

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
TIPO VRF DE 170 TON PARA EL CONFORT TÉRMICO
EN LAS OFICINAS DEL EDIFICIO GLOBOTERRAQUEO
DE LA CIUDAD LIMA - 2021”**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO

YENSO MAKARO GUERRERO VARGAS

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Yenso Makaro Guerrero Vargas'.

Callao, 2021

PERÚ

ACTA N° 065 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

LIBRO N° 001, FOLIO N° 091, ACTA N° 065 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO


A los 07 días del mes diciembre, del año 2021, siendo las 19:20 horas, se reunieron, en la sala meet: <https://meet.google.com/wdy-xddb-bej> el **JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS** para la obtención del **TÍTULO** profesional de **Ingeniero Mecánico** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la **Universidad Nacional del Callao**:

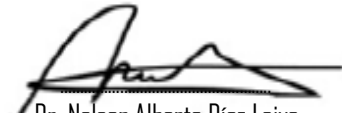
- | | | |
|-----------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. Juan Manuel Palomino Correa | : | Presidente |
| ▪ Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva | : | Secretario |
| ▪ Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez | : | Miembro |
| ▪ Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro | : | Asesor |

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del **Bachiller GUERRERO VARGAS, YENSO MAKARO**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico sustenta la tesis titulada **"DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VRF DE 170 TON PARA EL CONFORT TÉRMICO EN LAS OFICINAS DEL EDIFICIO GLOBOTERRAQUEO DE LA CIUDAD LIMA - 2021"**, cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid-19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N°039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior universitario";

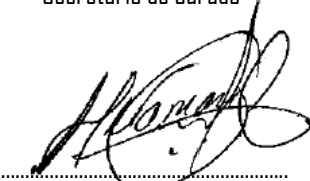
Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa **BUENO** y calificación cuantitativa **15 (quince)**, la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018- CU del 30 de octubre del 2018.

Se dio por cerrada la Sesión a las 19:48 horas del día 07 del mes y año en curso.


.....
Dr. Juan Manuel Palomino Correa
Presidente de Jurado


.....
Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva
Secretario de Jurado


.....
Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez
Vocal de Jurado


.....
Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro
Asesor

HOJA DE REFERENCIA DEL JURADO Y APROBACIÓN

MIEMBROS DEL JURADO

Presidente del jurado de Tesis:

Secretario:

Vocal:

Suplente:

Asesor: Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro

N° de Libro:

N° de Folio:

N° de Acta:

Fecha de Aprobación de tesis:

Resolución de Consejo de Facultad:

DEDICATORIA

A mi familia y a las personas que quiero por el apoyo incondicional y en especial a mi madre por enseñarme que si uno se propone con trabajo y dedicación logra los objetivos trazados.

Además, a mi abuela que desde el cielo me cuida y siempre estuvo orgullosa de mi por toda la dedicación que les daba a mis estudios.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por haberme permitido tener las oportunidades necesarias en mi carrera pre profesional.

A mi familia que siempre estuvieron presentes en el apoyo incondicional de mi desarrollo personal y profesional.

A los profesores que mediante la enseñanza brindada durante los ciclos universitarios y ciclo de tesis compartieron todos sus conocimientos, además de su preocupación e insistencia para lograr el objetivo de ser ingenieros.

ÍNDICE

ÍNDICE	1
ÍNDICE DE TABLAS DE CONTENIDO	4
ÍNDICE DE FIGURAS	9
ÍNDICE DE ANEXOS	13
RESUMEN	18
ABSTRACT	19
INTRODUCCIÓN	20
I. PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA	22
1.1 Descripción de la realidad problemática	22
1.2 Formulación del problema	23
1.2.1 Problema general:.....	23
1.2.2 Problemas específicos:	24
1.3 Objetivos.....	24
1.3.1 Objetivo general:	24
1.3.2 Objetivos específicos:.....	24
1.4 Limitantes de la investigación	25
II. MARCO TEÓRICO.....	26
2.1 Antecedentes:.....	26
- Antecedentes a nivel internacional	26
- Antecedentes a nivel nacional	27
2.2 Bases teóricas	30
2.2.1 Diseño de un sistema de aire acondicionado	30
2.2.2 Definición del aire acondicionado.....	30
2.2.3 Tipos de sistemas de aire acondicionado.....	31

2.2.4	Selección del sistema de aire acondicionado.....	33
2.2.5	Ventajas y limitaciones del sistema tipo VRV de aire acondicionado	34
2.2.6	Confort térmico.....	35
2.2.7	Aplicaciones del sistema de aire acondicionado	37
2.2.9	Norma Ashrae Estándar 55.....	38
2.2.10	Norma Ashrae Estándar 62.1	39
2.2.11	Mezcla de Aire en un Equipo de Aire Acondicionado.....	39
2.2.12	Psicrometría	41
2.3	Conceptual.....	42
2.3.1	Carga térmica.....	42
2.3.2	Datos generales para el cálculo de la carga térmica.....	44
2.3.3	Mezcla de Aire en un Equipo de Aire Acondicionado	54
2.3.4	Capacidad de equipos.....	55
2.3.5	Cantidad de aire exterior	56
2.3.6	Selección de equipos de refrigeración	57
2.3.7	Selección de equipos de ventilación mecánica	58
2.4	Definición de términos básicos	58
2.4.1	Acondicionamiento de aire	58
2.4.2	ASHRAE.....	58
2.4.3	Branch de los sistemas VRF	59
2.4.4	BTU/H.....	59
2.4.5	Calor sensible.....	59
2.4.6	Calor latente	60
2.4.7	Diseño de ductos.....	61
III.	HIPÓTESIS Y VARIABLES.....	64

3.1 Hipótesis:.....	64
3.1.1 Problema general:	64
3.1.2 Problemas específicos:	64
3.2 Definición conceptual de variables	64
3.2.1 Operacionalización de variable	65
IV. DISEÑO METODOLÓGICO	66
4.1 Tipo y diseño de investigación.....	66
4.1.1 Tipo de investigación	66
4.1.2 Diseño de investigación	66
4.2 Método de investigación.	67
4.3 Población y muestra	68
4.4 Lugar de estudio.	69
4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.....	69
4.6 Análisis y procesamiento de datos.	70
V. RESULTADOS.....	145
VI. DISCUSION DE RESULTADOS	153
CONCLUSIONES	158
RECOMENDACIONES.....	159
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	160
ANEXOS.....	162

ÍNDICE DE TABLAS DE CONTENIDO

Tabla 1. Confort térmico para el acondicionamiento de aire acondicionado	37
Tabla 2. Valores de calor sensible y latente según el grado de actividad	46
Tabla 3. Valores para las condiciones de proyecto recomendadas para ambientes interiores y exteriores.....	48
Tabla 4. Valores para la iluminación y potencia de iluminación por unidad de área.	48
.....	48
Tabla 5. Factores totales de ganancia solar a través del vidrio	49
Tabla 6. Velocidades máximas y mínimas recomendada para sistemas de ductos	61
Tabla 7. Matriz de operacionalización de las variables	65
Tabla 8. Técnicas e instrumentos para la recolección de información	70
Tabla 9. Alternativas para el diseño del sistema de aire acondicionado ...	70
Tabla 10. Condiciones de diseño del edificio de oficinas Globoterraqueo.	74
Tabla 11. Datos arquitectónicos y números de personas a considerar para las oficinas del edificio Globoterraqueo	75
Tabla 12. Fuentes y tipo de calor a calcular	76
Tabla 13. Ganancia de calor sensible debido a los ocupantes.....	77
Tabla 14. Ganancia de calor por las potencias de iluminación y equipos..	79
Tabla 15. Resistencias para el flujo de aire según su posición y a su velocidad	81

Tabla 16. Resistencias de los materiales de construcción y enlucidos	82
Tabla 17. Lista de datos que incluyen las resistencias de los materiales y dimensionamiento	83
Tabla 18. Coeficientes globales de transferencia de calor para vidrios y block de vidrios.....	85
Tabla 19. Resultados de los coeficientes globales de transferencia de calor	85
Tabla 20. Resultados del cálculo por conducción para el piso 11.....	86
Tabla 21. Datos para el cálculo del peso de la pared, piso y techo con respecto a sus áreas.	88
Tabla 22. Máximas aportaciones solares durante el año.	90
Tabla 23. Máximas aportaciones solares 12º latitud sur Diciembre	91
Tabla 24. Máximas aportaciones solares 12º latitud sur enero	91
Tabla 25. Máximas aportaciones solares 12º latitud sur febrero	91
Tabla 26. Máximas aportaciones solares 12º latitud sur Marzo.....	92
Tabla 27. Máximas aportaciones solares 12º latitud sur abril.....	92
Tabla 28. Máximas aportaciones solares 12º latitud sur mayo.....	92
Tabla 29. Máximas aportaciones solares 12º latitud sur junio.....	92
Tabla 30. Día de máxima aportación solar 12º latitud sur para realizar calculo	93
Tabla 31. Coeficientes de corrección a través de ventanas.....	94
Tabla 32. Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares a través de vidrio.....	97

Tabla 33. Coeficientes de corrección a través de vidrios para la orientación sur y este.....	97
Tabla 34. Ganancia de calor por radiación solar a través de los vidrios en la orientación sur	98
Tabla 35. Ganancia de calor por radiación solar a través de los vidrios en la orientación este	99
Tabla 36. Máxima insolación en el mes de Julio a 40º latitud norte a través de una pared	101
Tabla 37. Corrección de las diferencias equivalente de temperatura	102
Tabla 38. Diferencia equivalente de temperatura (°C) para muros soleados o en sombra	104
Tabla 39. Ganancia de calor por radiación solar a través de los muros en la orientación norte	106
Tabla 40. Ganancia de calor por radiación solar a través de los muros en la orientación este	106
Tabla 41. Ganancia de calor por radiación a través de los muros en la orientación sur	107
Tabla 42. Máxima insolación en el mes de Julio a 40º latitud norte a través del techo	109
Tabla 43. Corrección de las diferencias equivalente de temperatura	110
Tabla 44. Diferencia equivalente de la temperatura (°C) para techo soleado o en sombra	111
Tabla 45. Ganancia de calor por radiación solar a través del techo	112

Tabla 46. Ganancia de calor por radiación en su hora de mayor aportación en el día.....	113
Tabla 47. Resumen de las cargas térmicas para el piso 11.....	114
Tabla 48. Resumen de las cargas térmicas del edificio Globoterraqueo .	115
Tabla 49. Índice de ventilación mínimas en las zonas de respiración.....	116
Tabla 50. Calculo de la cantidad de aire exterior para cada oficina	117
Tabla 51. Características térmicas de los puntos E y S.....	120
Tabla 52. Calculo del flujo másico del aire exterior	121
Tabla 53. Análisis del punto de insuflamiento (i)	123
Tabla 54. Análisis del punto de Mezcla (M)	125
Tabla 55. Procesos psicométricos para la capacidad de enfriamiento de los equipos	127
Tabla 56. Valores equivalentes por sus unidades	129
Tabla 57. Capacidad de enfriamiento para los equipos de refrigeración del edificio Globoterraqueo.	131
Tabla 58. Modelos y capacidades de evaporadoras.....	132
Tabla 59. Modelos y capacidades de condensadoras	134
Tabla 60. Dimensionamiento de tuberías para el sistema UC-01.....	137
Tabla 61. Equipamiento para el sistema UC-01	139
Tabla 62. Longitud de tuberías para el sistema UC-01.....	139
Tabla 63. Velocidades recomendadas en sistema de acondicionamiento de aire	140
Tabla 64. Coeficientes para codo de 90º - Relación H/W.....	143

Tabla 65. Resumen de coeficiente para codo 90º relación R/W	143
Tabla 66. Resumen de la caída de presión para el sistema de ductos.....	144
Tabla 67. Cargas térmicas del edificio Globoterraqueo sin aire exterior.	146
Tabla 68. Resumen de la cantidad de aire exterior.....	147
Tabla 69. Capacidad total de enfriamiento para los equipos de aire acondicionado.....	148
Tabla 70. Equipos de refrigeración para el edificio Globoterraqueo.....	149
Tabla 71. Dimensionamiento de tuberías de refrigeración para el sistema tipo VRF.....	151

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipo de sistemas de aire acondicionado. Sistema todo – agua. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p.9-10.....	31
Figura 2. Tipo de sistemas de aire acondicionado. Sistema todo – aire. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p.9-10.....	32
Figura 3. Tipo de sistemas de aire acondicionado. Sistema aire – agua. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p.9-10.....	32
Figura 4. Selección del sistema de aire acondicionado. Sistema de volumen de refrigerante variable, VRF. Tomado del catálogo de aire acondicionado tipo VRF System de la marca Samsung. 2014, p. 49.	34
Figura 5. Limitaciones del sistema de aire acondicionado por volumen de refrigerante variable, VRF. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 2012, p. X-28.....	35
Figura 6. Zonas de confort humano. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2021, p. 9.12.....	36
Figura 7. Zonas de la humedad relativa para la salud de los ocupantes y confort humano. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2020, p.22.1.....	38
Figura 8. Ejemplo de la mezcla de aire en un equipo de aire acondicionado. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2017, p.1. 13.. ..	39
Figura 9. Propiedades del aire que podemos ubicar en la carta psicrométrica. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 2012, p. I-80.....	41
Figura 10. Procesos generales en la carta psicrométrica. Tomado de la información del diplomado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.	42
Figura 11. Fuentes de calor dentro de una oficina. Tomado de la web del blog Profesor Urrego.....	43
Figura 12. Tipos y fuentes de calor que afectan al confort térmico de una oficina. Tomado de la información del diplomado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.	44

Figura 13. Condiciones de habitabilidad y funcionalidad para oficinas. Tomado del Reglamento Nacional de Edificaciones de la Norma A. 080. 2018, p.2.	45
Figura 14. Ejemplo de resistencias de materiales en una pared. Tomado de la información del diplomado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.	51
Figura 15. Elaboración de la mezcla de aire en un equipo de aire acondicionado. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2017, p. 1.13. ...	54
Figura 16. Ejemplo de la renovación de aire en un ambiente. Tomado de la información del diplomado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.	56
Figura 17. Unidad condensadora para el sistema de aire acondicionado tipo VRF. Tomado del catálogo de aire acondicionado tipo VRF System de la marca Samsung. 2014, p. 10.	57
Figura 18. Unidad evaporadora para el sistema de aire acondicionado tipo VRF. Tomado del catálogo de aire acondicionado tipo VRF System de la marca Samsung. 2014, p. 25.	57
Figura 19. Selección de equipos de ventilación. Tomado del manual del programa de selección Versión 1.5. abril 2004, p.5.	58
Figura 20. Branch de los sistemas VRF. Tomado de la página web https://sistemasvrf.com/elementos-sistema-vrf	59
Figura 21. Definición del calor sensible. Tomado de la información del curso técnico en aire acondicionado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú...	60
Figura 22. Definición del calor latente. Tomado de la información del curso técnico en aire acondicionado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú...	60
Figura 23. Software para el dimensionamiento de ductos. Tomado del software DuctSizer – McQuay. 1995.	63
Figura 24. Relación de forma en el dimensionamiento de ductos. Tomado de la norma Smacna. 2006.....	63
Figura 25. Método de la caja Negra elaborado en base al enfoque sistémico para el modelamiento de la investigación.	67

Figura 26. Método de la caja Blanca elaborado en base al enfoque sistémico para el modelamiento de la investigación.	68
Figura 27. Ubicación satelital del edificio de oficinas Globoterraqueo. Tomado del buscador google maps.	72
Figura 28. Corte arquitectónico de los pisos del edificio Globoterraqueo. Tomada de la información de planos.	82
Figura 29. Plano vista superior del piso 11 del edificio Globoterraqueo. Tomada de la información de planos arquitectónicos.	87
Figura 30. Elaboración mediante el uso de la carta Psicrométrica. Tomada del uso del software PsyChart 2.01.64	95
Figura 31. Modelo gráfico del movimiento del aire en un equipo de aire acondicionado. Tomada de la información del diplomado de aire acondicionado ofrecida por la escuela de refrigeración del Perú.	118
Figura 32. Análisis de los puntos de diseño en la carta Psicrométrica. Tomada de los parámetros de diseño.	119
Figura 33. Análisis del punto de insuflamiento (i) en la carta Psicrométrica. Tomada de los resultados de los parámetros de diseño.	123
Figura 34. Análisis del punto de mezcla (M) en la carta Psicrométrica. Tomada de los resultados de los parámetros de diseño.	125
Figura 35. Análisis del punto (x) en la carta Psicrométrica. Tomada de los resultados de los parámetros de diseño.	126
Figura 36. Procesos psicrométricos de comprobación para obtener la capacidad de los equipos en el piso 11 utilizando carta Psicrométrica. Tomada del uso del software PsyChart 2.01.64.	128
Figura 37. Resultados de la capacidad de enfriamiento para los equipos en el piso 11. Tomada del uso del software PsyChart 2.01.64	129
.....	130
Figura 38. Resultados de la capacidad de enfriamiento para los equipos en el piso 11. Tomada del uso del software ELITE HVAC	130

Figura 39. Distribución de equipo evaporador tipo cassette en las oficinas del edificio Globoterraqueo. Tomada del uso del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung.....	133
Figura 40. Distribución de equipos condensadoras tipo VRF en la azotea del edificio Globoterraqueo. Tomada del uso del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung.....	135
Figura 41. Curva de performance del inyector de aire. Tomada del uso del software EASY VENT – Soler&Palau.....	136
Figura 42. Distribución del equipo de inyección de aire ubicado en la azotea del edificio Globoterraqueo. Tomada de la selección de uso del software EASY VENT – Soler&Palau.....	136
Figura 43. Árbol de tuberías del primer sistema VRF UC-01 del edificio Globoterraqueo. Tomada del uso del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung.....	138
Figura 44. Dimensionamiento del ducto principal circular para 3600 CFM y dimensionamiento equivalente rectangular. Tomada del libro de acondicionamiento de aire Edward Pita. 2000, p. 234 y 236.	141
Figura 45. Dimensionamiento de ducto con software. Tomada del uso del software Duct Sizer Versión 6.4.....	142
Figura 46. Dimensionamiento de desvíos en forma de codo de 90°. Tomada del libro de acondicionamiento de aire Edward Pita. 2000, p. 239.	142
Figura 47. Análisis de la carta psicrométrica para las condiciones de confort. Tomada de los parámetros de diseño.....	145
Figura 48. Zonas de confort humano. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2021, p. 9.12.	146
Figura 49. Selección de equipo, modelo CVTT 12/12 para la inyección de aire. Tomado en el uso del software EASY VENT – Soler&Palau	150
Figura 50. Distribución de ductos para la inyección de aire. Tomado del diseño de ductos de la tabla 65	152

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1: Matriz de consistencia	162
ANEXO 2: Datos climáticos para la ciudad de Lima – Perú	163
ANEXO 3: Ficha para determinar los parámetros de diseño en una oficina	164
ANEXO 4: Modelo de ficha para determinar la carga termica en una oficina	165
ANEXO 5: Modelo de ficha para determinar la carga termica con aire exterior en una oficina	166
ANEXO 6: Carta Psicrometrica.....	167
ANEXO 7: Factores totales de ganancia solar a través del vidrio	168
ANEXO 8: Maximas aportaciones solares.....	169
ANEXO 9: Factores de almacenamiento sobre carga termica. Funcionamiento de 16 horas.....	170
ANEXO 10: Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura (°C).....	170
ANEXO 11: Diferencia equivalente de temperatura para muros soleados o en sombra	171
ANEXO 12: Diferencia equivalente de temperatura para techos soleados o en sombra (°C)	172
ANEXO 13: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para el ambiente de Recepcion.	173
ANEXO 14: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para el ambiente del hall de ascensores.....	174

ANEXO 15: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para el ambiente del primer piso – Auditorio.....	175
ANEXO 16: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 201, 701 y 801.....	176
ANEXO 17: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 202, 702y 802.....	177
ANEXO 18: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 203, 703 y 803.....	178
ANEXO 19: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 204, 704 y 804.....	179
ANEXO 20: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 205, 705 y 805.....	180
ANEXO 21: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 301, 401, 501 y 601.	181
ANEXO 22: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 302, 402, 502 y 602.	182
ANEXO 23: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos del piso 9 y 10.	183
ANEXO 24: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para el ambiente del piso 11	184
ANEXO 25: Ficha técnica del equipo condensadora de modelo AM200JXVAFH/AZ de la marca Samsung.....	185
ANEXO 26: Ficha técnica del equipo condensadora de modelo AM180JXVAFH/AZ de la marca Samsung.....	186

ANEXO 27: Ficha técnica del equipo condensadora de modelo AM160JXVAFH/AZ de la marca Samsung.....	187
ANEXO 28: Ficha técnica del equipo condensadora de modelo AM120JXVAFH/AZ de la marca Samsung.....	188
ANEXO 29: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM048NN4DCHH/AA de la marca Samsung.....	189
ANEXO 30: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM036NN4DCHH/AA de la marca Samsung.....	190
ANEXO 31: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM030NN4DCHH/AA de la marca Samsung.....	191
ANEXO 32: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM024NN4DCHH/AA de la marca Samsung.....	192
ANEXO 33: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM012NN4DCHH/AA de la marca Samsung.....	193
ANEXO 34: Red de tuberías de refrigeración para la unidad condensadora UC – 01 del sistema VRF.....	194
ANEXO 35: Red de tuberías de refrigeración para la unidad condensadora UC – 02 del sistema VRF.....	195
ANEXO 36: Red de tuberías de refrigeración para la unidad condensadora UC – 03 del sistema VRF.....	196
ANEXO 37: Red de tuberías de refrigeración para la unidad condensadora UC – 04 del sistema VRF.....	197
ANEXO 38: Abaco de perdidas por fricción, en pulgadas columna de agua por cada 100 pies en ductos circulares.....	198

ANEXO 39: Abaco para diámetro de ducto redondo equivalente.....	199
ANEXO 40: Ficha técnica del equipo inyector de aire tipo centrifugo en gabinete de modelo CVTT – 12/12	200
ANEXO 41: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 1	201
ANEXO 42: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 2	202
ANEXO 43: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 3	203
ANEXO 44: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 4	204
ANEXO 45: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 5	205
ANEXO 46: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 6	206
ANEXO 47: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 7	207
ANEXO 48: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 8	208
ANEXO 49: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 9	209
ANEXO 50: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 10	210

ANEXO 51: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 11	211
ANEXO 52: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire en el techo	212
ANEXO 53: Plano de detalles para el sistema de aire acondicionado tipo VRF e inyección de aire	213
ANEXO 54: Plano de detalles para el sistema de aire acondicionado tipo VRF e inyección de aire	214
ANEXO 55: Cronograma de actividades para el diseño del sistema de aire acondicionado tipo VRF.....	216
ANEXO 56: Rol de mantenimientos para los sistemas de aire acondicionado tipos VRF y ventilación mecánica.	218

RESUMEN

El informe final de tesis tuvo como objetivo principal diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON (Toneladas de refrigeración) para el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima. Ésta investigación fue de tipo tecnológica pues tiene como objetivo obtener información de diseño para lograr explicar y aplicar la solución del problema sin adentrarse en sus posibles aplicaciones prácticas, pero en base a conocimientos científicos obtenidos en nuestros estudios superiores que ayudarán a solucionar los problemas que aquejan a las oficinas de éste edificio. Además, es de diseño descriptivo simple, pues para diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF fue necesario obtener información actualizada para determinar las cargas térmicas que generan calor dentro del edificio de oficinas y luego determinar las capacidades de enfriamiento para el confort térmico. Tenemos también que la investigación es de enfoque sistémico ya que se estudia la realidad en su totalidad como es el problema de la falta de confort térmico en las oficinas y se afronta en su complejidad un sistema de aire acondicionado que se divide en etapas que va desde el cálculo de cargas térmicas, utilizando la recopilación de datos y la técnica de la diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento (CLTD), hasta la interconexión y obtención del sistema de aire acondicionado tipo VRF. Como resultado se obtuvo el diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF para el confort térmico en las oficinas. También se obtuvo el dimensionamiento de los equipos de refrigeración para cada oficina y la cantidad adecuada de aire exterior, para luego, con la ayuda del dimensionamiento de tuberías se logró la interconexión del sistema de aire acondicionado. La conclusión principal de la presente tesis es que se logró diseñar el sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON contrarrestando así el calor generado en el interior de las oficinas del edificio Globoterraqueo y brindando las condiciones de confort térmico de 22 °C de temperatura y 55% de humedad relativa.

Palabras claves: Confort térmico, sistema de aire acondicionado tipo VRF, cargas térmicas, TON (Toneladas de refrigeración).

ABSTRACT

The main objective of the final thesis report was to design a 170 TON (Refrigeration Tons) VRF type air conditioning system for thermal comfort in the offices of the Globoterraqueo building in the city of Lima. This research was of a technological nature because it aims to obtain design information to explain and apply the solution of the problem without going into its possible practical applications, but based on scientific knowledge obtained in our higher studies that will help solve the problems that afflict to the offices of this building. In addition, it is of simple descriptive design, since to design a VRF type air conditioning system it was necessary to obtain updated information to determine the thermal loads that generate heat within the office building and then determine the cooling capacities for thermal comfort. We also have that the research is of a systemic approach since reality is studied in its entirety, such as the problem of the lack of thermal comfort in offices and an air conditioning system is faced in its complexity that is divided into stages that go from the calculation of thermal loads, using data collection and the technique of the temperature difference for cooling loads (CLTD), until the interconnection and obtaining of the VRF type air conditioning system. As a result, the design of a VRF type air conditioning system for thermal comfort in the offices was obtained. The sizing of the refrigeration equipment for each office and the adequate amount of outside air were also obtained, and then, with the help of sizing the pipes, the interconnection of the air conditioning system was achieved. The main conclusion of this thesis is that it was possible to design the 170 TON VRF type air conditioning system, thus counteracting the heat generated inside the offices of the Globoterraqueo building and providing the conditions of thermal comfort of 22 ° C of temperature and 55% relative humidity.

Keywords: Thermal comfort, VRF type air conditioning system, thermal loads, TON (Tons of refrigeration).

INTRODUCCIÓN

El confort térmico en las oficinas de toda edificación es un tema de mucha importancia debido a que la climatización de los ambientes tiene que estar aptos para realizar las labores del día sin generar inconvenientes en los seres humanos. Es por ello que el manejo del aire acondicionado en ambientes con poca ventilación, hace, en consecuencia, que las personas puedan alcanzar su mejor rendimiento, ya que según ASHRAE al tener el manejo de las temperaturas y humedades relativas impactan directamente al confort térmico del ambiente.

Cabe recalcar que, ante el avance tecnológico del sistema de aire acondicionado, estos se han adaptado de manera fantástica a las disposiciones arquitectónicas de hoy en día, debido a que las edificaciones son de múltiples niveles y por consiguiente múltiples oficinas, además colocar aire acondicionado de un sistema convencional no tendría resultado debido a sus limitaciones en recorridos de interconexión.

Con todo lo mencionado anteriormente y considerando la magnitud del presente proyecto, se ha tomado el tiempo de realizar una buena selección del sistema de aire acondicionado que consiste en investigar de manera tecnológica y descriptiva, el diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF para el confort térmico de las oficinas del edificio Globoterraqueo. El uso de este sistema es debido a que son de tecnología no convencional y es de uso para lugares que necesitan numerosos equipos por la cantidad de oficinas en cada piso, además, tiene la ventaja de utilizar largos recorridos de tuberías a comparación de los sistemas convencionales.

Es por ello, que ésta tesis se desarrollara por etapas las cuales comprenden a detalle lo necesario para lograr el confort en las oficinas. Como primera etapa tenemos el cálculo de la carga térmica y cantidad de aire exterior, utilizando parámetros de diseño que nos ayudaran a calcular el calor generado por las personas, iluminación, equipos, calor por conducción y por radiación, utilizando la metodología de la diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento (CLTD), además de encontrar la cantidad de aire exterior necesario para la

recirculación de aire viciado. En la segunda etapa, utilizando el cálculo de cargas térmicas y la cantidad de aire exterior, se calculará la capacidad del equipo de refrigeración a través del uso de la carta psicrométrica que se encargará de atender la demanda de calor en el ambiente, en este cálculo nos apoyaremos en la utilización del software PsyChart para obtener valores más exactos. Como tercera etapa se buscará la selección de los equipos de refrigeración e inyección de aire de las marcas SAMSUNG y Soler&Palau respectivamente, el cual se determinará de manera estratégica su ubicación en planos. Y finalmente como cuarta etapa se encontrará el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración que hará la interconexión del sistema de aire acondicionado con flujo de refrigerante variable (VRF), utilizando el software DVM PRO – VRF de la marca Samsung y como análisis para la carga térmica utilizaremos el software de cálculo ELITE.

Como resultado se obtendrán valores en unidades de flujo de calor que tendrá que vencer al calor almacenado en las oficinas del edificio Globoterraqueo y así determinar el diseño del sistema de aire acondicionado tipo VRF para el confort térmico.

I. PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

Hoy en día la importancia de contar con un ambiente de confort, es un tema que involucra el comportamiento térmico del ser humano, el lugar donde se encuentra y los diversos factores que influyen como fuente de calor en lugares habitables. Considerando que existen lugares donde las personas pasan gran parte de sus días por temas laborales, estos pueden estar en lugares típicos como son las oficinas de trabajo. Sin embargo, en estos lugares encontramos problemas de confort térmico ya que los ambientes, no necesariamente, son cerrados y sin ventilación alguna. Es por ello que se busca constantemente que los ambientes sean aceptables o placenteros en lugares donde no existe una climatización adecuada, ya que existen agentes o fuentes de calor que aquejan el confort en estos lugares. Ante esta situación existen normas internacionales como ASHRAE 55 y la UNE-EN ISO 7730 donde definen que la importancia del confort térmico es la condición de la mente donde el ser humano percibe la satisfacción climática en lugares donde su ambiente es el adecuado.

Por lo consiguiente, ante la problemática de encontrar el confort térmico en lugares cerrados y con poco ingreso de aire, se nos hace muy importante realizar investigaciones donde involucremos el uso de los sistemas de aire acondicionado a través de un previo diseño donde se evalúe la cantidad de calor que se genera en un ambiente y poder atender la demanda de calor presente, ya que este sistema busca transformar el flujo de aire a condiciones ambientales y llevarlo a un flujo de aire refrigerado para alcanzar el confort térmico del ambiente.

En el Perú existen numerosos lugares donde las construcciones de edificios multifamiliares o de oficinas no contemplan necesariamente la importancia de tener ambientes ventilados, es por ello que encontramos edificios donde el ambiente interior no es el adecuado y eso en consecuencia genera un problema social, laboral y de salud a las personas. Entonces ante estas situaciones es importante darle la suma atención al realizar el diseño de un sistema de aire acondicionado para obtener ambientes confortables.

Las causas más importantes que pueden repercutir en no tener CONFORT TÉRMICO en lugares como el Perú, mayormente se da por temperaturas elevadas a más de 27°C, humedades relativas fuera de los rangos recomendado por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE), radiación excesiva, lugares cerrados sin ventilación, entre otros.

En consecuencia, para el estudio de investigación que se hará en el edificio Globoterraqueo será de suma relevancia, ya que éste edificio no cuenta con un proyecto de diseño de aire acondicionado, a pesar que el edificio está construido y en funcionamiento, cuenta con lugares cerrados que ha llegado a repercutir en distintas actividades de las personas por no contar con el CONFORT TÉRMICO, y es por ello que ante estas condiciones se optará por el diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF para así abordar la solución al problema que tiene el edificio en sus numerosas oficinas de trabajo, además de contar en ahorros a futuro por su eficiencia y funcionamiento electrónico y variable.

El edificio cuenta con 12 niveles con sus respectivas cantidades de oficinas por piso, las distribuciones de oficinas son de un ambiente en común, de 2 hasta 5 oficinas por piso; además cuenta con un ambiente de recepción y 11 halls de ascensores de manera típica en todos sus niveles. Cada ambiente tiene un aforo establecido y fuentes de calor que comúnmente son utilizados en oficinas y mencionadas en los anexos. Su ubicación geográfica esta a -77.06275 de longitud, latitud -12.00062 y a 100 metros sobre el nivel del mar. Además de ello según su ubicación geográfica de obtuvieron temperatura exterior de 30° C y 80% de humedad relativa (Ver tabla 10 y anexo 2). Con los datos mencionado y con la ayuda de normas y metodología de calculo mencionadas anteriormente se pudo atender el planteamiento del problema.

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema general:

¿Cómo diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?

1.2.2 Problemas específicos:

- ¿Cómo determinar la carga térmica y la cantidad de aire exterior del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para calcular posteriormente la capacidad de enfriamiento en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?
- ¿Cómo determinar la capacidad de enfriamiento para los equipos de refrigeración que permita la selección de los equipos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?
- ¿Cómo determinar la selección de equipos de refrigeración e inyector de aire que permita el dimensionamiento de tuberías y ductos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?
- ¿Cómo determinar el dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire que logre la interconexión del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general:

Diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

1.3.2 Objetivos específicos:

- Determinar la carga térmica y la cantidad de aire exterior del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para calcular posteriormente la capacidad de enfriamiento en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.
- Determinar la capacidad de enfriamiento para los equipos de refrigeración que permita la selección de los equipos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

- Determinar la selección de equipos de refrigeración e inyector de aire que permita el dimensionamiento de tuberías y ductos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.
- Determinar el dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire que logre la interconexión del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

1.4 Limitantes de la investigación

En este estudio tiene limitaciones en cuanto a la muestra ya que sólo está referido al problema del acondicionamiento en las oficinas del edificio Globoterraqueo.

Así mismo, hay limitaciones en lo referente a las variables, puesto que existen diferentes tipos de sistemas en el aire acondicionado el cual pueden existir muchas otras variables interesantes que puede investigar

Además, por otro lado, es importante mencionar la poca voluntad que tienen las empresas proveedoras de los equipos de aire acondicionado para emitir una cotización de los equipos posibles a instalar para relacionar el costo – beneficio del estudio.

La dificultad como limitante teorica fue la de recopilar información necesaria para desarrollar los cálculos que permitirán el buen desarrollo del diseño para el sistema de aire acondicionado por flujo de refrigerante variable (VRF). Además de los protocolos de diseño e instalación que se deben de cumplir en las distintas marcas existentes para realizar sus instalaciones.

También se encontró la limitación espacial en el edificio de oficinas, debido a que el proyecto arquitectónico y estructural ya estaban definidos y construidos sin considerar un pre proyecto de aire acondicionado. Es por ello la dificultad de utilizar los pocos espacio y recorridos disponibles fue una limitante para el avance del proyecto.

Es importante resaltar que en mención a las limitantes económicas, teóricas y espaciales se generan las limitantes temporales, debido a que se tiene que realizar el diseño adecuado del sistema VRF, la selección de equipos en diferentes marcas para encontrar una buena propuesta económica y enconsultar y encontrar en coordinación con el cliente los recorridos disponibles para la proyección del sistema de aire acondicionado tipo VRF.

II. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes:

- **Antecedentes a nivel internacional**

- Moreno, González y Tórrez (2019), en su tesis titulada “**Diseño de un sistema de climatización en las instalaciones de la empresa Cero Grados Nicaragua S.A.**” para optar el título de Ingeniero Mecánico en la facultad de tecnología de la industria – Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería de la ciudad de Managua en Nicaragua, tuvo como objetivo general diseñar un sistema de climatización que permita mantener las condiciones de confort por medio de la correcta estimación de carga térmica y selección de componentes de dicho sistema para el nuevo edificio de la empresa Cero Grados Nicaragua S.A ubicada en la ciudad de Managua. Su investigación presentó la siguiente conclusión: Tomando en cuenta la estructura interna de cada área que se pretende climatizar y demanda de enfriamiento de cada recinto se propone instalar unidades interiores tipo Cassette de 4 vías y Cassette de 2 vías respectivamente cuya capacidad no exceda lo necesitado por cada recinto, y alimentadas por un sistema de Refrigerante Variable (VRF) marca Mitsubishi. Este trabajo de titulación me ha permitido seleccionar el tipo de sistema de climatización y los modelos de equipos a utilizar debido a que la edificación en la que realizo el estudio cuenta con 11 pisos, un hall de ascensores, numerosas oficinas y pocos espacios para la interconexión entre unidades interiores y exteriores.

- Cabrera (2019), en su tesis titulada **“Diseño de un sistema de climatización de aire acondicionado VRF con Reporte de Software Hisense para el edificio de la biblioteca general de la UCSG.”** para optar el título de Ingeniero Eléctrico – Mecánico de la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil en Ecuador, tuvo como objetivo general diseñar un sistema de climatización de aire acondicionado VRF para el edificio nuevo donde se ubicará la biblioteca General de la UCSG. Su investigación presentó la siguiente conclusión: Cuando un sistema de climatización está en función de los requerimientos máximos de un proyecto, favorece al confort de los usuarios y aumenta la vida útil de los equipos ya que los sistemas VRF nos permite climatizar de forma zonificada con sus diferentes rangos de temperatura y no requiere operar al 100% de su capacidad y trabaja de acuerdo a la demanda de carga térmica del edificio. Este trabajo de titulación me ha permitido evaluar la selección del factor de diversidad del sistema, ya que no necesariamente los equipos requieren operar al 100% de su capacidad ya que trabaja de acuerdo a la utilidad de cada oficina del edificio.
- **Antecedentes a nivel nacional**
- Bueno (2018), en su tesis titulada: **“Sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa minera en Chumbivilcas – Cuzco”** para optar el título profesional de ingeniero mecánico en la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional del Callao, Callao-Perú, tuvo como objetivo general diseñar un sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una Empresa Minera Chumbivilcas –Cuzco. El tipo de investigación que utilizo fue tecnológico con un diseño no experimental y a su vez tomo como población y muestra a sala eléctrica en la empresa minera Chumbivilcas-Cuzco. Su investigación presento la siguiente conclusión: Se determinó la carga térmica por medio de las ganancias de calor exteriores e interiores y utilizando la carta psicométrica se calculó el calor total de la sala eléctrica. También se dimensionó la red de conductos por medio del

DuctSizer, con una caída de presión entre el rango de (0.10-0.15) pulg.c.a./100 ft, la red de conductos de impulsión está desplazándose por la parte central del ambiente para que los tableros que se encuentran ubicados dentro de la sala eléctrica puedan tomar el aire impulsado y tengan una buena climatización interna. Este trabajo de titulación me ha permitido abordar el tema de ganancias de calor exterior e interior de un ambiente y evaluar la caída de presión en el diseño de ductos para la distribución de aire exterior en la renovación de aire.

- Regalado (2019), en su tesis titulada: **“Diseño del acondicionamiento de aire de 350 ton con refrigeración indirecta para integrarse a un sistema de administración de edificaciones. Pacific Tower San Isidro”**, para optar el título profesional de ingeniero mecánico en la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional del Callao, Callao-Perú, tuvo como objetivo general diseñar el acondicionamiento de aire de 350 TON con refrigeración indirecta para integrarse al sistema de administración de edificaciones, que permita la supervisión, ahorro y control del acondicionamiento de aire. El tipo de investigación que utilizó fue del tipo tecnológico y de nivel aplicada con un diseño no experimental, además la población a utilizar está formada por el diseño del acondicionamiento de 7 niveles y la muestra es el diseño del acondicionamiento de aire que se hace a cada piso conformado por: puestos de trabajos, oficinas, sala de reuniones, pasadizos y cocinas, etc. También su investigación presentó la siguiente conclusión: La evaluación preliminar de la carga térmica debido a los aportes por personas, equipos, conducción, convección y radiación nos proporciona la cantidad de calor a extraer para determinar el sistema de enfriamiento de agua helada por razones técnicas económicas con respecto a los otros sistemas de expansión directa y Volumen de refrigerante variable. Este trabajo de titulación me ha permitido entrar en el análisis de alcanzar la temperatura de confort en las oficinas de la edificación, además de considerar los

aportes de carga térmica que generan las personas, equipos, conducción, convección y radiación como elementos importantes en los cálculos.

- Sánchez (2017), en su tesis titulada: **“Diseño de un sistema de aire acondicionado con volumen de refrigerante variable de 1140 m² para el ahorro de energía eléctrica. Sunat de Villa El Salvador”** para optar el título profesional de ingeniero mecánico en la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional del Callao, Callao-Perú, tuvo como objetivo general diseñar un sistema de aire acondicionado con volumen de refrigerante variable de 1140 m² para obtener un ahorro de energía eléctrica en la Sunat de Villa El Salvador. El tipo de investigación utilizado fue tecnológico y de nivel aplicado con un diseño no experimental que a su vez tomo como población y muestra los 14 ambientes administrativos y atención al público del edificio de la SUNAT de Villa El Salvador, Lima – Perú. También su investigación presento la siguiente conclusión: Se logró determinar el calor sensible y latente en los ambientes administrativos y de atención al público SUNAT con los planos de arquitectura y ubicación geográfica del inmueble y así obtener las carga térmica que emite cada ambiente; también se logró determinar la capacidad de enfriamientos de los equipos mediante recomendaciones de ventilación de ASHRAE Standard 62.1 – 2007 y el procedimiento psicrométrico del manual de aire acondicionado Carrier y además se dimensionó las tuberías de refrigeración del sistema de aire acondicionado VRV con la ayuda del software de selección de la marca LG con ratios de combinación. Este trabajo de titulación me ha permitido analizar los calores sensibles y latentes que se generan en oficinas de trabajo, además de la importancia de la inclusión de la inyección de aire exterior para la renovación de aire y también nos hizo abordar en la utilización del software que nos permitiría realizar el dimensionamiento de tuberías según la marca a considerar para el diseño.

2.2 Bases teóricas

Ciro (2014). “La teoría básica constituye el soporte científico de la investigación, por lo que debe presentarse la teoría que da soporte a las variables independientes y a la variable dependiente. Algunas de las características mencionan que las teorías describen y explican a todas las variables de la investigación” (p.77).

2.2.1 Diseño de un sistema de aire acondicionado

Carrier (2017). Es un sistema que se encarga de evaluar la carga térmica de un lugar para neutralizar el calor interior y exterior de los ambientes a través de las capacidades de equipos de refrigeración y ventilación mecánica que a través de una selección de equipos y dimensionamiento de tuberías de refrigeración se puedan interconectar y lograr el funcionamiento de un sistema de aire acondicionado para el confort térmico.

