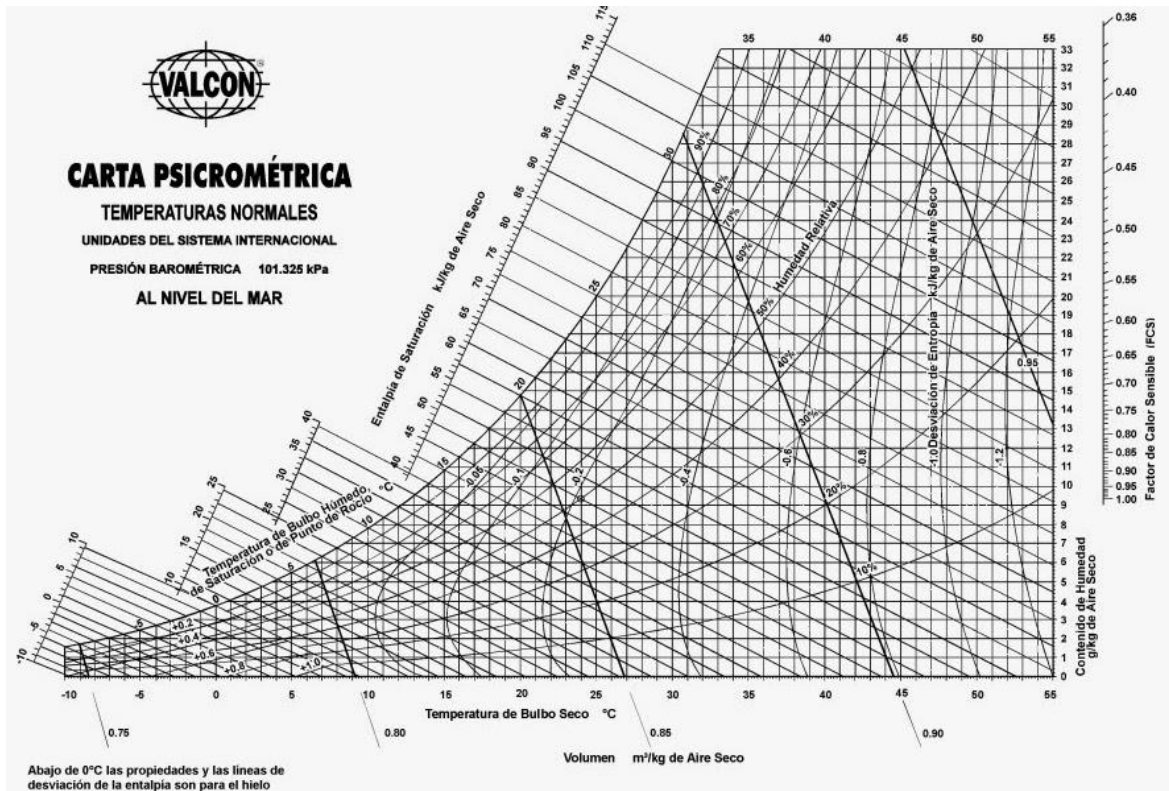
Pérdida por rozamiento en conductos redondos.



Nota. Para determinar las pérdidas de presión es necesario disponer como mínimo dos de los siguientes datos: Diámetro de conducto, Caudal de aire y velocidad de circulación. Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 25

Carta psicrométrica.



Fuente: Manual de Aire Acondicionado, por Carrier Air Conditioning Co, 2017.

Anexo 26

Ficha técnica Ladrillo King Kong con porcentaje de vacío menor al 30%.



FICHA TÉCNICA

Actualizado el 01 de enero del 2021

DEFINICIÓN DEL PRODUCTO					
		LADRILLO KING KONG 30% DE VACÍOS INFES			
USO:		Ladrillo para muros portantes de alta resistencia			
MATERIAS PRIMAS: Mezcla de arcillas.		Unidad	Especificación de Producto	Requisitos Normados: NTP 399.613 NTP 331.017 RNE E-070.	
PROPIEDADES FÍSICAS:					
PESO: Mínimo - Máximo		Kg	3.950 - 4.100	-	
DIMENSIONES	Largo	cm	24.0	± 2mm	24.2 Máx. 23.8 Min.
	Ancho	cm	13.0	± 3mm	13.3 Máx. 12.7 Min.
	Alto	cm	9.0	± 3mm	9.3 Máx. 8.7 Min.
ABSORCIÓN DE AGUA		%	< 22.0	Máx. 22.0	
ÁREA DE VACÍOS		%	≤ 30.0	≤ 30.0	
ALABEO		mm	< 2.0	Máx. 2.0	
DENSIDAD		g/cm ³	1.90 - 2.00	-	
EFLORESCENCIA		-	No presenta	No presenta	
CLASE		-	Tipo V	Tipo V	
RENDIMIENTO	Mortero 10 mm	Und/m ²	Soga / Cabeza	40	71
	Mortero 15 mm		Soga / Cabeza	37	66
PROPIEDADES MECÁNICAS:					
RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN		Kg/cm ²	> 180.0	Mín. 180.0	

Nota:

Ladrillo fabricado para ser usado en muros portantes de alta resistencia a la compresión, con recubrimiento (tarrajeo) tanto en interiores como en exteriores de la edificación.

Fuente: Catálogo comercial, Ladrillos Pirámide, 2021.

Anexo 27

Ficha técnica Ladrillo Pandereta Acanalada.

FICHA TÉCNICA

LADRILLOS LARK
CALIDAD QUE SE IMPONE

MANUAL APOYO
LADRILLO PANDERETA ACANALADA

CARACTERISTICAS GENERALES

Denominación del Bien	: PANDERETA ACANALADA		
Denominación técnica	: PANDERETA ACANALADA		
Grupo/clase/familia	: CONSTRUCCIONES DE TABIQUERIA		
Dimensiones (mm)	Alto	Ancho	L.Corte
	90	105	230
Peso	: 1.90 Kg.		
Unidades m ²	: 36		



Anexos adjuntos:
Descripción general: Es el ladrillo fabricado de arcilla moldeada, extruida y quemada o cocida en un horno tipo túnel de proceso continuo.

CARACTERISTICAS TECNICAS

DE LOS TIPOS DE LADRILLOS

Según la Norma NTP 399.613:2005 - 339.604 - 399.604 este ladrillo corresponde:

Tipo II: Resistencia y durabilidad bajas. Apto para construcciones de albañilería en condiciones de servicio moderadas.

CARACTERISTICAS FISICAS

	según NTP	según muestra
VARIACION DE LA DIMENSION (mm)	± 2.0	± 2.0
ALABEO (mm)	2	1
RESISTENCIA A LA COMPRESION (Kg/cm ²)	36.0 Kg/cm ²	39.8 Kg/cm ²
ABSORCION (%)	<22	13.00
EFLORESCENCIA	NO EFLORESCENTE	NO EFLORESCENTE

OTRAS ESPECIFICACIONES

- Proceso de fabricación altamente controlado.
- Control de Calidad riguroso en todos los procesos.
- Peso exacto
- Secado Artificial Automatizado

Fuente: Catálogo comercial, Ladrillos Lark, 2019.

Anexo 28

Especificaciones Técnicas Unidades Interiores VRV Midea (Parte 01).

1 Specifications

Table 1.1: MIH15(22,28,36)Q4CHN18 specifications

Model			MIH15Q4CHN18	MIH22Q4CHN18	MIH28Q4CHN18	MIH36Q4CHN18
Power supply			1-phase, 220-240V, 50/60Hz			
Cooling ¹	Capacity	kW	1.5	2.2	2.8	3.6
		kBtu/h	5.1	7.5	9.6	12.3
	Power input	W	14	14	16	18
Heating ²	Capacity	kW	1.8	2.4	3.2	4.0
		kBtu/h	6.1	8.2	10.9	13.7
	Power input	W	14	14	16	18
Fan motor type			DC			
Indoor coil	Number of rows		1	1	1	2
	Tube pitch × row pitch	mm	18×10.72			
	Fin spacing and type	mm	1.2 Hydrophilic aluminum			
	Tube OD and type	mm	Φ5 Inner-groove			
	Dimensions (L×H×W)	mm	438×180×438			
	Number of circuits		1	1	1	2
Air flow rate ³ (0Pa)		m ³ /h	450/425/400/370/345/320/295		510/480/455/425/395/370/340	530/500/470/440/405/375/345
Sound pressure level ⁴ (0Pa)		dB(A)	29/28/27/27/26/26/25		30/29/28/27/26/26/25	31/30/29/28/27/26/25.5
Sound power level ⁵ (0Pa)		dB(A)	40/39/39/39/38/38/38		42/41/40/39/39/38/38	42/40/39/38/38/38/38
Air flow rate ³ (30Pa)		m ³ /h	670/630/590/549/509/470/435		690/649/610/565/525/485/450	730/685/640/599/555/510/475
Sound pressure level ⁴ (30Pa)		dB(A)	38/36/34/33/31/27/26		39/37/36/33/32/29/27	40/38/36/34/32/29/27
Sound power level ⁵ (30Pa)		dB(A)	47/47/46/45/44/44/43		48/47/47/46/45/44/43	50/49/48/47/46/45/43
Main body	Net dimensions ⁶ (W×H×D)	mm	575×235×638			
	Packed dimensions (W×H×D)	mm	690×285×690			
	Net/Gross weight	kg	13.0/15.0			14.0/16.0
Panel	Net dimensions (W×H×D)	mm	620×65×620			
	Packed dimensions (W×H×D)	mm	680×80×665			
	Net/Gross weight	kg	2.4/3.2			
Refrigerant type			R410A/R32			
Design pressure (H/L)		MPa	4.4/2.6			
Pipe connections	Liquid/Gas pipe	mm	Φ6.35/Φ12.7			
	Drain pipe	mm	OD Φ25			

Fuente: Engineering Data Compact Four Way Cassette VRF IDU, Midea, 2023.