Cuando hablamos de diseño nos centramos básicamente en la manera de proyectar un estudio de viabilidad en respuesta a la necesidad del ser humano que sean importantes y útiles para su uso, es por ello que “El diseño de los sistemas de calefacción, ventilación y climatización (aire acondicionado) (HVAC) tiene como objetivo el control de temperatura, humedad, contaminantes, presurización diferencial y movimiento de aire de un espacio determinado” Nils (1996).

La mayoría de los sistemas de calefacción, ventilación y climatización están diseñados para el confort humano. Es por ello que el diseño de aire acondicionado debe de ser estudiada hasta una total comprensión puesto que se trata del objetivo principal del diseño de los sistemas de HVAC. Nils (1996).

2.2.2 Definición del aire acondicionado

El aire acondicionado no es más que un sistema de refrigeración del aire que se utiliza para refrescar los ambientes cuando sus temperaturas son muy altas y calurosas. Este sistema es de gran utilidad para conseguir el confort térmico en los ambientes controlando la variación de temperatura y humedad.

Carrier (2012). La función principal del acondicionamiento de aire es mantener, dentro de un espacio determinado, condiciones de confort, o bien las necesidades para la conservación de un producto o par un proceso de fabricación. Para conseguirlo debe instalarse un equipo de aire acondicionado de capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año.

2.2.3 Tipos de sistemas de aire acondicionado

Estos tipos básicamente se diferencian por la naturaleza del flujo de calor o frío:

- **Sistemas todo – agua.**

El sistema puede ser de dos tipos:

- Sistema de Fancoils.
- Sistema de suelo radiante.

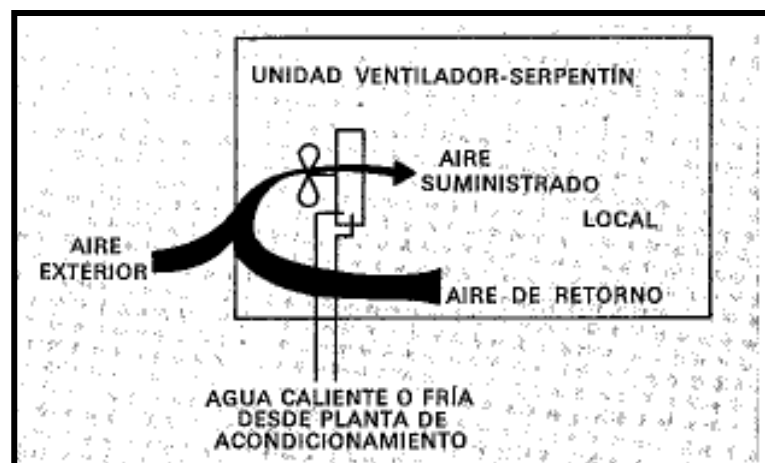


Figura 1. Tipo de sistemas de aire acondicionado. Sistema todo – agua. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p.9-10.

- **Sistemas todo – aire.**

Para éste sistema todo aire se utilizan el aire como único flujo frío o calor.

Se pueden clasificar:

- Sistemas de caudal variable (VAV).
- Sistema con bypass del aire de retorno.
- Sistema con recalentamiento

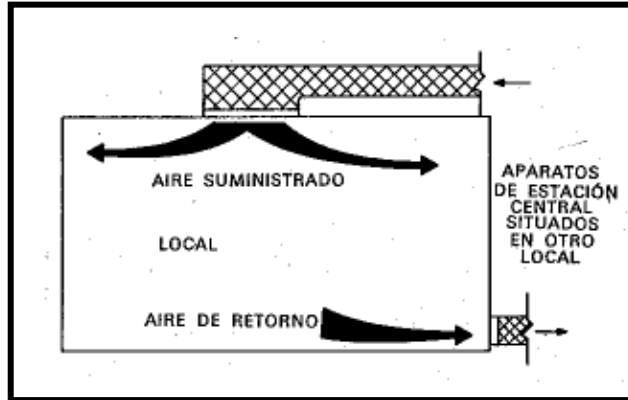


Figura 2. Tipo de sistemas de aire acondicionado. Sistema todo – aire. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p.9-10.

- **Sistemas aire – agua.**

Son muy prácticos porque permiten eliminar la carga térmica de forma selectiva, una parte de aire y otra de agua, obteniéndose unos elevados niveles de confort, además, el aire permite resolver los problemas de ventilación.

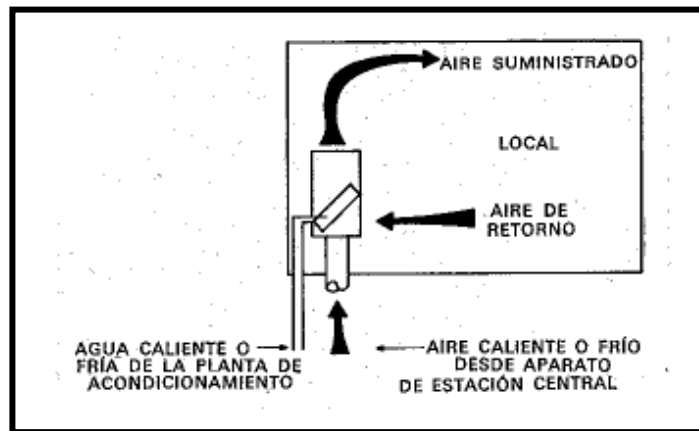


Figura 3. Tipo de sistemas de aire acondicionado. Sistema aire – agua. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p.9-10.

- **Sistema de refrigerante.**

Para éste tipo de sistema de aire acondicionado su funcionamiento es de expansión directa y es el sistema de acondicionamiento más elemental que existe dentro del mercado.

Además de ellos podemos clasificar éste tipo de sistema en 2 puntos según su control:

- **Funcionamiento todo-nada:**

Su aplicación se da mayormente en habitaciones pequeñas o grandes y zonas segregadas. Es el sistema convencional dentro del mercado del aire acondicionado.

- **Volumen de refrigerante variable (VRV)**

Carrier (2012) El sistema fue presentado originalmente por la marca DAIKIN en 1982, es un sistema de acondicionamiento de aire de tecnología avanzada que permite solucionar las necesidades de cualquier tipo de edificios. Es un sistema inteligente que modula el volumen de refrigerante de acuerdo a las necesidades de cada ambiente, estableciendo una proporción adecuada entre la potencia entregada y la consumida.

Éste sistema a permitido acondicionar espacios donde podía ser complicado el tendido de tuberías de agua o de aire, por las reducidas dimensiones de las tuberías de refrigerante.

2.2.4 Selección del sistema de aire acondicionado

Dentro del diseño del sistema se tienen que tener en cuenta ciertos factores que repercutan la factibilidad del proyecto:

- La edificación a instalar.
- La actividad que realizarán.
- El aspecto económico.
- El espacio disponible.

Es por ello que para nuestra tesis se ha optado por utilizar el sistema de aire acondicionado tipo VRF por su factibilidad que tiene en su distribución de equipos y tendido de tuberías. Además, nos brinda una solución al reducido espacio con el que cuenta el edificio de oficinas donde realizaremos nuestra investigación, y que en consecuencia traería un ahorro en el consumo eléctrico por el funcionamiento de los equipos. Cabe mencionar que cuando hablamos del VRV es lo mismo a decir VRF (flujo de refrigerante variable).

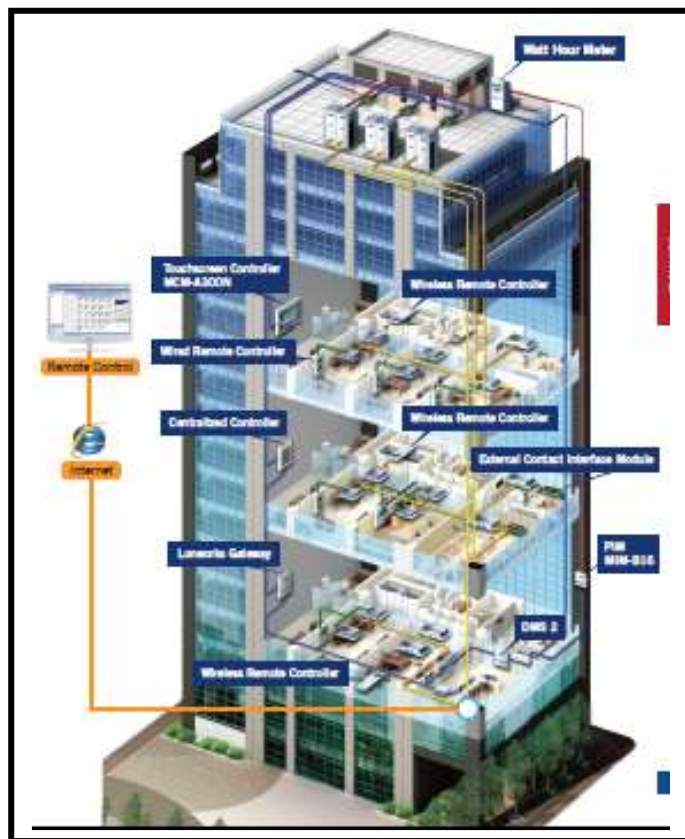


Figura 4. Selección del sistema de aire acondicionado. Sistema de volumen de refrigerante variable, VRF. Tomado del catálogo de aire acondicionado tipo VRF System de la marca Samsung, 2014, p. 49.

2.2.5 Ventajas y limitaciones del sistema tipo VRV de aire acondicionado

• Ventajas

Carrier (2012) El VRV es el sistema mas adecuado para proyectos de vivienda familiar, edificios de oficinas, hoteles, hospitales, escuelas, grandes almacenes, entre otros, ya que reúnen una cantidad de ventajas que lo diferencian de los sistemas tradicionales y que permiten disfrutar de un alto confort. Estas ventajas son las siguientes:

- Control preciso de la temperatura para alcanzar el confort térmico.
- Sistema automático de auto chequeo.
- Bajo nivel sonoro.
- Arranque secuencial.
- Mantenimiento sencillo.
- Gran ahorro de energía.

- **Limitaciones**

Carrier (2012) El sistema admite distancias de las tuberías refrigerantes de hasta 100 metros a la unidad interior más lejana y diferencia de altura entre la unidad exterior y las interiores hasta 50 metros. Si la unidad exterior se encuentra más baja que la unidad interior, la diferencia de nivel máximo es de 40 metros.

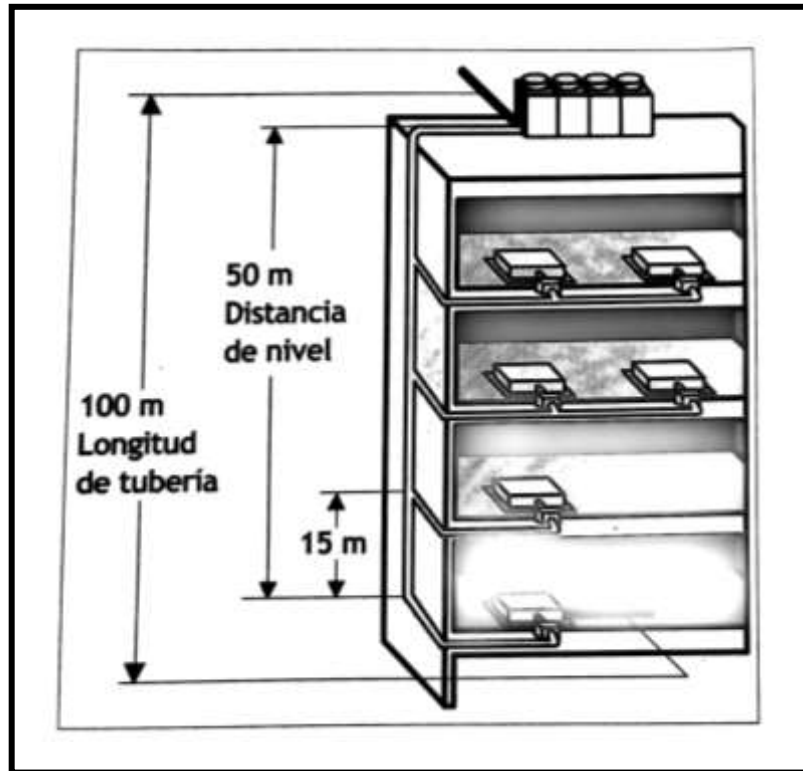


Figura 5. Limitaciones del sistema de aire acondicionado por volumen de refrigerante variable, VRF. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 2012, p. X-28.

Cabe señalar que éstas desventajas de distancias horizontales y alturas máximas variarán dependiendo a la marca de los sistemas VRF que se proyectará.

2.2.6 Confort térmico

(Ashrae 55) nos dice que el confort térmico es definido como el “estado de la mente que expresa satisfacción con el ambiente térmico” y se interpreta como el estado del cuerpo en balance térmico, ya que cuando se realizan ciertas actividades no se experimentan sensaciones de frío o calor. ASHRAE (2017) Hay factores, como la falta de uniformidad del entorno, los estímulos visuales, la

edad y el clima exterior, generalmente se consideran factores secundarios. Los estudios de Rohles y Nevins (1971) y Rohles (1973) sobre estudiantes universitarios revelaron correlaciones entre el nivel de comodidad, la temperatura, humedad, sexo y duración de la exposición. A niveles altos de humedad, demasiada humedad en la piel tiende a aumentar la incomodidad (Gagge 1937, Berglund y Cunningham 1986), particularmente la humedad de la piel que es de origen fisiológico (difusión de agua y transpiración). Para evitar la incomodidad por el calor, Nevins et al. (1975) recomendó que en el lado cálido de la zona de confort la humedad relativa no supere el 60%. Los límites superiores de humedad del Estándar 55 de ASHRAE se desarrollaron teóricamente a partir de datos limitados.

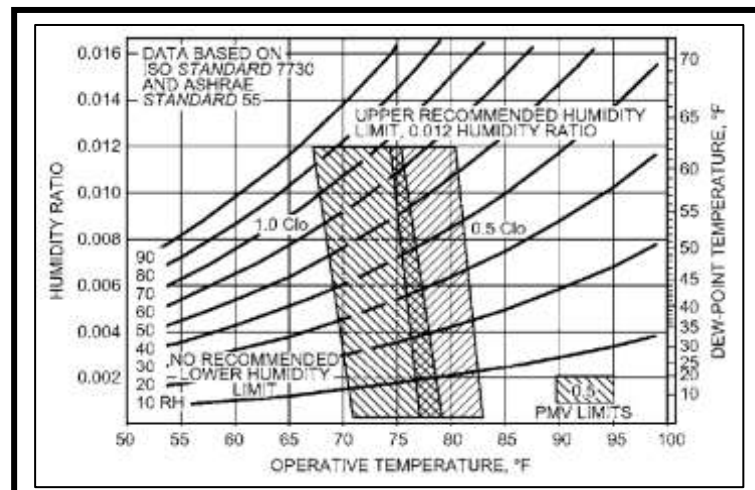


Figura 6. Zonas de confort humano. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2021, p. 9.12.

En la figura N° 2.7 se puede apreciar en la parte céntrica de la gráfica las zonas de confort que serán referenciales para cualquier tipo de ambiente y nos ayudará a tener resultados en ésta tesis.

Tabla 1. Confort térmico para el acondicionamiento de aire acondicionado

PARÁMETROS	CONDICIONES
TEMPERATURA	La temperatura de aire se controla calentándolo o enfriándolo, Confort: (21 – 26) °C
HUMEDAD	La humedad, que es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o eliminando vapor de agua del aire. Confort: (30-60%); Común: 55%
LIMPIEZA O CALIDAD DE AIRE	Para renovar el aire Viciado generado por las personas y mobiliario en general. “El Aire fresco debe ser correctamente filtrado (MERV) a efectos de no introducir bacterias, hongos y virus al sistema de aire acondicionado que debiliten el sistema inmunológico de los usuarios.
MOVIMIENTO	La velocidad de aire en los ductos, difusores y rejillas, está relacionado con el Nivel de Ruido; Tablas Ashrae recomiendan velocidades adecuadas para cada caso.

Nota: Tomado de Ashrae Handbook COMMITTEE 2001

2.2.7 Aplicaciones del sistema de aire condicionado

Carrier (2017) En éste punto se basará principalmente en el acondicionamiento de ciertos recintos donde el diseño de un sistema de acondicionamiento es aplicable y proyectada para una futura instalación:

- **Instalaciones para una función única:**
 - ✓ Residencias y tiendas.
 - ✓ Establecimiento de comidas y bebidas.
 - ✓ Estudio de Radio y Tv.
 - ✓ Salones de belleza y peluquerías.
 - ✓ Auditorios, salas de baile, fabricas.
- **Instalaciones para función múltiple:**
 - ✓ Edificio de oficinas.
 - ✓ Hoteles.
 - ✓ Hospitales.

- ✓ Escuelas.
- ✓ Grandes almacenes.
- ✓ Bibliotecas y museos.
- ✓ Laboratorios.

En ésta tesis se está realizando el diseño de aire acondicionado para edificios de oficinas, ya que en éstos recintos existe una ocupación constante de personas que trabajan en distintas horas del día, entonces se debe de prestar mucha atención a éstos lugares críticos debido a la concentración de calor interior que generan las personas en sus actividades diarias, equipos electrónicos, el ingreso del aire exterior, la radiación, etc.

2.2.9 Norma Ashrae Estándar 55

Esta norma estipula las condiciones de confort para entornos térmicos aceptables y está destinada su uso en el diseño, funcionamiento y puesta en marcha para los servicios de oficinas u otros espacios ocupados.

El principal objetivo de esta norma es especificar los parámetros de diseño de confort en la temperatura y humedad relativa para satisfacer las cargas térmicas interiores de lugares ocupados.

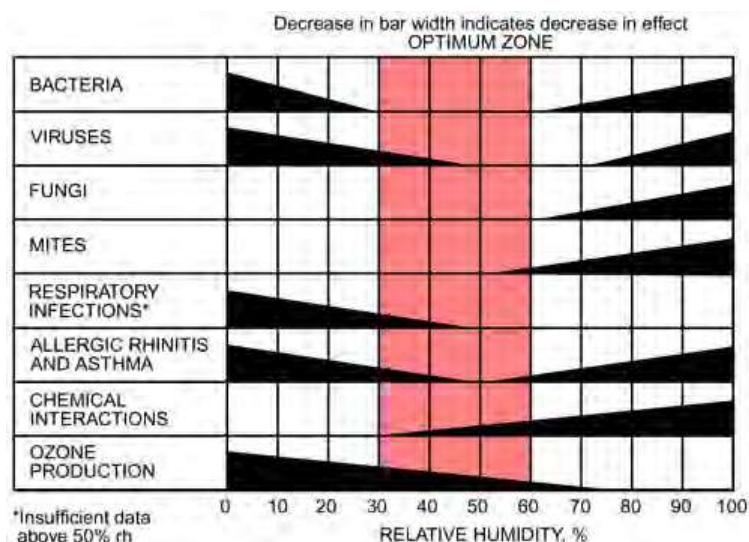


Figura 7. Zonas de la humedad relativa para la salud de los ocupantes y confort humano. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2020, p.22.1.

2.2.10 Norma Ashrae Estándar 62.1

Esta norma define los requerimientos de diseño de equipos de ventilación y renovación de aire junto con su instalación, operación y mantenimiento.

El propósito de este estándar es especificar las ratios mínimas de ventilación y otras medidas destinadas a proveer una calidad de aire interior que es aceptable para las personas y que minimiza efectos adversos a la salud. Esto se obtiene de la siguiente manera.

$$\text{Aire exterior} = (AxRA + \#Px RP) \times 1.3 \dots \dots \dots (2.1)$$

Dónde:

- ✓ 1.3: Factor para certificación leed.
- ✓ *A*: Área (m²).
- ✓ *#P*: Número de personas.
- ✓ *RP*: Ratio por persona.
- ✓ *RA*: Ratio por área.

2.2.11 Mezcla de Aire en un Equipo de Aire Acondicionado

El proceso de mezclado de aire se da cuando, ingresa aire exterior y se mezcla con el aire que retorna en un sistema de aire acondicionado. Si se conocen las condiciones de estas corrientes de aire se puede calcular los parámetros del aire mezclado o llamado aire de Insuflamiento.

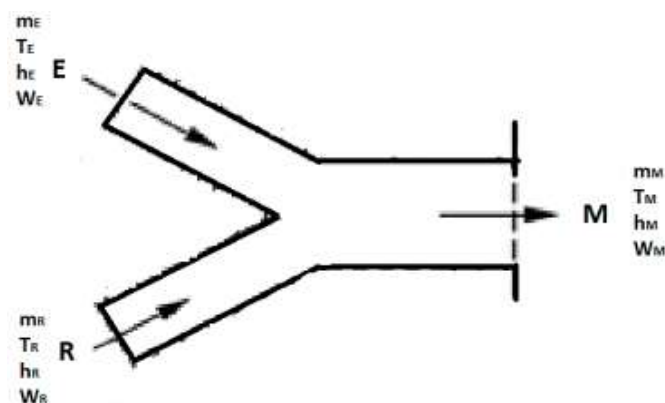


Figura 8. Ejemplo de la mezcla de aire en un equipo de aire acondicionado. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2017, p.1. 13..

Donde: \dot{m} = flujo de aire, T = temperatura, h = entalpia,

$$W = \text{Razón de Humedad, E = aire exterior, R = aire retorno, M} \\ = \text{aire mescla} \dots \dots \dots (2.2)$$

✓ Por la primera ley de la termodinámica tenemos.

Energía Aire Exterior + Energía Aire que Retorna = Energía Aire Mezcla

$$\dot{m}_E \times h_E + \dot{m}_R \times h_R = \dot{m}_M \times h_M \dots \dots \dots (2.3)$$

✓ Por Conservación de la masa para el aire seco:

Masa de aire seco Exterior + Masa de aire seco de Retorno = Masa de aire seco de la Mezcla.

$$\dot{m}_E + \dot{m}_R = \dot{m}_M \dots \dots \dots (2.4)$$

✓ Por Conservación de la masa para el Vapor de Agua:

Masa de vapor Exterior + Masa de vapor de Retorno = Masa de vapor de la Mezcla.

$$\dot{m}_{WE} + \dot{m}_{WR} = \dot{m}_{WM} \dots \dots \dots (2.5)$$

✓ Mezcla adiabática de 2 corrientes de aire:

$$\frac{h_R - h_M}{h_M - h_E} = \frac{W_R - W_M}{W_M - W_E} = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_R}$$

$$\text{Despejando: } h_M = h_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right) \times (h_E - h_R) \dots \dots \dots (2.6)$$

A la expresion $\left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right)$ se le denomina porcentaje de aire exterior, entonces

$$h_M = h_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (h_E - h_R) \dots \dots \dots (2.7)$$

$$W_M = W_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (W_E - W_R) \dots \dots \dots (2.8)$$

$$T_M = T_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (T_E - T_R) \dots \dots \dots (2.9)$$

Para realizar el cálculo de la capacidad del equipo es necesario contar con una carta Psicrométrica donde se indique el factor de calor sensible y el punto de pivot.

2.2.12 Psicrometría

(Pita, 2000) El aire atmosférico que nos rodea es una mezcla de aire seco y vapor de agua, a la que se llama aire húmedo. La psicometría es el nombre que se ha dado al estudio de las mezclas de aire y vapor de agua.

La psicometría es la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano (Manual de Carrier, 2009).

- **Carta Psicométrica:** Las propiedades de aire atmosférico se pueden representar en tablas o en forma de gráficas. A la forma gráfica se le llama carta psicométrica. Su empleo es universal porque representa una gran cantidad de información en forma sencilla y por qué ayuda a estudiar los procesos de acondicionamiento de aire. En el Anexo 4 se muestra la carta psicométrica.

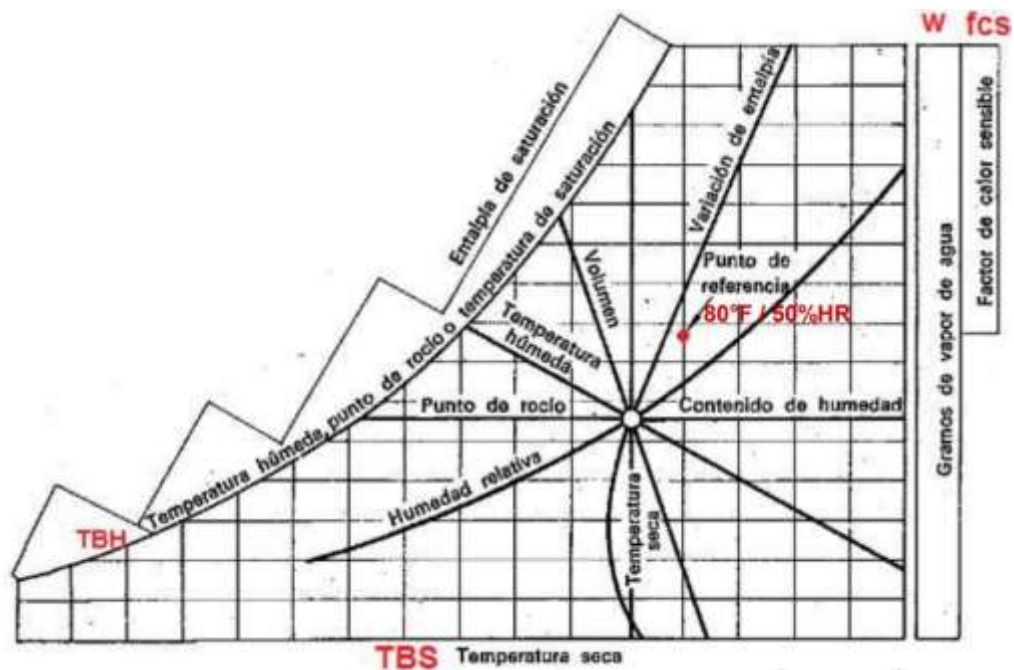


Figura 9. Propiedades del aire que podemos ubicar en la carta psicométrica. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 2012, p. I-80.

- ✓ Temperatura de Bulbo Seco: TBS (DBT) [°C] o [°F]
- ✓ Temperatura de Bulbo Húmedo: TBH (WBT) [°C] o [°F]
- ✓ Humedad Relativa: HR (RH) [%].

- ✓ Entalpia: h [Btu / Lb] o [Kcal / Kg]
 - ✓ Razón de Humedad: W [Lb H₂O / Lb Aire] o [Kg H₂O / Kg Aire].
 - ✓ Punto de Rocío: PR (DP) [°C] o [°F].
 - ✓ Volumen Especifico: V [Pie³/Lb] o [m³/kg].
- **Líneas de Proceso en la Carta Psicométrica:** El objetivo del equipo de acondicionamiento de aire es cambiar el estado del aire que entra y llevarlo a otra condición, para ello es necesario ciertos procesos.

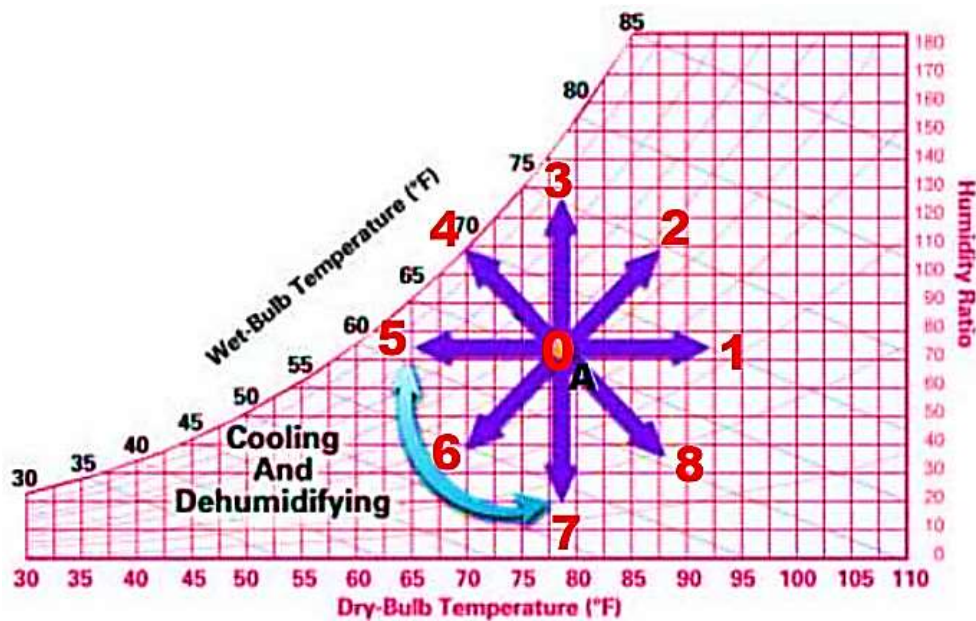


Figura 10. Procesos generales en la carta psicométrica. Tomado de la información del diplomado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.

2.3 Conceptual

2.3.1 Carga térmica

Carrier (2012). Se define como la cantidad de calor que debemos retirar en un ambiente para mantener a ciertas condiciones una temperatura y humedad relativa equilibrada. El calor generado en el interior de los ambientes se genera por fuentes externas e internas y “en el análisis del local y estimación de la carga se relaciona la carga térmica con las condiciones de temperatura del aire y proporciona los criterios para seleccionar las características y condiciones de trabajo del equipo de climatización.

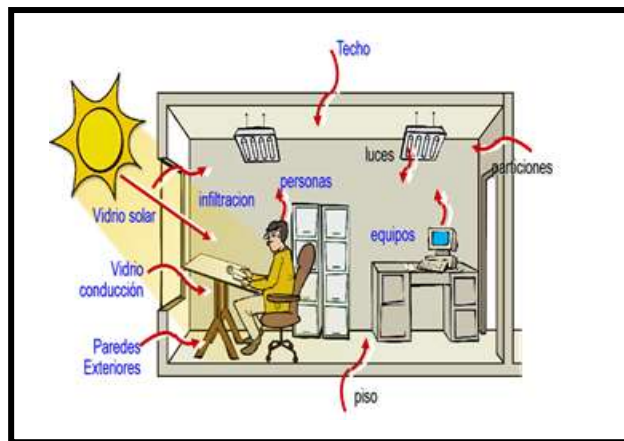


Figura 11. Fuentes de calor dentro de una oficina. Tomado de la web del blog Profesor Urrego.

Carrier (2012) Ante las fuentes de calor exterior e interior que existen se debe de estimar la carga de refrigeración de un recinto para poder dimensionar correctamente la instalación, para ello deben escogerse unas condiciones interiores y exteriores de cálculo:

- Condiciones exteriores:
 - Éstas cargas consisten en:
 - Radiación solar que entra a través de cerramientos transparentes.
 - Radiación solar sobre cerramientos opacos.
 - Temperatura del aire exterior y presión de vapor de agua.
 - Viento que sopla contra una pared del edificio.
 - Aire exterior necesario para la ventilación.
- Condiciones internas:
 - La carga interna o calor generado en el local va a depender de la aplicación o actividad que estén realizando los factores internos como:
 - Personas.
 - Iluminación.
 - Utensilios y herramientas.
 - Aparatos electrónicos, equipos informáticos y motores eléctricos.
 - Tuberías de conducción de fluidos
 - Diversas fuentes de calor.

Fuentes y Tipos de Calor		
DESCRIPCION	Calor Sensible	Calor Latente
Personas		
Equipos		
Iluminacion		
Paredes, piso, techo		
Radiacion Solar		
Transmision		
Fuentes de Vapor		
Total =	Qsen	Qlat.

Qt = Calor Total = Qsen + Qlat.

Factor de Calor Sensible = Qsen / Qtotal

Figura 12. Tipos y fuentes de calor que afectan al confort térmico de una oficina.
Tomado de la información del diplomado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.

$$Q_t = Q_{sensible} + Q_{Latente} \dots \dots \dots (2.10)$$

$$fcs = \frac{Q_{sensible}}{(Q_{sensible} + Q_{Latente})} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dónde:

- ✓ fcs =factor de calor sensible
- ✓ Q_t : Carga térmica del recinto
- ✓ $Q_{sensible}$: calor sensible del recinto
- ✓ $Q_{Latente}$: calor latente del recinto

El factor de calor sensible es un número que IDENTIFICA a la sala que estamos analizando y sirve para determinar las condiciones de Temperatura (T) y Humedad relativa (HR) del aire que debo inyectar a la sala.

Si no se utiliza este número para calcular la capacidad del equipo, las condiciones que alcance en la sala serán cualquiera menos las que pide el proyecto.

2.3.2 Datos generales para el cálculo de la carga térmica

Carrier (2012) Como ya se había mencionado, la definición de las cargas térmicas en el punto anterior, es la cantidad instantánea de calor que entra y sale del espacio de acondicionamiento, es por ello que se hará usos de un proceso

de cálculo para hallar la carga térmica a través de la utilización de datos que puedan adicionar energía al ambiente.

a) Datos:

- **Nombre de la zona**

Nos ayudará a identificar o nombrar el lugar, ambiente o recinto donde se realizarán los cálculos. Por ejemplo, oficinas, pisos, sala de reuniones, hall de ascensores, etc.

Para el análisis de zonas independientes adyacentes se unificarán para mantener un control único.

- **Numero de personas**

Nos permitirá ingresar y controlar la cantidad de personas que ocuparan la zona, ambiente, recinto, etc. Éste dato es original de cada proyecto y se establece con los propietarios del edificio para estimar las cargas térmicas.

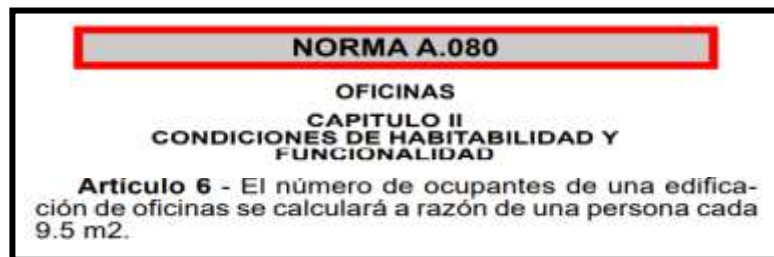


Figura 13. Condiciones de habitabilidad y funcionalidad para oficinas. Tomado del Reglamento Nacional de Edificaciones de la Norma A. 080. 2018, p.2.

- **Calor sensible de las personas**

Para controlar la carga de refrigeración en las personas, es necesario saber que el calor sensible es aquel flujo de energía que se le adiciona o se quita al aire para que cambie su estado variando su temperatura. Se presenta la ecuación de calor sensible:

$$Q = \dot{m} \times C_{ex} \Delta T \dots \dots \dots (2.12)$$

Donde:

- ✓ Q = Velocidad de adición o eliminación de calor a la sustancia, kcal/h.
- ✓ \dot{m} = Velocidad de flujo de masa de la sustancia en kg/h.

- ✓ C_e = Calor específico de la sustancia, $kcal/Kg\ ^\circ C$
- ✓ $\Delta T = t_s - t_l =$ Variación de la temperatura de la sustancia en $^\circ C$.

- **Calor latente de las personas**

Es el calor que crea un cambio de fase de un material sin que cambie su temperatura. Aplicando este concepto al aire acondicionado, el calor latente es aquel flujo de energía que se le adiciona o se quita para que varíe su humedad absoluta (W). Se presenta la ecuación de calor Latente:

$$Q = \dot{m} \times \Delta h = \dot{m} \times (h_g - h_l) \dots \dots \dots (2.13)$$

Donde:

- ✓ Q = Velocidad de adición o eliminación de calor a la sustancia, $kcal/h$.
- ✓ \dot{m} = Velocidad de flujo de masa de la sustancia en kg/h .
- ✓ h_l = Entalpia del líquido saturado, $kcal/Kg$.
- ✓ h_g = Entalpia del vapor saturado, $kcal/Kg$.

Contamos con la tabla ____ del libro manual de aire acondicionado de Carrier para ver las tasas de ganancia de calor sensible y latente a ciertas temperaturas secas del local que generan los ocupantes según su grado de actividad y tipo de aplicación.

Tabla 2. Valores de calor sensible y latente según el grado de actividad

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabo- Riso hombre adulto (W)	Metabo- Riso medio (W)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				28		27		26		24		21	
				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, apartamento, escuela superior	139	131	52	79	58	73	63	68	71	60	82	49
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
De pie, marcha lenta	Banco	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
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 pesado	292	292	79	213	88	204	96	196	111	181	135	158
Trabajo pesado	Pista de bowling Fábrica	438	423	131	292	136	288	142	282	153	270	176	247

Nota: Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier 2017

- **Área de la zona**

Es el lugar a acondicionar medidos en unidades de área, en metros cuadrados (m²) o pies cuadrados (ft²).

- **Altura**

Es la longitud vertical medidos en unidades de longitud, en metros (m) o pies (ft).

- **Ubicación geográfica**

Es la ubicación geográfica de la edificación donde se está realizando el proyecto (Grados-Latitud-Hemisferio-Altitud).

Ejemplo: Lima: 12 Grados Latitud Sur, a 100 msnm.

- **Condiciones exteriores**

Se refiere a las condiciones climáticas del ambiente exterior que tomaremos como condiciones de diseño para hacer los cálculos respectivos.

– Ejemplo: Lima: 30°C – 80% Humedad Relativa.

– Debe ser un dato estadístico que nos proporciona ASHRAE 2009

- **Condiciones interiores de la sala**

Son las condiciones del ambiente interior que depende del grado de confort que se requiera tener dentro del local o de los requerimientos de producción. Cuando decimos requerimientos de producción nos referimos a condiciones especiales diferentes a las comerciales, Ejm: 20°C y 35% HR:

Tabla 3. Valores para las condiciones de proyecto recomendadas para ambientes interiores y exteriores

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Variación de temperatura (°C)**	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Variación de temperatura (°C)***	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C)***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-65	25-26	50-65	1 a 2	23-24	35-30	-1.5 a -2	24-25	-2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Bancos, Banderío y Peluquería, Grandes Almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-65	26-27	50-65	1 a 2	22-23	35-30****	-1.5 a -2	23-24	-2
APLICACIÓN DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-60	26-27	60-60	0.5 a 1	22-23	40-35	-1 a -2	23-24	-2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	55-65	26-29	60-60	2 a 3	20-22	35-30	-2 a -3	21-23	-3

Nota: Tomado del Manual de aire acondicionado – Carrier 2017

- **Potencia de iluminación**

Corresponde a potencia de iluminación del local, es decir cuanta energía en kw se va a consumir en iluminar el local. Esta energía es real (dato del cliente) o en función al tipo de actividad que se realizará en el local y su área respectiva puede ser estimada con la siguiente tabla.

Tabla 4. Valores para la iluminación y potencia de iluminación por unidad de área.

Finalidad del local o tipo de actividad	Potencia nominal De Iluminación (LUX)	Potencia de Lámparas (W / m2)	
		Lámparas incandescente	Lámparas Fluorescente
Almacenes, viviendas, restaurantes, teatros	120	25	8
Trabajos de oficina con tareas normales para la vista, clases de enseñanza normales, trabajos de montaje sencillo.	250	55	16
Salas de lectura, Laboratorios de investigación, grandes almacenes, salas de exposición y ferias, trabajos de montaje algo delicados.	500	110	32
Supermercados, montajes de precisión.	750	170	50
Oficinas grandes, quirófanos, dibujos técnicos, montaje de aparatos de precisión en la industria eléctrica, mecánica de precisión.	1000	-	65
Montaje de alta precisión	1500	-	100
Piezas electrónicas de sub-miniatura, relojería, trabajos de grabado en cobre y acero.	2,000	-	130

Nota: Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier 2017

- **Variación de la temperatura exterior en 24 horas**

Es la diferencia promedio entre las temperaturas altas y bajas que se dan durante el día en los meses de verano, en otras palabras, es el número de grados en que varía la temperatura exterior durante el día, un buen valor para efectos de cálculo es 8°C o 20°F, este valor influye en la determinación de la diferencia equivalente de temperatura

- **Número de horas de funcionamiento del equipo**

Nos indica el número de horas que funcionará el equipo de aire acondicionado, generalmente puede ser 12, 16 ó 24h (Ver libro Carrier), en el caso no se conozca este número de horas, un buen valor para efectos de cálculo es 16.

- **Factor de sombras**

El factor de sombra se debe a elementos que por razones arquitectónicas deben de instalarse en las ventanas (persianas o cortinas), estos elementos hacen que disminuya la carga real de refrigeración. Factor [0.27 – 0.65].

Tabla 5. Factores totales de ganancia solar a través del vidrio

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1.00	0.58	0.65	0.75	0.15	0.13	0.22	0.15	0.20	0.25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0.94	0.58	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24
VIDRIO ABSORBENTE										
Coefficiente de absorción 0.40 a 0.48	0.80	0.58	0.62	0.72	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Coefficiente de absorción 0.48 a 0.56	0.73	0.53	0.59	0.62	0.11	0.10	0.16	0.11	0.15	0.18
Coefficiente de absorción 0.56 a 0.70	0.62	0.51	0.54	0.56	0.10	0.10	0.14	0.10	0.12	0.16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0.90	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.20	0.14	0.18	0.22
Vidrios de 6 mm	0.80	0.52	0.59	0.65	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.52	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.50	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.12
VIDRIO TRIPLE										
vidrio ordinario	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio de 6 mm	0.69	0.47	0.52	0.57	0.10	0.10	0.15	0.10	0.14	0.17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0.28									
Color medio	0.39									
Color oscuro	0.50									
VIDRIO DE COLOR										
Ambar	0.7									
Rojos oscuro	0.56									
Azul	0.6									
Gris	0.32									
Gris-verde	0.46									
Opalescente claro	0.43									
Opalescente oscuro	0.37									

Nota: Tomado del Manual de aire acondicionado – Carrier 2017

- **Temperatura exterior a las 15 horas (3pm)**

Es la temperatura promedio que se da a las 3 p.m., esto debería ser un valor real estadístico de la zona donde se realizará el proyecto, sin embargo, cuando no se cuenta con este dato, un buen valor para efectos de cálculo es considerar la temperatura exterior a las 15 h igual a la temperatura exterior del proyecto.