Anexo 29

Especificaciones Técnicas Unidades Interiores VRV Midea (Parte 02).

Table 1.2: MIH45(56,63)Q4CHN18 specifications

Model			MIH45Q4CHN18	MIH56Q4CHN18	MIH63Q4CHN18
Power supply			1-phase, 220-240V, 50/60Hz		
Cooling ¹	Capacity	kW	4.5	5.6	6.3
		kBtu/h	15.4	19.1	21.5
	Power input	W	25	35	50
Heating ²	Capacity	kW	5.0	6.3	7.1
		kBtu/h	17.1	21.5	24.2
	Power input	W	25	35	50
Fan motor type			DC		
Indoor coil	Number of rows		2	3	3
	Tube pitch × row pitch	mm	18×10.72		
	Fin spacing and type	mm	1.2 Hydrophilic aluminum		
	Tube OD and type	mm	Φ5 Inner-groove		
	Dimensions (L×H×W)	mm	438×180×438		
	Number of circuits		2	3	3
Air flow rate ³ (0Pa)		m ³ /h	640/605/570/530/ 495/460/425	810/765/720/670/ 625/580/535	905/855/805/755/ 705/655/605
Sound pressure level ⁴ (0Pa)		dB(A)	36.5/35/33/31/29/28/26.5	39/38/37/36/35/34/32	43/42/40/38/36/35/33.5
Sound power level ⁵ (0Pa)		dB(A)	44/44/43/42/41/41/41	48/46/45/43/42/42/41	51/50/48/46/45/44/42
Air flow rate ³ (30Pa)		m ³ /h	810/760/715/665/615/570/ 530	920/865/810/755/700/ 645/600	1020/960/900/835/775/ 715/665
Sound pressure level ⁴ (30Pa)		dB(A)	43/41/39/37/35/32/30	45/43/41/39/37/34/32	48/46/44/42/40/38/35
Sound power level ⁵ (30Pa)		dB(A)	53/52/51/50/48/47/46	56/55/54/52/51/50/48	59/58/56/55/54/52/51
Main body	Net dimensions ⁶ (W×H×D)	mm	575×235×638		
	Packed dimensions (W×H×D)	mm	690×285×690		
	Net/Gross weight	kg	14.0/16.0	15.0/17.0	
Panel	Net dimensions (W×H×D)	mm	620×65×620		
	Packed dimensions (W×H×D)	mm	680×80×665		
	Net/Gross weight	kg	2.4/3.2		
Refrigerant type			R410A/R32		
Design pressure (H/L)		MPa	4.4/2.6		
Pipe connections	Liquid/Gas pipe	mm	Φ6.35/Φ12.7		Φ9.52/Φ15.9
	Drain pipe	mm	OD Φ25		

Fuente: Engineering Data Compact Four Way Cassette VRF IDU, Midea, 2023.

Anexo 30

Especificaciones Técnicas Unidades Interiores VRV Midea (Parte 03).

Table 1.3: MIH90(112,140,160)T2HN18 specifications

Model			MIH90T2HN18	MIH112T2HN18	MIH140T2HN18	MIH160T2HN18
Power supply			1-phase, 220-240V, 50/60Hz			
Cooling ¹	Capacity	kW	9	11.2	14	16
		kBtu/h	30.7	38.2	47.8	54.6
	Power input	W	110	138	172	210
Heating ²	Capacity	kW	10	12.5	16	18
		kBtu/h	34.1	42.7	54.6	61.4
	Power input	W	110	138	172	210
Fan motor type			DC			
Indoor coil	Number of rows		3	2	3	3
	Tube pitch	mm	18×10.72			
	Fin spacing and type	mm	1.35 Hydrophilic aluminum			
	Tube OD and type	mm	Φ5 Inner-groove			
	Dimensions (L×H×W)	mm	850×32.16×360	1200×21.44×360	1200×32.16×360	1200×32.16×360
	Number of circuits		10			
Air flow rate ³		m ³ /h	1420/1323/1225/ 1128/1030/933/8 35	1950/1817/1683/ 1550/1417/1283/ 1150	2105/1971/1837/ 1703/1568/1434/ 1300	2350/2160/2015/ 1871/1776/1533/ 1400
External static pressure ⁴		Pa	40 (10-160)		50 (10-160)	
Sound pressure level ⁵		dB(A)	37/35.5/34/32.5/ 31/29.5/28	39/37/35/33/31/2 9/28	40/38/36/34/32/3 0/29	42/40/38/36/34/3 3/31
Sound power level		dB(A)	59/57/55/53/50.5 /48/46	60/58/56.5/55/53. 5/52/50	64/62/61.5/59.5/5 7.5/55/53	65/63/61/58.5/56. 5/54/52
Unit	Net dimensions ⁶ (W×H×D)	mm	1050×245×750	1400×245×750		
	Packed dimensions (W×H×D)	mm	1215×305×890	1565×305×890		
	Net/Gross weight	kg	31/34.5	37/41.5	39/43.5	39/43.5
Refrigerant type			R410A/R32			
Throttle type			Electronic expansion valve			
Design pressure (H/L)		MPa	4.4/2.6			
Pipe	Liquid/Gas pipe	mm	Φ9.52/Φ15.9			
connections	Drain pipe	mm	OD Φ25			

Fuente: Engineering Data Medium Static Pressure Duct VRF IDU, Midea, 2023.

Anexo 31

Especificaciones Técnicas Unidades Exteriores VRV Midea (Parte 01).

V8 Mini R410A VRF 50/60Hz



140-160 model

Table 2-1.2: 140-160 model specifications

Model			140	160
Model name			MV8M-140WV2HN1	MV8M-160WV2HN1
Power supply			220-240V, ~, 50/60Hz	
Cooling ¹	Capacity	kW	14.0	15.5
		kBtu/h	47	52
	Power input	kW	3.59	4.29
		EER	3.90	3.61
Heating ²	Capacity	kW	16.0	18.0
		kBtu/h	54	61
	Power input	kW	3.76	4.39
		COP	4.25	4.10
Connected indoor unit	Total capacity		50%-160% ⁵ of outdoor unit capacity	
	Maximum quantity		10	11
Compressor	Type		DC	
	Quantity		1	
	Oil type		RB75EA	
	Start-up method		Soft start	
Fan	Type		Propeller	
	Motor type		DC	
	Quantity		1	
	Motor output	kW	0.2	
	Static pressure	Pa	0-35	
	Airflow rate	m ³ /h	5000	5000
	Drive type		Direct	
Refrigerant	Type		R410A	
	Factory charge	kg	4.1	4.1
Pipe connections ³	Liquid pipe	mm	Φ9.52	Φ9.52
	Gas pipe	mm	Φ15.9	Φ15.9
Sound pressure level ⁴		dB(A)	56	56
Sound power level ⁴		dB(A)	73	74
Net dimensions (W×H×D)		mm	1073x864x523	
Packed dimensions (W×H×D)		mm	1120x980x560	
Net weight		kg	94	94
Gross weight		kg	104	104
Ambient temp.	Cooling	°C	-15°C~52°C ⁶	
operation range	Heating	°C	-20~16.5 °C (WB)/-20~30 °C (DB)	

Fuente: Engineering Data V8 Series VRF, Midea, 2023.

Anexo 32

Especificaciones Técnicas Unidades Exteriores VRV Midea (Parte 02).

Unidades centrais

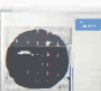
HP			8	10	12
Modelo V8S			MVI-252WV2WN1	MVI-280WV2WN1	MVI-335WV2WN1
Alimentação		V/F/Hz	220/3/60		
Refrigeração¹	Capacidade	kW	25,2	28,0	33,5
		kBtu/h	86,0	95,5	114,3
	Potência de entrada³	kW	5,04	6,60	7,30
	COP		5,00	4,27	4,59
Aquecimento²	Capacidade	kW	27,0	31,5	37,5
		kBtu/h	92,1	107,5	128,0
	Potência de entrada³	kW	5,20	6,60	7,70
	COP		5,19	4,80	4,84
Unidade Central (UC)	Operação mínima recomendada		20%		
Nº Unid. Terminais (UTS) conectadas	Capacidade máxima recomendada⁴		130%		
	Quantidade máxima		13	16	19
Compressores	Quantidade/Tipo		1 / Scroll DC Inverter		
Ventiladores (DC)	Quantidade		2		
	Taxa de fluxo de ar	m³/h	11.800	12.500	12.500
	Pressão estática⁷	Pa	0 - 35 (Padrão) 35 - 80 (Opcional)		
Refrigerante	Tipo		R-410A		
	Carga de fábrica	kg	5,4		
Conexões da tubulação⁵	Líquido	mm (in)	Ø12,7 (1/2)		
	Gás	mm (in)	Ø25,4 (1)		
Nível de pressão sonora⁶		dB(A)	58	60	61
Dimensões LxAxP (Sem embalagem)		mm	1.130 x 1.760 x 580		
Peso líquido/bruto		kg	171/185		
Faixa de operação à temperatura externa			Resfriamento: -5°C a 52°C / Aquecimento: -25°C a 30°C		

Fuente: V8 Series VRF Easy Fit, Midea, 2024.

Anexo 33

Combinaciones para la interconexión de Unidades Interiores hacia Unidad Exterior MultiSplit.

Tabla de combinaciones

	Unidad exterior Multi DC	Interior disponible	Combinación Standard	Dos Unidades	Tres Unidades	Cuatro Unidades	Cinco Unidades	Límite
	1 drive 2	M2OF-18HFN1-M	Montado en pared (Oasis/AB/AE/VP/MB); 9K/12k; Cassette/Ducto/Consola:9K/12k;	Montado en pared 9+9; Ducto: 9+9	9+9 9+12 12+12			
	1 drive 3	M3OF-27HFN1-M	Montado en pared (Oasis/AB/AE/VP/MB); 9K/12k/18K; Cassette/Ducto/Consola& Piso Techo:9K/12k/18K;	Montado en pared 9+9+9; Ducto: 9+9+9	9+9 9+12 9+18 12+12 12+18 18+18	9+9+9 9+9+12 9+9+18 9+9+12+12 9+9+12+18		Solamente debe de haber un piso techo o un ducto;
	1 drive 4	M4OF-36HFN1-M	Montado en pared (Oasis/AB/AE/VP/MB); 9K/12k/18K; Cassette/Ducto/Consola& Piso Techo:9K/12k/18K;	Montado en pared 9+9+9+9; Ducto:9+9+9+9	9+9 9+12 9+18 9+24 12+12 12+18 12+24 18+18 12+18+18 12+12+24	9+9+9+9 9+9+12 9+9+18 9+9+12+12 9+9+12+18 9+9+12+24 9+9+12+18+18 9+9+12+12+12 9+9+12+12+18 9+9+12+12+24		
	1 drive 5	M5OF-48HFN1-M	Montado en pared (Oasis/AB/AE/VP/MB); 9K/12k/18K/24K; Cassette/Ducto/Consola& Piso Techo:9K/12k/18K/24K;	Montado en pared 9+9+9+9+9; Ducto: 9+9+9+9+9	9+9 9+12 9+18 9+24 12+12 12+18 12+24 18+18 18+24 24+24 12+12+18 12+12+24 12+18+18 12+18+24 12+24+24 18+18+18 18+18+24	9+9+9+9+9 9+9+9+12 9+9+9+18 9+9+9+24 9+9+9+12+12 9+9+9+12+18 9+9+9+12+24 9+9+9+12+18+18 9+9+9+12+12+12 9+9+9+12+12+18 9+9+9+12+12+24 9+9+9+12+12+18+18 9+9+9+12+12+12+12 9+9+9+12+12+12+18 9+9+9+12+12+12+24 9+9+9+12+12+12+18+18 9+9+9+12+12+12+12+12		
	Nota:				Si el total de unidades interiores excede la capacidad nominal de la unidad exterior, el resultado de la capacidad de cada unidad interior será atenuada correspondientemente. Esta situación es evidente durante el modo de calefacción.			
					Reglas: Capacidad de unidad exterior*0.66<= Capacidad total de unidad interior <= Capacidad Unidad exterior 1.33			

Fuente: Catálogo Multi – Split Inverter, Midea.

Anexo 34

Especificaciones Técnicas de Unidades Exteriores MultiSplit Midea.

Out model			M2OF-18HFN1-M	M3OF-27HFN1-M	M4OF-36HFN1-M	M5OF-48HFN1-M
Power supply			208-230V~60Hz, 1Ph	208-230V~60Hz, 1Ph	208-230V~60Hz, 1Ph	208-230V~60Hz, 1Ph
Cooling	Capacity	Btu/h	18000	28000	36000	48000
	Capacity Range	Btu/h	4810~21940	7880~33510	8090~41470	10560~53160
	Total Input	W	415~2035	670~3060	880~4160	840~4800
	EER	Btu	12.5	12.5	11.5	12.5
	SEER		22.5	23	22.5	22.4
Heating at 47F	Capacity	Btu/h	19000	28000	36000	48000
	Capacity Range	Btu/h	2950~24480	6010~36180	4050~41950	7210~55820
	Total Input	W	370~1980	715~3170	960~3795	1020~4705
	COP		3.6	3.9	3.4	3.6
	HSPF4		10.3	10.3	10.2	10.2
heating at 17F	HSPF5		8.8	8.5	8.7	8.3
	Rated capacity	Btu/h	12000	17200	23000	29600
	heating at 5 F (-15°C) maximum capacity	Btu/h	13900	21900	28000	34900
MINIMUM CIRCUIT AMPACITY			A	18.0	25.0	30.0
MAX.FUSE			A	25.0	35.0	45.0
Compressor	Model		ATM150D23UFZ	ATF235D22UMT	ATF310D43UMT	ATQ360D1UMU
	Type		ROTARY	ROTARY	ROTARY	Twin-ROTARY
	Brand		GMCC	GMCC	GMCC	GMCC
	Capacity	Btu/h	15388	24345	32380	38214
	Input	W	1170	1970	2600	3040
	Rated current(RLA)	A	10	20.00	22.00	21.00
	Locked rotor Amp(LRA)	A	----	----	----	----
	Thermal protector		----	----	----	----
	Thermal protector position		----	----	----	----
	Refrigerant oil/oil charge	ml	VG74/500	POE(VG74)/670	POE(VG74)/1000	Ester Oil VG74/1400
Outdoor fan motor	Model		ZKFN-50-8-2	ZKFN-120-8-2	ZKFN-120-8-2	ZKFN-85-8-22
	Brand		Shibaura	Welling	Welling	Welling
	Input	W	50(Output)	120(Output)	120(Output)	85(Output)
	RLA	A	0.74	0.9	1.3	0.39
	LRA	A	--	--	--	--
	Winding Resistance	Ω	--	--	--	----
	Capacitor	uF	--	--	--	----
	Speed	r/min	150/200/250/300/350/450/550/650/800/850	150/200/250/300/400/500/600/750/900/1000	150/200/250/300/400/500/600/750/900/1000	150/200/250/300/400/500/600/750/800/870
	Outdoor air flow	m3/h	2362	3619	3619	7646
	Outdoor air flow	CFM	1390	2130	2130	4500
Outdoor noise level			dB(A)	62.4	62.3	64
Outdoor unit	Dimension(W"D"H)	mm	845x363x702	946x410x810	946x410x810	952x415x1333
	Dimension(W"D"H)	inch	33.27x14.29x27.64	37.24x16.14x31.89	37.24x16.14x31.89	37.48x16.34x52.48
	Packing (W"D"H)	mm	965x395x755	1090x500x875	1090x500x875	1095x495x1480
	Packing (W"D"H)	inch	37.99x15.55x29.72	42.91x19.69x34.45	42.91x19.69x34.45	43.11x19.49x58.27
	Net/Gross weight	Kg	48/52	68/73	71/76	101.5/115.7
	Net/Gross weight	lbs.	105.82/114.64	149.91/160.94	156.53/167.55	223.77/255.07
	Refrigerant type	oz	R410A/70.5	R410A/98.8	R410A/105.8	R410A/162.3
Refrigerant precharge(Total pipe length)			ft	25	25	25
Additional charge for each ft			oz	0.161	0.161	0.32
Design pressure			PSIG	550/340	550/340	550/340
Refrigerant piping	Liquid side/ Gas side	mm(inch)	2 X Φ6.35/Φ9.52(1/4"/3/8")	3 X Φ6.35/Φ9.52(1/4"/3/8")	3x Φ9.52+1xΦ12.7(4x1/4"/3x3/8")	5 x Φ6.35/3x Φ9.52+2xΦ12.7(5x1/4"/3x3/8"+2x1/2")
	Max. length for all rooms	m	30	45	60	75
	Max. length for all rooms	ft	98	148	197	246
	Max. length for one indoor unit	m	20	25	30	30
	Max. length for one indoor unit	ft	66	82	98	98
	Max. height difference between indoor and outdoor unit	OU higher than IU	m	10	10	10
		OU higher than IU	ft	33	33	33
		OU lower than IU	m	15	15	15
		OU lower than IU	ft	49	49	49
	Max. height difference between indoor units	m	10	10	10	10
	Max. height difference between indoor units	ft	33	33	33	33
Connection wiring			NO	NO	NO	NO
Ambient temperature	cooling	°C	-25~50	-25~50	-25~50	-25~50
	cooling	°F	-13~122	-13~122	-13~122	-13~122
	heating	°C	-25~30	-25~30	-25~30	-25~30
	heating	°F	-13~86	-13~86	-13~86	-13~86
Qty/per 20' /40' /40'HQ			outdoor unit	102/216/216	44/96/144	44/96/144

Fuente: Catálogo Multi – Split Inverter, Midea.

Anexo 35

Especificaciones Técnicas de Unidades Interiores MultiSplit Midea.