- **Potencia de equipos**

Es la temperatura promedio que se da a las 3 p.m., esto debería ser un valor real estadístico de la zona donde se realizará el proyecto, sin embargo, cuando no se cuenta con este dato, un buen valor para efectos de cálculo es considerar la temperatura exterior a las 15 h igual a la temperatura exterior del proyecto.

b) Procesos:

Para poder nosotros obtener la carga térmica de un ambiente Ashrae nos brinda tablas y algunas metodologías de cálculo, en nuestro caso usaremos la metodología “**Temperatura diferencial para carga de enfriamiento**”, la cual utiliza el factor “U” (coeficiente universal de transferencia de calor), para calcular las cargas de enfriamiento, este método se basa en que el flujo de calor se obtiene al multiplicar la temperatura diferencial por los valores tabulados de “U”.

$$Q = U_0 \times A \times \Delta T \dots \dots \dots (2.14)$$

$$Q = \frac{1}{R_0} \times A \times \Delta T \dots \dots \dots (2.15)$$

Donde:

- ✓ Q: ganancia neta de la sala por conducción.
- ✓ R_0 : Resistencia térmica Global.
- ✓ U_0 : Coeficiente universal de transferencia de calor.
- ✓ A: Área de pared, techo o suelo m².
- ✓ ΔT : Diferencia de temperatura entre ambientes separados por paredes, ventanas y techos.

- **Resistencia térmica (R):**

(Pita, 2000) La resistencia térmica R de un material es su capacidad para resistir el flujo de calor que la atraviesa. La ecuación 2.4 nos permite comprender cómo afecta la resistencia térmica a las pérdidas o ganancias de calor de la construcción. Como R está en el denominador, los valores altos de R significan baja transferencia de calor (Q), y los valores bajos de R significan transferencia alta de calor.

- **Resistencia térmica Global (R₀):**

(Pita, 2000) La transferencia de calor a través de las paredes, techo, piso y demás elementos de una construcción es a través de la capa de aire de un lado de los materiales sólidos, y después a través de la capa de aire del otro lado. Además, del elemento constructivo que está constituido frecuentemente de capas de diferentes materiales. La resistencia térmica global es la suma de todas estas resistencias.

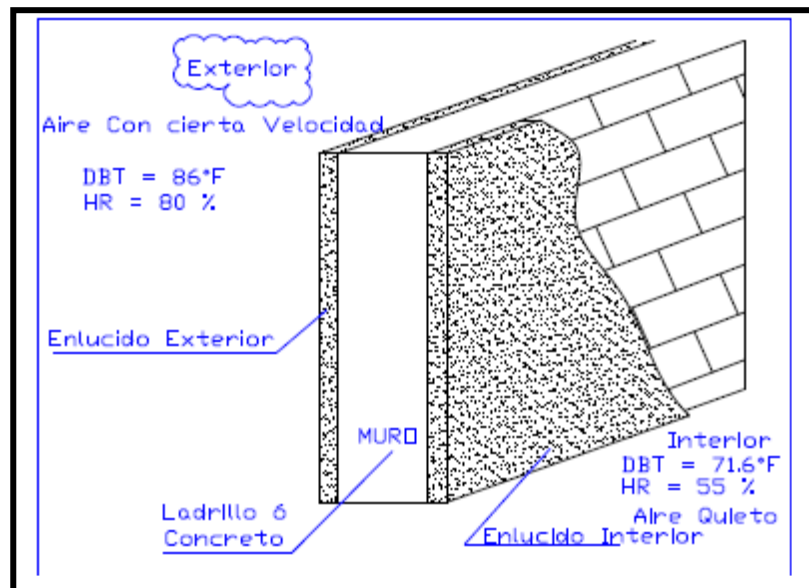


Figura 14. Ejemplo de resistencias de materiales en una pared. Tomado de la información del diplomado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.

$$R_0 = R1 + R2 + R3 + R4 + R5 \dots \dots \dots (2.16)$$

Donde:

- ✓ R_0 : Resistencia térmica Global
- ✓ R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 : Resistencia térmica global de cada componente, incluyendo las películas de aire interior y exterior.

- **Coefficiente Global de transferencia de calor (U_0):** El coeficiente global de transferencia de calor se determina por la siguiente expresión:

$$U_0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_0} \dots \dots \dots (2.17)$$

Donde:

- ✓ U_0 : Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right]$
- ✓ R_0 : Resistencia térmica Global $\left[\frac{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}{kcal} \right]$

- **Coefficiente global de transferencia de calor de los vidrios:** Para vidrios simples el factor U depende en gran medida de los coeficientes peliculares de convección interna y externa y se determina por la siguiente expresión.

$$\frac{1}{U_{\text{vidrio}}} = \frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} \dots \dots \dots (2.18)$$

Donde:

- ✓ U_0 : Coeficiente global del vidrio $\left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right]$
- ✓ h_{int} : Coeficiente pelicular interior $\left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right]$
- ✓ h_{ext} : Coeficiente pelicular exterior $\left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right]$

- **Flujo de calor por transmisión:** Este tipo de flujo de calor por transmisión, es la aplicación del calor por conducción y el calor por convección, está en función del tipo de muro para obtener el valor del "U" (Coeficiente global de transferencia de calor), el área y la variación de temperatura. Después de calcular la resistencia térmica y de obtener los coeficientes globales de transferencia del recinto, se puede determinar por la siguiente fórmula el flujo de calor por conducción y convección a través de paredes interiores, ventanas interiores y exteriores, techos intermedios y exteriores.

$$Q_t = U_0 \times A \times \Delta T \dots \dots \dots (2.19)$$

Donde:

- ✓ U_0 : Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}\right]$.
- ✓ A : Área de pared, techo o suelo m^2 .
- ✓ ΔT : Diferencia de temperatura entre ambientes separados por paredes, ventanas y techos. ($^\circ C$).
- ✓ Q_t : Flujo de calor por transmisión $\frac{kcal}{h}$.

- **Flujo de calor por radiación:** Este es un tipo de calor radiante, cuyo valor está depende de las aportaciones solares, el cálculo está determinada por Ashrae mediante la siguiente formula tanto para vidrio como para paredes.

Ecuación para el Flujo de calor a través de la ventana por radiación:

Carga radiante

$$= (\text{Max. aportacion solar}) \times (\text{Area Ventana}) \times (\text{fact. de marco metalico}) \\ \times (\text{fact de atmosfera}) \times (\text{fac de altitud}) \times (\text{fac de punto de rocio}) \\ \times (\text{fact de sombras}) \times (\text{fac de almacenamiento}) \dots \dots \dots (2.20)$$

- **Flujo de radiante a través de una pared por radiación:** Este tipo de flujo de calor requiere de valores de aportación solar, está en función del tipo de muro para obtener el valor del “U” (Coeficiente universal de transferencia de calor), este flujo radiante se determina por el método de Diferencia Equivalente de Temperatura usado por William Carrier y recopilado por ASHRAE según la siguiente ecuación.

El flujo de calor está dado por:

$$Q_r = U_0 \times A \times \Delta T_{\text{equiv}} \dots \dots \dots (2.21)$$

$$\Delta T_{\text{equiv}} = a + \Delta T_{\text{es}} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta T_{\text{em}} - \Delta T_{\text{es}}) \dots \dots \dots (2.22)$$

$$\text{También: } \Delta T_{\text{equiv}} = a + (X_1 + \Delta T_{\text{es}}) + (X_2 \times \Delta T_{\text{em}}) \dots \dots \dots (2.23)$$

Donde: $X_2 = \frac{b \times R_s}{R_m}$ y $X_1 = 1 - X_2$

- ✓ b = coeficiente del color de las paredes.
- ✓ $R_s = (Max. \text{aportacion solar}) \times (fact. \text{ de atm}) \times (fac \text{ de altitud}) \times (fac \text{ de pto de rocio})$
- ✓ R_s = Depende de la tabla 3 a 40° latitud norte, en el mes de julio y la orientación de la pared, siempre entrando a la tabla por latitud sur para sacar los valores.
- ✓ $a=1.2$ factor de corrección ($\Delta T_{ex}=30^\circ\text{C}$ y $\Delta T_{in}=22^\circ\text{C}$) con 8°C de ΔT .
- ✓ $(\Delta T_{em}, \Delta T_{es})$ valores obtenidos de la Tabla A, Anexo 6.
- ✓ U_0 = Coeficiente global de transferencia de calor.
- ✓ A = Área del muro.

2.3.3 Mezcla de Aire en un Equipo de Aire Acondicionado

El proceso de mezclado de aire se da cuando, ingresa aire exterior y se mezcla con el aire que retorna en un sistema de aire acondicionado. Si se conocen las condiciones de estas corrientes de aire se puede calcular los parámetros del aire mezclado o llamado aire de Insuflamiento.

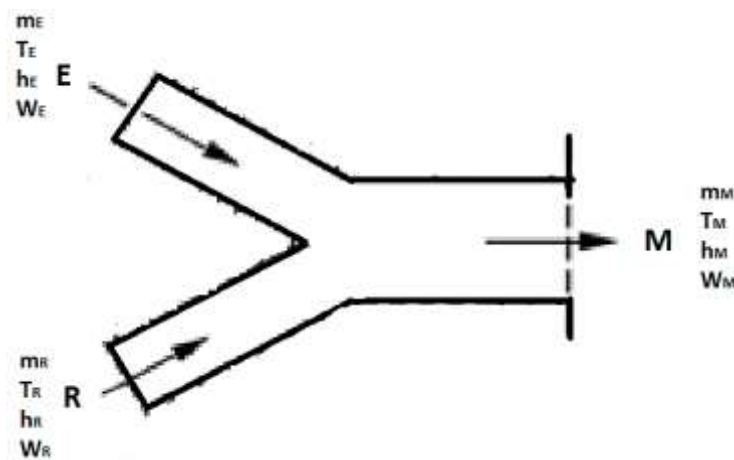


Figura 15. Elaboración de la mezcla de aire en un equipo de aire acondicionado.
Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2017, p. 1.13.

Donde: \dot{m} = flujo de aire, T = temperatura, h = entalpia,

$$W = \text{Razón de Humedad, } E = \text{aire exterior, } R = \text{aire retorno, } M \\ = \text{aire mescla} \dots \dots \dots (2.24)$$

- ✓ Por la primera ley de la termodinámica tenemos.

$$\text{Energía Aire Exterior} + \text{Energía Aire que Retorna} = \text{Energía Aire Mezcla}$$

$$\dot{m}_E \times h_E + \dot{m}_R \times h_R = \dot{m}_M \times h_M \dots \dots \dots (2.25)$$

✓ Por Conservación de la masa para el aire seco:

Masa de aire seco Exterior + Masa de aire seco de Retorno = Masa de aire seco de la Mezcla.

$$\dot{m}_E + \dot{m}_R = \dot{m}_M \dots \dots \dots (2.26)$$

✓ Por Conservación de la masa para el Vapor de Agua:

Masa de vapor Exterior + Masa de vapor de Retorno = Masa de vapor de la Mezcla.

$$\dot{m}_{WE} + \dot{m}_{WR} = \dot{m}_{WM} \dots \dots \dots (2.27)$$

✓ Mezcla adiabática de 2 corrientes de aire:

$$\frac{h_R - h_M}{h_M - h_E} = \frac{W_R - W_M}{W_M - W_E} = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_R}$$

$$\text{Despejando: } h_M = h_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right) \times (h_E - h_R) \dots \dots \dots (2.28)$$

A la expresión $\left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right)$ se le denomina porcentaje de aire exterior, entonces

$$h_M = h_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (h_E - h_R) \dots \dots \dots (2.29)$$

$$W_M = W_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (W_E - W_R) \dots \dots \dots (2.30)$$

$$T_M = T_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (T_E - T_R) \dots \dots \dots (2.31)$$

Para realizar el cálculo de la capacidad del equipo es necesario contar con una carta Psicrométrica donde se indique el factor de calor sensible y el punto de pivot.

2.3.4 Capacidad de equipos

Carrier (2012). Después de hacer la los cálculos y la evaluación de la carga térmica, debe elegirse los equipos cuya capacidad sea suficiente para neutralizar esta carga. El aire impulsado hacia el espacio acondicionado debe tener las condiciones necesarias para satisfacer las cargas de calor sensible y latente que han sido estimadas. Éstas capacidades se medirán en unidades de calor BTU/H (British thermanl unit).

2.3.5 Cantidad de aire exterior

Carrier (2012) Para evitar la sensación desagradable que produce el aire viciado es necesario introducir una cierta cantidad de aire exterior que se llama de ventilación. En la práctica, esta operación se hace mezclando aire del exterior con aire procedente del local.

El aire exterior mínimo de ventilación introducido en los locales se empleará para mantener estos en sobrepresión con respecto a:

- a) Los locales de servicio o similares, para que se cree un flujo de aire desde los primeros a los segundos que evite la penetración de olores en los espacios normalmente ocupados por las personas.
- b) El exterior, de tal forma que se eviten infiltraciones que producen entrada de polvo y corrientes de aire incontroladas.

Además de ello al ingresar aire exterior hablamos de una renovación de aire que es la acción de hacer ingresar exterior a un ambiente con el fin de renovar el aire y mantener un adecuado nivel de aire interior según el estándar 62.1 de la norma ASHRAE.



Figura 16. Ejemplo de la renovación de aire en un ambiente. Tomado de la información del diplomado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.

2.3.6 Selección de equipos de refrigeración

Para la selección de los equipos de los sistemas de aire acondicionado tipo VRF (Flujo de refrigerante variable) consiste en la conexión de unidades interiores múltiples conectados a unidades exteriores de menos cantidad, que a través de tuberías de refrigeración transportan el refrigerante a largas distancias para proporcionar aire acondicionado y calefacción a zonas individuales. Las unidades exteriores pueden controlar la capacidad en función de la necesidad de las zonas interiores, por lo que se ahorra energía al no funcionar siempre al 100%.



Figura 17. Unidad condensadora para el sistema de aire acondicionado tipo VRF. Tomado del catálogo de aire acondicionado tipo VRF System de la marca Samsung. 2014, p. 10.



Figura 18. Unidad evaporadora para el sistema de aire acondicionado tipo VRF. Tomado del catálogo de aire acondicionado tipo VRF System de la marca Samsung. 2014, p. 25.

2.3.7 Selección de equipos de ventilación mecánica

Para la selección de equipos de ventilación es importante contar con 2 parámetros importantes, que son el caudal y la pérdida de presión ofrecida por el recorrido del sistema de ductos. Con estos 2 parámetros se hará uso los softwares de selección de la marca a utilizar para analizar la curva de performance del ventilador a elegir.

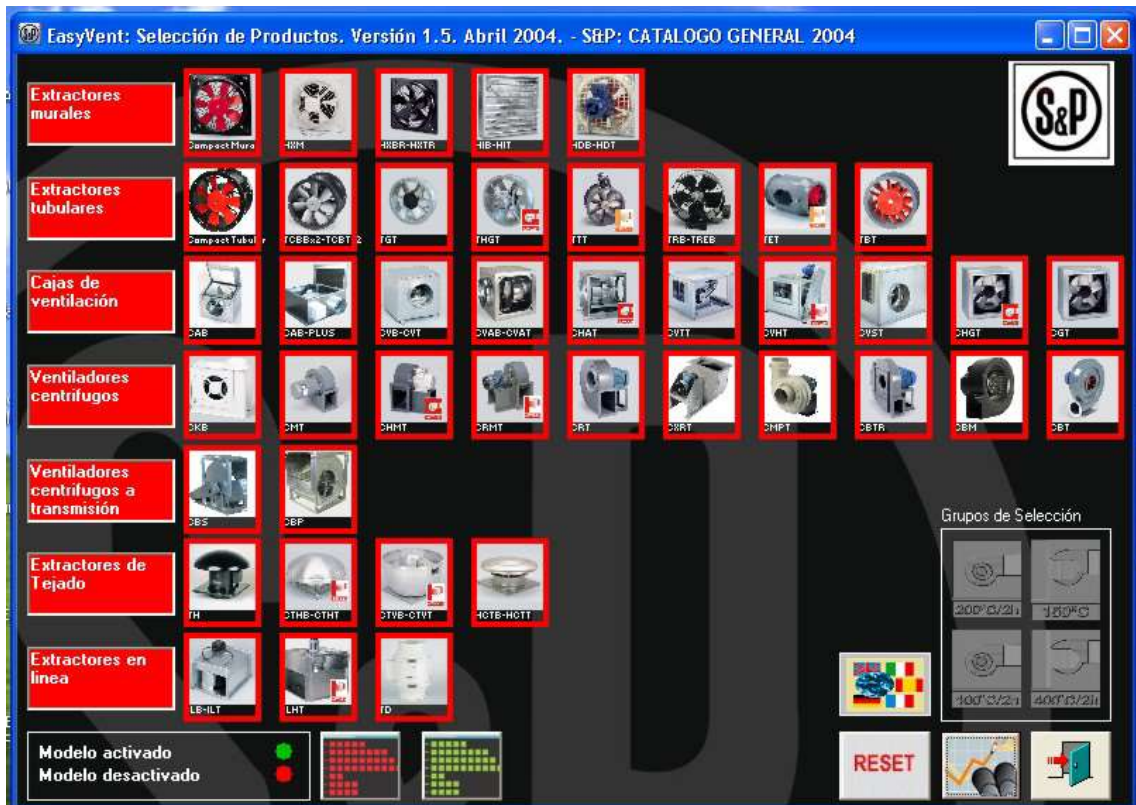


Figura 19. Selección de equipos de ventilación. Tomado del manual del programa de selección Versión 1.5. abril 2004, p.5.

2.4 Definición de términos básicos

2.4.1 Acondicionamiento de aire

ASHRAE 62.1 (2017) Proceso de tratamiento de aire en un espacio climatizado con el objetivo de cumplir unos requerimientos determinados mediante el control de su temperatura, humedad relativa, limpieza y distribución.

2.4.2 ASHRAE

Fue fundada en 1894, ASHRAE es una asociación de tecnología para edificios de 57,000 miembros a nivel mundial. La asociación y sus miembros se enfocan en los sistemas de edificios, la eficiencia energética, la calidad de aire interior y

la sostenibilidad dentro de la industria. ASHRAE fue concebida en 1959 como la **Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado**, debido a la fusión de la sociedad de ingeniero de calefacción y aire acondicionado (ASHAE) fundada en 1894, y la sociedad americana de ingenieros de refrigeración (ASRE) fundad en 1904.

2.4.3 Branch de los sistemas VRF

Branch es una palabra en inglés que significa derivación o ramificación y en el caso de los sistemas VRF, es comúnmente utilizada para describir la conexión que permite derivar la trayectoria de tuberías del sistema hacia la unidad interior correspondiente.



Figura 20. Branch de los sistemas VRF. Tomado de la página web <https://sistemasvrf.com/elementos-sistema-vrf>

2.4.4 BTU/H

Las BTU/H se utilizan por lo general en la definición de la potencia de refrigeración de los sistemas de aire acondicionado de los ambientes, así como el poder calorífico de los combustibles y utiliza la unidad de medida inglesa de la energía que es el BTU que se define por la cantidad de calor necesaria para subir la temperatura de 454 gramos de agua de 60 a 61 grados Fahrenheit.

2.4.5 Calor sensible

Pita (2000). Cuando el calor agregado a, o eliminado de, una sustancia provoca un cambio de **temperatura**, entonces el cambio de entalpía en la sustancia se llama cambio de calor sensible. Además, al cambio de entalpía al pasar de

líquido a vapor se le llama calor latente de evaporación. Las ganancias de calor sensible ocasionan un aumento de la temperatura del aire.

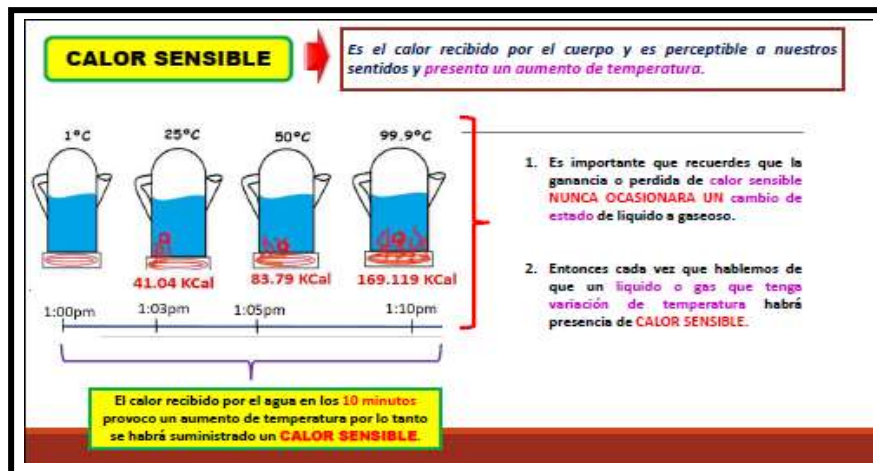


Figura 21. Definición del calor sensible. Tomado de la información del curso técnico en aire acondicionado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.

2.4.6 Calor latente

Pita (2000). Cuando el calor agregado a, o eliminado de, una sustancia provoca un cambio de **estado** entonces el cambio de entalpía en la sustancia se llama cambio de calor latente. Además, el efecto opuesto, la disminución de entalpía al pasar de vapor a líquido se llama calor latente de condensación. Las ganancias de calor latente se deben a la adición de vapor de agua, y por lo tanto aumentan la humedad.

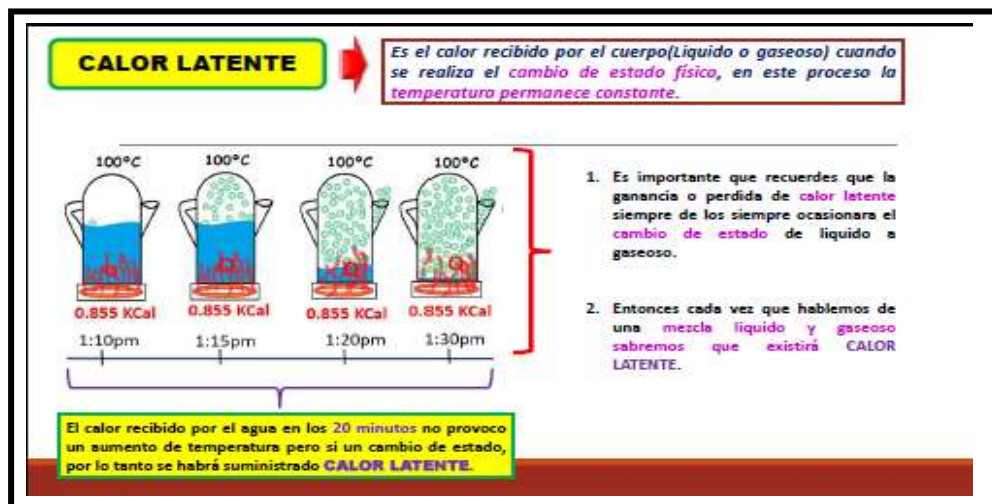


Figura 22. Definición del calor latente. Tomado de la información del curso técnico en aire acondicionado 2020 de la escuela de refrigeración del Perú.

2.4.7 Diseño de ductos

(Pita, 2000). Es para dimensionar la sección transversal de un ducto, tal que sea capaz de transportar un cierto fluido. Para el diseño de ductos se tienen que tratar de cumplir con dos parámetros, que son: caída de presión estática y velocidades recomendadas en base a la aplicación de un proyecto que puede ser residencial, comercial o industrial.

Entonces para el diseño de un ducto es necesario saber la siguiente información como mínimo:

- ✓ Velocidad recomendada según la aplicación (ver tabla 6).
- ✓ Caudal de aire. $\Delta p/L$: Caída de presión por unidad de longitud.

Tabla 6. Velocidades máximas y mínimas recomendada para sistemas de ductos

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior ^a	500	500	500	800	900	1200
Filtros ^a	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento ^a	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
Ductos principales	700 – 900	1000 – 1300	1200 – 1800	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
Ductos de ramal	600	600 – 900	800 – 1000	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Subidas de ramal	500	600 – 700	800	650 – 800	800 – 1200	1000 – 1600

Nota: Tomado de Acondicionamiento de aire (Pita, 2000)

- **Perdida por fricción en flujo de aire a través de ductos**

La pérdida de presión que se da por la fricción en ductos rectos o redondos aparecen de forma resumida en graficas que nos proporcionan valores de presión por cada 100 pies con ciertos flujos de aire con sus respectivas velocidades y dimensiones correspondientes.

La pérdida de presión en un sistema de ductos es muy importante debido a que con este valor total nos permitirá determinar, con la ayuda de la capacidad de caudal, la capacidad de los ventiladores

- **Método de diseño de ductos:**

Existen los siguientes métodos:

- Método de igual fricción:

Este método consiste en utilizar un valor para la pérdida de presión por fricción por longitud de ducto, que se mantiene constante para todas las dimensiones de los ductos del sistema. El valor que se selecciona se basa en utilizar las máximas velocidades permisibles que se detallan en la tabla 6.

Por el método de presión constante de Ashrae es recomendable que los ductos se diseñen con una caída de presión estática de:

- ✓ $0.1 \text{ in.WC} / 100 \text{ ft}$ (0.1 pulgadas de columna de agua por 100 pies de longitud de ducto).

Con estos valores se calcula la caída de presión estática de ductos rectos, es decir se calcula las pérdidas primarias.

- Método de recuperación estática:

Este método se usa para diseñar sistema de altas velocidades con mas de 2500 a 3000. La esencia de este método es para controlar las velocidades en cada sección del sistema de ductos, de modo que el aumento resultante de presión estática sea el suficiente para compensar las pérdidas por fricción en la siguiente sección.

Para efectos de cálculo la empresa McQuay Air Conditioning desarrollo un software llamado Ductsizer el cual determina la pérdida por fricción en una sección de conducto y también calcula el tamaño del conducto para una pérdida por fricción determinada. Incluye diferentes tipos de conductos y además se puede calcular en los dos sistemas de unidades principales (S. I o inglesa).

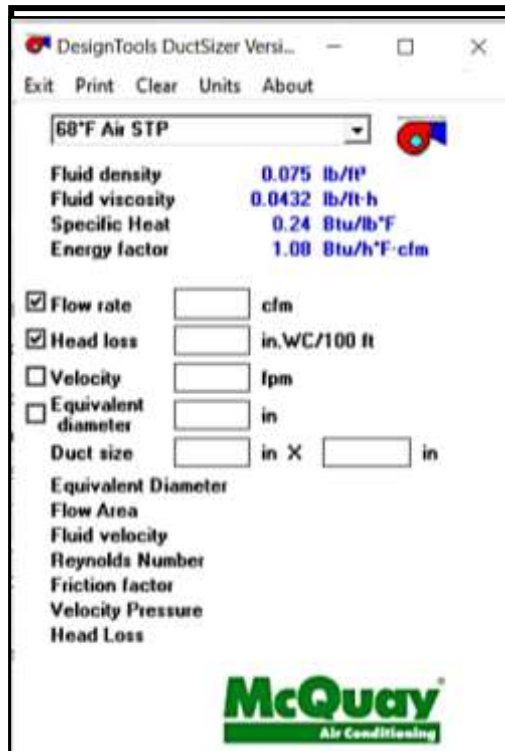


Figura 23. Software para el dimensionamiento de ductos. Tomado del software DuctSizer – McQuay. 1995.

- **Relación de Forma:** Es la relación entre las dimensiones mayor y menor de la sección transversal de un ducto. Relación de forma máxima recomendable 1:6. Para la conversión de ductos redondos a rectangulares empleará ábacos que nos presenta Ashrae como de los anexos (___y___).

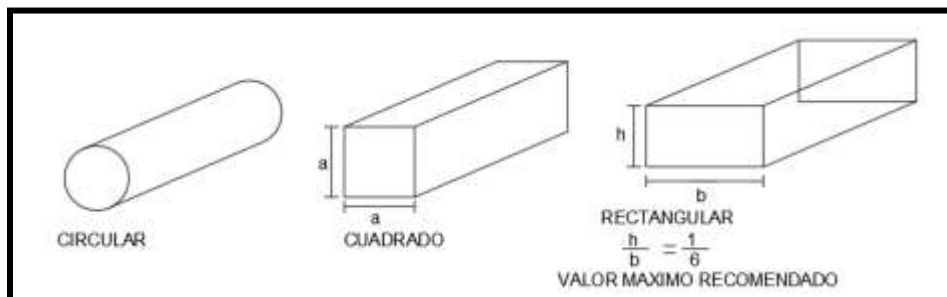


Figura 24. Relación de forma en el dimensionamiento de ductos. Tomado de la norma Smacna. 2006.

III. HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis:

3.1.1 Hipótesis general:

Si se diseña un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se logrará el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

3.1.2 Hipótesis específicas:

- Si se determina la carga térmica y la cantidad de aire exterior del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá calcular posteriormente la capacidad de enfriamiento en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.
- Si se determina la capacidad de enfriamiento para los equipos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá seleccionar los equipos de refrigeración en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.
- Si se determina la selección de equipos de refrigeración e inyector de aire para el sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá realizar el dimensionamiento de tuberías y ductos para la inyección de aire en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.
- Si se determina el dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire se logrará la interconexión del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

3.2 Definición conceptual de variables

- **Diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF.**

Sistema que se encarga de evaluar la carga térmica de un lugar para neutralizar el calor interior y exterior de los ambientes a través de las capacidades de equipos de refrigeración y ventilación mecánica, que a través de una selección de equipos y dimensionamiento de tuberías de refrigeración se puedan interconectar y lograr el funcionamiento de un sistema de aire acondicionado para el confort térmico.

3.2.1 Operacionalización de variable

Tabla 7. Matriz de operacionalización de las variables

VARIABLE	DIMENSIÓN	INDICADOR	INDICE	METODO	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
Diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF.	Carga térmica y cantidad de aire exterior.	* Calor sensible. * Calor Latente.	- Calor sensible (Kcal/h, Btu/h o TON) - Calor sensible (Kcal/h, Btu/h o TON)	Método analítico sintético con enfoque sistémico.	<p>TÉCNICAS:</p> <p>* Documental.</p> <p>* Análisis de cálculos.</p> <p>INSTRUMENTOS:</p> <p>* Software de selección de equipos DVM PRO – VRF de la marca Samsung.</p> <p>* Software de selección de equipos de ventilación de la marca SOLER & PALAU.</p> <p>* Software para el diseño de ductos DuctSizer.</p>
	Capacidad de enfriamiento.	* Factor de calor sensible. * Parámetros psicométricos.	- Temperatura (°C o °F) - Humedad relativa (%) - Entalpia h (Btu/Lb o Kcal/kg) - Punto de rocío (°C o °F) - Volumen específico (Pie ³ /lb o m ³ /kg) - Flujo masico (Kg/h)		
	Selección de equipos de refrigeración e inyector de aire.	* Cantidad y tipo de equipos de refrigeración. * Selección del equipo inyector de aire.	- Capacidad del refrigeración (Kcal/h, Btu/h o TON) - Caudal (m ³ /h o CFM) - Perdida de presión (in W.G) - Potencia (Kw)		
	Dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos de inyección de aire.	* Diámetros de tuberías. * Dimensionamiento de ductos.	- Diámetros (mm o in) - Caudal (m ³ /h o CFM) - Velocidad (m/s o FPM) - Perdida de presión (in W.G)		

Nota: Elaborado en base a las definiciones conceptuales de las variables, dimensiones y la metodología de investigación

IV. DISEÑO METODOLÓGICO

4.1 Tipo y diseño de investigación.

4.1.1 Tipo de investigación

Este informe final de tesis es una investigación de tipo tecnológico pues tiene como objetivo obtener información de diseño para lograr explicar y aplicar la solución del problema sin adentrarse en sus posibles aplicaciones prácticas, pero en base a conocimiento científicos obtenidos en nuestros estudios superiores que ayudarán a solucionar los problemas que aquejan a las oficinas del edificio Globoterraqueo en Lima – Perú.

Espinoza (2014) manifiesta: "La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento para solucionar los diferentes problemas que benefician a la sociedad" (p.90).

4.1.2 Diseño de investigación

Ésta investigación es no experimental, es un diseño descriptivo simple debido a que para diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF fue necesario obtener información actualizada para determinar las cargas térmicas que generan calor en el edificio de oficinas y luego determinar las capacidades de enfriamiento para el confort térmico.

Espinoza (2014) manifiesta: "El diseño descriptivo simple busca recoger información actualizada sobre el objeto de investigación. Sirve para estudios de diagnóstico descriptivo, caracterizaciones, perfiles, etc." (p.93).

En esta investigación no se planteará la prueba de hipótesis por ser una investigación descriptiva, solo se están planteando hipótesis ante los resultados obtenidos en nuestro calculo para lograr el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo.

Sampieri (2018) manifiesta: "No siempre debemos establecer hipótesis. Se formula o no hipótesis dependiendo del alcance inicial del estudio, a su vez depende del planteamiento del problema". (p.124).

Sampieri (2018) también manifiesta: "Solamente se plantean cuando se pronostican un valor (por ejemplo: La esperanza de vida en este país aumentara dos años para el 2020)". (p.124).

4.2 Método de investigación.

Según Bernal (2010) "El método analítico-sintético estudia los hechos, partiendo de la descomposición del objeto de estudio en cada una de sus partes para estudiarlas en forma individual (análisis), y luego se integran esas partes para estudiarla de manera holística e integral (síntesis)". (p.60)

Es por ello que esta investigación tiene un método analítico-sintético ya que se estudia la realidad en su totalidad como es el problema en la falta de confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo y tiene un enfoque sistémico, debido a que afronta en su complejidad un sistema de aire acondicionado que se divide en etapas que va desde el cálculo de cargas térmicas utilizando la recopilación de datos para el diseño hasta la obtención del sistema de aire acondicionado tipo VRF.

Espinoza Montes (2014) expresa "El enfoque sistemático afronta el problema en su complejidad a través de una forma de pensamiento basada en la totalidad y el estudio de la relación entre las partes y de las propiedades emergentes resultantes". (p.16 y p.91)

En efecto, esta investigación afronta el problema de no contar con el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo y para ello se utiliza un modelamiento de ingreso de aire a condiciones ambientales, que se observa en la Figura 25 de la caja negra, y atraviesa por un sistema de aire acondicionado tipo VRF para obtener como resultado el flujo de aire a condiciones de confort.

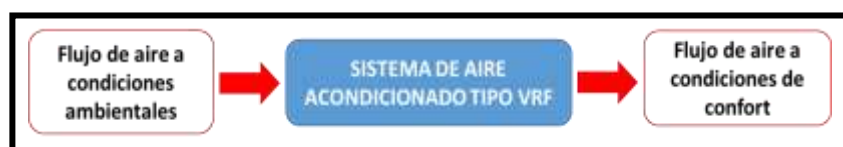


Figura 25. Método de la caja Negra elaborado en base al enfoque sistémico para el modelamiento de la investigación.

Por otro lado, en la figura 26 del método de la caja blanca, se puede observar que el proceso del sistema de aire acondicionado tipo VRF está comprendido por la utilización de parámetros y ciertas condiciones de diseño para obtener la carga térmica de fuentes que generan calor en las oficinas del edificio Globoterraqueo, además se tendrá que calcular la cantidad de aire exterior necesario para poder diluir la concentración de aire interior y poder renovarlo, con estos 2 procesos se determinará la capacidad de enfriamiento del equipo de refrigeración debido a que el aire genera una carga térmica para el equipo. Luego de ello se realizará la selección correspondiente de los equipos de refrigeración e inyección de aire exterior para posterior a ello dimensionar las tuberías de refrigeración mediante el uso del software DVM pro de Samsung y el dimensionamiento de los ductos de inyección de aire exterior y finalmente obtener en conjunto el sistema de aire acondicionado tipo VRF que nos brindará el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo.

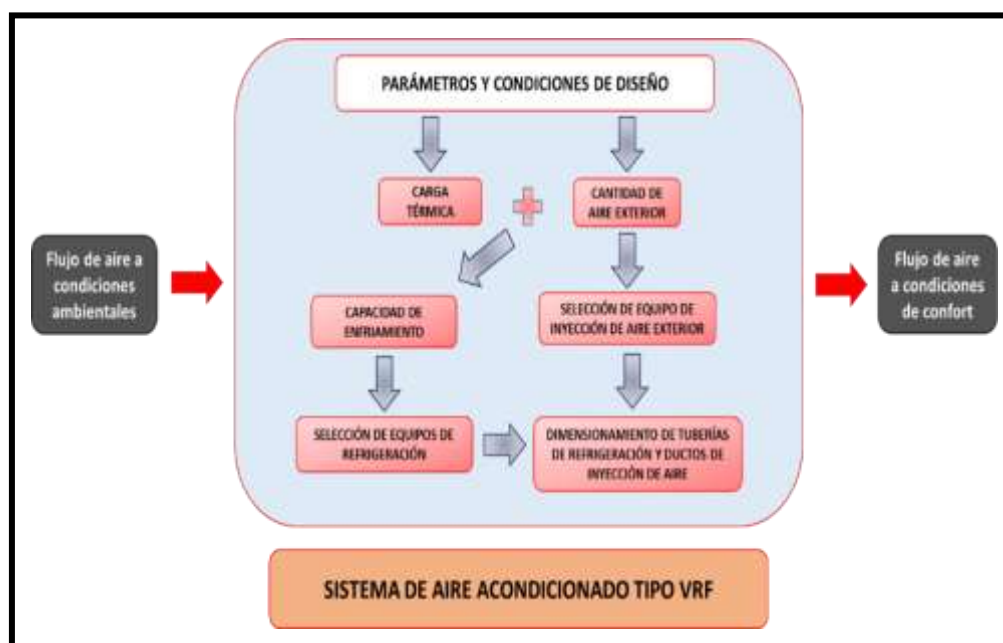


Figura 26. Método de la caja Blanca elaborado en base al enfoque sistémico para el modelamiento de la investigación.

4.3 Población y muestra

Para el presente informe de tesis se está realizando el diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF enfocado en las oficinas del edificio Globoterraqueo en sus 11 niveles, ubicado en Jr. Saturno 102 Los Olivos-Lima Metropolitana

para el cual el sistema de aire acondicionado tipo VRF en las oficinas del edificio Globoterraqueo nos representará nuestra población y muestra.

Según, (Alan Neill, y otros, 2018) “La población o universo comprende la totalidad de sujetos u objetos a los cuales se va a investigar, su selección se da en función a ciertas características que pueden contribuir en la obtención de información relevante para estudiar el problema”.

También (Hurtado de Barrera, 2000) nos expresa que “No hace falta una muestra cuando la población es conocida y se puede identificar cada uno de sus integrantes, además la población de ser conocida es accesible, es decir, es posible ubicar a todos los miembros”.

Por lo que en este informe de investigación nuestra población y muestra son iguales, ya que la población es conocida, identificable y accesible.

4.4 Lugar de estudio.

El lugar de estudios se realizará en las oficinas del edificio Globoterraqueo en sus 11 niveles, ubicado en Jr. Saturno 102 Los Olivos-Lima Metropolitana.

4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.

Según (Espinoza Montes, 2014) expresa que “La técnica documental permite la recopilación de evidencias para demostrar las hipótesis de investigación. Está formada por documentos de diferente tipo: revistas, memorias, actas, registros, datos e información estadísticas y cualquier documento de instituciones y empresas que registran datos de su funcionamiento.” (p.107)

Por tanto, para esta investigación de tesis se utilizará la **técnica documental** y se hará uso de **instrumentos para la recolección de datos que** serán brindadas por: Fichas Bibliográficas, ficha hemerográfica, fichas electrónicas, fichas de trabajo, documentos institucionales y datos que registra la empresa del lugar del proyecto.

Tabla 8. Técnicas e instrumentos para la recolección de información

TÉCNICAS	INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN
DOCUMENTAL	<ul style="list-style-type: none"> Fichas Bibliográficas (Libro del manual del aire acondicionado Carrier, Libro Pita, manuales normativos como el reglamento nacional de edificaciones (RNE), ASHRAE, SMACNA, tesis, libro de metodología Ciro Espinoza).
	<ul style="list-style-type: none"> Fichas Electrónicas (Artículos, datos de Senamhi, google maps, software de psicrometría, software ELITE, software DVM pro, cursos virtuales de aire acondicionado).
	<ul style="list-style-type: none"> Fichas de trabajo (Manual de ASHRAE)
	<ul style="list-style-type: none"> Fichas hemerográfica (Manuales de Carriel, ASHRAE, RNE)
	<ul style="list-style-type: none"> Planos de Arquitectura del edificio Globoterraqueo.
	<ul style="list-style-type: none"> Fichas técnicas de equipos de refrigeración y ventilación mecánica.

Nota: Elaborado en base a la técnica e instrumento de recolección de información.

4.6 Análisis y procesamiento de datos.

Para el análisis y procesamiento de datos se utilizaron alternativas de diseño para elegir la mejor opción de solución y así elaborar el correcto diseño del sistema de aire acondicionado

Tabla 9. Alternativas para el diseño del sistema de aire acondicionado

FUNCION	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
TIPO DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	 Sistema VRF	 Sistema de agua helada	 Sistema convencional
TIPO DE EVAPORADOR	 Cassette	 Fan Coil	 Split
TIPO DE TUBERIAS	 Cobre	 Tubería de hierro negro	 Cobre
SISTEMA DE DUCTOS	 Sin ducto	 Ducto con aislamiento interior	 Ducto con aislamiento exterior
REJILLAS Y DIFUSORES	 Sin difusores	 Difusor lineal de 3 vías	 Difusor cuadrangular de 4 vías
CONTROL DEL FUNCIONAMIENTO DE CONFORT	 Termostato	 Control remoto	 Panel touch

Nota: Elaborado en base a las alternativas de diseño de aire acondicionado

Etapa 1: Determinación de la carga térmica y la cantidad de aire exterior utilizando parámetros y condiciones de diseño.

- Determinamos la ubicación geográfica del edificio de oficinas Globoterraqueo.

- Determinamos las Condiciones de temperaturas exteriores e interiores de la sala.
- Determinamos las zonas, dimensiones arquitectónicas y cantidad de personas
- Determinamos el cálculo del calor sensible y latente de las personas.
- Determinamos el cálculo del calor sensible generado por la potencia de iluminación y equipos eléctricos.
- Determinamos el cálculo del calor sensible generado por conducción y radiación solar en paredes exteriores, interiores, techos y vidrios.
- Cálculo de la cantidad de aire exterior.

Etapas 2: Determinación de la Capacidad de Enfriamiento para los equipos de refrigeración.

- Determinación de los Procesos psicrométricos necesarios para determinar la capacidad de enfriamiento de los equipos.
- Cálculo del punto de insuflamiento en la carta Psicrométrica
- Cálculo del punto de mezcla en la carta Psicrométrica
- Cálculo de la capacidad de los equipos de refrigeración utilizando la carta Psicrométrica.

Etapas 3: Selección de equipos de refrigeración e inyector de aire.