Indoor model			MCA3U-09HRFN1-M(C)	MCA3U-12HRFN1-M(C)	MCA3U-18HRFN1-M(C)	MCD1-24HRFN1-MTOW(GA)
Power supply (Indoor)		V- Ph-Hz	208/230-1-60	208/230-1-60	208/230-1-60	208/230-1-60
Indoor fan motor	Model		ZKFP-46-8-1	ZKFP-46-8-1	ZKFP-46-8-1	ZKFN-45-8-1
	Qty		1	1	1	1
	Input	W	45.0	45.0	45.0	65
	RLA	A	0.9	1	1.5	1
	LRA	A	/	/	/	/
	Capacitor	uF	/	/	/	/
	Speed(Hi/Med/Lo)	r/min	600/520/460	680/580/500	730/630/570	680/624/568/512
Indoor coil	a.Number of rows	3.0	1	2	2	2
	b.Tube pitch(a)x row pitch(b)	mm	21x13.37	21x13.37	21x13.37	21x13.37
	c.Fin spacing	mm	1.3	1.3	1.3	1.3
	d.Fin type (code)		Hydrophilic aluminum	Hydrophilic aluminum	Hydrophilic aluminum	Hydrophilic aluminum
	e.Tube outside dia.and type	mm	Φ7 Inner groove tube	Φ7 Inner groove tube	Φ7 Inner groove tube	Φ7,Inner groove tube
	f.Coil length x height x width	mm	1380x210x13.37	1360x210x26.74	1360x210x26.74	2155x168x26.74
	g.Number of circuits		2	4	4	4
Indoor air flow (Hi/Med/Lo)		m3/h	600/520/460	574/490/422	956/825/746	1200/1080/930
		CFM	353/306/271	338/288/248	562/485/439	706/635/547
Indoor sound pressure level (Hi/Med/Lo)		dB(A)	41/39/37	41/38/35	46/43/41	48/45.5/43
Indoor unit	Dimension (W x Dx H)(body)	mm	570x570x260	570x570x260	570x570x260	830x830x205
		inch	22.44x22.44x10.24	22.44x22.44x10.24	22.44x22.44x10.24	32.68x32.68x8.07
	Packing (W x Dx H)(body)	mm	662x662x317	662x662x317	662x662x317	910x910x250
		inch	26.06x26.06x12.48	26.06x26.06x12.48	26.06x26.06x12.48	35.83x35.83x9.84
	Dimension (W x Dx H)(panel)	mm	647x647x50	647x647x50	647x647x50	950x950x55
		inch	25.47x25.47x1.97	25.47x25.47x1.97	25.47x25.47x1.97	37.4x37.4x2.17
	Packing (W x Dx H)(panel)	mm	715x715x123	715x715x123	715x715x123	1035x1035x90
		inch	28.15x28.15x4.84	28.15x28.15x4.84	28.15x28.15x4.84	40.75x40.75x3.54
	Net/Gross weight(body)	kg	14.5/17.3	16/18.6	16.2/21.3	21.4/25.1
		lb	31.97/38.14	35.27/41.01	35.71/46.96	47.18/55.34
Net/Gross weight		kg	2.5/4.5	2.5/4.5	2.5/4.5	6/9
		lb	5.51/9.92	5.51/9.92	5.51/9.92	13.23/19.84
Design pressure		MPa	4.2/1.5	4.2/1.5	4.2/1.5	4.2/1.5
Drainage water pipe dia.		mm	ODΦ25	ODΦ25	ODΦ25	ODΦ32
Refrigerant piping	Liquid side/ Gas side	mm(inch)	Φ6.35/Φ9.52(1/4"/3/8")	Φ6.35/Φ12.7(1/4"/1/2")	Φ6.35/Φ12.7(1/4"/1/2")	Φ9.52/Φ15.9(3/8"/5/8")
Controller			Remote Control	Remote Control	Remote Control	Remote control
Operation temperature		°C	17~30	17~30	17~30	16~30
		°F	63~86	63~86	63~86	60~86
Room temperature	Cooling	°C	17~32	17~32	17~32	16~32
		°F	63~90	63~90	63~90	60~90
	Heating	°C	0~30	0~30	0~30	0~30
		°F	32~86	32~86	32~86	32~86
Qty' per 20' /40' /40'HQ			186/375/429	186/375/429	186/375/429	108/234/260

Fuente: MultiSplit Type R410A 3D Inverter Control Technical Manual, Midea.

Anexo 36

Especificaciones Técnicas de Unidades Interiores Línea Match 1:1 de Midea.

SISTEMA MULTISPLIT INVERTER (UNIDAD EVAPORADOR DUCTO)						
Modelo Sistema						
Modelo Condensadora (ODU)		MFM-1182H/HN120	MFM-1242H/HN121	MFM-1362H/HN117	MFM-1482H/HN117	MFM-1602H/HN118
Modelo Evaporador (IDU)		MFM-1182H/T2N119	MFM-1242H/T2N121	MFM-1362H/T2N116	MFM-1482H/T2N117	MFM-1602H/T1N118
DESEMPEÑO						
Unidades						
Capacidad Nominal de Enfriamiento	Btu/h	18,000	24,000	36,000	48,000	60,000
Potencia entrada (modo enfriamiento)	Watts	1,440	1,920	4,000	5,217	5,700
SEER	Btu/Wh	19.6	20.5	16.5	17.4	18
EER	Btu/Wh	12.5	12.5	9.0	9.2	10.5
Capacidad Nominal Calefacción	Btu/h	18,000	24,400	40,000	49,500	60,000
Potencia entrada (modo Calefacción)	Watts	1,680	2,032	3,479	4,121	5,053
COP	Wt/Wt	3.14	3.52	3.37	3.52	3.48
DATOS ELÉCTRICOS						
Unidades						
Voltaje / Fase / frecuencia	V-F-Hz	220 / 1 / 60	220 / 1 / 60	220 / 1 / 60	220 / 1 / 60	220 / 1 / 60
Protección recomendada	Amps	25	30	50	50	50
ESPECIFICACIONES GENERALES						
Unidades						
Circulación de Aire (Hi / Mi / Lo)	m ³ /hr	900/765/630	1318.3/1178.2/739.3	1839/1551/1195	2088.3/1752.7/1214.9	3665/2906/2145
Nivel de ruido Evap. (Hi / Mi / Lo)	dB(A)	41.5/38.5/36	44/41/34	45.5/42/38.5	50.5/49.5/46	57/54/51
Presión Estática ESP	W.C.	0 - 0.40	0 - 0.64	0 - 0.64	0 - 0.64	0 - 0.80
Nivel de ruido Condensador	dB(A)	59	59	63.5	62.5	64
Distancias Máximas (Longitud Equiv.):						
En tubería Total	m	30	50	65	65	65
Entre niveles (Distancia vertical)	m	20	25	30	30	30
Diam. Tubería refrigerante (Liq / Gas)	mm(in)	6.35mm(1/4in)/12.7mm(1/2in)	9.52mm(3/8in)/15.9mm(5/8in)	9.52mm(3/8in)/15.9mm(5/8in)	9.52mm(3/8in)/15.9mm(5/8in)	9.52mm(3/8in)/19mm(3/4in)
Termostato	Std.	Wired Control	Wired Control	Wired Control	Wired Control	Wired Control
Díametro tubería drenaje	mm	ODØ25	ODØ25	ODØ25	ODØ25	ODØ25
DATOS FÍSICOS						
Unidades						
Peso Condensador (Neto/Bruto)	Kg	47.7/51	64/69	67.4/73	101/115	102.1/115.4
Peso Evaporador (Neto/Bruto)	Kg	23.8/29.5	39.4/46.7	48.3/55.5	54.3/64.3	74/86
Dimensiones Cond WxDxH	mm	845x363x702	946x410x810	946x410x810	952x415x1333	952x415x1333
Dimensiones Evap WxDxH	mm	880x674x210	1100x774x249	1360x774x249	1200x874x300	1400x858x440
Contenedor de: 20°/40°/40°HQ - Cond	Pzas	102/215/216	44/96/138	44/96/138	22/48/48	22/48/48
Contenedor de: 20°/40°/40°HQ - Evap.	Pzas	120/264/297	77/161/198	49/105/120	62/130/149	35/72/86



Fuente: Catálogo Comercial Serie Match 1:1 Inverter, Midea.

Anexo 37

Características Técnicas Filtro MERV 8.

FILUPLEAT

DATOS TECNICOS

Resistencia:

- 1" profundidad = .49" w.g.
- 2" profundidad = .24" w.g.
- 4" profundidad = .22" w.g.

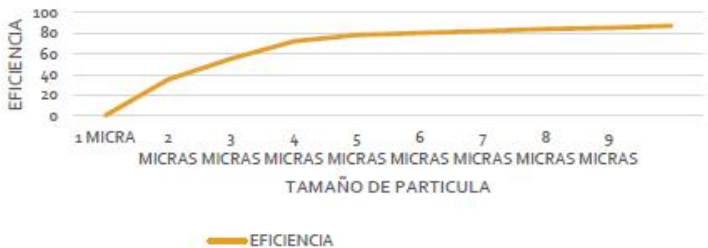
FILUPLEAT ofrece baja caída de presión lo cual se refleja en un filtro de 24x24x2 a una velocidad de 500 ppm ofrece una caída de presión de 0.24" W.G.

Arrestancia: 90%

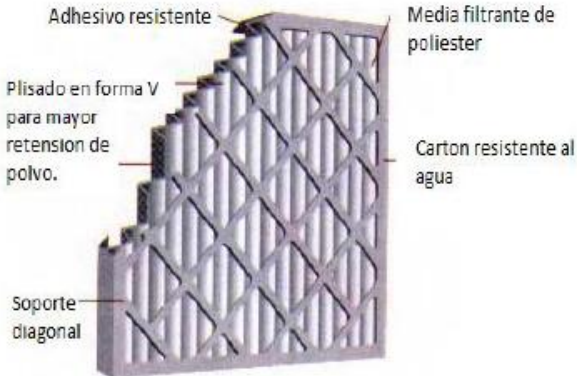
Merv 8



EFICIENCIA %



Tamaño de Partícula (MICRAS)	EFICIENCIA (%)
1	0
2	20
3	40
4	60
5	75
6	85
7	88
8	90
9	90
10	90



FILUPER AIR FILTERS

www.filuper.com
iaima@filuper.com

Fuente: Catálogo Comercial FiluPleat.

Anexo 38

Características Técnicas Filtro MERV 13.



ROSENCKRANZ®
Filtros para Aire & Productos Industriales

Filtros diseñados para retener partículas finas en instalaciones y procesos industriales, con un gran caudal de aire con el menor espacio posible.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS
Tipo: Filtro de superficie quebrada desechable, plegado en zig-zag.
Marco: Cartón resistente a la humedad.
Media: Poliéster y Algodón autoportante.
Clase EN 779: F7 / EU7 (EUROVENT)

Eficacia Gravimétrica: 98%
Eficacia Opacimétrica: 80-85%
Pérdida de carga inicial: 0,50" c.a. / Pérdida de carga final : 25 mm.c.a.
Temperatura: 80° C máximo en continuo.

VENTAJAS

- Media plegada en zig-zag AUTOPORTANTE con REJILLAS METÁLICAS.
- Marco de cartón rígido, gran resistencia mecánica.
- Separadores horizontales plegados en la entrada y salida para mantener el espacio entre pliegues, para facilitar el paso de aire.
- Incinerables 100%.
- Se fabrican dimensiones especiales.



**FILTROS
DESECHABLES
MERV 13**

Fuente: Ficha Técnica RosenckRanz.

Anexo 39

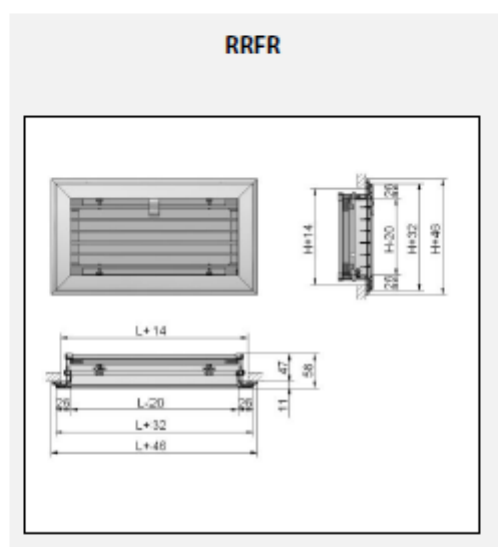
Especificaciones Técnicas Rejilla Portafiltro.

RRFR

Rejilla de retorno portafiltro

Descripción

Rejilla de difusión RRFR de aluminio extrusionado con marco estándar de 26 mm y lamas horizontales móviles que permiten su regulación de forma individual, adaptando el alcance y la vena de aire a las necesidades requeridas. Posee filtro para proteger e impedir el retorno de aire con alta concentración de partículas en suspensión y otros elementos extraños.



Datos técnicos

Dimensiones	Medidas estándar:
	H: 100 - 400 mm → L: 200 - 800 mm
	H: 450 mm → L: 200 - 700 mm
	H: 500 mm → L: 200 - 650 mm
	H: 550 - 600 mm → L: 200 - 600 mm
Material	Aluminio extrusionado
Acabados	Blanco (RAL 9010) Anodizado
Sistema de fijación	Tornillo (T), requiere marco de montaje
Accesorios compatibles	Filtro antipartículas (FLIT)

Fuente: Catálogo Comercial, Daikin.

Anexo 40

Tabla de Selección de Rejilla Portafiltro.

AK (dm²)	LxH (mm)	QV (m³/h)											
		200	300	400	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000	
1,3	200x100	25,0 - 4,5 35,0											
2,0	300x100	16,0 -	27,0 -										
	200x150	2,8 15,0	4,2 35,0										
3,0	400x100												
	300x150	- -	19,0 -	26,0 -									
	200x200	1,9 7,0	2,9 16,0	3,7 27,0									
4,5	600x100												
	400x150		- -	18,0 -	23,0 -								
	300x200		1,9 7,0	2,5 12,0	3,1 20,0								
6,0	800x100												
	500x150				17,0 -	27,0 -							
	400x200				2,3 10,0	3,5 24,0							
7,5	600x150												
	500x200				- -	22,0 -	30,0 -						
	300x300				1,8 6,5	2,7 15,0	3,8 28,0						
9,3	800x150												
	600x200					18,0 -	25,0 -	35,0 -					
	400x300					2,2 10,0	3,0 18,0	4,5 40,0					
12,5	800x200												
	500x300					- -	19,0 -	29,0 -					
	400x400					1,6 5,0	2,2 10,0	3,4 22,0					
15,0	600x300						- -	25,0 -	32,0 -				
							1,8 7,0	2,7 15,0	3,7 26,0				
17,5	800x250							- -	21,0 -	29,0 -			
	500x400							1,6 5,0	2,4 11,0	3,2 20,0			
20,0	800x300								19,0 -	26,0 -	36,0 -		
	600x400								2,1 9,0	2,8 15,0	4,1 33,0		
	500x500												
26,0	800x400								- -	21,0 -	31,0 -	37,0 -	
	600x500								1,6 5,0	2,2 10,0	3,2 20,0	4,1 33,0	
35,0	600x600										28,0 -	35,0 -	
											2,8 14,0	3,7 26,0	

NR V	Lt Pa	Nivel sonoro en dBA	Alcance en metros
		Velocidad en m/s	Presión en Pascales

AK: Área efectiva (dm ²)	L: Longitud (mm)
QV: Caudal (m ³ /h)	H: Altura (mm)

Fuente: Catálogo Comercial, Daikin.

Anexo 41

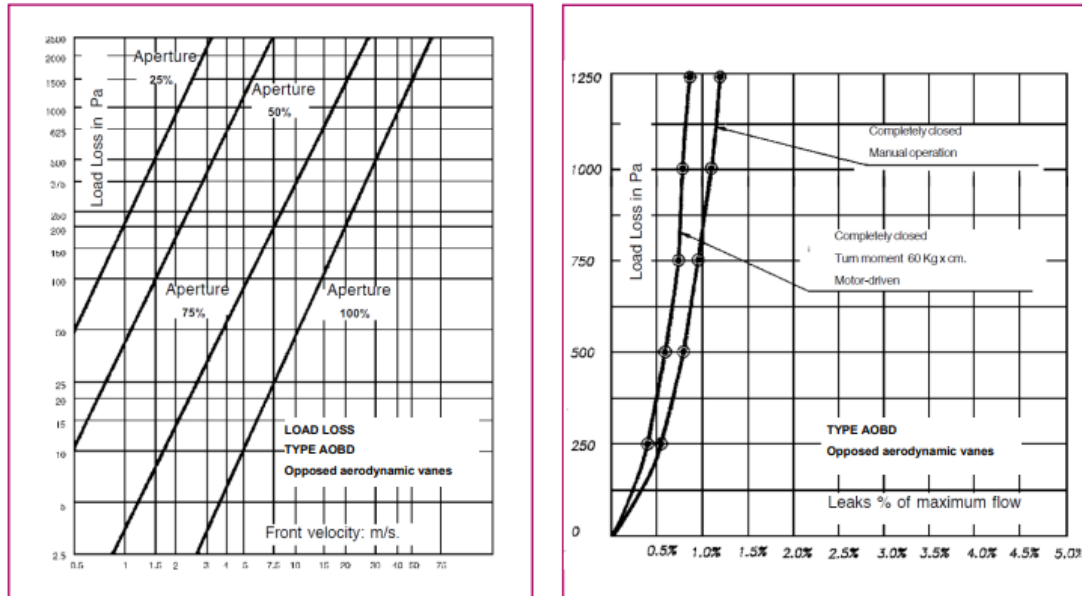
Pérdida de carga en dámpers de control de volumen de aire.

KOOLAIR

4

Series 100-200

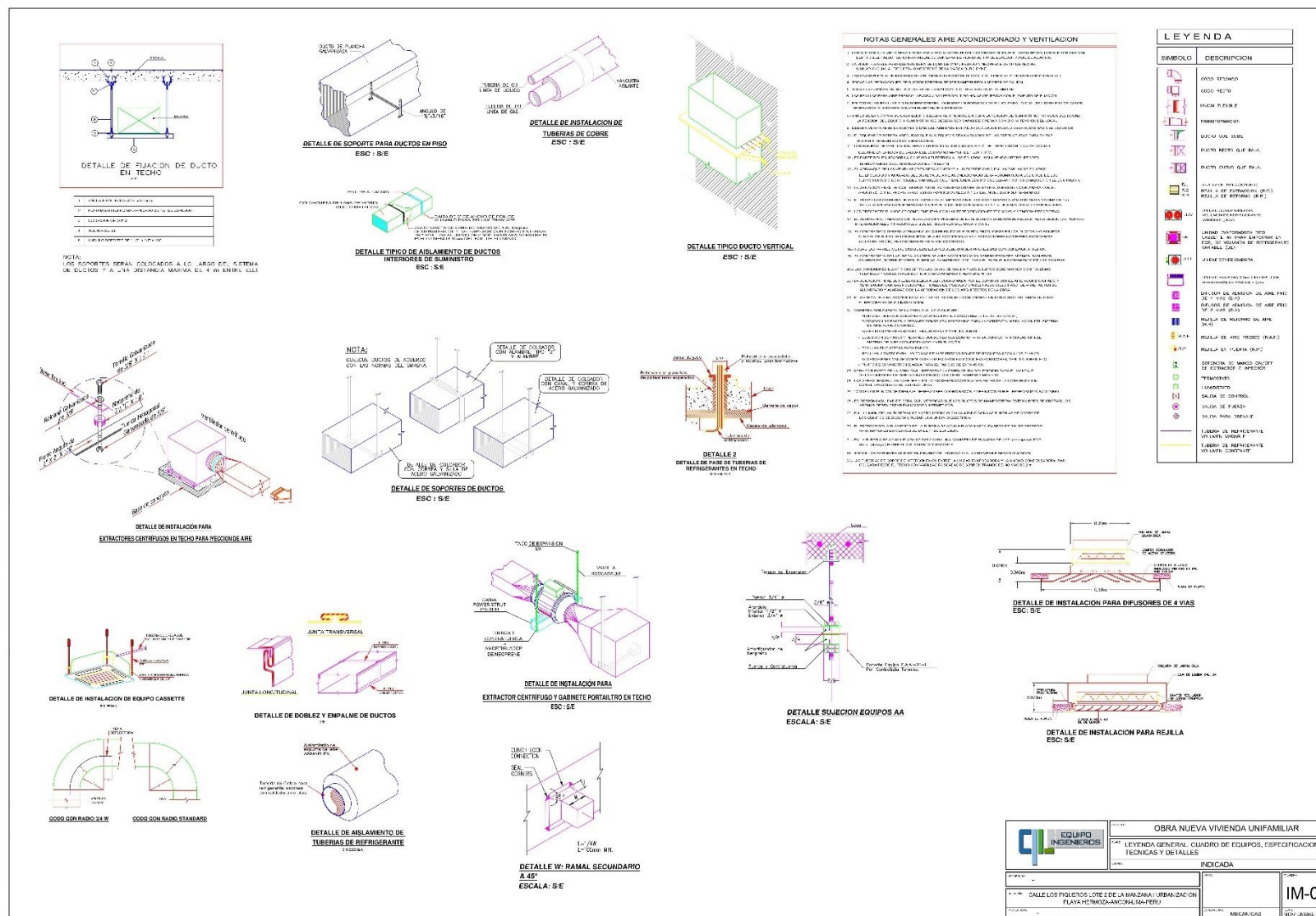
Load loss and air tightness graphs for aluminium regulating dampers



Note: The air leak at damper AOBD is not greater than 2% in the closed position, with a static pressure of 1250 Pa.