- Selección de equipos interiores (Evaporadoras)
- Selección de equipos exteriores (Condensadoras)
- Selección del inyector de aire

Etapas 4: Dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire exterior.

- Dimensionamiento de tuberías de cobre para la refrigeración del sistema.
- Dimensionamiento de ductos galvanizados para el transporte e inyección de aire exterior.

Se realizaron estas etapas para la obtención del diseño del sistema de aire acondicionado tipo VRF para el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo.

Etapas 1: Determinación de la carga térmica y cantidad de aire exterior utilizando parámetros y condiciones de diseño.

Para determinar la carga térmica del edificio de oficinas Globoterraqueo, haremos uso de la ubicación geográfica para analizar la influencia de calor con la posición del sol, datos generales proporcionados por el propietario del edificio de oficinas y tablas con factores termodinámicos que nos permitan realizar los cálculos correspondientes:

- **Ubicación geográfica de edificio de oficinas:**

En éste punto determinamos la ubicación geográfica a través de un mapa satelital proporcionado por google maps. Es importante saber la ubicación geográfica exacta para poder determinar, con ayuda de tablas proporcionadas por Carrier el día y la hora máxima de aportación solar debido a la Radiación. El edificio de oficinas Globoterraqueo en sus 11 niveles, ubicado en Jr. Saturno 102 Los Olivos-Lima tiene como ubicación geográfica:



Figura 27. Ubicación satelital del edificio de oficinas Globoterraqueo. Tomado del buscador google maps.

- Longitud: -77.06275 o en grados: O 77°3'45.9"
- Latitud: -12.00062 o en grados: S 12°0'2.232"
- Altitud: 100 m. s. n. m.

- **Condiciones exteriores e interiores de la sala:**

Se tomaron datos de la norma ASHRAE y el SENAMHI mediante la técnica documental desde el mes de enero hasta diciembre del año 2021, obteniendo temperaturas de bulbo seco, humedad relativa y una variación de temperatura en 24 horas.

✓ Para las condiciones exteriores tenemos:

- Temperatura Exterior a las 15 horas (3 pm). Es la temperatura promedio que se da a las 3 pm, esto debería ser un valor real estadístico de la zona donde se realizó el proyecto:
- Lima: 30 ° TBS (Temperatura de bulbo seco). Ver anexo 2 Según Ashrae
- Lima: 80% HR (Humedad relativa).
- Variación de temperatura en 24 horas: $\Delta 20 \text{ }^\circ\text{F} \leftrightarrow \Delta (8 - 11) \text{ }^\circ\text{C}$

✓ Para las condiciones Interiores de las oficinas tenemos:

Las condiciones interiores de las oficinas dependen del grado de confort que se requiera tener dentro de la oficina. De la tabla 10 y por requerimientos del cliente con la ayuda de la tabla 11 se determinó las siguientes condiciones interiores de la oficina.

- Oficina: 22 °C TBS (Temperatura de bulbo seco).
- Oficina: 55% HR (Humedad relativa).

Según Ashrae, ambos puntos son valores que generan confort dentro del ambiente a acondicionar (condiciones interiores o de diseño).

Tabla 10. Condiciones de diseño del edificio de oficinas Globoterraqueo.

LUGAR DEL PROYECTO: Edificio de oficinas Globoterraqueo.	
DIRECCIÓN: Jr. Saturno 102 Los Olivos-Lima Metropolitana	
ELABORADO POR: Yenso Makaro Guerrero Vargas	
UBICACIÓN GEOGRÁFICA	
DESCRIPCIÓN GEOGRÁFICA	DATOS GEOGRÁFICOS
LATITUD=	-77.06275 o en grados: O 77°3'45.9"
LONGITUD=	-12.00062 o en grados: S 12°0'2.232"
ALTITUD=	100 m. s. n. m.
FACTOR ATMOSFÉRICO NO MUY LIMPIA (0.85 A 1.0)=	0.9
CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE OFICINA	
DESCRIPCIÓN	DATOS
TEMPERATURA EXTERIOR=	30 °C
HUMEDAD RELATIVA EXTERIOR=	80% HR
COEFICIENTE DEL COLOR DE LA CARA EXTERIOR DE LAS PAREDES (CLARO=0.5, MEDIO=0.78, OSCURO=1)=	0.78
VARIACIÓN DE TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 HORAS=	8 °C
TEMPERATURA A LAS 15 HORAS=	30 °C
CARACTERÍSTICAS INTERIORES DE OFICINA	
DESCRIPCIÓN	DATOS
TEMPERATURA INTERIOR=	22 °C
HUMEDAD RELATIVA INTERIOR	55% HR
FACTOR DE SEGURIDAD=	1.15

Nota: Tomado del buscador (Google Maps).

- **Zonificación, dimensionamiento arquitectónico y número de personas:**

Con el fin de poder identificar los ambientes donde se realizarán los cálculos, se zonificará por número de oficinas o pisos según el diseño arquitectónico, se considerará medidas geométricas de las oficinas y la cantidad de personas como aforo máximo proporcionado por el propietario del edificio:

Tabla 11. Datos arquitectónicos y números de personas a considerar para las oficinas del edificio Globoterraqueo

AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	ALTURA (m)	ÁREA (m ²)	ALTURA DE LA LOSA (m)	ENLUCIDO EXTERIOR E INTERIOR (m)	MURO (m)	CANTIDAD DE PERSONAS
RECEPCIÓN	Recepción	3	30	0.25	0.002	0.2	6
HALL DE ASCENSORES	Hall de ascensores	3	15	0.25	0.002	0.2	5
PISO 1	Auditorio	3	120	0.25	0.002	0.2	20
PISO 2	Oficina 201	3	18	0.25	0.002	0.2	4
	Oficina 202	3	47	0.25	0.002	0.2	8
	Oficina 203	3	32	0.25	0.002	0.2	5
	Oficina 204	3	30	0.25	0.002	0.2	5
	Oficina 205	3	30	0.25	0.002	0.2	5
PISO 3	Oficina 301	3	84	0.25	0.002	0.2	10
	Oficina 302	3	82	0.25	0.002	0.2	10
PISO 4	Oficina 401	3	84	0.25	0.002	0.2	10
	Oficina 402	3	82	0.25	0.002	0.2	10
PISO 5	Oficina 501	3	84	0.25	0.002	0.2	10
	Oficina 502	3	82	0.25	0.002	0.2	10
PISO 6	Oficina 601	3	84	0.25	0.002	0.2	10
	Oficina 602	3	82	0.25	0.002	0.2	10
PISO 7	Oficina 701	3	18	0.25	0.002	0.2	4
	Oficina 702	3	47	0.25	0.002	0.2	8
	Oficina 703	3	32	0.25	0.002	0.2	5
	Oficina 704	3	30	0.25	0.002	0.2	5
	Oficina 705	3	30	0.25	0.002	0.2	5
PISO 8	Oficina 801	3	18	0.25	0.002	0.2	4
	Oficina 802	3	47	0.25	0.002	0.2	8
	Oficina 803	3	32	0.25	0.002	0.2	5
	Oficina 804	3	30	0.25	0.002	0.2	5
	Oficina 805	3	30	0.25	0.002	0.2	5
PISO 9	Piso 9	3	168	0.25	0.002	0.2	20
PISO 10	Piso 10	3	168	0.25	0.002	0.2	20
PISO 11	Piso 11	3	168	0.25	0.002	0.2	20

Nota: Información de planos arquitectónicos.

A partir de éstos datos generales de la tabla 10 y 11, apoyados en el uso de ecuaciones y factores de tablas termodinámicas, nos ayudarán a calcular la cantidad de calor que generan las fuentes interiores y exterior en las oficinas del edificio Globoterraqueo. Entre éstas fuentes que generan calor, se hallaran valores que representan el calor sensible y latente que se resumirán en la siguiente tabla:

Tabla 12. Fuentes y tipo de calor a calcular

FUENTES Y TIPOS DE CALOR PRESENTES EN OFICINAS		
DESCRIPCIÓN	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE
Personas		
Equipos eléctricos		
Iluminación		
Paredes, piso, techo, vidrios, etc.		
Calor por radiación solar.		
Calor por transmisión.		
Total=	Qsensible	Qlatente

$Q_{total} = Q_{sensible} + Q_{latente}$
 Donde: Q_{total} = Calor total
 $Q_{sensible}$ = Calor sensible
 $Q_{latente}$ = Calor latente

Nota: Obtenida por los aspectos a considerar dentro de una oficina.

Los siguientes cálculos se realizarán con un piso modelo (**piso 11**) y se procederá a realizar la misma secuencia de cálculos en los demás ambientes, el cual estará resumido en un cuadro resumen al final de los cálculos.

- **Cálculo del calor sensible y latente de las personas:**

Haciendo uso de la tabla 2 tomaremos datos correspondientes al calor sensible y latente de las personas según su aplicación en oficinas y calcularemos la cantidad de calor generada.

$$\text{CALOR SENSIBLE POR PERSONAS} = 82 \text{ W} \langle \rangle 71 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\text{CALOR LATENTE POR PERSONAS} = 49 \text{ W} \langle \rangle 42 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

- **Para el piso 11:**

$$\text{CALOR SENSIBLE EN PERSONAS} = \text{Numero de personas} \times 71 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 20 \times 71 = 1,420 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\text{CALOR LATENTE EN PERSONAS} = \text{Numero de personas} \times 42 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 20 \times 42 = 840 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

A continuación, se mostrará un cuadro resumen de los cálculos de los calores sensibles y latentes generados por las personas en el interior por cada piso del edificio.

Tabla 13. Ganancia de calor sensible debido a los ocupantes

AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	CANTIDAD DE PERSONAS	CALOR SENSIBLE POR PERSONA	CALOR LATENTE POR PERSONA	CALOR SENSIBLE DE LAS PERSONAS	CALOR LATENTE DE LAS PERSONAS
RECEPCIÓN	Recepción	6	71 Kcal/h	42 Kcal/h	426 Kcal/h	252 Kcal/h
HALL DE ASCENSORES	Hall de ascensores	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
PISO 1	Auditorio	20	71 Kcal/h	42 Kcal/h	1,420 Kcal/h	840 Kcal/h
PISO 2	Oficina 201	4	71 Kcal/h	42 Kcal/h	284 Kcal/h	168 Kcal/h
	Oficina 202	8	71 Kcal/h	42 Kcal/h	568 Kcal/h	336 Kcal/h
	Oficina 203	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
	Oficina 204	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
	Oficina 205	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
PISO 3	Oficina 301	10	71 Kcal/h	42 Kcal/h	710 Kcal/h	420 Kcal/h
	Oficina 302	10	71 Kcal/h	42 Kcal/h	710 Kcal/h	420 Kcal/h
PISO 4	Oficina 401	10	71 Kcal/h	42 Kcal/h	710 Kcal/h	420 Kcal/h
	Oficina 402	10	71 Kcal/h	42 Kcal/h	710 Kcal/h	420 Kcal/h
PISO 5	Oficina 501	10	71 Kcal/h	42 Kcal/h	710 Kcal/h	420 Kcal/h
	Oficina 502	10	71 Kcal/h	42 Kcal/h	710 Kcal/h	420 Kcal/h
PISO 6	Oficina 601	10	71 Kcal/h	42 Kcal/h	710 Kcal/h	420 Kcal/h
	Oficina 602	10	71 Kcal/h	42 Kcal/h	710 Kcal/h	420 Kcal/h
PISO 7	Oficina 701	4	71 Kcal/h	42 Kcal/h	284 Kcal/h	168 Kcal/h
	Oficina 702	8	71 Kcal/h	42 Kcal/h	568 Kcal/h	336 Kcal/h
	Oficina 703	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
	Oficina 704	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
	Oficina 705	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
PISO 8	Oficina 801	4	71 Kcal/h	42 Kcal/h	284 Kcal/h	168 Kcal/h
	Oficina 802	8	71 Kcal/h	42 Kcal/h	568 Kcal/h	336 Kcal/h
	Oficina 803	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
	Oficina 804	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
	Oficina 805	5	71 Kcal/h	42 Kcal/h	355 Kcal/h	210 Kcal/h
PISO 9	Piso 9	20	71 Kcal/h	42 Kcal/h	1,420 Kcal/h	840 Kcal/h
PISO 10	Piso 10	20	71 Kcal/h	42 Kcal/h	1,420 Kcal/h	840 Kcal/h
PISO 11	Piso 11	20	71 Kcal/h	42 Kcal/h	1,420 Kcal/h	840 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos de la ganancia de calor por ocupantes

- **Cálculo del calor sensible generado por la potencia de iluminación y equipos:**

La potencia de iluminación de las oficinas y equipos se escogerá de la tabla 4, que cuanta con los factores unitarios de energía en W que consumen los equipos de iluminación. Con estos valores podremos determinar la carga térmica por iluminación:

- FACTOR de Iluminación = 16 W / m² de la tabla 4.
- FACTOR (calor debido a equipos en oficinas tabla 2.3) = 29.76 W / m² de la tabla 4.

$$\text{Dónde: } 250 \text{ LUX} \times \left(\frac{\text{Números de personas}}{\text{Área}} \right) = \text{FACTOR} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right)$$

Con éstos factores calcularemos el calor sensible por iluminación y equipos:

- **Para el piso 11:**

$$\text{CALOR SENSIBLE POR ILUMINACIÓN} = \text{Área de la oficinas} \times 16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 168 \times 16 =$$

$$2688 \text{ W} \langle \rangle 2,311.7 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\text{CALOR SENSIBLE POR EQUIPOS} = \text{Área de la oficinas} \times 29.76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 168 \times 29.76 =$$

$$5000 \text{ W} \langle \rangle 4,300 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Tabla 14. Ganancia de calor por las potencias de iluminación y equipos

AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	ÁREA (m2)	CANTIDAD DE PERSONAS	FACTOR DE POTENCIA POR ILUMINACIÓN	FACTOR DE POTENCIA POR EQUIPO	FACTOR DE POTENCIA POR EQUIPO POR m2	CALOR SENSIBLE POR APARATOS ELECTRICOS	CALOR SENSIBLE POR ILUMINACION	CALOR SENSIBLE POR EQUIPAMIENTO
RECEPCIÓN	Recepción	30	6	16 W/m2	250 LUX	50.00 W/m2	2,064.0 Kcal/h	412.8 Kcal/h	1,290 Kcal/h
HALL DE ASCENSORES	Hall de ascensores	15	5	16 W/m2	250 LUX	83.33 W/m2	-	206.4 Kcal/h	1,075 Kcal/h
PISO 1	Auditorio	120	20	16 W/m2	250 LUX	41.67 W/m2	7,740.0 Kcal/h	1,651.2 Kcal/h	4,300 Kcal/h
PISO 2	Oficina 201	18	4	16 W/m2	250 LUX	55.56 W/m2	1,720.0 Kcal/h	247.7 Kcal/h	860 Kcal/h
	Oficina 202	47	8	16 W/m2	250 LUX	42.55 W/m2	5,504.0 Kcal/h	646.7 Kcal/h	1,720 Kcal/h
	Oficina 203	32	5	16 W/m2	250 LUX	39.06 W/m2	2,150.0 Kcal/h	440.3 Kcal/h	1,075 Kcal/h
	Oficina 204	30	5	16 W/m2	250 LUX	41.67 W/m2	2,150.0 Kcal/h	412.8 Kcal/h	1,075 Kcal/h
	Oficina 205	30	5	16 W/m2	250 LUX	41.67 W/m2	2,150.0 Kcal/h	412.8 Kcal/h	1,075 Kcal/h
PISO 3	Oficina 301	84	10	16 W/m2	250 LUX	29.76 W/m2	8,600.0 Kcal/h	1,155.8 Kcal/h	2,150 Kcal/h
	Oficina 302	82	10	16 W/m2	250 LUX	30.49 W/m2	8,600.0 Kcal/h	1,128.3 Kcal/h	2,150 Kcal/h
PISO 4	Oficina 401	84	10	16 W/m2	250 LUX	29.76 W/m2	8,600.0 Kcal/h	1,155.8 Kcal/h	2,150 Kcal/h
	Oficina 402	82	10	16 W/m2	250 LUX	30.49 W/m2	8,600.0 Kcal/h	1,128.3 Kcal/h	2,150 Kcal/h
PISO 5	Oficina 501	84	10	16 W/m2	250 LUX	29.76 W/m2	8,600.0 Kcal/h	1,155.8 Kcal/h	2,150 Kcal/h
	Oficina 502	82	10	16 W/m2	250 LUX	30.49 W/m2	8,600.0 Kcal/h	1,128.3 Kcal/h	2,150 Kcal/h
PISO 6	Oficina 601	84	10	16 W/m2	250 LUX	29.76 W/m2	8,600.0 Kcal/h	1,155.8 Kcal/h	2,150 Kcal/h
	Oficina 602	82	10	16 W/m2	250 LUX	30.49 W/m2	8,600.0 Kcal/h	1,128.3 Kcal/h	2,150 Kcal/h
PISO 7	Oficina 701	18	4	16 W/m2	250 LUX	55.56 W/m2	2,064.0 Kcal/h	247.7 Kcal/h	860 Kcal/h
	Oficina 702	47	8	16 W/m2	250 LUX	42.55 W/m2	5,504.0 Kcal/h	646.7 Kcal/h	1,720 Kcal/h
	Oficina 703	32	5	16 W/m2	250 LUX	39.06 W/m2	2,580.0 Kcal/h	440.3 Kcal/h	1,075 Kcal/h
	Oficina 704	30	5	16 W/m2	250 LUX	41.67 W/m2	2,580.0 Kcal/h	412.8 Kcal/h	1,075 Kcal/h
	Oficina 705	30	5	16 W/m2	250 LUX	41.67 W/m2	2,580.0 Kcal/h	412.8 Kcal/h	1,075 Kcal/h
PISO 8	Oficina 801	18	4	16 W/m2	250 LUX	55.56 W/m2	2,064.0 Kcal/h	247.7 Kcal/h	860 Kcal/h
	Oficina 802	47	8	16 W/m2	250 LUX	42.55 W/m2	5,504.0 Kcal/h	646.7 Kcal/h	1,720 Kcal/h
	Oficina 803	32	5	16 W/m2	250 LUX	39.06 W/m2	2,580.0 Kcal/h	440.3 Kcal/h	1,075 Kcal/h
	Oficina 804	30	5	16 W/m2	250 LUX	41.67 W/m2	2,580.0 Kcal/h	412.8 Kcal/h	1,075 Kcal/h
	Oficina 805	30	5	16 W/m2	250 LUX	41.67 W/m2	2,580.0 Kcal/h	412.8 Kcal/h	1,075 Kcal/h
PISO 9	Piso 9	168	20	16 W/m2	250 LUX	29.76 W/m2	10,320.0 Kcal/h	2,311.7 Kcal/h	4,300 Kcal/h
PISO 10	Piso 10	168	20	16 W/m2	250 LUX	29.76 W/m2	10,320.0 Kcal/h	2,311.7 Kcal/h	4,300 Kcal/h
PISO 11	Piso 11	168	20	16 W/m2	250 LUX	29.76 W/m2	10,320.0 Kcal/h	2,311.7 Kcal/h	4,300 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos de la ganancia de calor por las portencias de iluminación y equipo.

- **Cálculo del calor sensible generado por conducción y radiación solar en paredes exteriores, interiores, techos y vidrios:**

Para poder analizar el calor por conducción (Transmisión) y por radiación, se hará uso de ecuaciones termodinámicas y factores que nos permitan calcular el calor generado por aquellos agentes que transmitan calor como paredes, techos, pisos y vidrios. Además de ello calcularemos el día de mayor aportación solar y las máximas aportaciones durante el día.

- Primero calcularemos los coeficientes globales de transferencia de calor a través de sus resistencias térmicas para luego conseguir los calores por conducción correspondientes por las paredes, techos y vidrios exteriores e interiores del edificio utilizando fórmulas y tablas.
- En segundo lugar, una vez definido los coeficientes globales de transferencia de calor utilizaremos el **método de diferencia de temperaturas equivalente explicado por Carrier (Manual de aire acondicionado, Carrier)**, que consiste en calcular la cantidad de calor por la inercia de absorción a través del peso de la estructura de los muros, techo y pisos en kg/m², determinaremos el día de mayor aportación solar considerando la posición geográfica del edificio y luego calcular la el flujo de calor y carga radiante en los vidrios con la máxima aportación solar para obtener el calor sensible por radiación.

- ◆ **Cálculo del calor ganado por conducción utilizaremos:**

$$Q = U_0 \times A \times \Delta T \dots \dots \dots (4.1)$$

- ✓ Q: Ganancia de calor del ambiente por conducción. $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
- ✓ U₀: Coeficiente universal de transferencia de calor. $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$
- ✓ A: Área de pared, techo, suelo o vidrio (m²)
- ✓ ΔT : Diferencia de temperatura entre ambientes separados por paredes, ventanas y techos.
- **Para el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor utilizaremos:**

$$U_0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_0} \dots \dots \dots (4.2)$$

✓ U_0 : Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}\right]$

✓ R_0 : Resistencia térmica Global $\left[\frac{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}{kcal}\right]$

- Al realizar los cálculos para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor, haremos uso de las siguientes tablas para conseguir las resistencias solicitadas y valores de medición que ofrece el proyecto:

Tabla 15. Resistencias para el flujo de aire según su posición y a su velocidad

MATERIALES	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m ³)	RESISTENCIA R	
				por m de espesor	por el espesor considerado x 10 ⁻³
MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN					
AIRE					
LÁMINA DE AIRE	<u>Posición</u>	<u>Flujo de calor</u>			
	horizontal	ascendente (invierno)	20 - 100		174
	"	" (verano)	20 - 100		160
	"	descendente (invierno)	20		209
	"	" "	100		236
	"	" "	200		252
	"	" "	20		256
	"	" (verano)	40		174
	"	" "	100		191
	"	" "	20 - 100		203
	inclinación de 45°	ascendente (invierno)	20 - 100		185
	"	descendente (verano)	20 - 100		183
	vertical	horizontal (invierno)	20 - 100		199
"	" (verano)	20 - 100		176	
CONVECCIÓN	<u>Posición</u>	<u>Flujo de calor</u>			
	horizontal	ascendente	—	—	125
	inclinación de 45°	"	—	—	127
	<u>vertical</u>	<u>horizontal</u>	—	—	140
	inclinación de 45°	descendente	—	—	158
	horizontal	"	—	—	190
	Viento de 29 km/h	Todas las posiciones (invierno)	Todas las direcciones		
Viento de 12 km/h	Todas las posiciones (verano)	Todas las direcciones			52

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

Tabla 16. Resistencias de los materiales de construcción y enlucidos

MATERIALES	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m ³)	RESISTENCIA R	
				por m de espesor	por el espesor considerado $\times 10^4$
MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN					
ELEMENTOS DE ALBAÑILERÍA	Ladrillo ordinario		1920	16.4	
	Ladrillo de paramento		2000	8.0	
	Ladrillo hueco:				
	1 alvéolo	75	960	—	164
	1 alvéolo	100	768	—	228
	2 alvéolos	150	800	—	312
	2 alvéolos	200	720	—	379
	2 alvéolos	250	672	—	455
3 alvéolos	300	620	—	520	
HORMIGÓN	Mortaro de cemento		1858	1.6	
	Torugas de madera 12.5% (aglomerados con yeso, 87.5%)		816	4.8	
	Hormigones ligeros		1900	1.5	
	Puzolana		1600	2.2	
	Celulosa		1280	3.2	
	Vermiculita, perlita		960	4.7	
			640	6.6	
			480	8.9	
		320	11.5		
ENLUCIDOS	Cemento		1920	1.6	
	Yeso:				
	ligero		720	5.2	
	ligero sobre entramado metálico		720	5.2	
	perlita		720	5.4	
	arena		1680	1.4	
	arena sobre entramado metálico		1680	1.4	
	arena sobre entramado de madera		1680	—	82
	vermiculita		720	4.7	

Manuel: Manual de aire acondicionado Carrier

:

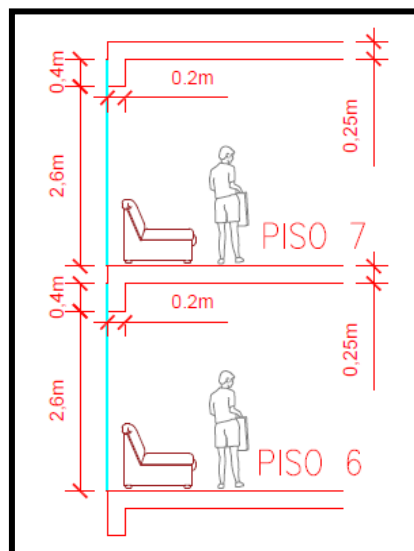


Figura 28. Corte arquitectónico de los pisos del edificio Globoterraqueo. Tomada de la información de planos.

Tabla 17. Lista de datos que incluyen las resistencias de los materiales y dimensionamiento

CUADRO DE DATOS	
MATERIAL (TABLAS)	RESISTENCIAS
LADRILLO ORDINARIO=	16.4
CEMENTO=	1.6
AIRE EXTERIOR EN VERANO=	0.052
AIRE INTERIOR EN POSICIÓN VERTICAL Y FLUJO DE CALOR HORIZONTAL=	0.14
AIRE INTERIOR EN POSICIÓN HORIZONTAL Y FLUJO DE CALOR ASCENDENTE=	0.125
DESCRIPCIÓN	ESPESOR
PARED=	0.20 m
PISO=	0.25 m
TECHO=	0.25 m
ENLUCIDO INTERIOR=	0.02 m
ENLUCIDO EXTERIOR=	0.02 m

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

Considerando los siguientes datos tenemos:

- **Cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor en:**

➤ **Paredes de concreto exterior:**

$$U_0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} R_0} \dots \dots \dots (4.3)$$

$$U_{\substack{PARED \\ CONCRETO \\ EXTERIOR}} = \frac{1}{(\text{Aire ext.}) + (\text{Enlucido Ext.}) + (\text{Muro de concreto}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Aire Int.})}$$

$$U_{\substack{PARED \\ CONCRETO \\ EXTERIOR}} = \frac{1}{(0.052) + (0.02 \times 1.6) + (0.2 \times 1.6) + (0.02 \times 1.6) + (0.14)}$$

$$U_{\substack{PARED \\ CONCRETO \\ EXTERIOR}} = 1.736 \frac{Kcal}{h \times m^2 \times ^\circ C}$$

➤ **Paredes interiores:**

• **Pared de concreto interior:**

$$U_0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} R_0} \dots \dots \dots (4.4)$$

$$U_{\substack{\text{PARED} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = \frac{1}{(\text{Aire int.}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Muro de concreto}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Aire Int.})}$$

$$U_{\substack{\text{PARED} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = \frac{1}{(0.14) + (0.02 \times 1.6) + (0.2 \times 1.6) + (0.02 \times 1.6) + (0.14)}$$

$$U_{\substack{\text{PARED} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = 1.51 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

- **Pared de ladrillo interior:**

$$U_0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} R_0} \dots \dots \dots (4.5)$$

$$U_{\substack{\text{PARED} \\ \text{LADRILLO} \\ \text{INTERIOR}}} = \frac{1}{(\text{Aire int.}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Muro de ladrillo}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Aire Int.})}$$

$$U_{\substack{\text{PARED} \\ \text{LADRILLO} \\ \text{INTERIOR}}} = \frac{1}{(0.14) + (0.02 \times 1.6) + (0.2 \times 16.4) + (0.02 \times 1.6) + (0.14)}$$

$$U_{\substack{\text{PARED} \\ \text{LADRILLO} \\ \text{INTERIOR}}} = 0.28 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

- **Piso de concreto interior:**

$$U_0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} R_0} \dots \dots \dots (4.6)$$

$$U_{\substack{\text{PISO} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = \frac{1}{(\text{Aire int.}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Piso de concreto}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Aire Int.})}$$

$$U_{\substack{\text{PISO} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = \frac{1}{(0.125) + (0.02 \times 1.6) + (0.25 \times 1.6) + (0.02 \times 1.6) + (0.125)}$$

$$U_{\substack{\text{PISO} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = 1.4 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

- **Techo de concreto interior:**

$$U_0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} R_0} \dots \dots \dots (4.7)$$

$$U_{\substack{\text{TECHO} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = \frac{1}{(\text{Aire int.}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Piso de concreto}) + (\text{Enlucido Int.}) + (\text{Aire Int.})}$$

$$U_{\substack{\text{TECHO} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = \frac{1}{(0.125) + (0.02 \times 1.6) + (0.25 \times 1.6) + (0.02 \times 1.6) + (0.125)}$$

$$U_{\substack{\text{TECHO} \\ \text{CONCRETO} \\ \text{INTERIOR}}} = 1.4 \frac{\text{Kcal}}{\text{h x m}^2 \text{ x } ^\circ\text{C}}$$

➤ **Vidrios:**

Tomamos de la tabla 18, vidrio doble:

$$U_{\substack{\text{VIDRIO} \\ \text{DOBLE}}} = 3.125 \frac{\text{Kcal}}{\text{h x m}^2 \text{ x } ^\circ\text{C}}$$

Tabla 18. Coeficientes globales de transferencia de calor para vidrios y block de vidrios

COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA VIDRIOS Y BLOCKS DE VIDRIOS.	
DESCRIPCIÓN	U (btu/pie ² -hr-°F)
Ventana de vidrio simple	1.06
Ventana de vidrio doble	0.64
Ventana de vidrio triple	0.34
Block de vidrios	0.56
Multiplicar por 4.8825 para obtener U en Kcal / m ² -hr-°C	

Nota: Tomado del manual de información de la marca TRANE

Obteniendo como resultado un cuadro de resumen con los siguientes coeficientes globales de transferencia de calor:

Tabla 19. Resultados de los coeficientes globales de transferencia de calor

CUADRO DE COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL EDIFICIO GLOBOTERRAQUEO	
DESCRIPCIÓN	COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U)
Paredes de concreto exterior	1.74 Kcal/(h x m ² x °C)
Pared de concreto interior	1.51 Kcal/(h x m ² x °C)
Pared de ladrillo interior	0.28 Kcal/(h x m ² x °C)
Piso de concreto interior	1.40 Kcal/(h x m ² x °C)
Techo de concreto exterior	1.40 Kcal/(h x m ² x °C)
VIDRIOS DOBLE	3.13 Kcal/(h x m ² x °C)

Nota: Resumen de cálculos de los resultados de los coeficientes globales de transferencia de calor

Con éstos valores calcularemos el calor sensible que aportan las paredes, techos, pisos y vidrios a las oficinas del edificio.

- **Cálculo del calor ganado por conducción en paredes, pisos, techos y vidrios utilizando los coeficientes globales de transferencia de calor:**

Para obtener el calor ganado por conducción haremos uso de los datos generales de temperatura obtenido por el SENAMHI, además de las tablas de resultados, calculados anteriormente, de los coeficientes globales de transferencia de calor con las áreas correspondientes a cada oficina y la siguiente ecuación de calor:

$$Q = U_0 \times A \times \Delta T \dots \dots \dots (4.8)$$

- ✓ Q: Ganancia de calor del ambiente por conducción. $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
- ✓ U_0 : Coeficiente universal de transferencia de calor. $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$
- ✓ A: Área de pared, techo, suelo o vidrio (m^2)
- ✓ ΔT : Diferencia de temperatura entre ambientes separados por paredes, ventanas y techos.

➤ **Para el piso 11:**

Tabla 20. Resultados del cálculo por conducción para el piso 11

CALCULO DE CALOR POR CONDUCCIÓN PARA LOS PISOS TÍPICOS 11					
DESCRIPCIÓN	ORIENTACIÓN/ POSICIÓN	U (COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR) Kcal/hxm2x°C	ÁREA (m2)	ΔTEMPERATURA	CALOR SENSIBLE Qsen
CALOR POR CONDUCCIÓN					
Pared de vidrio exterior	ESTE	3.125	29.640	8.00 °C	741.00 Kcal/h
	SUR	3.125	38.402	8.00 °C	960.05 Kcal/h
Paredes de concreto exterior	Pared BC	1.736	44.370	8.00 °C	616.21 Kcal/h
	Pared CD	1.736	4.560	8.00 °C	63.33 Kcal/h
	Pared DA	1.736	5.908	8.00 °C	82.05 Kcal/h
Pared de concreto interior	Pared AB	1.510	34.140	4.00 °C	206.21 Kcal/h
Piso de concreto interior	Piso interior	1.400	166.000	4.00 °C	929.60 Kcal/h
Techo de concreto interior	Techo interior	1.400	166.000	4.00 °C	929.60 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos de calor por conducción con ayuda de la figura 12.

Luego, para calcular el flujo de calor máximo durante el día a través de los vidrios y muros haremos los siguientes cálculos:

❖ **Cálculo del peso de un nivel para cálculos posteriores de máxima aportación solar según su posición geográfica:**

Para calcular el peso de los muros haremos uso de la tabla 16 para determinar la densidad de los materiales que conforman las oficinas y por consiguiente utilizar el espesor de los muros para obtener el peso de la pared por m² de pared y el peso de la estructura en kg/m² de piso:

- **Relación del peso de la pared, piso y techo con respecto a sus áreas:**

$$\frac{\text{Peso de la pared (kg)}}{(\text{m}^2)_{\text{pared}}} = \text{Densidad} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times \text{Espesor (m)} = \text{Factor} \dots\dots (4.9)$$

$$\text{Peso}_{\text{pared exterior}} = \text{Peso}_{\text{enlucido exterior}} + \text{Peso del muro} + \text{Peso}_{\text{enlucido interior}} \dots\dots (4.10)$$

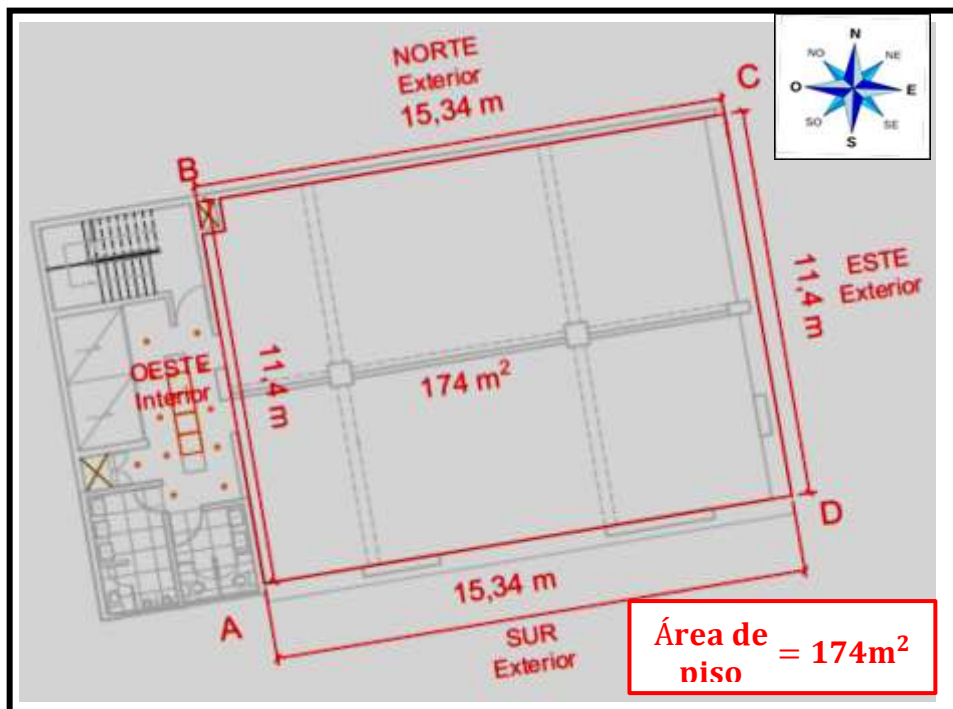


Figura 29. Plano vista superior del piso 11 del edificio Globoterraqueo. Tomada de la información de planos arquitectónicos.

Tabla 21. Datos para el cálculo del peso de la pared, piso y techo con respecto a sus áreas.

Zona	Secciones	Orientación para muros exteriores	Densidad (Kg/m ³)	Espesor del muro (m)	Enlucido (m)	Alto (m)	Largo (m)
Muro de concreto exterior	B-C	NORTE	1856	0.2	0.02	3	15.34
Muro de concreto exterior	D-A	SUR	1856	0.2	0.02	0.4	15.34
Muro de concreto exterior	C-D	ESTE	1856	0.2	0.02	0.4	11.4
Muro de concreto interior	A-B	-	1856	0.2	0.02	3	11.4
Piso de concreto interior	PISO	-	1856	0.25	0.02	-	-
Techo de concreto interior	TECHO	-	1856	0.25	0.02	-	-

Nota: Información de planos arquitectónicos y ubicación geográfica

Con los datos de la tabla 21 realizaremos los cálculos utilizando las siguientes fórmulas:

$$\frac{\text{Peso del muro (kg)}}{(\text{m}^2) \text{ pared}} = \text{Densidad} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times \text{Espesor (m)} \dots \dots \dots (4.11)$$

$$- \text{ Muro exterior B - C} = 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.02(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.2(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.02(\text{m}) = 445.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}$$

$$- \text{ Muro exterior D - A} = 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.02(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.2(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.02(\text{m}) = 445.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}$$

- Muro exterior C – D = $1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.02(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.2(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.02(\text{m}) = 445.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}$
- Muro interior A – B = $1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.02(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.2(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.02(\text{m}) = 445.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}$
- Piso y techo = $1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.02(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.25(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0.02(\text{m}) = 538.24 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}$

✓ **Relación de la masa de pared, piso y techo con respecto al área del piso.**

$$\frac{\text{Peso de la pared (kg)}}{(\text{m}^2) \text{ piso}} = \frac{\text{Area pared (m}^2)}{\text{Area piso (m}^2)} \times \text{Factor} \dots \dots \dots (4.12)$$

- Muro exterior B – C, Norte = $\frac{(15.34 \times 3)}{174} \times 445.44 = 117.81 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}$
- Muro interior D – A Sur = $\frac{(15.34 \times 0.4)}{174} \times 445.44 = 15.71 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}$
- Muro interior C – D Este = $\frac{(11.4 \times 0.4)}{174} \times 445.44 = 11.67 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}$
- Muro interior A – B = $\frac{(11.4 \times 3)}{174} \times 445.44 = 87.552 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}$
- Piso interior = $\frac{(174)}{174} \times 538.24 = 538.24 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}$
- Techo = $\frac{(174)}{174} \times 538.24 = 538.24 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}$

✓ **Peso de la estructura $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}$**

$$P. \text{ estructura} = \frac{\sum \text{Peso de muros ext.} + \frac{1}{2} (\sum \text{Peso tabiques suelo y techo})}{\text{Area de piso}} \dots \dots (4.13)$$

$$P. \text{ estructura} = \frac{(117.81 + 15.71 + 11.67) \text{kg} + \frac{1}{2} (87.552 + 538.24 + 538.24) \text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$P. \text{ estructura} = 727.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ de piso}}$$

◆ **Cálculo del día de mayor aportación solar:**

Para realizar el cálculo del calor ganado por la orientación del sol utilizaremos la tabla 22 que nos permitirá analizar el día de mayor aportación solar considerando la posición geográfica del edificio Globoterraqueo a 12° Latitud sur.

Utilizando la tabla 22:

Tabla 22. Máximas aportaciones solares durante el año.

MAXIMAS APORTACIONES SOLARES												
Kcal / (hr - m ²)												
Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Mes	Latitud Sur
		N **	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	423	113	38	113	396	423	612	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	0°
	Julio y Mayo	130	414	414	141	38	141	412	414	632		
	Agosto y Abril	67	382	382	214	38	214	442	382	664		
	Sept. y Marzo	27	320	320	320	38	320	452	320	678		
	Oct. y Febrero	27	214	214	382	92	382	442	214	664		
	Nov. Enero	27	141	141	414	181	414	412	141	632		
	Diciembre	27	113	113	423	222	423	396	113	612		
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669		
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678		
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	689		
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	196	404	420	179	623		
	Nov. Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569		
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547		
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680		
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	689		
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631		
	Oct. y Febrero	24	141	398	430	301	433	398	141	564		
	Nov. Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488		
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461		
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667		
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637		
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574		
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485		
	Nov. Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393		
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355		
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631		
	Agosto y Abril	29	276	439	396	276	396	439	276	580		
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496		
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349		
	Nov. Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279		
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230		
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572		
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501		
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401		
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254		
	Nov. Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143		
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108		
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.		
ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)												

Nota: Manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p. I-23.