Fuente: Series 100-200 Compuertas de regulación y tomas de aire, Koolair.

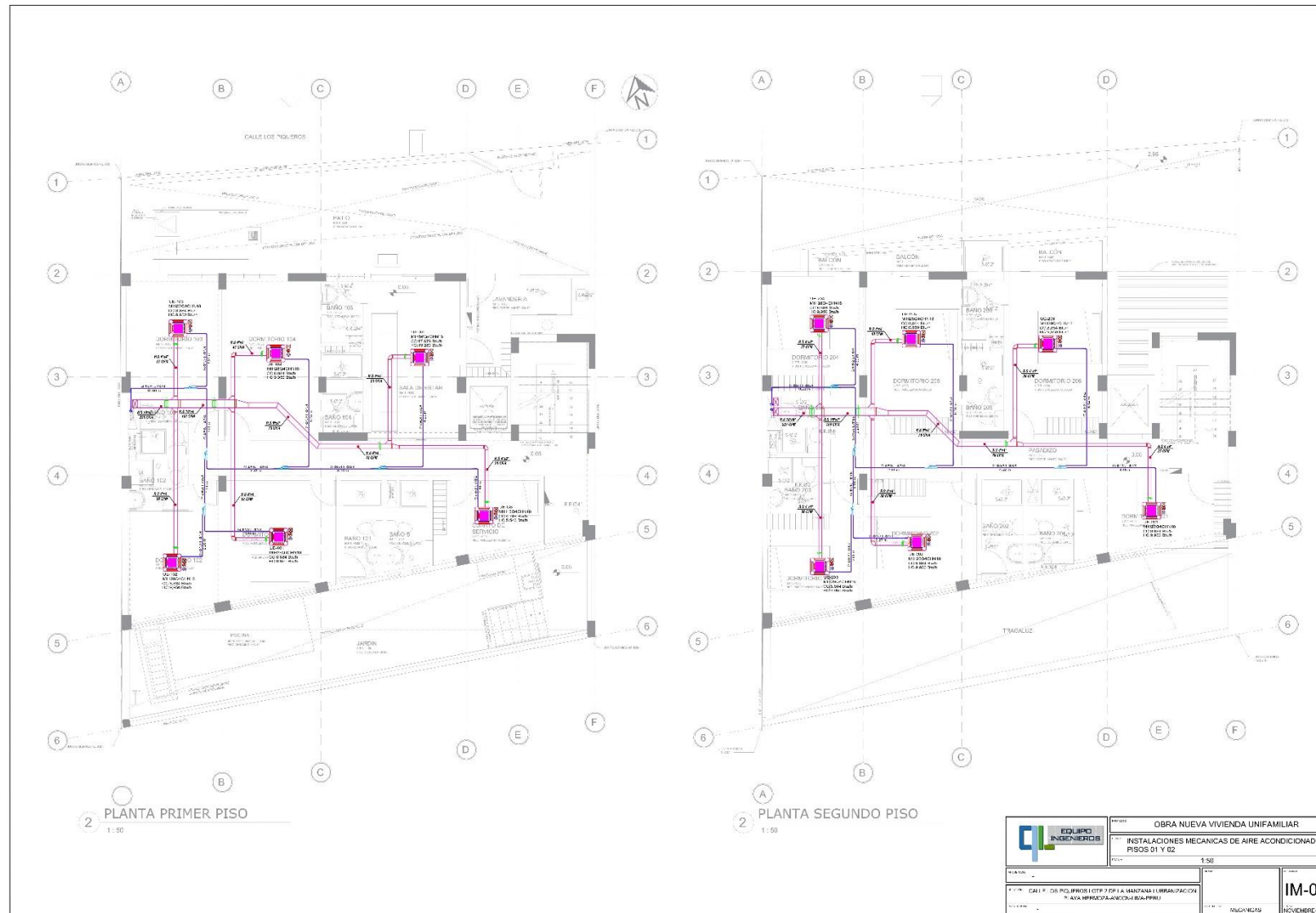
Plano de leyenda, especificaciones técnicas y detalles de la Instalación Mecánica de Ventilación y Aire Acondicionado VRV.



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 43

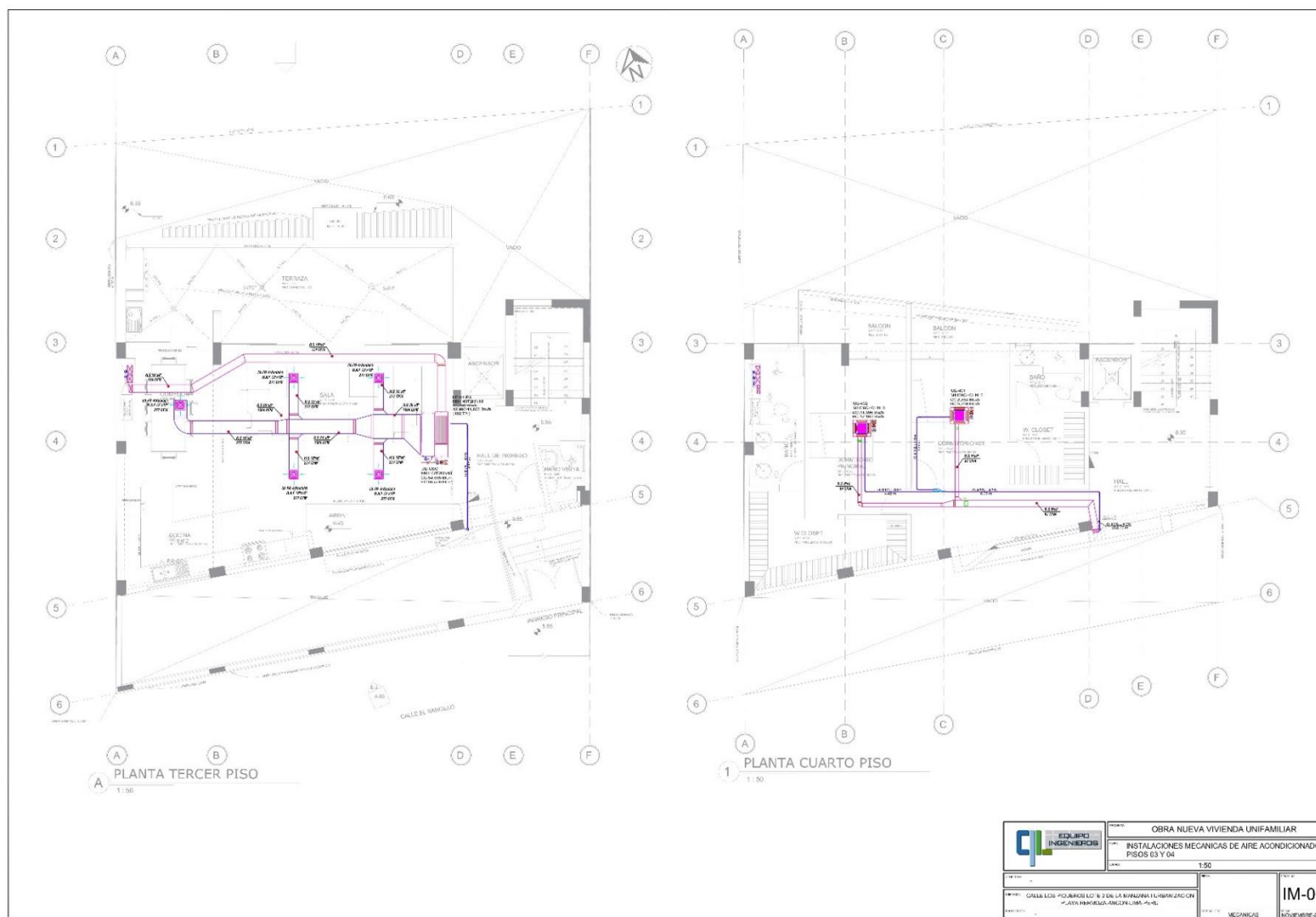
Plano de Instalaciones Mecánicas de Ventilación y Aire Acondicionado VRV en los Pisos 01 y 02.