Con ésta tabla haremos interpolaciones para tener el día de mayor aportación solar y tendremos como resultado, a 12° Latitud Sur, los siguientes cuadros:

Tabla 23. Máximas aportaciones solares 12° latitud sur Diciembre

22 de Diciembre: 12° latitud sur					
	NORTE	SUR	SUR-ESTE	ESTE	TECHO
10 ° Diciembre	38	108	414	420	659
12 ° Diciembre	38	100.4	414.6	422.6	662.8
20 ° Diciembre	38	70	417	433	678
Corregido por el factor=1.07					
12 ° Diciembre	40.660	107.428	443.622	452.182	709.196

Nota: Resumen de interpolaciones para obtener el día de mayor aportación solar

Tabla 24. Máximas aportaciones solares 12° latitud sur enero

21 de Enero: 12° latitud sur					
	NORTE	SUR	SUR-ESTE	ESTE	TECHO
10 ° Enero	38	81	401	428	669
12 ° Enero	38	75	395.6	430.8	671.2
20 ° Enero	38	51	374	442	680
Corregido por el factor=1.07					
12 ° Enero	40.660	80.250	423.292	460.956	718.184

Nota: Resumen de interpolaciones para obtener el día de mayor aportación solar

Tabla 25. Máximas aportaciones solares 12° latitud sur febrero

20 de Febrero: 12° latitud sur					
	NORTE	SUR	SUR-ESTE	ESTE	TECHO
10 ° Enero	38	35	352	442	678
12 ° Enero	44.4	33.8	345.6	443	676.2
20 ° Enero	70	29	320	447	669

Nota: Resumen de interpolaciones para obtener el día de mayor aportación solar

Tabla 26. Máximas aportaciones solares 12° latitud sur Marzo

22 de Marzo: 12° latitud sur					
	NORTE	SUR	SUR-ESTE	ESTE	TECHO
10 ° Enero	75	27	279	444	669
12 ° Enero	95.2	27	270.2	443.6	661.4
20 ° Enero	176	27	235	442	631

Nota: Resumen de interpolaciones para obtener el día de mayor aportación solar

Tabla 27. Máximas aportaciones solares 12° latitud sur abril

20 de Abril: 12° latitud sur					
	NORTE	SUR	SUR-ESTE	ESTE	TECHO
10 ° Enero	198	27	179	420	623
12 ° Enero	218.6	26.4	171.4	415.6	611.2
20 ° Enero	301	24	141	398	564

Nota: Resumen de interpolaciones para obtener el día de mayor aportación solar

Tabla 28. Máximas aportaciones solares 12° latitud sur mayo

21 de Mayo: 12° latitud sur					
	NORTE	SUR	SUR-ESTE	ESTE	TECHO
10 ° Enero	287	24	100	387	569
12 ° Enero	306.00	23.40	94.00	379.00	552.80
20 ° Enero	382	21	70	347	488

Nota: Resumen de interpolaciones para obtener el día de mayor aportación solar

Tabla 29. Máximas aportaciones solares 12° latitud sur junio

21 de Junio: 12° latitud sur					
	NORTE	SUR	SUR-ESTE	ESTE	TECHO
10 ° Enero	324	24	75	371	547
12 ° Enero	340	23.4	69.6	362.4	529.8
20 ° Enero	404	21	48	328	461

Nota: Resumen de interpolaciones para obtener el día de mayor aportación solar

Tabla 30. Día de máxima aportación solar 12° latitud sur para realizar calculo

	22-Dic	21-Ene	20-Feb	22-Mar	20-Abr	21-May	21-Jun
NORTE	40.660	40.660	44.400	95.200	218.600	306.000	340.000
SUR	107.428	80.250	33.800	27.000	26.400	23.400	23.400
SUR-ESTE	443.622	423.292	345.600	270.200	171.400	94.000	69.600
ESTE	452.182	460.956	443.000	443.600	415.600	379.000	362.400
TECHO	709.196	718.184	676.200	661.400	611.200	552.800	529.800
TOTAL=	1753.088	1723.342	1543.000	1497.400	1443.200	1355.200	1325.200
DIA DE CÁLCULO= 22 DE DICIEMBRE							

Nota: Resumen completo de interpolaciones para obtener el día de mayor aportación solar

Podemos notar que, analizando la posición geográfica del edificio con 12° Latitud Sur, y utilizando la tabla proporcionada por Carrier encontramos el mes de máxima aportación solar, otorgando **1753.08 Kcal / hora x m²** en el mes de diciembre y es éste mes donde se realizaran los cálculos con sus valores correspondientes.

Con estos valores obtenidos del mes de máxima aportación solar y de las estructuras en kg/m² de piso, ingresaremos a la tabla 32 que nos proporcionara los factores de almacenamiento sobre carga térmica en las aportaciones solares a través de los vidrios

◆ **Cálculo del flujo de calor a través de los vidrios:**

Para el cálculo de éste flujo de calor se analizará los vidrios que estén expuestas al exterior del edificio. En éste caso sólo analizaremos las orientaciones Sur y Este por la exposición de los vidrios al exterior.

❖ **Cálculo para la orientación SUR y ESTE:**

$$\text{Carga radiante} = (\text{Max. contribucion solar}) \times (\text{Area Vidrios}) \times (\text{Coeficiente de corrección})$$

Pero también se puede representar con la siguiente ecuación utilizando la tabla 31:

$$\begin{aligned} &\text{Carga radiante} \\ &= (\text{Max. contribucion solar}) \times (\text{Area Vidrios}) \times (\text{coef. de marco metalico}) \end{aligned}$$

$$x(\text{coef de atmosfera})x(\text{coef de altitud})x(\text{coef de punto de rocío}) \\ x(\text{coef de sombras})x(\text{coef de almacenamiento}) \dots \dots \dots (4.14)$$

Sabemos que:

- ✓ La máxima aportación solar en la orientación Sur es = $107.428 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2}$
- ✓ La máxima aportación solar en la orientación Este es = $452.182 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2}$
- ✓ Área de los vidrios al SUR = $15.34 \times 2.6 = 39.88 \text{ m}^2$.
- ✓ Área de los vidrios al ESTE = $4.385 \times 2.6 = 11.4 \text{ m}^2$.
- ✓ Factor de marco teórico = 1.17 (Ver tabla 31)

Tabla 31. Coeficientes de corrección a través de ventanas

Coeficientes de Corrección	Marco Metálico o Ningún Marco x 1/0.85 ó 1.17	Limpieza -15% máx.	Altitud +0.7% por 300m	Punto de rocío superior a 19.5°C +1-5% por 4°C	Punto de rocío inferior a 19.5°C +5% por 4°C	Latitud Sur Dic. O Enero +7%
<p>* Valores extraídos de la Tabla 15 de Ashrae</p> <p>** Las aportaciones para los cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomadas sobre 12 horas (de 6 a 18 horas). Los factores de almacenamiento en las Tablas 7 hasta 11 suponen que las aportaciones solares sobre orientaciones Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor lumínico.</p>						

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

- ✓ Coeficiente de marco teórico = 1.17 (Ver tabla 31)
- ✓ Coeficiente de atmosfera = 0.9 (Factor de atmosfera no muy limpia entre 0.85 a 1.00 según Carrier)
- ✓ Coeficiente de altitud = $1 + \left(\frac{0.7}{100}\right) \times \left(\frac{100}{300}\right) = 1.002$
- ✓ Coeficiente por punto de Rocío = $1 + \left(\frac{5}{100}\right) \times \left(\frac{19.5 - t_{pr}}{4}\right)$, (véase la tabla 31)

Si el punto de rocío es mayor a 19.5 °C entonces retirar 5% por cada 4 °C de diferencia respecto de este 19.5 °C. Si el punto de rocío es menor a 19.5 °C entonces adicionar 5% por cada 4 °C de diferencia respecto de este 19.5 °C.

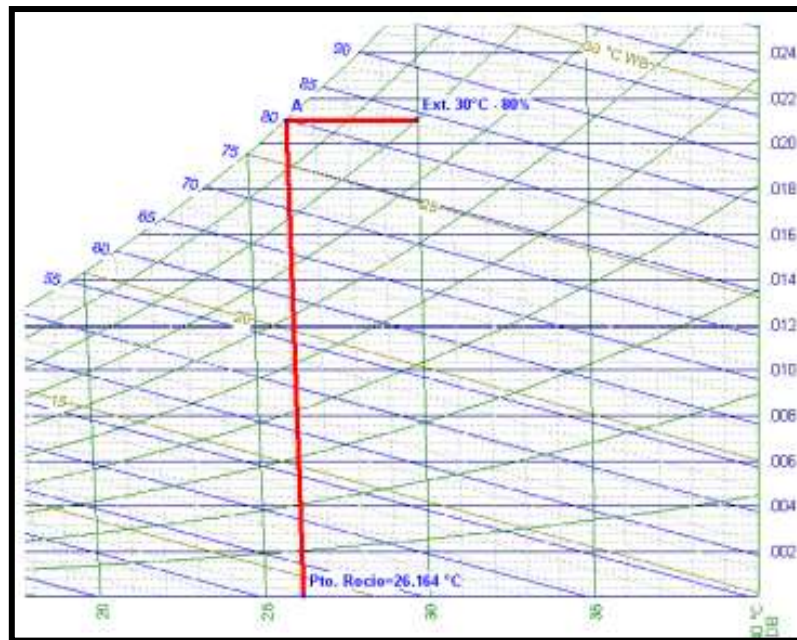


Figura 30. Elaboración mediante el uso de la carta Psicrométrica. Tomada del uso del software PsyChart 2.01.64

- ✓ Punto de rocío del aire exterior: 26.164° C
- ✓ Coeficiente de punto de rocío = $1 + \left(\frac{5}{100}\right) \times \left(\frac{19.5-t_{pr}}{4}\right) = 0.9167$
- ✓ Coeficiente de sombras: 0.65 valor obtenido de parámetros de diseño.

Entonces:

Carga radiante

$$= (\text{Max. contribucion solar}) \times (\text{Area Vidrios}) \times (\text{coef. de marco metalico}) \\ \times (\text{coef de atmosfera}) \times (\text{coef de altitud}) \times (\text{coef de punto de rocio}) \\ \times (\text{coef de sombras}) \times (\text{coef de almacenamiento})$$

NOTA: El producto al multiplicar los factores de (coef. de marco metalico)

$$\times (\text{coef de atmosfera}) \times (\text{coef de altitud}) \times (\text{coef de punto de rocio})$$

$\times (\text{coef de sombras})$ es conocido como factor de corrección y será igual a 0.63 como condiciones de diseño para realizar los cálculos de éste proyecto.

Carga radiante al Sur

$$= 107.428 \times (39.88) \times (1.17) \times (0.9) \times (1.002) \times (0.9167) \\ \times (0.65) \times (\text{coef. de almacenamiento}) \dots \dots \dots (4.15)$$

$$\text{Carga radiante al Sur} = 2693.45 \times (\text{coef. de almacenamiento})$$

$$\text{Carga radiante al Este} = 452.182 \times (11.4) \times (1.17) \times (0.9) \times (1.002) \times \\ (0.9167) \times (0.65) \times (\text{coef. de almacenamiento}) \dots \dots \dots (4.16)$$

$$\text{Carga radiante al Este} = 3240.82 \times (\text{coef. de almacenamiento})$$

Ahora la carga radiante depende del factor de almacenamiento. Entonces:

- Coeficiente de almacenamiento estará en función de:

$$F (\text{hr de func. orientación, peso}).$$

El tiempo de operación del sistema será de 16 horas de acuerdo a las condiciones de diseño, entonces, usaremos la tabla 32 de Carrier e interpolaremos con el valor del peso estructural obtenido anteriormente. Con esto, la orientación y la cantidad de horas de funcionamiento de la oficina, lograremos determinar el **Coeficiente de almacenamiento** con su respectivo **peso estructural** para las aportaciones solares de vidrios.

Ahora se procederá a tabular utilizando el peso de las estructuras en Kg/m² de piso con su respectiva orientación usando la siguiente tabla:

Tabla 32. Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares a través de vidrio

FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO.
Dispositivos con elementos de sombra interiores*
Funcionamiento de 16 horas diarias. Temperatura interior constante**

ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO (***) (kg por m ² de superficie de suelo)	HORA SOLAR																				ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA										TARDE										
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21					
NE	750 y más 500 150	0,53 0,53 0,56	0,44 0,45 0,47	0,39 0,40 0,41	0,31 0,32 0,33	0,25 0,26 0,27	0,22 0,23 0,24	0,21 0,22 0,23	0,17 0,18 0,19	0,16 0,17 0,18	0,15 0,16 0,17	0,13 0,14 0,15	0,11 0,12 0,13	0,09 0,10 0,11	0,08 0,09 0,10	0,07 0,08 0,09	SE					
E	750 y más 500 150	0,47 0,48 0,49	0,53 0,54 0,55	0,60 0,61 0,62	0,64 0,65 0,66	0,68 0,69 0,70	0,70 0,71 0,72	0,71 0,72 0,73	0,72 0,73 0,74	0,73 0,74 0,75	0,74 0,75 0,76	0,75 0,76 0,77	0,76 0,77 0,78	0,77 0,78 0,79	0,78 0,79 0,80	0,79 0,80 0,81	E					
SE	750 y más 500 150	0,14 0,15 0,16	0,20 0,21 0,22	0,25 0,26 0,27	0,30 0,31 0,32	0,35 0,36 0,37	0,40 0,41 0,42	0,44 0,45 0,46	0,47 0,48 0,49	0,49 0,50 0,51	0,50 0,51 0,52	0,51 0,52 0,53	0,52 0,53 0,54	0,53 0,54 0,55	0,54 0,55 0,56	0,55 0,56 0,57	NE					
S	750 y más 500 150	0,19 0,20 0,21	0,28 0,29 0,30	0,34 0,35 0,36	0,40 0,41 0,42	0,46 0,47 0,48	0,51 0,52 0,53	0,55 0,56 0,57	0,58 0,59 0,60	0,60 0,61 0,62	0,61 0,62 0,63	0,62 0,63 0,64	0,63 0,64 0,65	0,64 0,65 0,66	0,65 0,66 0,67	0,66 0,67 0,68	N					
SO	750 y más 500 150	0,22 0,23 0,24	0,31 0,32 0,33	0,38 0,39 0,40	0,44 0,45 0,46	0,50 0,51 0,52	0,55 0,56 0,57	0,60 0,61 0,62	0,64 0,65 0,66	0,67 0,68 0,69	0,69 0,70 0,71	0,70 0,71 0,72	0,71 0,72 0,73	0,72 0,73 0,74	0,73 0,74 0,75	0,74 0,75 0,76	NO					
O	750 y más 500 150	0,22 0,23 0,24	0,31 0,32 0,33	0,38 0,39 0,40	0,44 0,45 0,46	0,50 0,51 0,52	0,55 0,56 0,57	0,60 0,61 0,62	0,64 0,65 0,66	0,67 0,68 0,69	0,69 0,70 0,71	0,70 0,71 0,72	0,71 0,72 0,73	0,72 0,73 0,74	0,73 0,74 0,75	0,74 0,75 0,76	O					
NO	750 y más 500 150	0,21 0,22 0,23	0,30 0,31 0,32	0,37 0,38 0,39	0,43 0,44 0,45	0,49 0,50 0,51	0,54 0,55 0,56	0,58 0,59 0,60	0,61 0,62 0,63	0,63 0,64 0,65	0,64 0,65 0,66	0,65 0,66 0,67	0,66 0,67 0,68	0,67 0,68 0,69	0,68 0,69 0,70	0,69 0,70 0,71	SO					
N y sombra	750 y más 500 150	0,33 0,34 0,35	0,38 0,39 0,40	0,45 0,46 0,47	0,51 0,52 0,53	0,56 0,57 0,58	0,60 0,61 0,62	0,63 0,64 0,65	0,65 0,66 0,67	0,66 0,67 0,68	0,67 0,68 0,69	0,68 0,69 0,70	0,69 0,70 0,71	0,70 0,71 0,72	0,71 0,72 0,73	0,72 0,73 0,74	S y sombra					

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

Tabulando con el peso de la estructura: $P_{estructura} = 727.2 \frac{kg}{m^2 \text{ de piso}}$

Tabla 33. Coeficientes de corrección a través de vidrios para la orientación sur y este

Orientación (Latitud Norte)	PESO (Kg por m2 de superficie de suelo)	HORA SOLAR																				Orientación (Latitud Sur)			
		MAÑANA										TARDE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21								
NORTE Y SOMBRA	750 y más	0,23	0,58	0,75	0,79	0,8	0,8	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	SUR Y SOMBRA
	727.2	0,233	0,562	0,747	0,788	0,803	0,803	0,813	0,825	0,833	0,845	0,863	0,873	0,883	0,892	0,348	0,307								
	600	0,25	0,46	0,73	0,78	0,82	0,82	0,83	0,85	0,85	0,87	0,88	0,89	0,9	0,4	0,34	0,29								
	150	0,07	0,22	0,69	0,8	0,86	0,93	0,94	0,97	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,35	0,23	0,16								
ESTE	750 y más	0,47	0,63	0,68	0,64	0,54	0,38	0,27	0,25	0,2	0,18	0,17	0,15	0,12	0,1	0,09	0,08								ESTE
	727.2	0,469	0,630	0,682	0,643	0,542	0,380	0,270	0,249	0,200	0,180	0,169	0,149	0,120	0,099	0,089	0,079								
	500	0,46	0,63	0,7	0,67	0,56	0,38	0,27	0,24	0,2	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07								
	150	0,47	0,71	0,8	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02								

Nota: Extraído de la tabla 32

Ahora, de las ecuaciones de la carga radiante que obtuvimos para las orientaciones Sur y Este:

$$\text{Carga radiante al Sur} = 2693.45 \times (\text{coef. de almacenamiento})$$

$$\text{Carga radiante al Este} = 3240.82 \times (\text{coef. de almacenamiento})$$

Reemplazaremos los coeficientes de almacenamiento según las tabulaciones que se han realizado:

Tabla 34. Ganancia de calor por radiación solar a través de los vidrios en la orientación sur

HORA	ORIENTACIÓN SUR	
	Factor de Almacenamiento	CALOR POR RADIACIÓN (Kcal/h)
1	0	0.00 Kcal/h
2	0	0.00 Kcal/h
3	0	0.00 Kcal/h
4	0	0.00 Kcal/h
5	0	0.00 Kcal/h
6	0.233	627.68 Kcal/h
7	0.562	1,513.07 Kcal/h
8	0.747	2,011.90 Kcal/h
9	0.788	2,123.73 Kcal/h
10	0.803	2,162.95 Kcal/h
11	0.803	2,162.95 Kcal/h
12	0.813	2,189.88 Kcal/h
13	0.825	2,220.91 Kcal/h
14	0.833	2,243.75 Kcal/h
15	0.845	2,274.78 Kcal/h
16	0.863	2,324.56 Kcal/h
17	0.873	2,351.49 Kcal/h
18	0.883	2,378.42 Kcal/h
19	0.392	1,054.54 Kcal/h
20	0.348	938.61 Kcal/h
21	0.307	826.78 Kcal/h
22	0	0.00 Kcal/h
23	0	0.00 Kcal/h
24	0	0.00 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos en la ganancia de calor por radiación en vidrios

Tabla 35. Ganancia de calor por radiación solar a través de los vidrios en la orientación este

HORA	ORIENTACIÓN ESTE	
	Factor de Almacenamiento	CALOR POR RADIACIÓN (Kcal/h)
1	0	0.00 Kcal/h
2	0	0.00 Kcal/h
3	0	0.00 Kcal/h
4	0	0.00 Kcal/h
5	0	0.00 Kcal/h
6	0.469	1,520.23 Kcal/h
7	0.630	2,041.72 Kcal/h
8	0.682	2,209.67 Kcal/h
9	0.643	2,082.99 Kcal/h
10	0.542	1,755.95 Kcal/h
11	0.380	1,231.51 Kcal/h
12	0.270	875.02 Kcal/h
13	0.249	807.25 Kcal/h
14	0.200	648.16 Kcal/h
15	0.180	583.35 Kcal/h
16	0.169	547.98 Kcal/h
17	0.149	483.17 Kcal/h
18	0.120	388.90 Kcal/h
19	0.099	321.13 Kcal/h
20	0.089	288.72 Kcal/h
21	0.079	256.31 Kcal/h
22	0	0.00 Kcal/h
23	0	0.00 Kcal/h
24	0	0.00 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos en la ganancia de calor por radiación en vidrios

◆ **Cálculo del flujo de calor a través de los muros:**

Para el cálculo de éste flujo de calor se analizarán los muros que estén expuestos al exterior del edificio. En éste caso sólo analizaremos la orientación Norte, Este y Sur por la exposición de los muros al exterior.

❖ **Cálculo para la orientación Norte, Este y Sur:**

Para éste punto utilizaremos las siguientes ecuaciones que corresponden al cálculo del flujo de calor por radiación en paredes exteriores soleadas:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{equiv} \dots \dots \dots (4.17)$$

Además:

$$\Delta T_{\text{equiv}} = a + \Delta T_{\text{es}} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta T_{\text{em}} - \Delta T_{\text{es}}) \dots \dots \dots (4.18)$$

$$\Delta T_{\text{equiv}} = a + (X_1 \times \Delta T_{\text{es}}) + (X_2 \times \Delta T_{\text{em}}) \dots \dots \dots (4.19)$$

Donde:

$$X_2 = \frac{b \times R_s}{R_m} \quad \text{y} \quad X_1 = 1 - X_2 \dots \dots \dots (4.20)$$

- ❖ $b =$ Coeficiente de color de las paredes = 0.78
- ❖ $R_s =$ (Max. aportación solar según su orientación) \times (Fact Atm) \times (Fact de altitud) \times (Fac. Punto de rocío)
- ❖ $R_m =$ De la tabla 36 y a 40° latitud norte, en el mes de julio y su orientación correspondiente. (Metodología de Carrier)
- ❖ Coeficiente de atmosfera = 0.9, obtenido de Parámetros de diseño.
- ❖ Valor por altitud. = $1 + \left(\frac{0.7}{100}\right) \times \left(\frac{100}{300}\right) = 1.002$
- ❖ Valor de punto de rocío para 30° y 80% Hr corresponde un valor de: 26.164 °C. Entonces reemplazamos valores:
- ❖ Coeficiente de punto de rocío = $1 + \left(\frac{5}{100}\right) \times \left(\frac{19.5 - t_{pr}}{4}\right) = 0.9167$

Reemplazando:

- $R_s \text{ Norte} = (40.66)(0.9)(1.002)(0.9167) = 33.61$
- $R_s \text{ Este} = (452.182)(0.9)(1.002)(0.9167) = 373.81$
- $R_s \text{ Sur} = (107.428)(0.9)(1.002)(0.9167) = 88.81$
- $b = 0.78$ Valor obtenido de parametros de diseño

Reemplazamos valores para X_2 y X_1 para el Norte:

$$X_2 = \frac{0.78 \times 33.61}{R_m \text{ dependiendo su orientación}} = \frac{26.22}{R_m \text{ dependiendo su orientación}}$$

$$X_1 = 1 - \frac{26.22}{R_m \text{ dependiendo su orientación}}$$

Reemplazamos valores para X_2 y X_1 para el Este:

$$X_2 = \frac{0.78 \times 373.81}{R_m \text{ dependiendo su orientación}} = \frac{291.57}{R_m \text{ dependiendo su orientación}}$$

$$X_1 = 1 - \frac{291.57}{R_m \text{ dependiendo su orientación}}$$

Reemplazamos valores para X_2 y X_1 para el Sur:

$$X_2 = \frac{0.78 \times 88.81}{R_m \text{ dependiendo su orientación}} = \frac{69.27}{R_m \text{ dependiendo su orientación}}$$

$$X_1 = 1 - \frac{69.27}{R_m \text{ dependiendo su orientación}}$$

Utilizando la siguiente tabla 36 obtenemos el valor de R_m aplicando la metodología de Carrier a 40° latitud norte, en el mes de julio y su orientación en este caso Norte.

Tabla 36. Máxima insolación en el mes de Julio a 40° latitud norte a través de una pared

Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Horiz.	Mes	Latitud Sur
		N +	NE	E	SE	S	SO	O	NO				
0°	Junio	160	423	423	113	38	113	398	423	612	Diciembre	0°	
	Julio y Mayo	130	414	414	141	38	141	412	414	632	Nov. y Enero		
	Agosto y Abril	67	382	382	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero		
	Sept. y Marzo	27	320	320	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo		
	Oct. y Febrero	27	214	214	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril		
	Nov. Enero	27	141	141	414	181	414	412	141	632	Julio y Mayo		
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre	10°	
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669	Nov. y Enero		
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero		
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669	Sept. y Marzo		
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril		
	Nov. Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569	Julio y Mayo		
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	20°	
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero		
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669	Oct. y Febrero		
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo		
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril		
	Nov. Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo		
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	30°	
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667	Nov. y Enero		
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637	Oct. y Febrero		
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo		
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril		
	Nov. Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo		
40°	Junio	45	360	439	301	145	301	439	360	642	Diciembre	40°	
	Julio y Mayo	40	344	444	338	187	338	444	344	651	Nov. y Enero		
	Agosto y Abril	28	276	439	395	265	395	439	276	590	Oct. y Febrero		
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo		
	Oct. y Febrero	19	94	380	442	489	442	380	94	349	Agosto y Abril		
	Nov. Enero	18	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo		
50°	Junio	49	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre	50°	
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero		
	Agosto y Abril	28	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero		
	Sept. y Marzo	24	157	374	442	468	442	374	157	401	Sept. y Marzo		
	Oct. y Febrero	19	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril		
	Nov. Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo		
		8	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.			

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

Reemplazando: $R_m Norte = 187$; $R_m Este = 444$; $R_m Sur = 40$

$$X_2 Norte = \frac{26.22}{187} = 0.14; X_2 Este = \frac{291.57}{444} = 0.657; X_2 Sur = \frac{69.27}{40} = 1.73$$

$$X_1 Norte = 1 - 0.14 = 0.86$$

$$X_1 Este = 1 - 0.657 = 0.343$$

$$X_1 Sur = 1 - 1.73 = -0.73$$

Además:

❖ Factor de corrección “a”, realizando uso de la tabla 37, datos de entrada:

- Temperatura a las 15 horas = Temperatura exterior = 30 °C, de parámetros de diseño.

$$\Delta T = Temp. Ext 3:00 pm - Temp. interior Sala = 30°C - 22°C = 8°C$$

- Temperatura Exterior:

$$\Delta T 24 horas = 8°C, \text{ valor de parámetros de diseño}$$

Entrando a la tabla 37, obtenemos:

- $\Delta T 24 horas = 8°C$;
- $\Delta T = 8°C$

Tabla 37. Corrección de las diferencias equivalente de temperatura

CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)																					
temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																				
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22			
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8			
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8			
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8			
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8			
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6			
2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7			
4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7			
6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8			
8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8			
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	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9			
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	-1.8			
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	0.2			
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	2.2			
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	4.2			
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	6.2			
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3			

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

Entonces de la tabla N° 37, tenemos:

$$a = 1.2$$

Reemplazando todos estos resultados en la ecuación 4.21.

$$\Delta T_{equiv} = a + (X_1 \times \Delta T_{es}) + (X_2 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (4.21)$$

$$\Delta T_{equivNorte} = 1.2 + (0.86 \times \Delta T_{es}) + (0.14 \times \Delta T_{em})$$

$$\Delta T_{equivEste} = 1.2 + (0.343 \times \Delta T_{es}) + (0.657 \times \Delta T_{em})$$

$$\Delta T_{equivSur} = 1.2 + (-0.73 \times \Delta T_{es}) + (1.73 \times \Delta T_{em})$$

Para determinar los valores de ΔT_{es} y ΔT_{em} utilizaremos la tabla 38 y dependerá de la orientación geográfica donde se realizarán los cálculos y se determinará interpolando con el peso del muro con su respectiva orientación.

Tabla 38. Diferencia equivalente de temperatura (°C) para muros soleados o en sombra

ORIENTACIÓN NORTE	PESO DEL MURO (Kg/m ²)	HORA SOLAR																				ORIENTACIÓN SUR				
		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	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	SE	
	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
	445.44	1.463	0.936	1.300	2.364	5.228	7.328	9.500	8.300	7.173	6.536	5.827	6.400	7.000	6.836	6.700	6.100	5.500	4.836	4.100	3.436	2.700	2.536	2.036		1.900
E	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	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	2.8	E	
	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	4.4	3.9	3.9		
	100	0.5	9.4	16.7	18.3	20	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
SE	300	0.5	0.5	0	11.7	16.7	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	0	NE
	445.44	1.900	1.900	2.400	6.391	10.228	12.764	14.364	13.000	11.800	10.036	9.100	8.436	7.800	7.636	7.500	6.900	6.373	5.636	4.763	4.236	3.663	2.972	2.972	2.400	
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10	8.9	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5	4.4	3.9	3.9	3.3		
S	700	6.1	5.5	5.5	5	4.4	5	5.5	8.3	10	10.6	10	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	N
	100	5.5	3.3	7.2	10.6	14.4	15	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	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	
SO	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10	10.6	10	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.5	5	5	4.4	4.4	3.9	NO
	700	5	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	6.1	7.8	8.3	8.9	10	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	4.4	5	
	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15	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	
O	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	O
	445.44	1.463	1.136	0.200	0.336	0.500	2.300	3.428	6.228	8.500	9.828	10.400	10.764	10.300	8.300	7.500	5.936	5.200	4.536	3.800	3.500	2.972	2.536	2.400	1.900	
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	8.9	10	10	8.3	7.8	6.1	5.5	5	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	
NO	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	5.2	3.9	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5	5	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	-0.5	-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	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3	2.8	2.2	2.2	1.7	1.7	
O	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	5	4.4	3.9	O
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5	5.5	8.3	10	10.6	11.1	7.2	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	
	100	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25	26.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5	
NO	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	15.6	8.9	5.5	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	SO
	500	6.7	6.1	5.5	5	4.4	4.4	4.4	5	5.5	5.5	6.1	6.7	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10	8.9	8.3	7.2		
	700	-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	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	
N (En la sombra)	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	S (En la sombra)
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.8	3.3	5	6.7	9.4	11.1	11.7	12.2	7.8	4.4	3.9	3.9	3.3	3.3	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	5.5	7.8	10	10.6	11.1	8.9	7.2	6.1	5.5	5	
	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	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	0.5	1.1		
	445.44	-0.100	-0.100	-0.600	-0.464	-0.300	-0.136	0.000	0.827	1.700	2.437	3.100	3.700	3.864	3.864	5.027	4.336	3.600	2.936	2.200	1.536	1.373	0.800	0.664	0.064	
	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																								

Fuente: Manual de aire acondicionado Carrier

Luego:

- ❖ $U = 1.736 \frac{Kcal}{h \times m^2 \times ^\circ C}$
- ❖ Área del muro Norte= $15.34 \times 3 = 46.02 \text{ m}^2$.
- Área del muro Norte= $11.4 \times 0.4 = 4.56 \text{ m}^2$.
- Área del muro Norte= $15.34 \times 0.4 = 6.14 \text{ m}^2$.

Con éstos valor se determinará el calor por radiación entregado por los muros a distintas horas del día.

Entonces:

Utilizando el peso de los muros exteriores de 445.44 Kg/m^2 , la tabla 18 para el coeficiente global de transferencia y la tabla 38 para poder hallar los valores de ΔT_{es} y ΔT_{em} obtendremos los siguientes valores siendo reemplazados en la siguiente formula.

$$\Delta T_{equivNorte} = 1.2 + (0.86 \times \Delta T_{es}) + (0.14 \times \Delta T_{em})$$

$$\Delta T_{equivEste} = 1.2 + (0.343 \times \Delta T_{es}) + (0.657 \times \Delta T_{em})$$

$$\Delta T_{equivSur} = 1.2 + (-0.73 \times \Delta T_{es}) + (1.73 \times \Delta T_{em})$$

Luego utilizaremos la siguiente ecuación para calcular el calor por radiación en los muros

$$Q = U \times A \times \Delta T_{equiv} \dots \dots \dots (4.22)$$

Aplicaremos éste proceso para cada ambiente obteniendo el calor por radiación a cada hora del día:

Tabla 39. Ganancia de calor por radiación solar a través de los muros en la orientación norte

HORA	ORIENTACIÓN NORTE					
	U (coeficiente global de transferencia)	ÁREA	Δt_{em}	Δt_{es}	$\Delta t_{equivalente}$	CALOR POR RADIACIÓN (Kcal/h)
1	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	3.500	1.536	3.01 °C	240.57 Kcal/h
2	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	2.972	1.373	2.80 °C	223.42 Kcal/h
3	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	2.536	0.800	2.24 °C	179.19 Kcal/h
4	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	2.400	0.664	2.11 °C	168.30 Kcal/h
5	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	1.900	0.064	1.52 °C	121.48 Kcal/h
6	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	1.463	-0.100	1.32 °C	105.36 Kcal/h
7	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	1.136	-0.100	1.27 °C	101.69 Kcal/h
8	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	0.200	-0.600	0.71 °C	56.87 Kcal/h
9	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	0.336	-0.464	0.85 °C	67.77 Kcal/h
10	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	0.500	-0.300	1.01 °C	80.84 Kcal/h
11	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	2.300	-0.136	1.40 °C	112.22 Kcal/h
12	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	3.428	0.000	1.68 °C	134.21 Kcal/h
13	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	6.228	0.827	2.78 °C	222.37 Kcal/h
14	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	8.500	1.700	3.85 °C	307.76 Kcal/h
15	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	10.400	3.100	5.32 °C	425.20 Kcal/h
16	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	9.828	2.437	4.67 °C	373.19 Kcal/h
17	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	10.764	3.700	5.89 °C	470.49 Kcal/h
18	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	10.300	3.864	5.96 °C	476.55 Kcal/h
19	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	8.300	3.864	5.68 °C	454.18 Kcal/h
20	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	7.500	5.027	6.57 °C	525.17 Kcal/h
21	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	5.936	4.336	5.76 °C	460.21 Kcal/h
22	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	5.200	3.600	5.02 °C	401.38 Kcal/h
23	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	4.536	2.936	4.36 °C	348.35 Kcal/h
24	1.736 Kg/hxm2	46.02 m2	3.800	2.200	3.62 °C	289.52 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos en la ganancia de calor por radiación en muros

Tabla 40. Ganancia de calor por radiación solar a través de los muros en la orientación este

HORA	ORIENTACIÓN ESTE					
	U (coeficiente global de transferencia)	ÁREA	Δt_{em}	Δt_{es}	$\Delta t_{equivalente}$	CALOR POR RADIACIÓN (Kcal/h)
1	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	4.236	1.536	4.51 °C	35.70 Kcal/h
2	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	3.663	1.373	4.08 °C	32.28 Kcal/h
3	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	2.972	0.800	3.43 °C	27.13 Kcal/h
4	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	2.972	0.664	3.38 °C	26.76 Kcal/h
5	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	2.400	0.064	2.80 °C	22.15 Kcal/h
6	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	1.900	-0.100	2.41 °C	19.11 Kcal/h
7	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	1.900	-0.100	2.41 °C	19.11 Kcal/h
8	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	2.400	-0.600	2.57 °C	20.35 Kcal/h
9	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	6.391	-0.464	5.24 °C	41.48 Kcal/h
10	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	10.228	-0.300	7.82 °C	61.88 Kcal/h
11	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	12.764	-0.136	9.54 °C	75.51 Kcal/h
12	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	14.364	0.000	10.64 °C	84.20 Kcal/h
13	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	13.000	0.827	10.02 °C	79.36 Kcal/h
14	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	11.800	1.700	9.54 °C	75.48 Kcal/h
15	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	10.036	2.437	8.63 °C	68.31 Kcal/h
16	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	9.100	3.100	8.24 °C	65.24 Kcal/h
17	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	8.436	3.700	8.01 °C	63.42 Kcal/h
18	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	7.800	3.864	7.65 °C	60.56 Kcal/h
19	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	7.636	3.864	7.54 °C	59.71 Kcal/h
20	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	7.500	5.027	7.85 °C	62.16 Kcal/h
21	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	6.900	4.336	7.22 °C	57.16 Kcal/h
22	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	6.373	3.600	6.62 °C	52.42 Kcal/h
23	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	5.636	2.936	5.91 °C	46.79 Kcal/h
24	1.74 Kg/hxm2	4.56 m2	4.763	2.200	5.08 °C	40.25 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos en la ganancia de calor por radiación en muros

Tabla 41. Ganancia de calor por radiación a través de los muros en la orientación sur

HORA	ORIENTACIÓN SUR					
	U (coeficiente global de transferencia)	ÁREA	Δt_{em}	Δt_{es}	$\Delta t_{equivalente}$	CALOR POR RADIACIÓN (Kcal/h)
1	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	1.536	1.536	2.74 °C	29.15 Kcal/h
2	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	1.373	1.373	2.57 °C	27.40 Kcal/h
3	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	0.800	0.800	2.00 °C	21.30 Kcal/h
4	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	0.664	0.664	1.86 °C	19.85 Kcal/h
5	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	0.064	0.064	1.26 °C	13.46 Kcal/h
6	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	-0.100	-0.100	1.10 °C	11.72 Kcal/h
7	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	-0.100	-0.100	1.10 °C	11.72 Kcal/h
8	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	-0.600	-0.600	0.60 °C	6.39 Kcal/h
9	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	-0.464	-0.464	0.74 °C	7.84 Kcal/h
10	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	-0.300	-0.300	0.90 °C	9.59 Kcal/h
11	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	-0.136	-0.136	1.06 °C	11.33 Kcal/h
12	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	0.000	0.000	1.20 °C	12.78 Kcal/h
13	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	0.827	0.827	2.03 °C	21.60 Kcal/h
14	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	1.700	1.700	2.90 °C	30.89 Kcal/h
15	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	2.437	2.437	3.64 °C	38.74 Kcal/h
16	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	3.100	3.100	4.30 °C	45.81 Kcal/h
17	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	3.700	3.700	4.90 °C	52.20 Kcal/h
18	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	3.864	3.864	5.06 °C	53.94 Kcal/h
19	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	3.864	3.864	5.06 °C	53.94 Kcal/h
20	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	5.027	5.027	6.23 °C	66.34 Kcal/h
21	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	4.336	4.336	5.54 °C	58.98 Kcal/h
22	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	3.600	3.600	4.80 °C	51.13 Kcal/h
23	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	2.936	2.936	4.14 °C	44.06 Kcal/h
24	1.74 Kg/hxm2	6.14 m2	2.200	2.200	3.40 °C	36.22 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos en la ganancia de calor por radiación en muros

❖ **Cálculo de flujo radiante a través del techo:**

Para éste punto utilizaremos las siguientes ecuaciones que corresponden al cálculo del flujo de calor por radiación en paredes exteriores soleadas:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{equiv} \dots \dots \dots (4.23)$$

Además:

$$\Delta T_{equiv} = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \dots \dots \dots (4.24)$$

$$\Delta T_{equiv} = a + (X_1 \times \Delta T_{es}) + (X_2 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (4.25)$$

Donde:

$$X_2 = \frac{b \times R_s}{R_m} \quad y \quad X_1 = 1 - X_2 \dots \dots \dots (4.26)$$

- ❖ $b =$ Coeficiente de color de las paredes $= 0.78$
 - ❖ $R_s =$ (Max. aportación solar según su orientación) \times (Fact Atm) \times (Fact de altitud) \times (Fac. Punto de rocío)
 - ❖ $R_m =$ De la tabla 36 y a 40° latitud norte, en el mes de julio y su orientación correspondiente. (Metodología de Carrier)
 - ❖ Coeficiente de atmosfera $= 0.9$, obtenido de Parámetros de diseño.
 - ❖ Valor por altitud. $= 1 + \left(\frac{0.7}{100}\right) \times \left(\frac{100}{300}\right) = 1.002$
 - ❖ Valor de punto de rocío para 30° y $80\% Hr$ corresponde un valor de: $26.164^\circ C$. Entonces reemplazamos valores:
 - ❖ Coeficiente de punto de rocío $= 1 + \left(\frac{5}{100}\right) \times \left(\frac{19.5 - t_{pr}}{4}\right) = 0.9167$
- Reemplazando:

$$R_s = (709.196)(0.9)(1.002)(0.9167) = 586.28$$

$$b = 0.78 \text{ Valor obtenido de parametros de diseño}$$

Reemplazamos valores para X_2 y X_1

$$X_2 = \frac{0.78 \times 586.28}{R_m \text{ dependiendo su orientación}} = \frac{457.3}{R_m \text{ dependiendo su orientación}}$$

$$X_1 = 1 - \frac{457.3}{R_m \text{ dependiendo su orientación}}$$

Utilizando la tabla 42 obtenemos el valor de R_m aplicando la metodología de Carrier a 40° latitud norte, en el mes de julio y su orientación en este caso Norte.

Tabla 42. Máxima insolación en el mes de Julio a 40° latitud norte a través del techo

Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Mes	Latitud Sur
		N **	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	423	113	38	113	398	423	612	Diciembre	0°
	Julio y Mayo	130	414	414	141	38	141	412	414	632	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	67	382	382	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	320	320	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	214	214	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	27	141	141	414	181	414	412	141	632	Julio y Mayo	
Diciembre	27	113	113	423	222	423	398	113	612	Junio		
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569	Julio y Mayo	
Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547	Junio		
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo	
Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461	Junio		
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo	
Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355	Junio		
40°	Junio	45	350	439	301	145	301	439	350	642	Diciembre	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	259	187	259	444	344	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	395	439	276	620	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	389	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo	
Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230	Junio		
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo	
Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	118	Junio		
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.		
ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)												

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

Reemplazando: $R_m = 631$

$$X_2 = \frac{457.3}{631} = 0.725$$

$$X_1 = 1 - 0.725 = 0.275$$

Además:

- ❖ Factor de corrección “a”, realizando uso de la tabla 43, datos de entrada:
 - Temperatura a las 15 horas = Temperatura exterior = 30 °C, de parámetros de diseño.

$$\Delta T = \text{Temp. Ext } 3:00 \text{ pm} - \text{Temp. interior Sala} = 30^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C} = 8^\circ\text{C}$$

- Temperatura Exterior:

$$\Delta T_{24 \text{ horas}} = 8^\circ C, \text{ valor de parámetros de diseño}$$

Entrando a la tabla 43, obtenemos:

- $\Delta T_{24 \text{ horas}} = 8^\circ C$;
- $\Delta T = 8^\circ C$

Tabla 43. Corrección de las diferencias equivalente de temperatura

CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)																						
temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																					
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8				
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8				
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8				
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8				
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6				
2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7				
4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7				
6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8				
8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8				
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	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9				
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	-1.8				
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	0.2				
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	2.2				
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	4.2				
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	6.2				
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3				

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

Entonces de la tabla 43, tenemos:

$$a = 1.2$$

Reemplazando todos estos resultados en la ecuación 4.28.

$$\Delta T_{equiv} = a + (X_1 \times \Delta T_{es}) + (X_2 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (4.27)$$

$$\Delta T_{equiv} = 1.2 + (0.275 \times \Delta T_{es}) + (0.725 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (4.28)$$

Para determinar los valores de ΔT_{es} y ΔT_{em} utilizaremos la tabla 44 y dependerá de la orientación geográfica donde se realizarán los cálculos y se determinará interpolando con el peso del muro con su respectiva orientación.

Tabla 44. Diferencia equivalente de la temperatura (°C) para techo soleado o en sombra

CONDICIONES	PESO DEL TECHO (kg/m ²)	HORA SOLAR																																																																																																
		MAÑANA												TARDE																																																																																				
		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	2,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24																																																								
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,6	8,9	12,8	16,7	20,9	22,8	23,9	22,9	22,2	18,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1	1	2	3	4	5																																																																				
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	6,3	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	5,0	3,3	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24																																																						
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,3	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1	2	3	4	5																																																																					
400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,7	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,5	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8	3	4	5																																																																							
Cubierto de agua	100	2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	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	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24																																																													
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,1	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	16	17	18	19	20	21	22	23	24																																																																
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	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	19	20	21	22	23	24																																																																			
Reciado	100	2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	21	22	23	24																																																																						
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	-0,5	-0,5	-0,5	24																																																																									
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,9	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	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99
(en la sombra)	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,0	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124																																																	
	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	125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150																																															
300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	151	152	153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180	181	182	183	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199	200																								

Nota: Manual de aire acondicionado Carrier

Observamos que en este caso el peso del techo 538.24 Kg/m² de pared es superior a 400 y 300 para hallar ΔT_{em} y ΔT_{es} respectivamente, en tal sentido tomamos los valores extremos, calculando de esta forma estaremos por el lado positivo del cálculo.

Luego:

$$\diamond U = 1.736 \frac{Kcal}{h \times m^2 \times ^\circ C}$$

$$\diamond \text{Área del muro} = 174 \text{ m}^2.$$

Con éstos valor se determinará el calor por radiación entregado por los muros a distintas horas del día.

Entonces:

Utilizando el peso del techo de 538.24 Kg/m², la tabla 18 para el coeficiente global de transferencia y la tabla 44 para poder hallar los valores de ΔT_{es} y ΔT_{em} obtendremos los siguientes valores siendo reemplazados en la siguiente formula.

$$\Delta T_{equiv} = 1.2 + (0.275 \times \Delta T_{es}) + (0.725 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (4.29)$$

Luego utilizaremos la siguiente ecuación para calcular el calor por radiación en los muros

$$Q = U \times A \times \Delta T_{equiv} \dots \dots \dots (4.30)$$

Aplicaremos éste proceso para cada ambiente obteniendo el calor por radiación a cada hora del día:

Tabla 45. Ganancia de calor por radiación solar a través del techo

HORA	TECHO					CALOR POR RADIACIÓN (Kcal/h)
	U (coeficiente global de transferencia)	ÁREA	Δt_{em}	Δt_{es}	$\Delta t_{equivalente}$	
1	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	10.000	-0.500	8.31 °C	2,510.91 Kcal/h
2	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	7.800	-1.100	6.55 °C	1,979.27 Kcal/h
3	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	7.200	-1.700	5.95 °C	1,798.04 Kcal/h
4	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	6.700	-1.700	5.59 °C	1,688.54 Kcal/h
5	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	6.100	-1.100	5.32 °C	1,606.98 Kcal/h
6	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	6.100	-1.100	5.32 °C	1,606.98 Kcal/h
7	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	6.700	-1.100	5.76 °C	1,738.38 Kcal/h
8	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	7.200	0.500	6.56 °C	1,980.78 Kcal/h
9	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	8.900	0.000	7.65 °C	2,311.54 Kcal/h
10	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	12.200	1.100	10.35 °C	3,125.61 Kcal/h
11	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	14.400	2.200	12.25 °C	3,698.77 Kcal/h
12	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	15.600	3.300	13.42 °C	4,052.94 Kcal/h
13	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	17.800	4.400	15.32 °C	4,626.11 Kcal/h
14	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	19.400	5.000	16.64 °C	5,026.34 Kcal/h
15	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	20.600	5.500	17.65 °C	5,330.67 Kcal/h
16	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	20.600	5.500	17.65 °C	5,330.67 Kcal/h
17	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	19.400	5.500	16.78 °C	5,067.88 Kcal/h
18	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	18.900	5.000	16.28 °C	4,916.85 Kcal/h
19	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	18.900	4.400	16.11 °C	4,867.01 Kcal/h
20	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	17.800	3.300	15.01 °C	4,534.74 Kcal/h
21	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	16.700	2.200	13.91 °C	4,202.47 Kcal/h
22	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	15.000	1.100	12.38 °C	3,738.80 Kcal/h
23	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	12.800	0.500	10.62 °C	3,207.16 Kcal/h
24	1.736 Kg/hxm2	174.00 m2	11.100	0.000	9.25 °C	2,793.34 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos en la ganancia de calor por radiación en el techo

- ❖ Por último, determinaremos en un cuadro resumen la hora de mayor aportación solar según la posición geográfica del edificio.

Tabla 46. Ganancia de calor por radiación en su hora de mayor aportación en el día.

HORA	HORA DE MAYOR APORTACIÓN SOLAR						TOTAL CALOR POR RADIACIÓN (Kcal/h)
	VENTANA ORIENTACIÓN SUR (Kcal/h)	VENTANA ORIENTACIÓN N ESTE (Kcal/h)	MURO ORIENTACIÓN NORTE (Kcal/h)	MURO ORIENTACIÓN ESTE (Kcal/h)	MURO ORIENTACIÓN SUR (Kcal/h)	TECHO (Kcal/h)	
1	0.00	0.00	240.57	35.70	29.15	2,510.91	2,816.33 Kcal/h
2	0.00	0.00	223.42	32.28	27.40	1,979.27	2,262.37 Kcal/h
3	0.00	0.00	179.19	27.13	21.30	1,798.04	2,025.66 Kcal/h
4	0.00	0.00	168.30	26.76	19.85	1,688.54	1,903.45 Kcal/h
5	0.00	0.00	121.48	22.15	13.46	1,606.98	1,764.07 Kcal/h
6	627.68	1,520.23	105.36	19.11	11.72	1,606.98	3,891.08 Kcal/h
7	1,513.07	2,041.72	101.69	19.11	11.72	1,738.38	5,425.69 Kcal/h
8	2,011.90	2,209.67	58.87	20.35	6.39	1,980.78	6,287.96 Kcal/h
9	2,123.73	2,082.99	67.77	41.48	7.84	2,311.54	6,635.35 Kcal/h
10	2,162.95	1,755.95	80.84	61.88	9.59	3,125.61	7,196.82 Kcal/h
11	2,162.95	1,231.51	112.22	75.51	11.33	3,698.77	7,292.29 Kcal/h
12	2,189.88	875.02	134.21	84.20	12.78	4,052.94	7,349.03 Kcal/h
13	2,220.91	807.25	222.37	79.36	21.60	4,626.11	7,977.60 Kcal/h
14	2,243.75	648.16	307.76	75.48	30.89	5,026.34	8,332.38 Kcal/h
15	2,274.78	583.35	425.20	68.31	38.74	5,330.67	8,721.05 Kcal/h
16	2,324.56	547.98	373.19	65.24	45.81	5,330.67	8,687.45 Kcal/h
17	2,351.49	483.17	470.49	63.42	52.20	5,067.88	8,488.65 Kcal/h
18	2,378.42	388.90	476.55	60.56	53.94	4,916.85	8,275.22 Kcal/h
19	1,054.54	321.13	454.18	59.71	53.94	4,867.01	6,810.51 Kcal/h
20	938.61	288.72	525.17	62.16	66.34	4,534.74	6,415.74 Kcal/h
21	826.78	256.31	460.21	57.16	58.98	4,202.47	5,861.91 Kcal/h
22	0.00	0.00	401.38	52.42	51.13	3,738.80	4,243.73 Kcal/h
23	0.00	0.00	348.35	46.79	44.06	3,207.16	3,646.36 Kcal/h
24	0.00	0.00	289.52	40.25	36.22	2,793.34	3,159.33 Kcal/h

Nota: Resumen de cálculos de ganancia de calor en su hora de mayor aportación en el día

En conclusión, la hora de mayor aportación solar para el edificio ocurre a las 15 horas.

Ademas sabemos que el factor de calor sensible (FCS) es:

$$FCS = \frac{Q_{sensible}}{Q_{total}} \dots \dots \dots (4.31)$$

A continuación, se realizará un cuadro resumen de las cargas térmicas expresadas en calor sensible y calor latente para el piso 11 del edificio de oficina Globoterraqueo.

Tabla 47. Resumen de las cargas térmicas para el piso 11

CUADRO DE RESUMEN DE LAS CARGAS TÉRMICAS PARA EL PISO 11 DEL EDIFICIO GLOBOTERRAQUEO									
CALOR OTORGADO POR LAS PERSONAS									
NUMERO DE PERSONAS		CALOR SENSIBLE POR PERSONA			CALOR LATENTE POR PERSONA			Calor Sensible Kcal/h	Calor Latente Kcal/h
20.00 Personas		71.00 Kcal/h			42.00 Kcal/h			1,420.00	840.00
CALOR OTORGADO POR LA ILUMINACIÓN									
ÁREA (m2)		FACTOR DE POTENCIA POR ILUMINACIÓN						Calor Sensible Kcal/h	Calor Latente Kcal/h
174.00		16.00 W/m2						2,394.24	-
CALOR DEBIDO A EQUIPOS									
ÁREA (m2)	COMPUTADORAS Kcal/h		FACTOR DE POTENCIA POR ILUMINACIÓN					Calor Sensible Kcal/h	Calor Latente Kcal/h
174.00	10,610.69		30.00 W/m2					15,099.89	-
DESCRIPCIÓN	ORIENTACIÓN O POSICIÓN DEL MURO	ÁREA (m2)	"U" COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR Kcal/hxm2x°C	ΔT ó ΔT _{equivalente} (°C)	Máxima aportación solar según su orientación. Kcal/hxm2x°C	Factor de corrección	Factor de almacenamiento	Calor Sensible Kcal/h	Calor Latente Kcal/h
CALOR OTORGADO POR CONDUCCIÓN ATRAVÉS DE LOS VIDRIOS EXTERIORES (ΔT)									
VIDRIO EXTERIOR	ESTE	29.64	3.125	8.00 °C	-	-	-	741.00	-
VIDRIO EXTERIOR	SUR	38.40	3.125	8.00 °C	-	-	-	960.05	-
CALOR OTORGADO POR CONDUCCIÓN ATRAVÉS DE LOS MUROS EXTERIORES (ΔT)									
PARED DE CONCRETO EXTERIOR	PARED B-C	44.37	1.736	8.00 °C	-	-	-	616.21	-
PARED DE CONCRETO EXTERIOR	PARED C-D	4.56	1.736	8.00 °C	-	-	-	63.33	-
PARED DE CONCRETO EXTERIOR	PARED D-A	5.908	1.736	8.00 °C	-	-	-	82.05	-
CALOR OTORGADO POR CONDUCCIÓN ATRAVÉS DE LOS MUROS INTERIORES (ΔT)									
MURO DE CONCRETO INTERIOR	PARED A-B	34.14	1.51	4.00 °C	-	-	-	206.21	-
CALOR OTORGADO POR CONDUCCIÓN ATRAVÉS DEL PISO Y TECHO INTERIOR (ΔT)									
PISO DE CONCRETO INTERIOR	Piso Interior	166.00	1.4	4.00 °C	-	-	-	929.60	-
TECHO DE CONCRETO INTERIOR	Techo interior	166.00	1.4	4.00 °C	-	-	-	929.60	-
CALOR OTORGADO POR RADIACIÓN SOLAR ATRAVÉS DE LOS MUROS EXTERIORES (ΔT_{equivalente})									
MURO EXTERIOR	NORTE	46.02	1.736	5.32 °C	-	-	-	425.02	-
MURO EXTERIOR	SUR	6.14	1.736	3.64 °C	-	-	-	38.80	-
MURO EXTERIOR	ESTE	4.56	1.736	8.63 °C	-	-	-	68.32	-
CALOR OTORGADO POR RADIACIÓN SOLAR ATRAVÉS DE LOS VIDRIOS EXTERIORES (ΔT_{equivalente})									
VIDRIO EXTERIOR	SUR	39.88	-	-	107.428	0.63	0.845	2,280.71	-
VIDRIO EXTERIOR	ESTE	11.4	-	-	452.182	0.63	0.18	584.56	-
CALOR OTORGADO POR RADIACIÓN SOLAR ATRAVÉS DEL TECHO EXTERIOR (ΔT_{equivalente})									
MURO EXTERIOR	TECHO	174.00	1.736	17.65 °C	-	-	-	5,331.4	-
CARGA TÉRMICA TOTAL=							32,171.01	840.00	
FACTOR DE SEGURIDAD=							15.0 %		
CALOR SENSIBLE=							36,996.67		
CALOR LATENTE=							966.00		
CARGA PARCIAL=							37,630.36		
CARGA PARCIAL=							12.55 TON		
FACTOR DE CALOR SENSIBLE=							0.97		

Nota: Resumen de cálculos de para el calor sensible y latente del ambiente

Ahora procederemos a realizar de la misma manera los cálculos de calor en las oficinas del edificio para determinar el calor sensible y latente de cada ambiente, el cual lo resumiremos en el siguiente cuadro de resultados:

Tabla 48. Resumen de las cargas térmicas del edificio Globoterraqueo

AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE	CARGA TERMICA PARCIAL	
RECEPCIÓN	Recepción	6,756.30 Kcal/h	289.80 Kcal/h	7,046.10 Kcal/h	2.33 TON
HALL DE ASCENSORES	Hall de ascensores/10 pisos	16,531.90 Kcal/h	2,415.00 Kcal/h	18,946.90 Kcal/h	6.27 TON
PISO 1	Auditorio	21,130.88 Kcal/h	966.00 Kcal/h	22,096.88 Kcal/h	7.31 TON
PISO 2	Oficina 201	4,210.30 Kcal/h	193.20 Kcal/h	4,403.50 Kcal/h	1.46 TON
	Oficina 202	12,053.31 Kcal/h	386.40 Kcal/h	12,439.71 Kcal/h	4.11 TON
	Oficina 203	7,680.45 Kcal/h	241.50 Kcal/h	7,921.95 Kcal/h	2.62 TON
	Oficina 204	6,328.91 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,570.41 Kcal/h	2.17 TON
PISO 3	Oficina 205	6,456.82 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,698.32 Kcal/h	2.22 TON
	Oficina 301	17,741.46 Kcal/h	483.00 Kcal/h	18,224.46 Kcal/h	6.03 TON
PISO 4	Oficina 302	20,751.74 Kcal/h	483.00 Kcal/h	21,234.74 Kcal/h	7.02 TON
	Oficina 401	17,741.46 Kcal/h	483.00 Kcal/h	18,224.46 Kcal/h	6.03 TON
PISO 5	Oficina 402	20,751.74 Kcal/h	483.00 Kcal/h	21,234.74 Kcal/h	7.02 TON
	Oficina 501	17,741.46 Kcal/h	483.00 Kcal/h	18,224.46 Kcal/h	6.03 TON
PISO 6	Oficina 502	20,751.74 Kcal/h	483.00 Kcal/h	21,234.74 Kcal/h	7.02 TON
	Oficina 601	17,741.46 Kcal/h	483.00 Kcal/h	18,224.46 Kcal/h	6.03 TON
PISO 7	Oficina 602	20,751.74 Kcal/h	483.00 Kcal/h	21,234.74 Kcal/h	7.02 TON
	Oficina 701	4,210.30 Kcal/h	193.20 Kcal/h	4,403.50 Kcal/h	1.46 TON
	Oficina 702	12,053.31 Kcal/h	386.40 Kcal/h	12,439.71 Kcal/h	4.11 TON
	Oficina 703	7,680.45 Kcal/h	241.50 Kcal/h	7,921.95 Kcal/h	2.62 TON
	Oficina 704	6,328.91 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,570.41 Kcal/h	2.17 TON
PISO 8	Oficina 705	6,456.82 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,698.32 Kcal/h	2.22 TON
	Oficina 801	4,210.30 Kcal/h	193.20 Kcal/h	4,403.50 Kcal/h	1.46 TON
	Oficina 802	12,053.31 Kcal/h	386.40 Kcal/h	12,439.71 Kcal/h	4.11 TON
	Oficina 803	7,680.45 Kcal/h	241.50 Kcal/h	7,921.95 Kcal/h	2.62 TON
	Oficina 804	6,328.91 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,570.41 Kcal/h	2.17 TON
PISO 9	Piso 9	28,252.36 Kcal/h	966.00 Kcal/h	29,218.36 Kcal/h	9.66 TON
PISO 10	Piso 10	28,252.36 Kcal/h	966.00 Kcal/h	29,218.36 Kcal/h	9.66 TON
PISO 11	Piso 11	36,996.67 Kcal/h	966.00 Kcal/h	37,962.67 Kcal/h	12.55 TON
TOTAL PARCIAL =				137.70 TON	

Nota: Resumen de cálculos para el calor sensible y latente de todos los ambientes del edificio Globoterraqueo

- **Calculo de la cantidad de aire exterior:**

En ésta secuencia determinaremos la cantidad de aire exterior necesaria para una calidad adecuada del aire interior según ASHRAE 62.1 y posterior a ello determinar la capacidad total de refrigeración del equipo de aire acondicionado.

Procederemos a determinar la cantidad de aire exterior necesaria para la oficina por medio de la ecuación 2.1 del marco teórico.

$$\text{Aire exterior} = (R_p \times P_z + R_a \times A_z) \times 1.3 \dots \dots \dots (4.32)$$

Dónde:

- ✓ 1.3: factor para certificación leed. (Ashrae 90.1)
- ✓ A : Área (ft^2)
- ✓ $\#P$: Número de persona
- ✓ RP : Ratio por persona.
- ✓ RA : Ratio por área.

Utilizaremos la tabla 49 para utilizar factores o tasas mínimas de ventilación en la zona de respiración según la recomendación del estándar 62.1 de Ashrae aplicada en oficinas:

Tabla 49. Índice de ventilación mínimas en las zonas de respiración

TABLE 6-1 MINIMUM VENTILATION RATES IN BREATHING ZONE (continued)									
(This table is not valid in isolation; it must be used in conjunction with the accompanying notes.)									
Occupancy Category	People Outdoor Air Rate		Area Outdoor Air Rate		Notes	Default Values			Air Class
	R_p		R_a			Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft ²	L/s-m ²		#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person	L/s-person	
Office Buildings									
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1

Nota: Estándar 62.1 del ASHRAE

- **Calculo del aire exterior para el piso 11: Tenemos:**

- ✓ 1.3: factor para certificación leed. (Ashrae 90.1)
- ✓ A_z : Área (ft^2) = $30 m^2 \Rightarrow 174 \times 10.76 = 1872.24 ft^2$
- ✓ $\#P_z$: Número de persona = 20 personas
- ✓ R_p : Ratio por persona. = 5 CFM//persona
- ✓ R_a : Ratio por área=.0.06 CFM/ ft^2

$$\text{Aire exterior} = (R_p \times P_z + R_a \times A_z) \times 1.3 \dots \dots \dots (4.33)$$

$$\text{Aire exterior} = (5 \times 20 + 0.06 \times 1872.24) \times 1.3$$

$$\text{Aire exterior} = 276.03 \text{ CFM} = \frac{276.03}{0.5886} = 469 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tabla 50. Calculo de la cantidad de aire exterior para cada oficina

AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	CANTIDAD DE PERSONAS	ÁREA A_z (ft^2)	RATIO POR PERSONA R_p (CFM/persona)	RATIO POR ÁREA R_a (CFM/ ft^2)	FACTOR	AIRE EXTERIOR (CFM)	FLUJO VOLU MÉTRICO DEL AIRE EXTERIOR (m^3/h)
RECEPCIÓN	Recepción	6	322.80	5	0.06	1.3	64.18 CFM	109.0 m^3/h
HALL DE ASCENSORES	Ascensore/10 pisos	5	161.40	5	0.06	1.3	45.10 /451 CFM	76.6 /766 m^3/h
PISO 1	Auditorio	20	1291.20	5	0.06	1.3	230.71 CFM	392.0 m^3/h
PISO 2	Oficina 201	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m^3/h
	Oficina 202	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m^3/h
	Oficina 203	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m^3/h
	Oficina 204	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m^3/h
	Oficina 205	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m^3/h
PISO 3	Oficina 301	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m^3/h
	Oficina 302	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m^3/h
PISO 4	Oficina 401	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m^3/h
	Oficina 402	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m^3/h
PISO 5	Oficina 501	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m^3/h
	Oficina 502	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m^3/h
PISO 6	Oficina 601	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m^3/h
	Oficina 602	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m^3/h
PISO 7	Oficina 701	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m^3/h
	Oficina 702	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m^3/h
	Oficina 703	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m^3/h
	Oficina 704	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m^3/h
	Oficina 705	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m^3/h
PISO 8	Oficina 801	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m^3/h
	Oficina 802	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m^3/h
	Oficina 803	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m^3/h
	Oficina 804	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m^3/h
	Oficina 805	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m^3/h
PISO 9	Piso 9	20	1807.68	5	0.06	1.3	271.00 CFM	460.4 m^3/h
PISO 10	Piso 10	20	1807.68	5	0.06	1.3	271.00 CFM	460.4 m^3/h
PISO 11	Piso 11	20	1872.24	5	0.06	1.3	276.03 CFM	469.0 m^3/h
TOTAL =							3563.01 CFM	6053.2 m^3/h

Nota: Resumen de cálculos para el aire exterior

Con la tabla resumen 50 se obtiene la cantidad total de aire que se necesitara para la inyección de aire fresco a cada oficina, por ende, se necesitara un equipo de 3600 CFM.

Etapa 2: Determinación de la capacidad de enfriamiento para los equipos de refrigeración.

En ésta secuencia determinaremos la capacidad de enfriamientos del aire utilizando los cálculos previos de la carga térmica parcial de los ambiente y la cantidad de aire exterior.

Para ello utilizaremos un modelo gráfico de la circulación de aire en un equipo de aire acondicionado, el cual nos permitirá entender los puntos psicrométricos a calcular, tales que:

- Punto (E) = Condiciones exteriores (30°C y 80% de humedad relativa según datos generales)
- Punto (S) = Condiciones interiores o de la sala (22°C y 55% de humedad relativa según datos generales)
- Punto (M) = Punto de la mezcla.
- Punto (i) = Punto de insuflamiento.

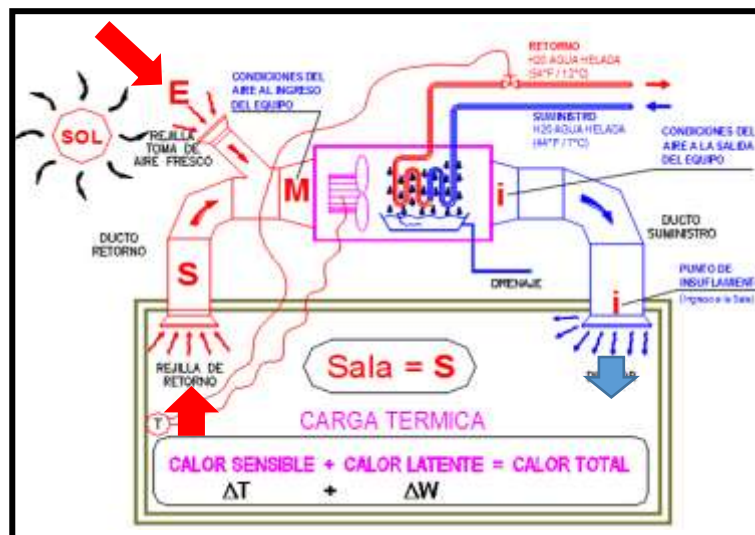


Figura 31. Modelo gráfico del movimiento del aire en un equipo de aire acondicionado. Tomada de la información del diplomado de aire acondicionado ofrecida por la escuela de refrigeración del Perú.

- **Calculo de los puntos de diseño en la carta Psicrométrica**

Teniendo el cálculo y la cantidad de aire exterior, se analizará las condiciones interiores y exteriores de las oficinas para obtener las densidades y luego el flujo másico de aire a condiciones mencionadas en el Punto E y Punto S para posterior a ello saber cuanto de calor sensible y latente genera el aire exterior al ser introducido a las oficinas.

- Punto (E) = Condiciones exteriores (30°C y 80% de humedad relativa según datos generales)
- Punto (S) = Condiciones interiores o de la sala (22°C y 55% de humedad relativa según datos generales)

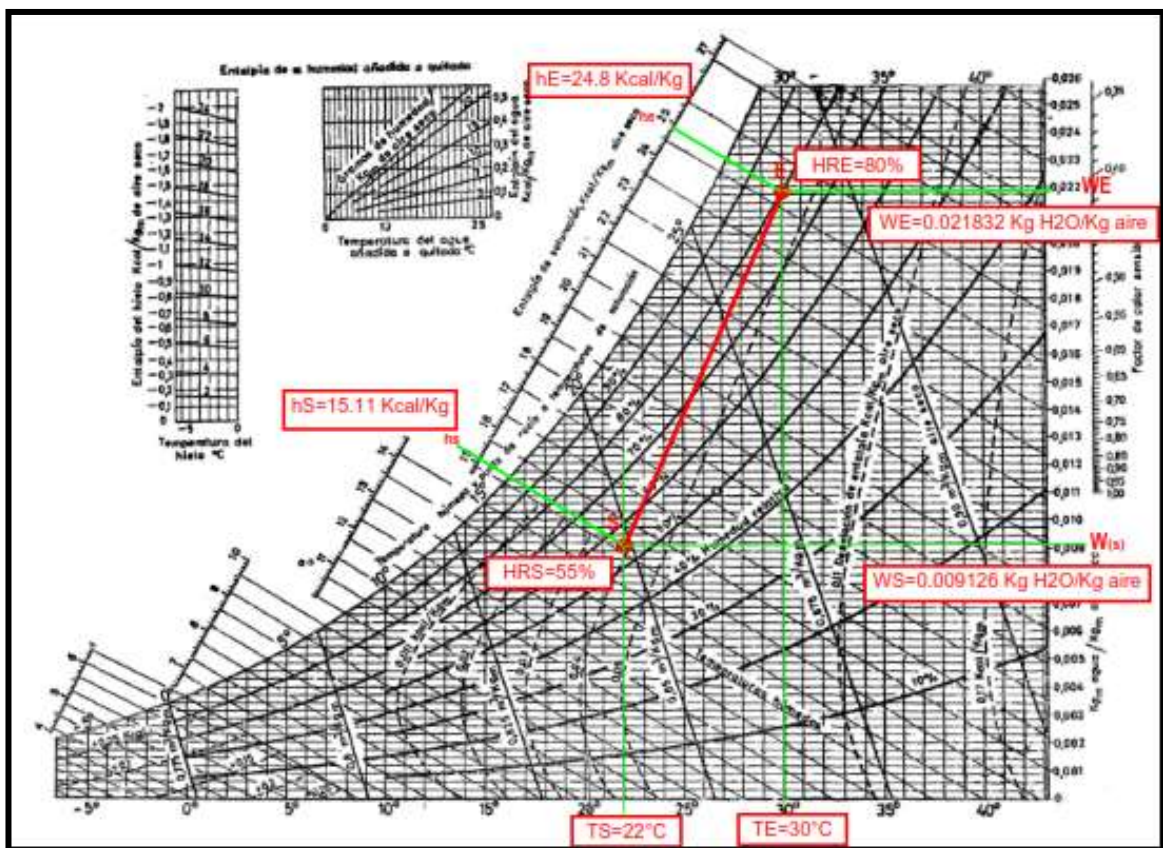


Figura 32. Análisis de los puntos de diseño en la carta Psicrométrica. Tomada de los parámetros de diseño.

Analizando la carta psicrométrica encontramos la densidad del aire a través del volumen específico y luego realizamos el cálculo del flujo masico de aire que nos permitirá calcular la capacidad de enfriamiento del equipo.

Con los datos analizados en la carta psicrométrica tenemos los siguientes resultados:

Tabla 51. Características térmicas de los puntos E y S

Punto (E) CONDICIONES EXTERIORES			
T	30 °C		
HR	80%		
Vesp. E	0.889 m³/kg	Densidad (E) =	1.125 Kg/m³
hE	24.80 Kcal/kg		
WE	0.02183224 Kg H2O / kg Aire		
Punto (S) CONDICIONES INTERIORES			
T	22 °C		
HR	55%		
Vesp. S	0.848 m³/kg	Densidad (S) =	1.179 Kg/m³
hs	15.11 Kcal/kg		
Ws	0.00916236 Kg H2O / kg Aire		

Nota: Elaboración propia en base a la carta psicrométrica

Se observa en la tabla 51 que se lograron determinar las densidades del aire en condiciones interiores (Punto S) y exteriores (Punto E) de las oficinas para calcular el flujo másico:

Entonces, por la siguiente fórmula de flujo másico de aire a condiciones exteriores, obtendremos:

$$\dot{v} = \text{aire exterior} = \frac{\dot{m}}{\rho} \dots \dots \dots (4.34)$$

$$\dot{m} = \text{flujo masa de aire exterior} = (1.125 \times \dot{v}) \frac{kg}{h} \dots \dots \dots (4.35)$$

Analizamos el piso 11:

$$\dot{v} = \text{aire exterior} = \frac{\dot{m}}{\rho} \dots \dots \dots (4.35)$$

$$\dot{m} = \text{flujo masico de aire exterior} = (1.125 \times 469) = 527.63 \text{ kg/h}$$

Luego procederemos a realizar de la misma manera los cálculos de flujo masico de aire exterior para cada ambiente, resumidos en el siguiente cuadro :

Tabla 52. Calculo del flujo másico del aire exterior

AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	CANTIDAD DE PERSONAS	ÁREA Az (ft2)	RATIO POR PERSONA Rp (CFM/persona)	RATIO POR ÁREA Ra (CFM/ft2)	FACTOR	AIRE EXTERIOR (CFM)	FLUJO VOLU MÉTRICO DEL AIRE EXTERIOR (m3/h)	DENSIDAD DEL AIRE EXTERIOR (Kg/m3)	FLUJO MÁSIKO DEL AIRE EXTERIOR (Kg/h)
RECEPCIÓN	Recepción	6	322.80	5	0.06	1.3	64.18 CFM	109.0 m3/h	1.125	122.7 Kg/h
HALL DE ASCENSORES	Hall de ascensores/10 pisos	5	161.40	5	0.06	1.3	45.1 CFM/451 CFM	76.6 m3/h/766 m3/h	1.125	86.175 Kg/h
PISO 1	Auditorio	20	1291.20	5	0.06	1.3	230.71 CFM	392.0 m3/h	1.125	441.0 Kg/h
PISO 2	Oficina 201	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m3/h	1.125	78.6 Kg/h
	Oficina 202	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m3/h	1.125	174.8 Kg/h
	Oficina 203	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m3/h	1.125	113.4 Kg/h
	Oficina 204	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h	1.125	110.2 Kg/h
	Oficina 205	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h	1.125	110.2 Kg/h
PISO 3	Oficina 301	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m3/h	1.125	259.0 Kg/h
	Oficina 302	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m3/h	1.125	255.8 Kg/h
PISO 4	Oficina 401	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m3/h	1.125	259.0 Kg/h
	Oficina 402	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m3/h	1.125	255.8 Kg/h
PISO 5	Oficina 501	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m3/h	1.125	259.0 Kg/h
	Oficina 502	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m3/h	1.125	255.8 Kg/h
PISO 6	Oficina 601	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m3/h	1.125	259.0 Kg/h
	Oficina 602	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m3/h	1.125	255.8 Kg/h
PISO 7	Oficina 701	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m3/h	1.125	78.6 Kg/h
	Oficina 702	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m3/h	1.125	174.8 Kg/h
	Oficina 703	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m3/h	1.125	113.4 Kg/h
	Oficina 704	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h	1.125	110.2 Kg/h
	Oficina 705	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h	1.125	110.2 Kg/h
PISO 8	Oficina 801	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m3/h	1.125	78.6 Kg/h
	Oficina 802	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m3/h	1.125	174.8 Kg/h
	Oficina 803	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m3/h	1.125	113.4 Kg/h
	Oficina 804	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h	1.125	110.2 Kg/h
	Oficina 805	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h	1.125	110.2 Kg/h
PISO 9	Piso 9	20	1807.68	5	0.06	1.3	271.00 CFM	460.4 m3/h	1.125	518.0 Kg/h
PISO 10	Piso 10	20	1807.68	5	0.06	1.3	271.00 CFM	460.4 m3/h	1.125	518.0 Kg/h
PISO 11	Piso 11	20	1872.24	5	0.06	1.3	276.03 CFM	469.0 m3/h	1.125	527.63 Kg/h
TOTAL =							3563.01 CFM	6053.2 m3/h		6034.16 Kg/h

Nota: Elaboración propia en base a la relación del cálculo de aire exterior y la carta psicométrica

Ahora se determinará los procesos psicrométricos para determinar la capacidad de enfriamiento de los equipos:

- **Determinación de los Procesos psicrométricos necesarios para determinar la capacidad de enfriamiento de los equipos.**

Utilizando la tabla 50, la tabla 51 y la tabla 52 obtendremos los resultados calculados de los calores parciales de la carga térmica, sus factores de calor sensible (FCS) y el flujo de masa del aire exterior necesario para las oficinas.

- ✓ CALOR SENSIBLE = $36,996.67 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

- ✓ CARGA LATENTE = $966.0 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

- ✓ CARGA PARCIAL = $37,962.67 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

- ✓ FCS = 0.97

- ✓ Flujo masa de aire exterior = 527.63 kg/h

Luego de la figura 32 comenzaremos a calcular los puntos de insuflamiento y de mezcla para encontrar la verdadera capacidad del equipo al considerar el aire fresco al sistema.

- **Calculo del punto de insuflamiento en la carta Psicrometrica**

- ✓ Primero debemos ubicar el punto de factor de calor sensible en la carta Psicrométrica, y luego unirlo con un segmento al punto pivot. A ésta recta la llamaremos “recta de referencia”. Luego trazamos una recta paralela a la recta de referencia, que pase por el punto de sala “S”, y prolongarlo hasta que pase la línea de saturación (100% HR). A ésta recta la llamaremos “Recta de Condiciones”. Con eso obtendremos las propiedades del punto de insuflamiento.

- ✓ Entonces, el punto de Insuflamiento esta ubicado en la recta segmentada en el paso anterior con una humedad relativa con valores entre $< 90\% - 100\% >$ y a la ves $(15 \text{ }^\circ\text{F} \leq T \text{ sala} - T \text{ insufla} \leq 30 \text{ }^\circ\text{F})$ (ASHRAE).

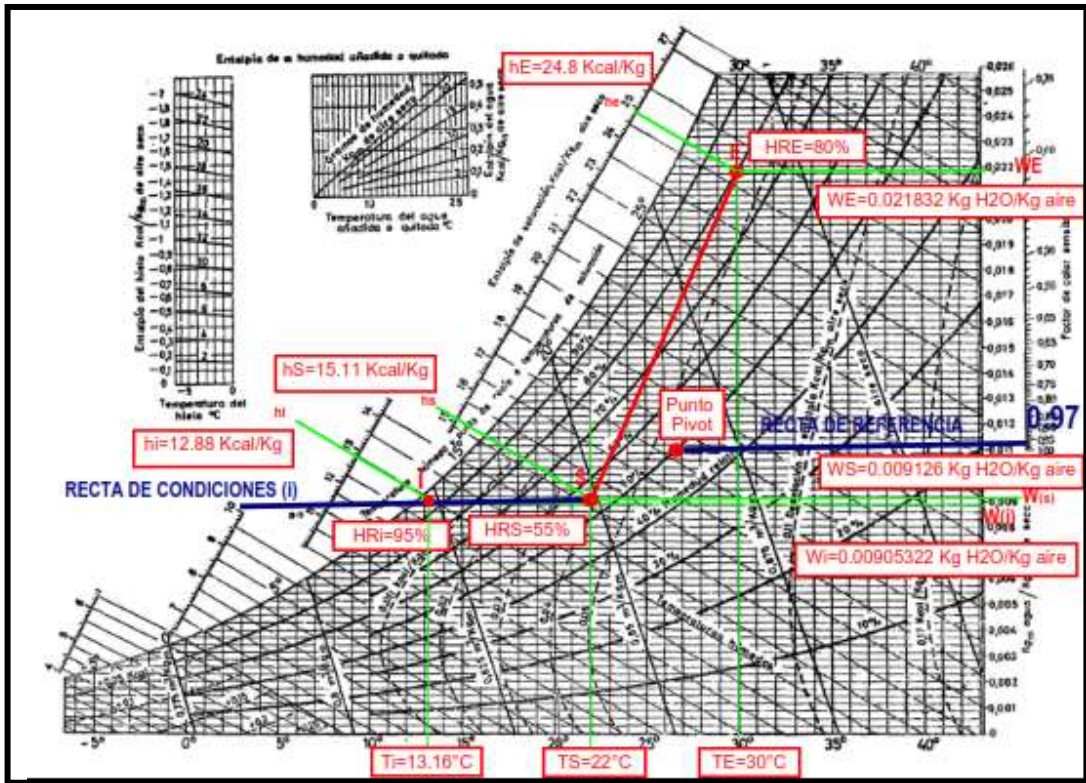


Figura 33. Análisis del punto de insuflamiento (i) en la carta Psicrométrica. Tomada de los resultados de los parámetros de diseño.

Con el proceso Psicrométrico se tendrán los siguientes valores para el punto de insuflamiento:

Tabla 53. Análisis del punto de insuflamiento (i)

Punto de Insuflamiento (i)	
Propiedades	Valores
Temperatura (Ti)	13.16 °C
Humedad relativa (HRi)	95%
Volumen específico (Vesp.i)	0.823 m ³ /kg
hi	12.88 Kcal/kg
Wi	0.00905322 kg H ₂ O / kg Aire
Densidad	1.215 Kg/m ³

Nota: Elaboración propia en base al análisis del punto de insuflamiento

- **Calculo del punto de mezcla en la carta Psicrométrica**

Ahora con los datos obtenidos el punto de insuflamiento (i) calcularemos el flujo de masa de Insuflamiento (m_i) que va de condiciones (i) a condiciones (S) con la siguiente formula:

$$Q = \dot{m} \times \Delta h \dots \dots \dots (4.36)$$

Donde:

- ✓ Q= Calor total de la carga térmica.
- ✓ \dot{m}_i = Flujo de masa de insuflamiento.
- ✓ Δh = Variación de entalpia.

$$m_i = \frac{Q_t}{h_s - h_i} = \frac{37,962.7 \text{ Kcal/h}}{(15.11 - 12.88) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}} = 17,023.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Además sabemos que: $\sigma = \frac{m_i}{V_i} \Rightarrow V_i = \frac{m_i}{\sigma} = \frac{17,023.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{1.215 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 14,010.4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times 0.5886 \Rightarrow V_i = 8,246.5 \text{ CFM}$

Con este valor calcularemos el Porcentaje de aire exterior con los siguientes valores:

- ✓ Masa de aire exterior (m_e) = 122.6 Kg/h
- ✓ Masa de Insuf. (m_i) = 3,104 Kg/h

$$\%AE = \left(\frac{m_e}{m_i} \right) \times 100\% \Rightarrow \frac{122.6}{3,104} \times 100\% = 3.95 \%$$

A continuación, calcularemos el punto de Mezcla con las siguientes formulas del marco teórico:

$$\text{Temp. Mezcla} = T_s + (\%AE) \times (T_E - T_s) \dots \dots \dots (4.37)$$

$$\text{Temp. Mezcla} = 22 + (3.10 \%) \times (30 - 22) = 22.25^\circ\text{C}$$

Volviendo a la carta psicrométrica ubicamos la temperatura de mezcla hallada para luego levantar una línea vertical que corte la recta entre los puntos de condiciones exterior (E) y de sala (S) que se mostrara a continuación en la siguiente figura:

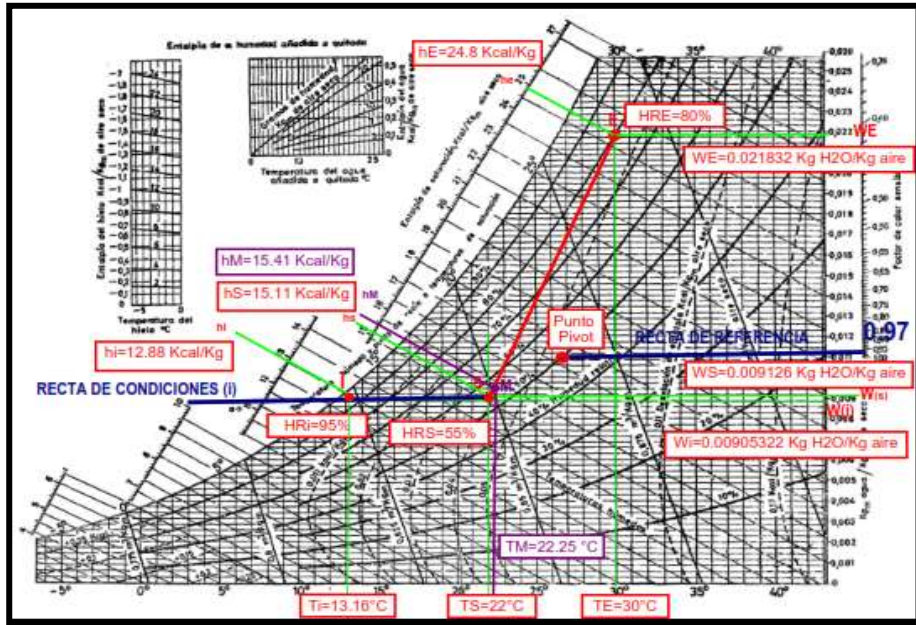


Figura 34. Análisis del punto de mezcla (M) en la carta Psicrométrica. Tomada de los resultados de los parámetros de diseño.

Como resultado obtenemos los siguientes valores:

Tabla 54. Análisis del punto de Mezcla (M)

Punto de Mezcla (M)	
Propiedades	Valores
Temperatura (TM)	22.25 °C
Humedad relativa (HRM)	56.44 %
Volumen específico (Vesp.M)	0.850 m ³ /kg
hM	15.41 Kcal/kg
WM	0.00955512 kg H2O / kg Aire
Densidad	1.176 Kg/m ³

Nota: Elaboración propia en base al análisis del punto de mezcla

Luego con los valores obtenidos del punto de mezcla calcularemos la capacidad del equipo de condiciones (M) a condiciones (i).

- **Calculo de la capacidad de los equipos de refrigeración utilizando la carta Psicrométrica.**

De la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m}_i \times \Delta h \dots \dots \dots (4.38)$$

Donde:

- ✓ Q= Capacidad total del equipo de refrigeracion.
- ✓ \dot{m}_i = Flujo de masa de Insuflamiento "m(i) ".
- ✓ Δh = Variación de entalpia $hM - hi$.

$$Q_{total} = \dot{m}_i \times (hM - hi) \Rightarrow Q_{total} = 17,023.6 \frac{Kg}{h} \times (15.41 - 12.88) \frac{kcal}{kg}$$

$$= 43,069.8 Kcal/h$$

$$Q_{total} = \frac{43,069.8 \frac{Kcal}{h}}{3024} = 14.24 TON$$

Ahora determinaremos un punto x, que será la Intersección de una recta horizontal que pasa por (i) y una recta vertical que pasa por (M).