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 44

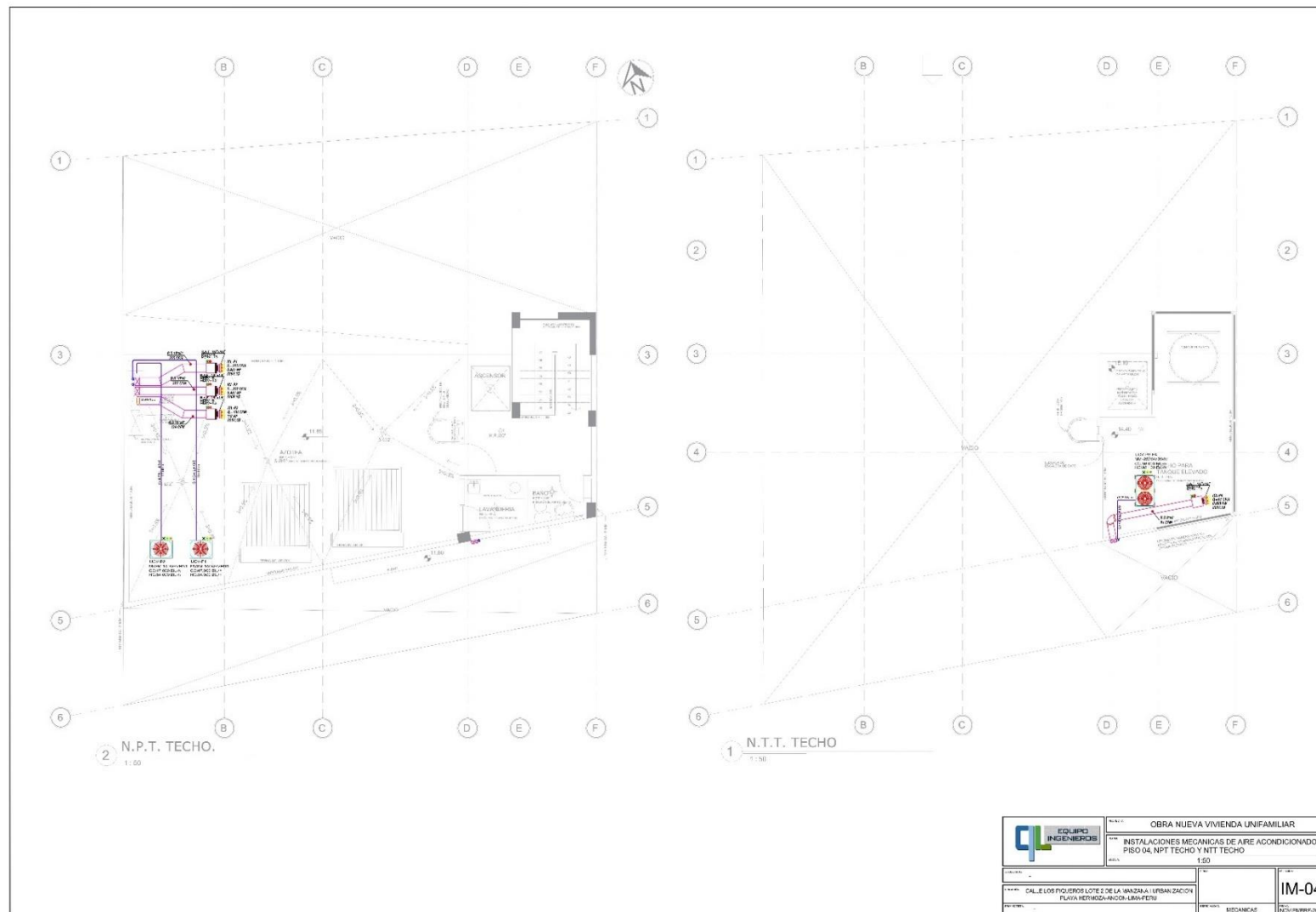
Plano de Instalaciones Mecánicas de Ventilación y Aire Acondicionado VRV en los Pisos 03 y 04.



Fuente: Elaboración propia.

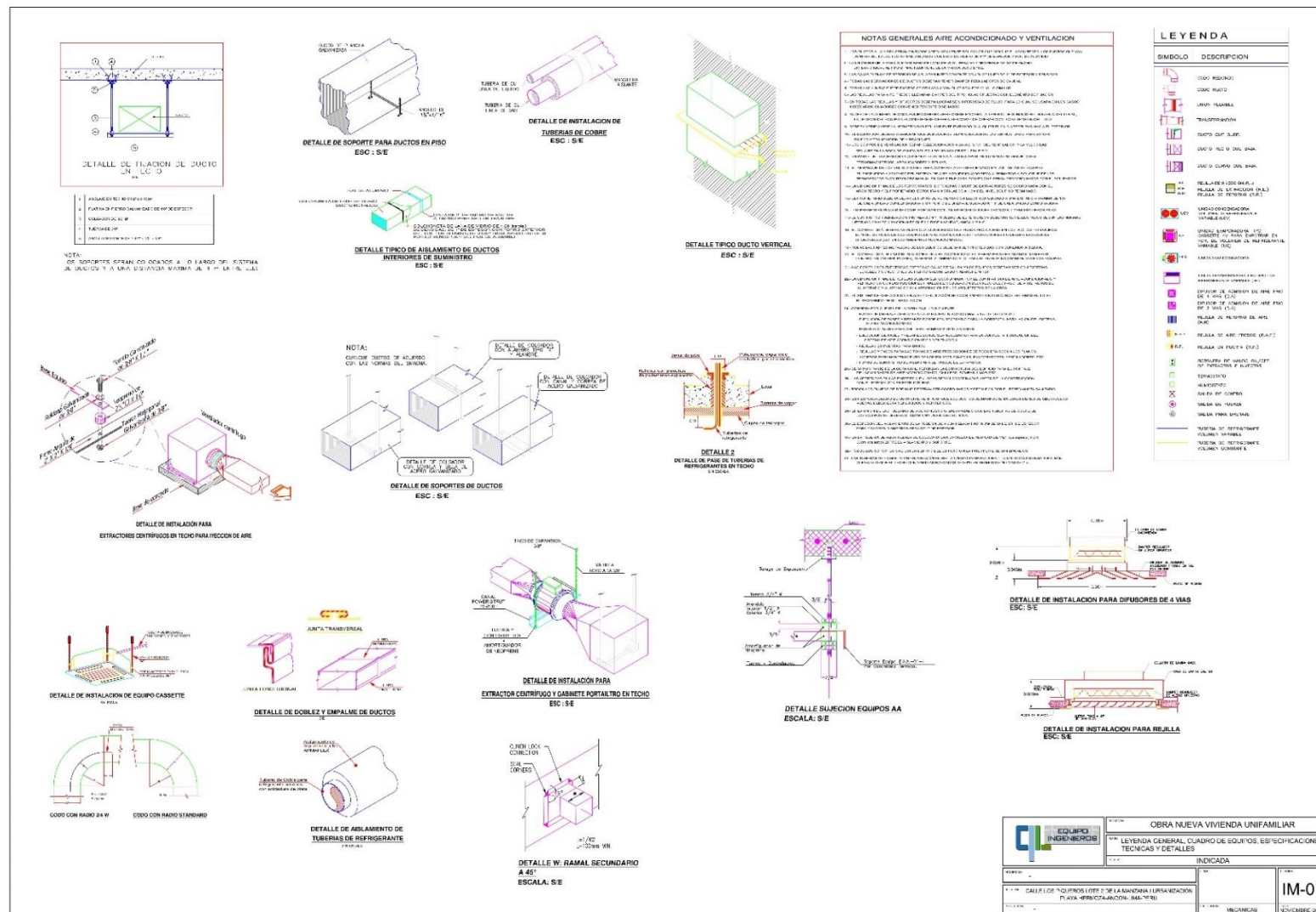
Anexo 45

Plano de Instalaciones Mecánicas de Ventilación y Aire Acondicionado VRV en Azotea y Nivel de Techo de Tanque Elevado.



Fuente: Elaboración propia.

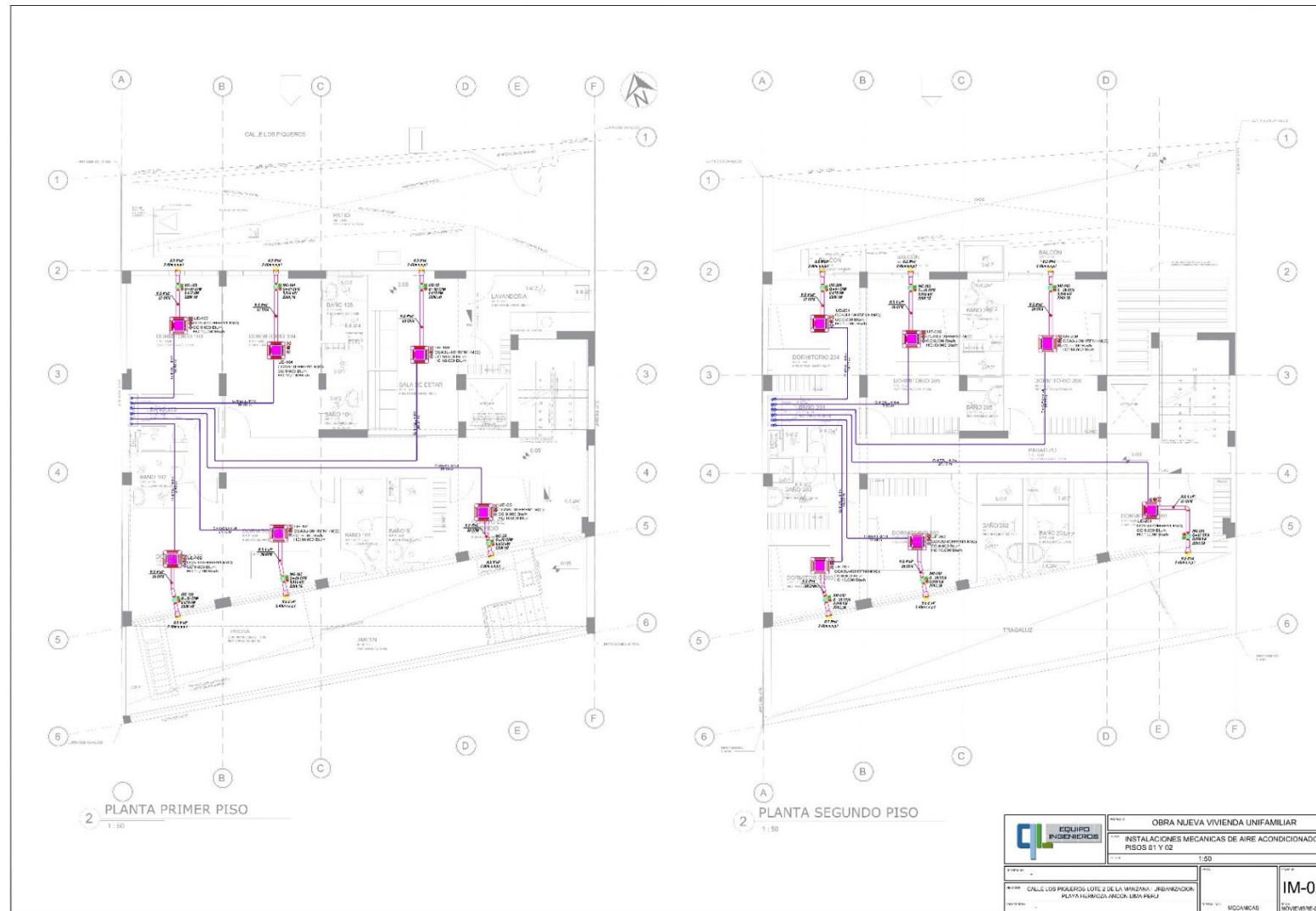
Plano de leyenda, especificaciones técnicas y detalles de la Instalación Mecánica de Ventilación y Aire Acondicionado MultiSplit.