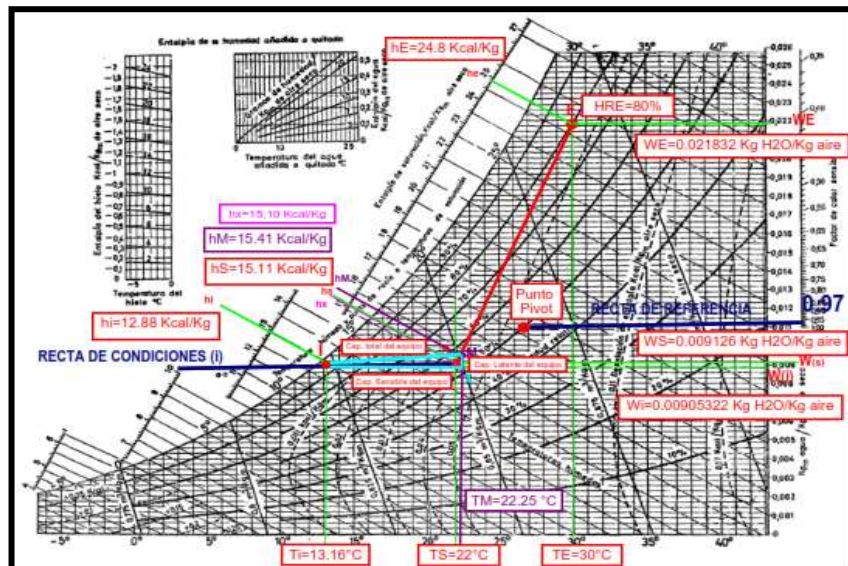


Figura 35. Análisis del punto (x) en la carta Psicrométrica. Tomada de los resultados de los parámetros de diseño.

Con este último proceso obtenemos la entalpia del punto (x) y calcularemos el calor sensible y latente del equipo:

$$h_x = 15.10 \text{ Kcal/kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Cap. Sensible del Equipo} = Q_s &= 17,023.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times \frac{(15.10 - 12.88)\text{kcal}}{\text{kg}} \\ &= 37,962.7 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = \frac{37,962.7 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3024} = 12.55 \text{ TON} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Cap. Latente del Equipo} = Q_l &= 17,023.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times \frac{(15.41 - 15.1)\text{kcal}}{\text{kg}} = 5,107.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \\ &= \frac{5,107.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3024} = 1.69 \text{ TON} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{total del equipo}} = 12.55 \text{ TON} + 1.69 \text{ TON} = 14.24 \text{ TON}$$

Ahora se procederá a realizar un cuadro resumen con todos los valores calculados para encontrar la verdadera capacidad de enfriamiento del equipo de refrigeración incluyendo la cantidad de aire necesaria para el ambiente:

Tabla 55. Procesos psicométricos para la capacidad de enfriamiento de los equipos

CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO PARA EL EQUIPO DEL PISO 11								
DATOS DE DISEÑO	Sala		Exterior		Insuflamiento		Mezcla	
	m3/h	CFM	m3/h	CFM	m3/h	CFM	m3/h	CFM
Caudal de aire =	13,541.4	7,970.5	469	276.1	14,010.4	8,246.5	14,010.4	8,246.5
Temperatura (T) =	22 °C		30 °C		13.16 °C		22.25 °C	
Humedad relativa (HR)=	55 %		80 %		95 %		-	
CALCULO DE CARGA TÉRMICA PARCIAL	Resultados de sala				Calor de insuflamiento		-	
Calor sensible parcial=	36,996.7 Kcal/h				-		-	
Calor latente parcial=	966.0 Kcal/h				-		-	
Calor total parcial =	37,962.7 Kcal/h				43,069.8 Kg/h		-	
Factor de calor sensible (FCS) =	0.97				-		-	
DATOS CALCULADOS CON LA CARTA PSICROMÉTRICA	Interior		Exterior		Insuflamiento		Mezcla	
Volumen específico (Vesp.) =	0.848 m3/kg		0.889 m3/kg		0.823 m3/kg		0.850 m3/kg	

Densidad de aire =	1.179 kg/m ³	1.125 kg/m ³	1.215 kg/m ³	1.176 kg/m ³
Entalpía (h) =	15.11 Kcal/kg	24.80 Kcal/kg	12.88 Kcal/kg	15.41 Kcal/kg
Flujo másico de aire=	16,356.7 Kg/h	527.6 Kg/h	17,023.6 Kg/h	17,023.6 Kg/h
% DE AIRE =	-	3.10 %	-	-
CALCULO DE LA CAPACIDAD DEL EQUIPO				
Entalpía (hx) =	15.11 Kcal/kg			
Calor sensible del equipo=	37,962.7 Kg/h	12.55 TON		
Calor latente del equipo =	5,107.1 Kg/h	1.69 TON		
Capacidad del equipo de refrigeración =	42,692.7 Kg/h	14.24 TON		

Nota: Elaboracion propia

Luego se realizó la comparación de resultados con el software PsyChart 2.01.64 que nos permite encontrar valores más exactos dentro de la carta psicrométrica y luego plasmarlo con un cuadro resumen obteniendo resultados de cálculo entre un 95 a 99% de aproximidad.

Entonces, para el piso 11 tenemos los siguientes resultados:

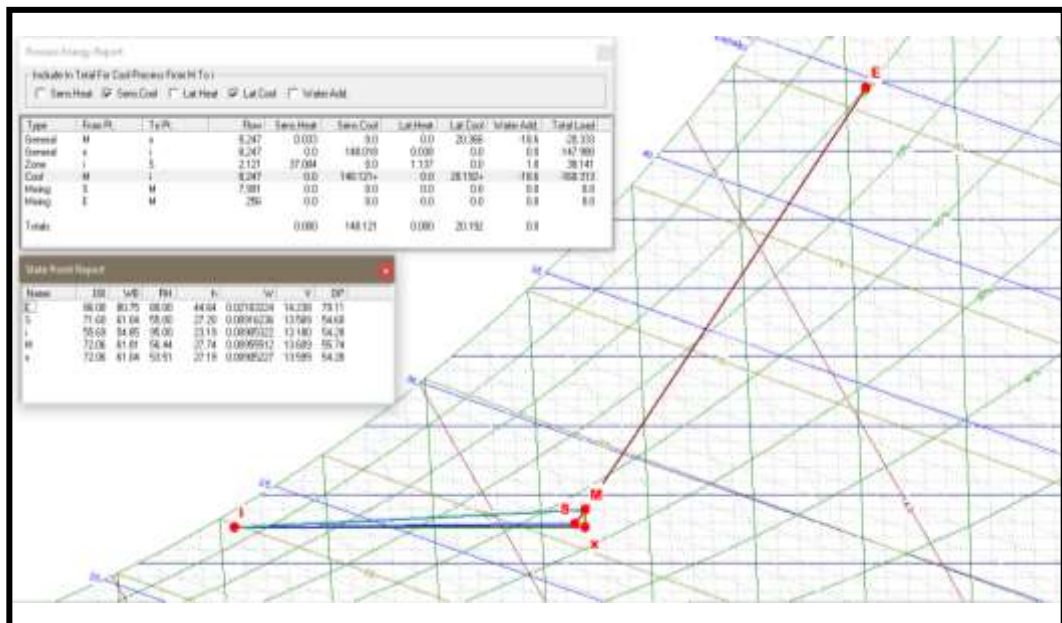


Figura 36. Procesos psicrométricos de comprobación para obtener la capacidad de los equipos en el piso 11 utilizando carta Psicrométrica. Tomada del uso del software PsyChart 2.01.64

Tabla 56. Valores equivalentes por sus unidades

Valores equivalentes							
Puntos de condiciones	Temperatura de bulbo seco (DB)	Temperatura de bulbo humedo (WB)	Humedad Relativa (RH)	Entalpia (h)	Peso especifico (W)	Volumen especifico (V)	Punto de Rocío (DP)
E	86.00 °F	80.75 °F	80.00 %	44.64 BTU/Lb	0.02183224 Lb H2O / Lb Aire	14.238 ft³/Lb	79.11 °F
	30.00 °C	27.08 °C	80.00 %	24.80 Kcal/kg	0.02183224 Kg H2O / kg Aire	0.889 ft³/Lb	26.17 °C
S	71.60 °F	61.04 °F	55.00 %	27.20 BTU/Lb	0.00916236 Lb H2O / Lb Aire	13.589 ft³/Lb	54.60 °F
	22.00 °C	16.13 °C	55.00 %	15.11 Kcal/kg	0.00916236 Kg H2O / kg Aire	0.848 ft³/Lb	12.56 °C
i	55.69 °F	54.85 °F	95.00 %	23.19 BTU/Lb	0.00905322 Lb H2O / Lb Aire	3.180 ft³/Lb	54.28 °F
	13.16 °C	12.69 °C	95.00 %	12.88 Kcal/kg	0.00905322 Kg H2O / kg Aire	0.199 ft³/Lb	12.38 °C
M	72.06 °F	61.81 °F	56.44 %	27.74 BTU/Lb	0.00955512 Lb H2O / Lb Aire	13.609 ft³/Lb	55.74 °F
	22.26 °C	16.56 °C	56.44 %	15.41 Kcal/kg	0.00955512 Kg H2O / kg Aire	0.850 ft³/Lb	13.19 °C
x	72.06 °F	61.04 °F	53.51 %	27.19 BTU/Lb	0.00905227 Lb H2O / Lb Aire	13.599 ft³/Lb	54.28 °F
	22.26 °C	16.13 °C	53.51 %	15.11 Kcal/kg	0.00905227 Kg H2O / kg Aire	0.849 ft³/Lb	12.38 °C
CAPACIDAD DE EQUIPO	CALOR SENSIBLE (Sens. Cool)		CALOR LATENTE (Lat. Cool)		Calor total (Total Load)		
	148,121.00 BTU/H		20,192.00 BTU/H		168,313.00 BTU/H		
	12.34 TON		1.68 TON		14.03 TON		

Nota: Elaboración propia extraída de resultados de la figura 36

The image shows a screenshot of the PsyChart software interface. It displays three reports: State Point Report, Process Energy Report, and Process Input/Output Report. The State Point Report lists points E, S, i, M, and x with their respective properties. The Process Energy Report shows energy flows for various processes, with a red box highlighting the 'Cool' process. The Process Input/Output Report shows the flow characteristics for each process.

Point Name	Dry Bulb Temp. °F	Wet Bulb Temp. °F	Relative Humidity %	Enthalpy of Moist Air Btu/lb	Humidity Ratio lb/lb	Specific Volume ft³/lb	Dew Point Temp. °F
E	86.00	80.75	80.00	44.64	0.0218	14.238	79.11
S	71.60	61.04	55.00	27.20	0.0092	13.589	54.60
i	55.69	54.85	95.00	23.19	0.0091	13.180	54.28
M	72.06	61.81	56.44	27.74	0.0096	13.609	55.74
x	72.06	61.04	53.51	27.19	0.0091	13.599	54.28

Process Type	From Point	To Point	Flow Std. ft³/min	Sensible Heat kBTU/hr	Sensible Cool kBTU/hr	Latent Heat kBTU/hr	Latent Cool kBTU/hr	Water Added lb/hr	Total Load kBTU/hr
General	M	x	8,247	0.033	0.0	0.0	20.368	-18.6	-20.333
General	x	i	8,247	0.0	148.018	0.038	0.0	0.0	-147.980
Zone	i	S	2,121	37.004	0.0	1.137	0.0	1.0	38.141
Cool	M	i	8,247	0.0	148.121+	0.0	20.192+	-18.6	-168.313
Mixing	S	M	7,991	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Mixing	E	M	258	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Totals:				0.000	148.121	0.000	20.192	0.0	

Process	Flow Std. ft³/min	Type Or % Flow	Dry Bulb Temp. °F	Enthalpy (Moist Air) Btu/lb	Humidity Ratio b/lb	Relative Humidity %	Wet Bulb Temp. °F	Specific Volume ft³/lb
M/x	8,247	General	72.1	27.2	0.0091	53.5	61.0	13.599
x/i	8,247	General	55.7	23.2	0.0091	95.0	54.9	13.180
i/S	2,121	Zone	71.6	27.2	0.0092	55.0	61.0	13.589
M/i	8,247	Cool	55.7	23.2	0.0091	95.0	54.9	13.180
* / M	8,247	Mixing	72.1	27.7	0.0096	56.4	61.8	13.609
S	7,991	96.9%	71.6	27.2	0.0092	55.0	61.0	13.589
E	258	3.1%	86.0	44.6	0.0218	80.0	80.8	14.238

Figura 37. Resultados de la capacidad de enfriamiento para los equipos en el piso 11.

Tomada del uso del software PsyChart 2.01.64

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Air Handler #1 - PISOS 11 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	PISOS 11 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 76° WB, 117.14 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ----- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.998 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	151,432 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			151,432 Btuh
Cooling Supply Air: $151,432 / (.998 \times 1.1 \times 16) =$		8,683 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.4% of supply) =		208 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	3,294 Btuh	208 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			3,294 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			154,726 Btuh
Zone space latent gain:	3,908 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	7,809 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			11,716 Btuh
Total system sensible and latent gain:			166,442 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		8,683 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.40% of Supply):		208 CFM	
Total Conditioned Air Space:		1,804 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.8127 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		130.1 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0077 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		13.87 Tons	

Figura 38. Resultados de la capacidad de enfriamiento para los equipos en el piso 11.
Tomada del uso del software ELITE HVAC

Podemos notar la diferencia entre los resultados de los cálculos de la tabla 55 con una capacidad de 14.24 TON y los resultados de la Figura 38 utilizando el software ELITE Hvac con 13.87 de capacidad de enfriamiento, concluyéndose que existe una diferencia del 2.6% de capacidad, haciendo valido el cálculo de las capacidades de los equipos de refrigeración.

A continuación, de la misma manera, se empleará el mismo método para encontrar las capacidades de los equipos de cada ambiente, expresados en un cuadro resumen:

Tabla 57. Capacidad de enfriamiento para los equipos de refrigeración del edificio Globoterraqueo.

CAPACIDAD TOTAL DE ENFRIAMIENTO PARA LOS EQUIPOS DE REFRIGERACION DEL EDIFICIO					
AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	CANTIDAD DE AIRE EXTERIOR	CARGA TERMICA PARCIAL	CAPACIDAD DEL EQUIPO INCLUYENDO EL AIRE EXTERIOR	CAPACIDAD DE EQUIPO COMERCIALES
RECEPCIÓN	Recepción	64.18 CFM	2.33 TON	2.72 TON	3.00 TON
HALL DE ASCENSORES	Hall de ascensores/10 pisos	451.00 CFM	6.27 TON	9.00 TON	10.00 TON
PISO 1	Auditorio	230.71 CFM	7.31 TON	8.72 TON	9.00 TON
PISO 2	Oficina 201	41.11 CFM	1.46 TON	1.71 TON	2.00 TON
	Oficina 202	91.45 CFM	4.11 TON	4.81 TON	5.00 TON
	Oficina 203	59.36 CFM	2.62 TON	2.98 TON	3.00 TON
	Oficina 204	57.68 CFM	2.17 TON	2.53 TON	3.00 TON
	Oficina 205	57.68 CFM	2.22 TON	2.57 TON	3.00 TON
PISO 3	Oficina 301	135.50 CFM	6.03 TON	6.86 TON	7.00 TON
	Oficina 302	133.82 CFM	7.02 TON	7.86 TON	8.00 TON
PISO 4	Oficina 401	135.50 CFM	6.03 TON	6.86 TON	7.00 TON
	Oficina 402	133.82 CFM	7.02 TON	7.86 TON	8.00 TON
PISO 5	Oficina 501	135.50 CFM	6.03 TON	6.86 TON	7.00 TON
	Oficina 502	133.82 CFM	7.02 TON	7.86 TON	8.00 TON
PISO 6	Oficina 601	135.50 CFM	6.03 TON	6.86 TON	7.00 TON
	Oficina 602	133.82 CFM	7.02 TON	7.86 TON	8.00 TON
PISO 7	Oficina 701	41.11 CFM	1.46 TON	1.71 TON	2.00 TON
	Oficina 702	91.45 CFM	4.11 TON	4.81 TON	5.00 TON
	Oficina 703	59.36 CFM	2.62 TON	2.98 TON	3.00 TON
	Oficina 704	57.68 CFM	2.17 TON	2.53 TON	3.00 TON
	Oficina 705	57.68 CFM	2.22 TON	2.57 TON	3.00 TON
PISO 8	Oficina 801	41.11 CFM	1.46 TON	1.71 TON	2.00 TON
	Oficina 802	91.45 CFM	4.11 TON	4.81 TON	5.00 TON
	Oficina 803	59.36 CFM	2.62 TON	2.98 TON	3.00 TON
	Oficina 804	57.68 CFM	2.17 TON	2.53 TON	3.00 TON
	Oficina 805	57.68 CFM	2.22 TON	2.57 TON	3.00 TON
PISO 9	Piso 9	271.00 CFM	9.66 TON	11.31 TON	12.00 TON
PISO 10	Piso 10	271.00 CFM	9.66 TON	11.31 TON	12.00 TON
PISO 11	Piso 11	276.03 CFM	12.55 TON	14.24 TON	16.00 TON
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO TOTAL =				159.98 TON	170.00 TON

Nota: Elaboración propia en base a los cálculos finales de carga térmica y aire exterior

Etapa 3: Selección de equipos de refrigeración e inyector de aire

- **Selección de equipos interiores (Evaporadoras)**

Para realizar la selección de equipos interiores, utilizaremos los resultados de la tabla 56, debido a que estos valores son las capacidades de equipos comerciales que se manejan de forma estándar en la marca SAMSUNG.

Tabla 58. Modelos y capacidades de evaporadoras

Modelo			AM012FN 4DCH/AA	AM024FN 4DCH/AA	AM030FN4 DCH/AA	AM036FN 4DCH/AA	AM048FN 4DCH/AA	
Fuente de alimentación		∅, #, V, Hz	1,2,208-230,60Hz	1,2,208-230,60Hz	1,2,208-230,60Hz	1,2,208-230,60Hz	1,2,208-230,60Hz	
rendimiento	Capacidad (Nominal)	Refrigeración	kW	3.52	7.03	8.7921	10.55	14.0674
			BTU/h	12000	24000	30000	36000	48000
	Refrigeración (Sensible)	kW	2.73	4.95	6.1545	7.44	9.642	
		BTU/h	9300	16900	21000	25400	32900	
potencia	Potencia Consumida (nominal)	refrigeración	W	32	40	65	75	95
	Intensidad consumida	refrigeración	A	0.25	0.3	0.5	0.56	0.75
ventilador	motor	tipo	-	Turbo Fan	Turbo Fan	Turbo Fan	Turbo Fan	Turbo Fan
		salida	W	65	65	97	97	97
	Caudal de aire	A/M/B (UL)	CFM	547.04/494.07/424.14	618.03/565.05/494.07	777.00/689.00/600.00	847.93/776.95/705.96	1024.00/954.00/848.00
Conexiones de Tubería	Tubería de Líquido		∅,mm(in)	6.35(1/4")	9.52(3/8")	9.52(3/8")	9.52(3/8")	9.52(3/8")
	tubería de gas		∅,mm(in)	12.7(1/2")	15.88(5/8")	15.88(5/8")	15.88(5/8")	15.88(5/8")
	Tubería de Condensados		∅,mm	VP25 (OD 32,ID 25)	VP25 (OD 32,ID 25)	VP25 (OD 32,ID 25)	VP25 (OD 32,ID 25)	VP25 (OD 32,ID 25)
Cableado de campo	Cable de comunicación		mm2	AWG 14	AWG 14	AWG 14	AWG 14	AWG 14
	cable de comunicación		mm2	2 X 16 AWG SHIELDED/-	2 X 16 AWG SHIELDED/-	2 X 16 AWG SHIELDED/-	2 X 16 AWG SHIELDED/-	2 X 16 AWG SHIELDED/-
refrigerante	tipo		-	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
	Metodo de control		-	EEV INCLUDED	EEV INCLUDED	EEV INCLUDED	EEV INCLUDED	EEV INCLUDED
sonido	Presion	Alto /	dBA	34/31	36/34	39/30	40/33	44/39
dimensiones	Peso neto		kg	15.000	15.000	18.500	18.500	18.500
	Peso del producto		kg	18.500	18.500	23.000	23.000	23.000
	Dimensiones netas (AncxAltxPr)		mm	840.00x204.00x840.00	840.00x204.00x840.00	840.00x288.00x840.00	840.00x288.00x840.00	839.97x288.03x839.97
	Dimensiones embalaje (AncxAltxPr)		mm	898.00x275.00x898.00	898.00x275.00x898.00	898.00x357.00x898.00	898.00x357.00x898.00	897.89x357.12x897.89

Nota: Información extraída del reporte en la utilización del software DVM PRO – VRF

Estos equipos se seleccionaron, con la ayuda del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung, el cual nos brindo las características técnicas de los equipos del mismo tipo, pero con diferentes capacidades. Cabe resaltar que el software te brinda las capacidades de los equipos de refrigeración en unidades en el sistema ingles, es por ello que es importante saber las equivalencias de refrigeración: 1TON (Tonelada de refrigeración) < > 12,000 Btu/h.

Ademas, para este informe de investigación se opto por utilizar evaporadores de tipo cassette cuadrado de 4 vias, debido a que se requiere evitar los posibles cruces con vigas y otras especialidades dentro de la distribución en techos y se colocara de manera estratégica en los planos arquitectónicos del edificio.



Figura 39. Distribución de equipo evaporador tipo cassette en las oficinas del edificio Globoterraqueo. Tomada del uso del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung

Con la ayuda de estas capacidades, modelos y ubicación de los equipos se podrá realizar el recorrdio de tuberías que se detallará en la etapa 4 del desarrollo de tesis.

La distribución de equipos en las demás oficinas se podrá visualizar en los planos de los Anexos del 41 al 51.

- **Selección de equipos exteriores (Condensadoras)**

Para realizar la selección de equipos exteriores, utilizaremos los resultados de la tabla 56, tal que para la selección de condensadoras de tipo VRF dependerá de la cantidad de evaporadores que se manejará en cada sistema y por ende su relación de manera directa con las capacidades de los evaporadores.

Es por ello que se han seleccionado 4 sistemas de condensadoras con la ayuda del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung, donde existen 3 sistemas que comprenden 3 condensadoras, de las cuales una actúa como maestro y las otras 2 como esclavos para el control directo de su funcionamiento, de la misma manera para el cuarto sistema de condensadoras, con la diferencia que es un sistema de 2 unidades.

Tabla 59. Modelos y capacidades de condensadoras

Nombre del modelo			AM380JXVAFH1AZ	AM520JXVAFH1AZ	AM560JXVAFH1AZ	
Fuente de alimentación		Ø, #, V, Hz	3,3,208-230,60Hz	3,3,208-230,60Hz	3,3,208-230,60Hz	
modo		-	HEAT PUMP	HEAT PUMP	HEAT PUMP	
rendimiento	HP / TON	HP/TO	38/30.25	52/41.4	56/44.64	
	Capacidad (Nominal)	refrigeración	kW	106.4	145.6	157
			BTU/h	363100	496800	535700
potencia	Potencia	refrigeración	kW	22.11	30.12	33.54
	Potencia Consumida		kW	N/A	N/A	N/A
	Corriente de	refrigeración	A	64.5	87.9	97.8
	Max . Corriente de consumo		A	139.5	181	202.1
	Interruptor de protección		A	-	-	-
COP	Refrigeración	-	4.81	4.83	4.68	
	Calefacción	W/W	5.18	4.99	4.94	
compresor	tipo	-	SSC Scrollx4	SSC Scrollx5	SSC Scrollx6	
	salida	kW × n	-	-	5.09x2 + x4	
ventilador	tipo	-	Propeller	Propeller	Propeller	
	salida	W	620x4	830 + 620x4	620x6	
	Numero de unidades		EA	4	3	4
	Caudal de aire		CFM	9182.16 + 9358.74	7769.52 + 9358.74x2	9005.58 + 9358.74x2
	Presión	Max .	W G	0.314959400619778	0.314959400619778	0.314959400619778
Conexiones de Tuberia	Tubería de Líquido	Ø,mm(i)	19.05(3/4")	19.05(3/4")	19.05(3/4")	
	tubería de gas	Ø,mm(i)	41.28(1 5/8")	41.28(1 5/8")	41.28(1 5/8")	
	Tubería de Descarga de Gas	Ø,mm(i)	-(-)	-(-)	-(-)	
	Tubería de Equilibrado de	Ø,mm(i)	N/A(N/A)	N/A(N/A)	N/A(N/A)	
Cableado	Cable de comunicación	mm2	-	-	-	
	cable de comunicación	mm2	-	-	-	
refrigerante	tipo	-	R410A	R410A	R410A	
	Carga de Fabrica	kg	8.400x2	6.500x1 + 8.400x2	7.700x1 + 8.400x2	
sonido	Presión sonora	dB(A)	68	69	69	
Dimensión externa	Peso neto	kg	298.000x2	198.500x1 + 298.000x2	290.000x1 + 298.000x2	
	Peso del producto	kg	317.000x2	214.500x1 + 317.000x2	298.000x1 + 317.000x2	
	Dimensiones netas		mm	(1295.00x1695.00x765.	(880.00x1695.00x765.0	(1295.00x1695.00x765.
	Dimensiones embalaje		mm	(1363.00x1887.00x832.	(948.00x1887.00x832.0	(1363.00x1887.00x832.
Rango	enfriamiento	°C	-5.00-48.00	-5.00-48.00	-5.00-48.00	

Nota: Información extraída del reporte en la utilización del software DVM PRO – VRF

El equipamiento de las condensadoras será ubicado al nivel del techo del edificio, debido a que necesitan un ambiente libre para realizar la transferencia de calor y espacio suficiente para su distribución.

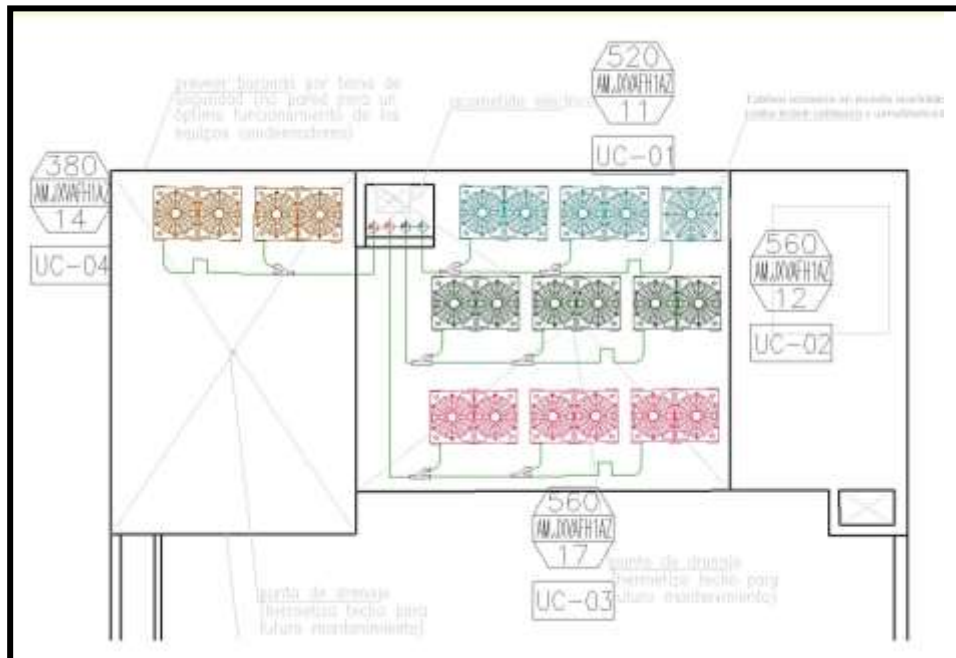


Figura 40. Distribución de equipos condensadoras tipo VRF en la azotea del edificio Globoterraqueo. Tomada del uso del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung

Es importante detallar que a cada sistema de condensadoras le corresponde una cierta cantidad de evaporadoras para su funcionamiento y control, de las cuales se detallara en el Anexo 52.

Con la ayuda de estas capacidades, modelos y ubicación de los equipos se podrá realizar el recorrido de tuberías que se detallará en la etapa 4 del desarrollo de tesis.

- **Selección del inyector de aire**

Para realizar la selección del equipo inyector de aire, utilizaremos los resultados de la tabla 49 y la tabla 65, tal que haremos uso de los datos de caudal y presión para realizar la selección en el programa de la marca Soler&Palau, a través de curva de operación y la curva del sistema.

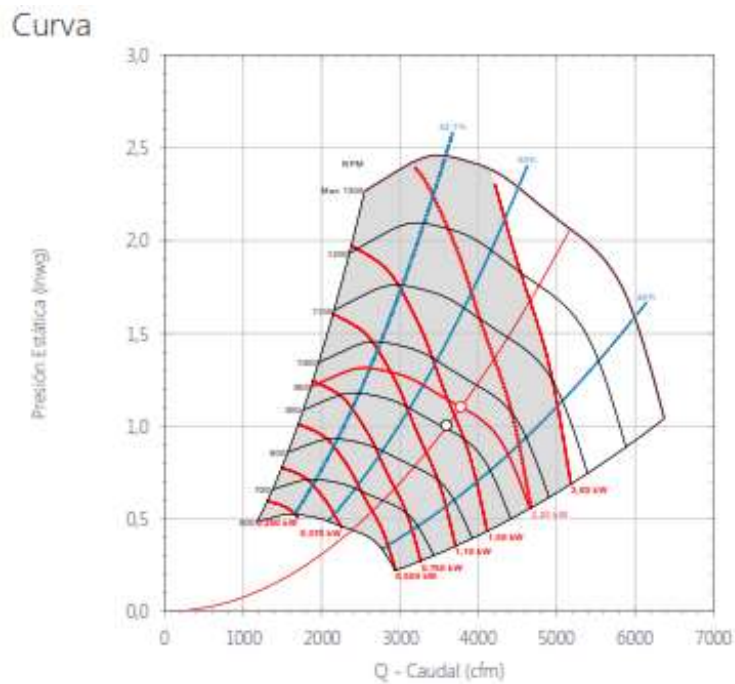


Figura 41. Curva de performance del inyector de aire. Tomada del uso del software EASY VENT – Soler&Palau

Para más detalle de las características del equipo, ver ficha técnica del Anexo 40

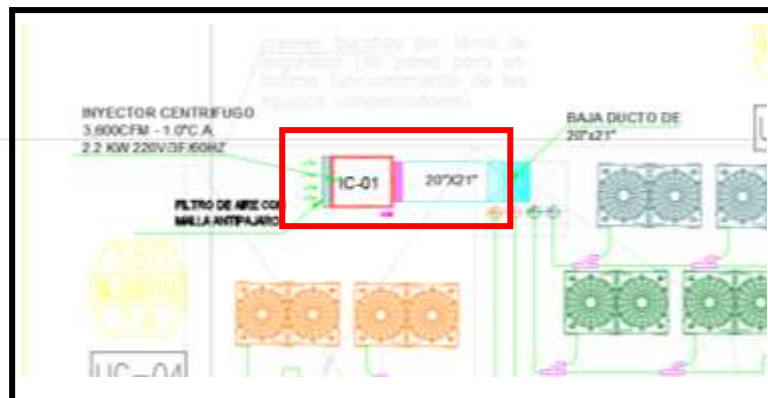


Figura 42. Distribución del equipo de inyección de aire ubicado en la azotea del edificio Globoterraqueo. Tomada de la selección de uso del software EASY VENT – Soler&Palau

Etapa 4: Dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire exterior.

- **Dimensionamiento de tuberías de cobre para la refrigeración del sistema:**

Según ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment (2020), describe que la tubería de refrigeración para el sistema de aire acondicionado de tipo VRF lo establece cada fabricante, debido a que estos recomiendan sus diferentes longitudes verticales y horizontales máximas y mínimas, diámetros de tuberías según sus volúmenes de refrigerante y las velocidades requeridas para que el sistema de aire acondicionado tenga un funcionamiento óptimo y eficiente.

Ante lo mencionado, la marca Samsung establece que para dimensionar sus tuberías de refrigeración se hace uso del software DVM PRO – VRF, el cual nos proporcionara los diámetros de las tuberías requeridas.

Entonces, con la ayuda de los valores calculados de la tabla 56 y las selecciones de los equipos de la etapa III se procede a utilizar el software mencionado teniendo como resultado las siguientes tablas y diagramas:

Tabla 60. Dimensionamiento de tuberías para el sistema UC-01

construccion			Unidad UC-01		liquid o tubo	gas tubo	Flujo de aire	Ratio de combinacion
Dept	FI	habitacion	nombre	nombre del modelo	Ø, in	Ø, in	CFM	enfriamiento
-	-	-	-	-	Ø, in	Ø, in	CFM	%
Prim er Sist ema UC- 01	Roof		UC-01	AM520JXVAFH1AZ	3/4"	1 5/8"		108.7
	3er Piso	HALL 3ºP	UE-3.1	AM012FN4DCH/AA	1/4"	1/2"	547.04	
		OF.301	UE-3.2	AM030FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	777.00	
		OF.301	UE-3.3	AM030FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	777.00	
		OF.301	UE-3.4	AM024FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	618.03	
		OF.302	UE-3.5	AM036FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	847.93	
		OF.302	UE-3.6	AM030FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	777.00	
		OF.302	UE-3.7	AM030FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	777.00	
	2do Piso	HALL 2ºP	UE-2.1	AM012FN4DCH/AA	1/4"	1/2"	547.04	
		OF. 201	UE-2.2	AM024FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	618.03	
		OF. 202	UE-2.3	AM036FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	847.93	
		OF. 202	UE-2.4	AM024FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	618.03	
		OF. 203	UE-2.5	AM036FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	847.93	
		OF. 204	UE-2.6	AM036FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	847.93	
		OF. 205	UE-2.7	AM036FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	847.93	
	1er Piso	AUDITORIO	UE-1.5	AM048FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	1024.00	
		AUDITORIO	UE-1.4	AM048FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	1024.00	
		AUDITORIO	UE-1.3	AM012FN4DCH/AA	1/4"	1/2"	547.04	
		RECEPCION	UE-1.2	AM024FN4DCH/AA	3/8"	5/8"	618.03	
		RECEPCION	UE-1.1	AM012FN4DCH/AA	1/4"	1/2"	547.04	

Nota: Información extraída del reporte en la utilización del software DVM PRO – VRF

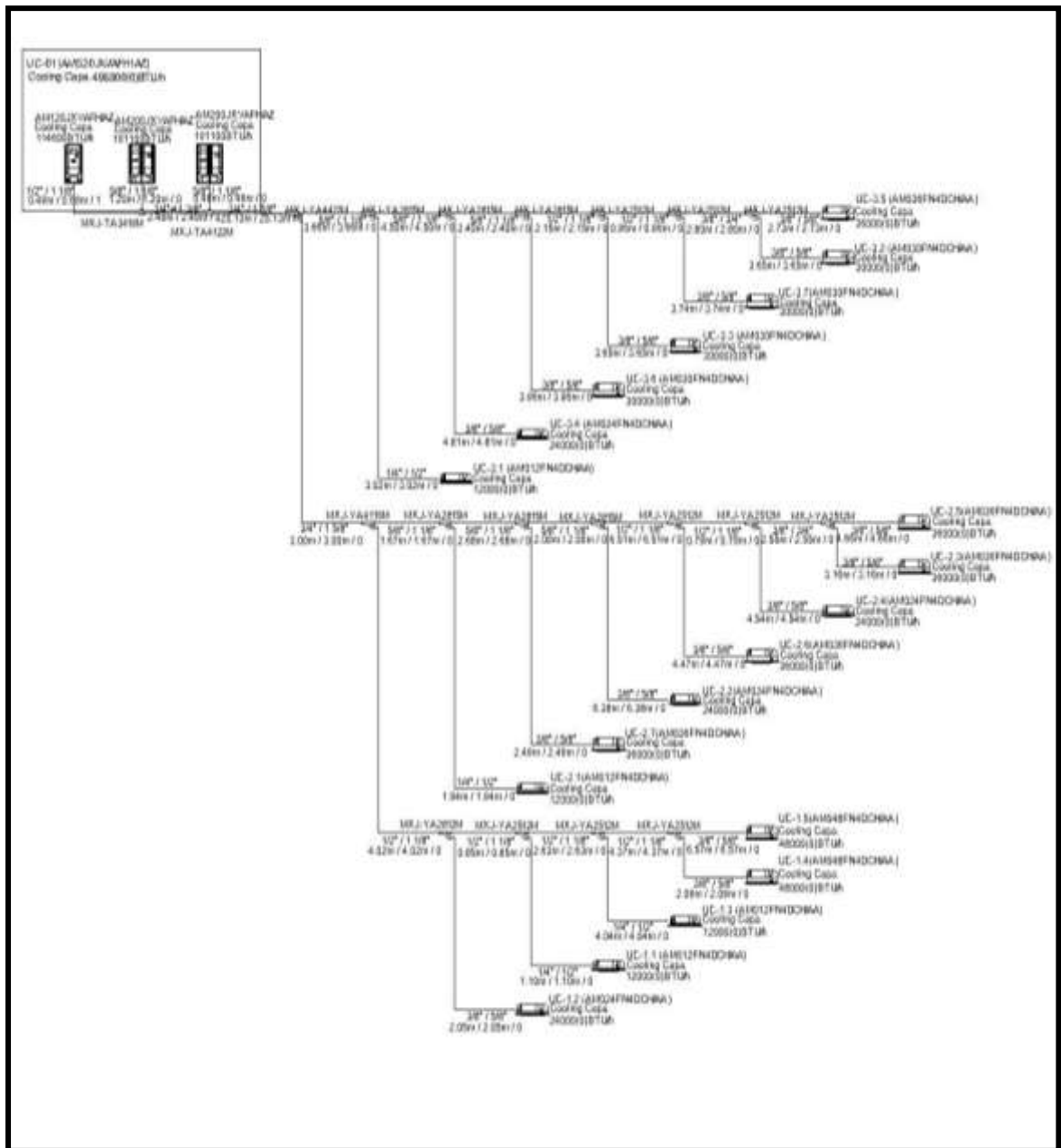


Figura 43. Árbol de tuberías del primer sistema VRF UC-01 del edificio

Globoterraqueo. Tomada del uso del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung

Cabe mencionar que el software proporciona un cuadro resumen donde muestra el equipamiento, las longitudes totales de tuberías y también la cantidad de gas refrigerante a utilizar. Los sistemas VRF de esta investigación utilizara el refrigerante R-410 para el realizar el proceso de refrigeración, además la carga de refrigerante del sistema es un valor calculado, mientras que la carga adicional se determina por el volumen de la línea de líquido.

Tabla 61. Equipamiento para el sistema UC-01

Categorías	Nombre del modelo		Cantidad	Categorías	nombre del modelo	Cantidad
DVM S(NEW)	AM520JXVAFH1AZ	AM120JXVAFH/AZ	1	Y-Joint	MXJ-TA4122M	1
		AM200JXVAFH/AZ	2		MXJ-TA3419M	1
4Way CASSETTE		AM048FN4DCH/AA	2		MXJ-YA4422M	1
		AM012FN4DCH/AA	4		MXJ-YA2815M	6
		AM024FN4DCH/AA	4		MXJ-YA2512M	9
		AM036FN4DCH/AA	5		MXJ-YA4119M	1
		AM030FN4DCH/AA	4		MXJ-YA2812M	1

Nota: Información extraída del reporte en la utilización del software DVM PRO – VRF

Tabla 62. Longitud de tuberías para el sistema UC-01

Longitud como diámetro de la tubería		1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 3/8"	1 1/2"	1 5/8"	1 3/4"	1 7/8"	2"	2 1/8"
1. Tubería de líquido	m	10.1	64.3	22.78	18.7	30.6											
2. Tubería de gas	m			10.10	59	5.35		41.46		2.49			28.13				
3. Tubería de gas de alta presión	m																
Restricción de la longitud de la tubería		Restricción (Basado en el manual de instalación)								Longitud de tubería real				Longitud de tubería equivalente			
1. La longitud total de tuberías	m	1000.00								152.48							
2. La longitud máxima de tubería	m	200.00								55.77				57.77			
3. Longitud de la tubería principal	m									25.13							
4. Longitud de tubería entre El primer derivador y la unidad interior mas lejana	m	45.00/90.00								26.35							
5. Diferencia de nivel entre la unidad exterior y la interior (Max) (Ext por encima de Int de la unidad/ Ext debajo de la unidad Int)	m	40.00/110.00								30.20							
6. Diferencia de nivel entre las unidades interiores	m	50.00								6.00							

Nota: Información extraída del reporte en la utilización del software DVM PRO – VRF

- Cantidad de refrigerante básico y adicionales
 - Cantidad de refrigerante de carga básica (de fábrica): 23.300 kg
 - Cantidad de refrigerante de carga de campo adicional: 30.710 kg

El equipamiento de los demás sistemas VRF se podrá visualizar en los Anexos del 25 al 37.

- **Dimensionamiento de ductos galvanizados para el transporte e inyección de aire exterior:**

Para el dimensionamiento de los ductos utilizaremos el método de diseño de igual fricción, el cual consiste en seleccionar un valor para la pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto, de tal manera se mantenga para todas las secciones un valor constante, sin embargo, tendremos que respetar las velocidades recomendadas de la tabla 6.

Para el desarrollo del calculo utilizaremos el valor de 0.1 in W.C/100 ft (0.1 pulgadas de columna de agua por cada 100 pies de longitud de ducto) y usaremos velocidades recomendadas para en el uso de acondicionamiento de aire:

Tabla 63. Velocidades recomendadas en sistema de acondicionamiento de aire

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior ^a	500	500	500	800	900	1200
Filtros ^a	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento ^a	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
Ductos principales	700 – 900	1000 – 1300	1200 – 1800	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
Ductos de ramal	600	600 – 900	800 – 1000	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Subidas de ramal	500	600 – 700	800	650 – 800	800 – 1200	1000 – 1600

Nota: Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Edward Pita, 2000)

Utilizaremos, según la tabla 63, 1300 ft/min como velocidad recomendada para el uso de los cálculos.