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 47

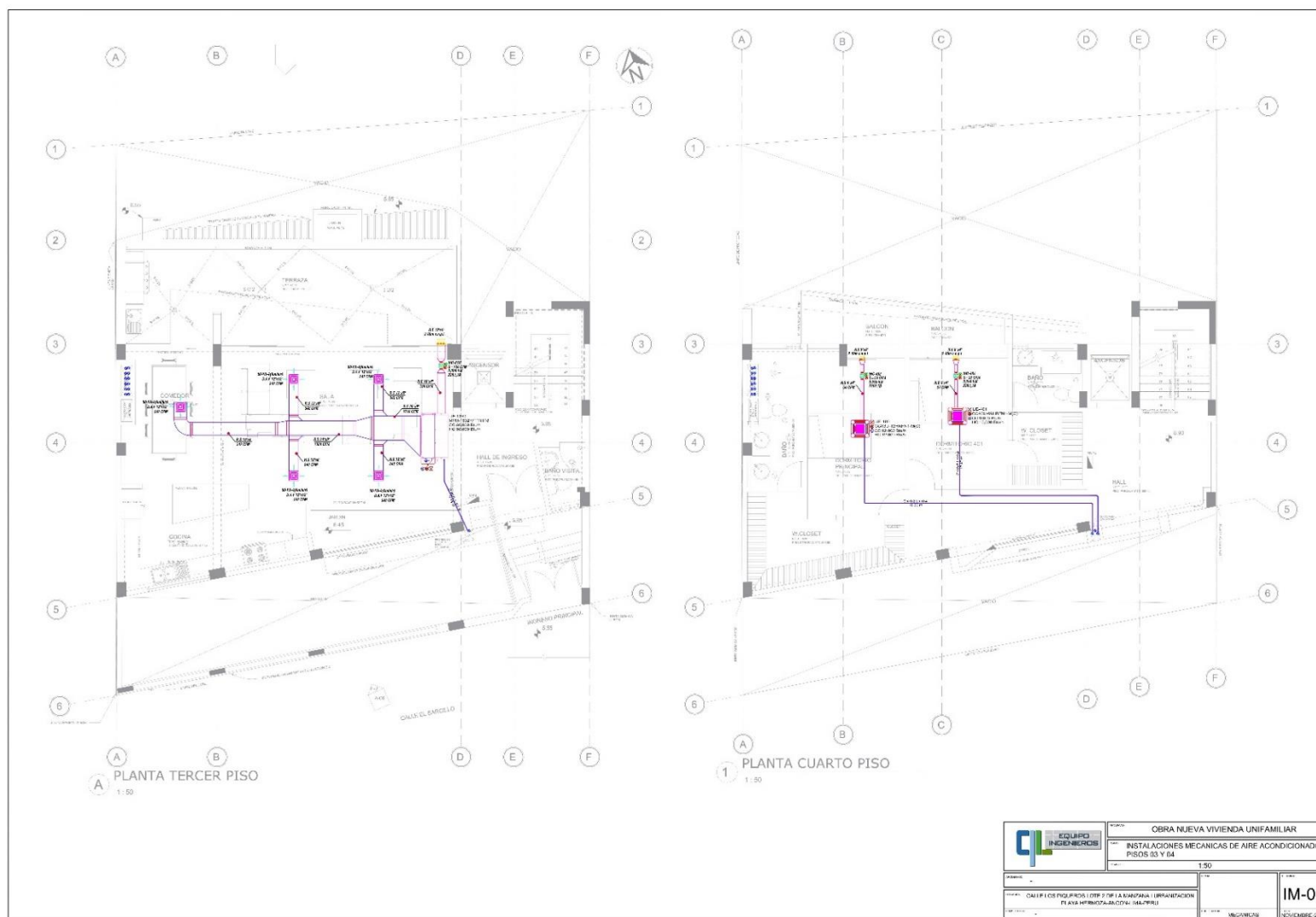
Plano de Instalaciones Mecánicas de Ventilación y Aire Acondicionado MultiSplit en Pisos 01 y 02.



Fuente: Elaboración propia.

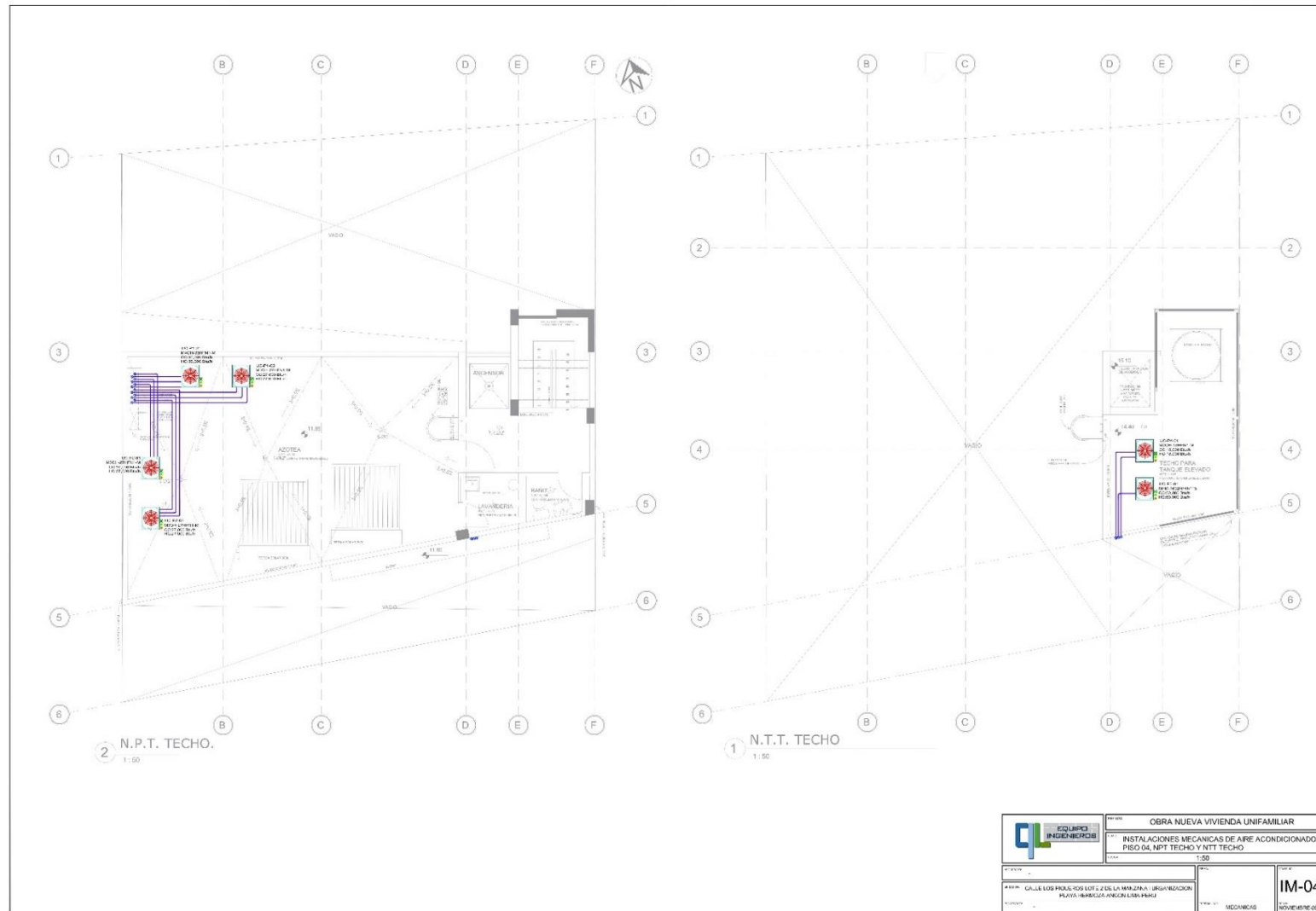
Anexo 48

Plano de Instalaciones Mecánicas de Ventilación y Aire Acondicionado MultiSplit en Pisos 03 y 04.



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 49
Plano de Instalaciones Mecánicas de Ventilación y Aire Acondicionado MultiSplit en Azotea y Nivel de Techo de Tanque Elevado.



Fuente: Elaboración propia.