Entonces, utilizando los resultados de la tabla 49, donde concluimos que se necesita un equipo ventilador de 3600 CFM, se procederá a utilizar las siguientes gráficas para evaluar el dimensionamiento del ducto principal:

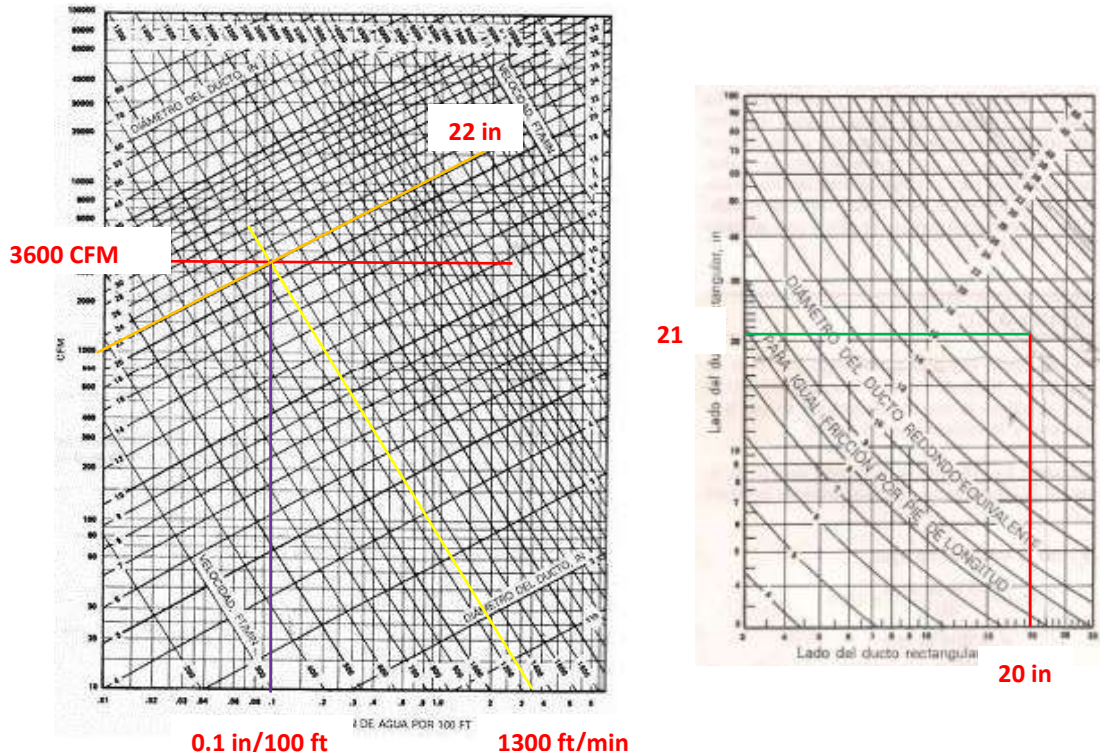


Figura 44. Dimensionamiento del ducto principal circular para 3600 CFM y dimensionamiento equivalente rectangular. Tomada del libro de acondicionamiento de aire Edward Pita. 2000, p. 234 y 236.

Entonces como dimensiones tendremos una sección de 21in x 20in (21"x20") para el ducto principal.

Para corroborar dicha sección se utilizó el software DuctSizer Versión 6.4, obteniendo los siguientes resultados:

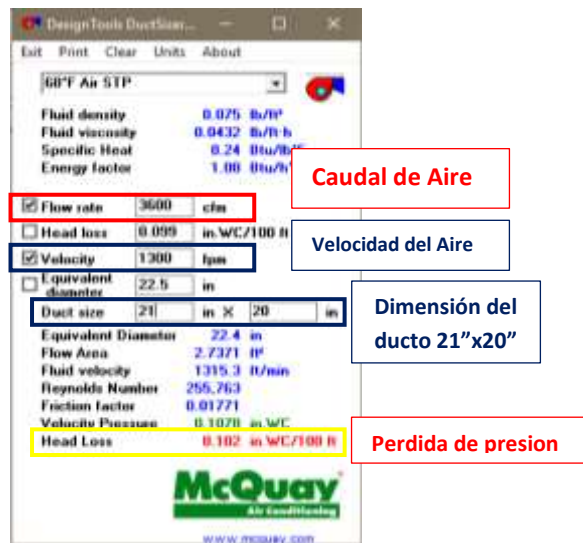


Figura 45. Dimensionamiento de ducto con software. Tomada del uso del software Duct Sizer Versión 6.4

Continuando con la metodología de cálculo, se procederá a determinar la pérdida de presión total que genera el sistema de ductos para poder seleccionar con la ayuda del caudal, el modelo de equipo a utilizar.

Para ello debemos de asegurarnos que el aire llegue hasta el último equipo de aire acondicionado sin generar ninguna pérdida de presión en el recorrido de ducto, es por ello que se analizara una ruta crítica para calcular la pérdida de presión total del sistema de ductos. Hay que considerar que dentro de la ruta crítica ha de aparecer desvíos en forma de codo de 90° que también generaran pérdida secundaria dentro del sistema de ductos. Es por eso que también hallaremos la pérdida de presión secundaria en los codos utilizando la siguiente figura:

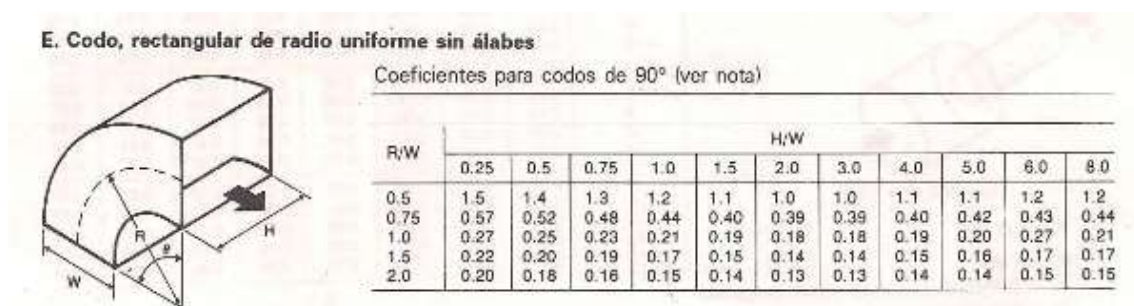


Figura 46. Dimensionamiento de desvíos en forma de codo de 90°. Tomada del libro de acondicionamiento de aire Edward Pita. 2000, p. 239.

Tenemos que encontrar R/W y H/W para poder hallar el Coeficiente para codos de 90°, de los datos tenemos que R=7.5" y que nuestro W= 9" ya que nuestro ducto es de 90°, también observamos que H= 6", y que W=9", nuestro valor de S = 9" × 6" = 54"

$$\frac{R}{W} = \frac{7.5''}{9''} = 0.83, \quad \frac{H}{W} = \frac{6''}{9''} = 0.67$$

Haremos una triple iteración para halla el coeficiente correspondiente del codo.

Tabla 64. Coeficientes para codo de 90° - Relación H/W

R/W	H/W		
	0.5	0.67	0.75
0.75	0.52	a	0.48
0.83		x	
1	0.25	b	0.23

Nota: Extraído del libro de acondicionamiento de aire Edward Pita. 2000, p. 239.

Iterando:

$$\frac{0.75 - 0.67}{0.75 - 0.5} = \frac{0.48 - a}{0.48 - 0.52} \Rightarrow a = 0.4928$$

$$\frac{0.75 - 0.67}{0.75 - 0.5} = \frac{0.23 - b}{0.23 - 0.25} \Rightarrow b = 0.2364$$

$$\frac{0.75 - 0.83}{0.75 - 1.0} = \frac{0.4928 - x}{0.4928 - 0.2364} \Rightarrow x = 0.410752$$

Tabla 65. Resumen de coeficiente para codo 90° relación R/W

R/W	H/W		
	0.5	0.67	0.75
0.75	0.52	0.4928	0.48
0.83		0.410752	
1	0.25	0.2364	0.23

Nota: Extraído de la figura 46

Ese valor de x es el valor de C.

De la ecuación 65. $H_f = C \times H_v = 0.410752 \times \left(\frac{V}{4000}\right)^2 \dots \dots \dots (4.39)$

$$V = \frac{225 \text{ cfm} \times 144}{54} = 600 \text{ ft/min}$$

$$H_f = C \times H_v = 0.410752 \times \left(\frac{600}{4000}\right)^2 = 0.00924 \text{ in de agua} \approx 0.01 \text{ in de agua}$$

Luego se procederá a realizar un cuadro resumen con las pérdidas de presión generadas por la ruta crítica y los codos de 90° por desvíos para el sistema de ductos de inyección de aire.

Con estos valores podremos obtener la perdida de presión total generada por el sistema de ductos, y luego seleccionar el ventilador analizando la curva del ventilador con la curva del sistema y encontrar el punto de operación con la ayuda del caudal.

Tabla 66. Resumen de la caída de presión para el sistema de ductos.

Tramo	Caudal (CFM)	Velocidad (ft/min)	Longitud del tramo (ft)	Lado 1 (in)	Lado 2 (in)	Caida de presion por cada 100 ft	Caida de presion en ducto primarios, ramales y codos
1	3600	1300	4.26	20	21	0.102 in W.C/100 ft	0.004345 in W.C
2	3600	1300	9.84	20	21	0.102 in W.C/100 ft	0.010037 in W.C
3	3280	1271.4	9.84	20	20	0.101 in W.C/100 ft	0.009938 in W.C
4	2965	1240.6	9.84	20	18	0.100 in W.C/100 ft	0.009840 in W.C
5	2650	1207.2	9.84	20	17	0.099 in W.C/100 ft	0.009742 in W.C
6	2280	1163.8	9.84	20	15	0.098 in W.C/100 ft	0.009643 in W.C
7	1910	1114.6	9.84	20	13	0.100 in W.C/100 ft	0.009840 in W.C
8	1605	1068.2	9.84	16	14	0.107 in W.C/100 ft	0.010529 in W.C
9	1300	1014.4	9.84	16	12	0.100 in W.C/100 ft	0.009840 in W.C
10	995	1000	9.84	16	10	0.114 in W.C/100 ft	0.011218 in W.C
11	690	1000	9.84	16	7	0.145 in W.C/100 ft	0.014268 in W.C
12	320	1000	9.84	10	5	0.236 in W.C/100 ft	0.023222 in W.C
13	285	900	6.56	10	5	0.192 in W.C/100 ft	0.012595 in W.C
14	225	900	32.8	9	3	0.117 in W.C/100 ft	0.038376 in W.C
15	125	900	16.4	8	6	0.430 in W.C/100 ft	0.070520 in W.C
16	100	900	16.68	8	4	0.082 in W.C/100 ft	0.013678 in W.C
CODOS	5					0.010 in W.C/100 ft	0.050000 in W.C
FILTRO SINTETICO	1					0.50 in W.C	0.50 in W.C
FACTOR DE SERVICIO=							20%
TOTAL=							0.98 in W.C

Nota: Resultados de la perdida de presión total

Entonces seleccionaremos un ventilador que pueda vencer 1.00 in W.C de caída de presión para que el aire llegue hasta el último equipo de aire acondicionado.

V. RESULTADOS

5.1 RESULTADOS DESCRIPTIVOS

5.1.1 Confort Térmico

Este se obtiene al determinar la capacidad de refrigeración del sistema de aire acondicionado tipo VRF utilizando los parámetros iniciales de diseño, donde los valores para alcanzar dicho confort fueron de 22°C de temperatura y 55% de humedad relativa, estando así dentro del rango estipulado por la normal ASHRAE en su estándar 55.

Los valores para el confort térmico fueron analizados y calculados a través de la carta psicrométrica para cada ambiente considerando que para todos los ambientes tienen que estar en 22°C y 55% de humedad relativa. Además, se hizo el cálculo con el software Elite, dando una similitud de entre 95 al 99%. Ver anexos del 13 al 24 y la tabla 69.

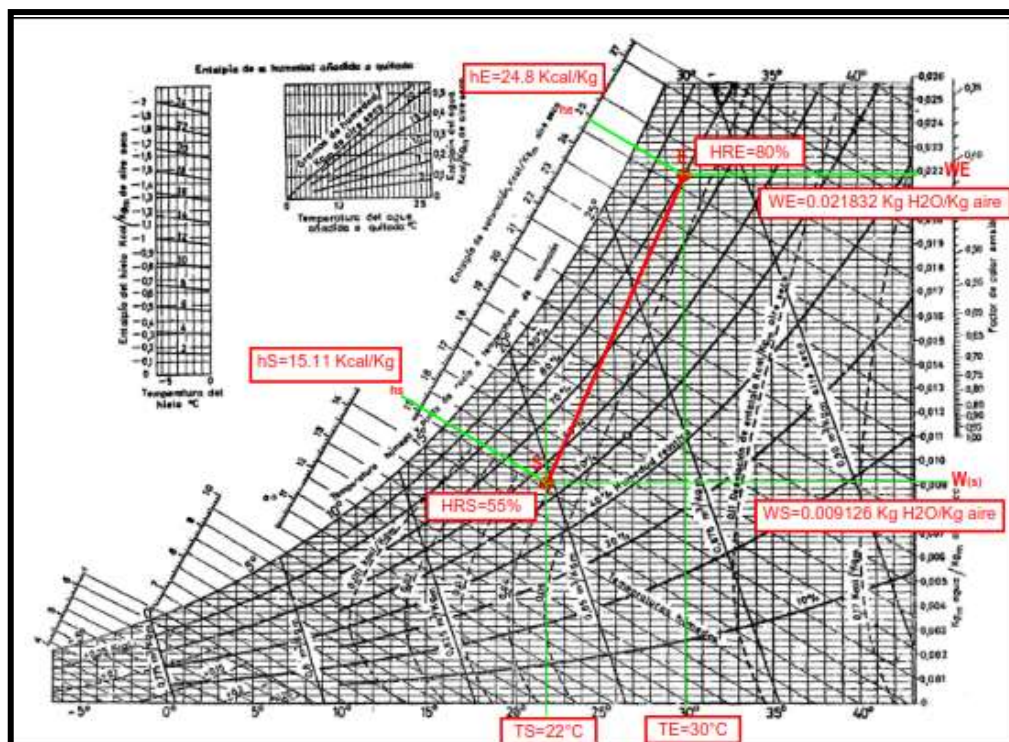


Figura 47. Análisis de la carta psicrométrica para las condiciones de confort. Tomada de los parámetros de diseño.

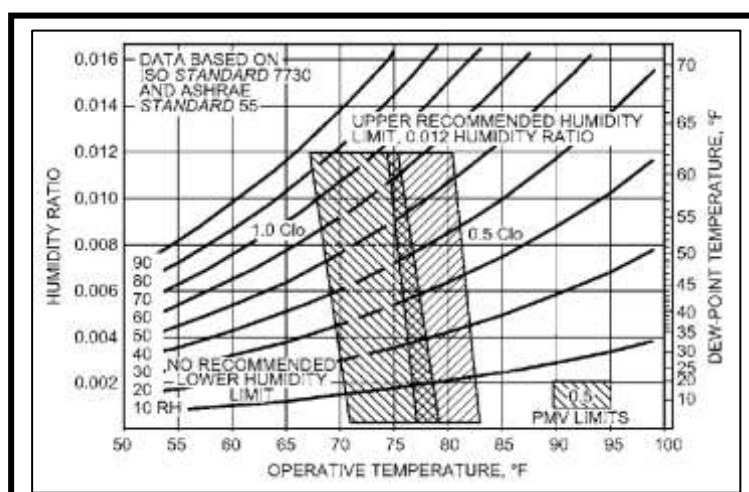


Figura 48. Zonas de confort humano. Tomado del manual del ASHRAE Handbook Fundamentals. 2021, p. 9.12.

5.1.2 Carga térmica y cantidad de aire exterior

Se determinó la carga térmica total de las oficinas del edificio Globotarraqueo considerando las fuentes generativas de calor como son las personas, la iluminación, los equipos eléctricos, paredes, pisos, techo, transmisión, radiación y días de mayor aportación solar.

Tabla 67. Cargas térmicas del edificio Globotarraqueo sin aire exterior

AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE	CARGA TERMICA PARCIAL	
RECEPCIÓN	Recepción	6,756.30 Kcal/h	289.80 Kcal/h	7,046.10 Kcal/h	2.33 TON
HALL DE ASCENSORES	Hall de ascensores/10 pisos	16,531.90 Kcal/h	2,415.00 Kcal/h	18,946.90 Kcal/h	6.27 TON
PISO 1	Auditorio	21,130.88 Kcal/h	966.00 Kcal/h	22,096.88 Kcal/h	7.31 TON
PISO 2	Oficina 201	4,210.30 Kcal/h	193.20 Kcal/h	4,403.50 Kcal/h	1.46 TON
	Oficina 202	12,053.31 Kcal/h	386.40 Kcal/h	12,439.71 Kcal/h	4.11 TON
	Oficina 203	7,680.45 Kcal/h	241.50 Kcal/h	7,921.95 Kcal/h	2.62 TON
	Oficina 204	6,328.91 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,570.41 Kcal/h	2.17 TON
PISO 3	Oficina 205	6,456.82 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,698.32 Kcal/h	2.22 TON
	Oficina 301	17,741.46 Kcal/h	483.00 Kcal/h	18,224.46 Kcal/h	6.03 TON
PISO 4	Oficina 302	20,751.74 Kcal/h	483.00 Kcal/h	21,234.74 Kcal/h	7.02 TON
	Oficina 401	17,741.46 Kcal/h	483.00 Kcal/h	18,224.46 Kcal/h	6.03 TON
PISO 5	Oficina 402	20,751.74 Kcal/h	483.00 Kcal/h	21,234.74 Kcal/h	7.02 TON
	Oficina 501	17,741.46 Kcal/h	483.00 Kcal/h	18,224.46 Kcal/h	6.03 TON
PISO 6	Oficina 502	20,751.74 Kcal/h	483.00 Kcal/h	21,234.74 Kcal/h	7.02 TON
	Oficina 601	17,741.46 Kcal/h	483.00 Kcal/h	18,224.46 Kcal/h	6.03 TON
PISO 7	Oficina 602	20,751.74 Kcal/h	483.00 Kcal/h	21,234.74 Kcal/h	7.02 TON
	Oficina 701	4,210.30 Kcal/h	193.20 Kcal/h	4,403.50 Kcal/h	1.46 TON

	Oficina 702	12,053.31 Kcal/h	386.40 Kcal/h	12,439.71 Kcal/h	4.11 TON
	Oficina 703	7,680.45 Kcal/h	241.50 Kcal/h	7,921.95 Kcal/h	2.62 TON
	Oficina 704	6,328.91 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,570.41 Kcal/h	2.17 TON
	Oficina 705	6,456.82 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,698.32 Kcal/h	2.22 TON
PISO 8	Oficina 801	4,210.30 Kcal/h	193.20 Kcal/h	4,403.50 Kcal/h	1.46 TON
	Oficina 802	12,053.31 Kcal/h	386.40 Kcal/h	12,439.71 Kcal/h	4.11 TON
	Oficina 803	7,680.45 Kcal/h	241.50 Kcal/h	7,921.95 Kcal/h	2.62 TON
	Oficina 804	6,328.91 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,570.41 Kcal/h	2.17 TON
	Oficina 805	6,456.82 Kcal/h	241.50 Kcal/h	6,698.32 Kcal/h	2.22 TON
PISO 9	Piso 9	28,252.36 Kcal/h	966.00 Kcal/h	29,218.36 Kcal/h	9.66 TON
PISO 10	Piso 10	28,252.36 Kcal/h	966.00 Kcal/h	29,218.36 Kcal/h	9.66 TON
PISO 11	Piso 11	36,996.67 Kcal/h	966.00 Kcal/h	37,962.67 Kcal/h	12.55 TON
TOTAL PARCIAL =					137.70 TON

Nota: Resumen de cálculos para el calor sensible y latente de todos los ambientes del edificio

Globoterraqueo

Tabla 68. Resumen de la cantidad de aire exterior

AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	CANTIDAD DE PERSONAS	ÁREA Az (ft2)	RATIO POR PERSONA Rp (CFM/persona)	RATIO POR ÁREA Ra (CFM/ft2)	FACTOR	AIRE EXTERIOR (CFM)	FLUJO VOLU MÉTRICO DEL AIRE EXTERIOR (m3/h)
RECEPCIÓN	Recepción	6	322.80	5	0.06	1.3	64.18 CFM	109.0 m3/h
HALL DE ASCENSORES	Ascensore/10 pisos	5	161.40	5	0.06	1.3	45.10 /451 CFM	76.6 /766 m3/h
PISO 1	Auditorio	20	1291.20	5	0.06	1.3	230.71 CFM	392.0 m3/h
PISO 2	Oficina 201	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m3/h
	Oficina 202	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m3/h
	Oficina 203	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m3/h
	Oficina 204	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h
	Oficina 205	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h
PISO 3	Oficina 301	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m3/h
	Oficina 302	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m3/h
PISO 4	Oficina 401	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m3/h
	Oficina 402	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m3/h
PISO 5	Oficina 501	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m3/h
	Oficina 502	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m3/h
PISO 6	Oficina 601	10	903.84	5	0.06	1.3	135.50 CFM	230.2 m3/h
	Oficina 602	10	882.32	5	0.06	1.3	133.82 CFM	227.4 m3/h
PISO 7	Oficina 701	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m3/h
	Oficina 702	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m3/h
	Oficina 703	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m3/h
	Oficina 704	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h
	Oficina 705	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h
PISO 8	Oficina 801	4	193.68	5	0.06	1.3	41.11 CFM	69.8 m3/h
	Oficina 802	8	505.72	5	0.06	1.3	91.45 CFM	155.4 m3/h
	Oficina 803	5	344.32	5	0.06	1.3	59.36 CFM	100.8 m3/h
	Oficina 804	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h
	Oficina 805	5	322.80	5	0.06	1.3	57.68 CFM	98.0 m3/h
PISO 9	Piso 9	20	1807.68	5	0.06	1.3	271.00 CFM	460.4 m3/h
PISO 10	Piso 10	20	1807.68	5	0.06	1.3	271.00 CFM	460.4 m3/h
PISO 11	Piso 11	20	1872.24	5	0.06	1.3	276.03 CFM	469.0 m3/h
TOTAL =							3563.01 CFM	6053.2 m3/h

Nota: Resumen de cálculos para el aire exterior

Además, se obtuvo la cantidad de aire exterior para cada oficina expresados en la tabla 68, haciendo cumplir el estándar 62.1 de la norma ASHRAE para poder recircular el aire viciado y tener una calidad de aire optima en las oficinas del edificio.

5.1.3 Capacidad de enfriamiento para los equipos de refrigeración

Con la ayuda de la carta psicrométrica se pudo determinar la capacidad de enfriamiento de los equipos de refrigeración, teniendo como puntos de partida la carga térmica de las oficinas del edificio y la cantidad de aire exterior calculadas en la etapa dos de este informe de investigación.

Estos cálculos fueron apoyados mediante el software de PsyChart que nos ayudó a escoger valores más exactos dentro de la carta Psicrométrica para obtener la capacidad de refrigeración de cada equipo.

Con ello se determinó el calor sensible, el calor latente y en consecuencia el calor total del equipo de refrigeración. A continuación se detallará en un cuadro resumen las capacidades de los equipos considerando que estos sean de manera comercial al alcance de lo real:

Tabla 69. Capacidad total de enfriamiento para los equipos de aire acondicionado

CAPACIDAD TOTAL DE ENFRIAMIENTO PARA LOS EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN DEL EDIFICIO					
AMBIENTES	ZONIFICACIÓN	CANTIDAD DE AIRE EXTERIOR	CARGA TERMICA PARCIAL	CAPACIDAD DEL EQUIPO INCLUYENDO EL AIRE EXTERIOR	CAPACIDAD DE EQUIPO COMERCIALES
RECEPCIÓN	Recepción	64.18 CFM	2.33 TON	2.72 TON	3.00 TON
HALL DE ASCENSORES	Hall de ascensores/10 pisos	451.00 CFM	6.27 TON	9.00 TON	10.00 TON
PISO 1	Auditorio	230.71 CFM	7.31 TON	8.72 TON	9.00 TON
PISO 2	Oficina 201	41.11 CFM	1.46 TON	1.71 TON	2.00 TON
	Oficina 202	91.45 CFM	4.11 TON	4.81 TON	5.00 TON
	Oficina 203	59.36 CFM	2.62 TON	2.98 TON	3.00 TON
	Oficina 204	57.68 CFM	2.17 TON	2.53 TON	3.00 TON
	Oficina 205	57.68 CFM	2.22 TON	2.57 TON	3.00 TON
PISO 3	Oficina 301	135.50 CFM	6.03 TON	6.86 TON	7.00 TON
	Oficina 302	133.82 CFM	7.02 TON	7.86 TON	8.00 TON
PISO 4	Oficina 401	135.50 CFM	6.03 TON	6.86 TON	7.00 TON
	Oficina 402	133.82 CFM	7.02 TON	7.86 TON	8.00 TON
PISO 5	Oficina 501	135.50 CFM	6.03 TON	6.86 TON	7.00 TON
	Oficina 502	133.82 CFM	7.02 TON	7.86 TON	8.00 TON
PISO 6	Oficina 601	135.50 CFM	6.03 TON	6.86 TON	7.00 TON

	Oficina 602	133.82 CFM	7.02 TON	7.86 TON	8.00 TON
PISO 7	Oficina 701	41.11 CFM	1.46 TON	1.71 TON	2.00 TON
	Oficina 702	91.45 CFM	4.11 TON	4.81 TON	5.00 TON
	Oficina 703	59.36 CFM	2.62 TON	2.98 TON	3.00 TON
	Oficina 704	57.68 CFM	2.17 TON	2.53 TON	3.00 TON
	Oficina 705	57.68 CFM	2.22 TON	2.57 TON	3.00 TON
PISO 8	Oficina 801	41.11 CFM	1.46 TON	1.71 TON	2.00 TON
	Oficina 802	91.45 CFM	4.11 TON	4.81 TON	5.00 TON
	Oficina 803	59.36 CFM	2.62 TON	2.98 TON	3.00 TON
	Oficina 804	57.68 CFM	2.17 TON	2.53 TON	3.00 TON
	Oficina 805	57.68 CFM	2.22 TON	2.57 TON	3.00 TON
PISO 9	Piso 9	271.00 CFM	9.66 TON	11.31 TON	12.00 TON
PISO 10	Piso 10	271.00 CFM	9.66 TON	11.31 TON	12.00 TON
PISO 11	Piso 11	276.03 CFM	12.55 TON	14.24 TON	16.00 TON
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO TOTAL =					170.00 TON

Nota: Elaboración propia en base a los cálculos de carga térmica y aire exterior

5.1.4 Selección de equipo de refrigeración e inyector de aire

Con la ayuda del software DVM pro de la marca Samsung, se realizó la selección de equipos exteriores e interior del edificio el cual de manera estratégica se distribuyeron en los ambientes de las oficinas del edificio.

Tabla 70. Equipos de refrigeración para el edificio Globoterraqueo

Nombre del modelo			AM380JXVAFH 1AZ	AM520JXVAFH 1AZ	AM560JXVAFH 1AZ	
Fuente de alimentacion		Ø, #, V, Hz	3,3,208- 230.60Hz	3,3,208- 230.60Hz	3,3,208- 230.60Hz	
modo			HEAT PUMP	HEAT PUMP	HEAT PUMP	
rendi mient o	HP / TON	HP/TON	38/30.25	52/41.4	56/44.64	
	Capacidad (Nominal)	refrigeraci on	kW	106.4	145.6	157
		refrigeraci on	BTU/h	363100	496800	535700
		refrigeraci on 46 °C	kW	-	-	-
		BTU/h	N/A	N/A	N/A	
poten cia	Potencia	refrigeraci on	kW	22.11	30.12	33.54
	Consumida		kW	N/A	N/A	N/A
	Corriente de	refrigeraci on	A	64.5	87.9	97.8
	Max . Corriente de consumo		A	139.5	181	202.1
	Interruptor de proteccion		A	-	-	-
COP	Refrigeracion		-	4.81	4.83	4.68
	Calefaccion		W/W	5.18	4.99	4.94
comp resor	tipo		-	SSC Scrollx4	SSC Scrollx5	SSC Scrollx6
	salida		kW × n	-	-	5.09x2 + x4
ventil ador	tipo		-	Propeller	Propeller	Propeller
	salida		W	620x4	830 + 620x4	620x6
	Numero de unidades		EA	4	3	4
	Caudal de aire		CFM	9182.16 +	7769.52 +	9005.58 +
	Presion estatica externa	Max .	W G	0.314959400619 778	0.31495940061 9778	0.314959400619 778
Cone xione	Tuberia de Liquido	Ø,mm(in	19.05(3/4")	19.05(3/4")	19.05(3/4")	
	tuberia de gas	Ø,mm(in	41.28(1 5/8")	41.28(1 5/8")	41.28(1 5/8")	
	Tuberia de Descarga de Gas	Ø,mm(in	-(-)	-(-)	-(-)	

s de	Tuberia de Equilibrado de	∅,mm(in)	N/A(N/A)	N/A(N/A)	N/A(N/A)
Cable	Cable de comunicacion	mm2	-	-	-
ado	cable de comunicacion	mm2	-	-	-
refrig	tipo	-	R410A	R410A	R410A
erant	Carga de Fabrica	kg	8.400x2	6.500x1 + 8.400x2	7.700x1 + 8.400x2
e					
sonid	Presion sonora	dB(A)	68	69	69
Dime	Peso neto	kg	298.000x2	198.500x1 +	290.000x1 +
nsion	Peso del producto	kg	317.000x2	214.500x1 +	298.000x1 +
exter	Dimensiones netas	mm	(1295.00x1695.0	(880.00x1695.0	(1295.00x1695.0
na	(AnxAltxPr)		0x765.00)x2	0x765.00)x1 +	0x765.00)x3
	Dimensiones embalaje	mm	(1363.00x1887.0	(948.00x1887.0	(1363.00x1887.0
Rang	enfriamiento	°C	-5.00~48.00	-5.00~48.00	-5.00~48.00
o					
Temp					
de					
funci	Calefaccion	°C	-25.00~24.00	-25.00~24.00	-25.00~24.00
onam					
iento					

Nota: Información extraída del reporte en la utilización del software DVM PRO – VRF

Ademas, mediante el software de selección de Soler&Palau (S&P) se seleccionará el equipo de inyección de aire considerando como parámetros de selección el caudal y la presión obtenidos de la tabla 49 y 66. Ver Anexo 40.



S&P

CVTT

CVTT-12/12-2.2KW-950RPM/4-PREMIUM

Caja de ventilación construida en chapa de acero galvanizado y aislamiento termoacústico de melamina, equipada con ventilador centrífugo de álabes asistente montado sobre soportes antivibratorios y junta flexible a la descarga, accionado por motor a transmisión trifásico IP54, marca Soler & Palau modelo CVTT-12/12-2.2KW-950rpm/4-Premium para un caudal 3.779 cfm y presión estática 1,10 inwg.

Referencia producto: IC-01

Punto requerido	
Caudal	3.600 cfm
Presión Estática	1,00 inwg
Temperatura	20 °C
Altitud	0 m
Densidad	1,2 Kg / m ³
Frecuencia	60 Hz
Punto de trabajo	
Caudal	3.779 cfm
Presión estática	1,10 inwg

Figura 49. Selección de equipo, modelo CVTT 12/12 para la inyección de aire. Tomado en el uso del software EASY VENT – Soler&Palau

5.1.5 Dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire exterior:

Con la ayuda del software DVM pro de la marca Samsung, se realizó el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración que se pueden visualizar en la tabla 71, que de manera automática este software brinda los diámetros de tuberías a utilizar por cada recorrido. Estos recorridos son acompañados por derivaciones que harán que las tuberías se ramifiquen hasta llegar a los equipos de refrigeración para cada oficina.

Tabla 71. Dimensionamiento de tuberías de refrigeración para el sistema tipo VRF

Indice	Modelo	Cantidad	Observacion(Categorías)
tuberia	MXJ-TA4122M	3	Y-Joint
	MXJ-TA3419M	4	Y-Joint
	MXJ-YA4422M	3	Y-Joint
	MXJ-YA2815M	25	Y-Joint
	MXJ-YA2512M	29	Y-Joint
	MXJ-YA4119M	4	Y-Joint
	MXJ-YA2812M	4	Y-Joint
Tuberia de refrigerante	6.35(1/4")	28.89	m
	9.52(3/8")	245	m
	12.70(1/2")	98.69	m
	15.88(5/8")	317.25	m
	19.05(3/4")	90.05	m
	28.58(1 1/8")	160.88	m
	34.92(1 3/8")	2.49	m
41.28(1 5/8")	68.72	m	
Cantidad de Refrigerante adicional	R410A	104.33	kg

Nota: Información extraída del reporte en la utilización del software DVM PRO – VRF

Para visualizar el dimensionamiento en tuberías por cada oficina, visualizar los Anexos del 34 al 37.

Para el sistema de dimensionamientos de ductos, se obtuvo como resultado las dimensiones de cada tramo y la pérdida de presión total que atiende al sistema de ductos, que con la ayuda del caudal podremos seleccionar el equipamiento con su punto de operación.

Además se realizó la distribución de ductos en planos respetando las dimensiones calculadas.

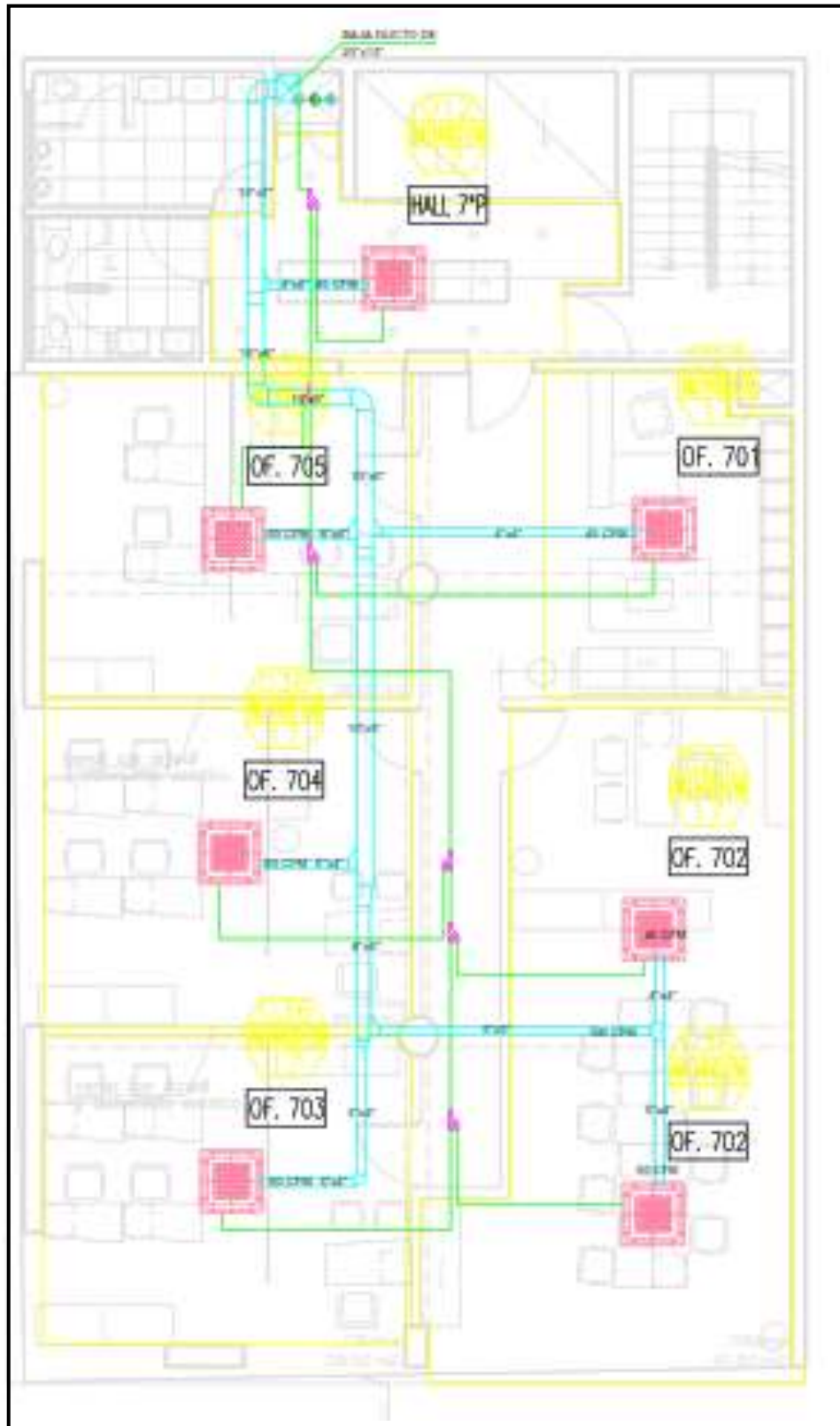


Figura 50. Distribución de ductos para la inyección de aire. Tomado del diseño de ductos de la tabla 65

VI. DISCUSION DE RESULTADOS

CONTRASTACION Y DEMOSTRACION DE LA HIPÓTESIS CON RESULTADOS

- **Con referencia a la hipótesis general**

Se planteó que: “Si se diseña un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se logrará el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima”.

Se pudo comprobar que para diseñar el sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON fue necesario realizar el cálculo de cargas térmicas utilizando parámetros de diseño para el confort térmico de las oficinas del edificio Globoterraqueo y así llegar a las condiciones de confort de 22°C de temperatura y 55% de humedad de acuerdo al estándar 55 de la norma ASHRAE, además de ello a través del estándar 62.1 de la norma ASHRAE se realizó el cálculo de la cantidad de aire exterior que por consiguiente influye en la carga térmica debido a que genera una carga adicional por tener parámetros a condiciones ambientales. Es por ello que con la carta psicrométrica se realiza el cálculo de la verdadera capacidad de refrigeración del equipo de aire acondicionado al realizar el análisis de mezcla entre el retorno de aire interior y exterior.

Con los valores encontrados de la capacidad de los equipos de refrigeración de 170 TON, se procedió a realizar la selección de los equipos de refrigeración con el software DVM PRO – VRF de la marca Samsung que a la vez nos entrega un reporte con el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración. Además, contando con la cantidad de aire exterior que tiene un caudal de 3600 CFM, se realiza el diseño de dimensionamiento de ductos y se encuentra la pérdida de presión por el recorrido del aire de 1.0 in W.C, que con la ayuda del caudal total de aire calculado se seleccionara el tipo de ventilador a utilizar, aplicando el punto de operación que brinda la curva de performance del ventilador de la marca Soler&Palau. Haciendo que los elementos se interconecten y se obtenga el diseño del sistema de aire

acondicionado tipo VRF para el confort térmico de las oficinas Globoterraqueo.

Por lo que la hipótesis planteada es aceptada.

- **Con referencia a las hipótesis específica**

- H1: Si se determina la carga térmica y la cantidad de aire exterior del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá calcular posteriormente la capacidad de enfriamiento en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

Se comprobó que para determinar la carga térmica de **170 TON** es necesario determinar los parámetros de diseño iniciales para determinar la carga térmica parcial de **137.7 TON**, obteniendo sus valores reflejados en las tablas 46 y 47, además de ello será necesario calcular la cantidad de aire exterior para cada oficina y así calcular la verdadera capacidad de enfriamiento, ya que el aire exterior expresa una carga térmica para el equipo por estar a condiciones ambientales. Con ello se obtendrá la verdadera capacidad de enfriamiento del equipo.

Por lo que la hipótesis planteada es aceptada.

- H2: Si se determina la capacidad de enfriamiento para los equipos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá seleccionar los equipos de refrigeración en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

Se pudo comprobar que para determinar la capacidad de enfriamiento de los equipos, fue necesario el uso de la carta psicrométrica, debido a que se tiene que analizar la mezcla de aire de retorno al equipo y la del aire exterior, que por consiguiente este aire exterior genera una carga térmica adicional al equipo por estar a condiciones ambientales, es por ello que al realizar el análisis en la carta psicrométrica, hallamos la capacidad total del equipo, obteniendo como resultado una carga térmica total de **159.98 TON** para el edificio y detallados en la tabla 56. Por lo que la hipótesis planteada es aceptada.

- H3: Si se determina la selección de equipos de refrigeración e inyector de aire que permita el dimensionamiento de tuberías y ductos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá realizar el dimensionamiento de tuberías y ductos para la inyección de aire en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

Se pudo comprobar que para la selección de los equipos de refrigeración, se realizó con la carga térmica total de los equipos comerciales de nos brinda la marca, el cual nos da un total de **170 TON** detallados en la tabla 56 utilizando el software de selección DVM PRO – VRF de la marca Samsung, y para el inyector de aire se utilizó el software EASY VENT de la marca Soler&Palau, donde se utilizaron parámetros de 3600 CFM para el caudal y 1.00 in W.C. para la pérdida de presión y así determinar el equipo de inyección de aire. Con ello se podrá realizar el dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección del aire.

Por lo que la hipótesis planteada es aceptada.

- H4: Si se determina el dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire se logrará la interconexión del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.

Se pudo comprobar que a través de la selección de equipos y sus capacidades se realizó el dimensionamiento de tuberías de refrigeración utilizando el software DVM PRO – VRF de la marca Samsung y se diseñó el tamaño de los ductos utilizando la metodología de diseño de igual fricción respetando las velocidades recomendadas para hacer que el aire llegue hasta el último equipo de aire acondicionado.

Por lo que la hipótesis planteada es aceptada.

CONTRASTACIÓN DE LOS RESULTADOS CON OTROS ESTUDIOS SIMILARES

- En el área Internacional.
 - Esta investigación concuerda con lo mencionado por Moreno, González y Tórrez (2019) en su tesis titulada “Diseño de un sistema de climatización en las instalaciones de la empresa Cero Grados Nicaragua S.A.” debido a que para la presente investigación fue necesario seleccionar correctamente el tipo de sistema de climatización y los modelos de equipamientos a utilizar, además nos permitió determinar las cargas térmicas a través de los parámetros de diseño, sin embargo toman como parámetro de temperatura, un valor de 18°C para el confort térmico, mientras que en esta investigación se tomó como parámetro de diseño una temperatura de 22°C haciendo cumplir con lo establecido por la norma ASHRAE y estar dentro de los intervalos de confort. Tomar como parámetro de diseño una temperatura baja para el confort térmico de un lugar, hace que la capacidad de enfriamiento para el equipo sea muy elevada y por ende el equipamiento estaría sobredimensionado.
 - Esta investigación concuerda con lo mencionado por Cabrera (2019) en su tesis titulada “Diseño de un sistema de climatización de aire acondicionado VRF con Reporte de Software Hisense para el edificio de la biblioteca general de la UCSG” debido a que determino un sistema de climatización en función a los requerimientos máximos de un proyecto y los planteo utilizando un sistema VRF, este sistema le permite climatizar de forma zonificada los diferentes rangos de temperatura en el día, el cual el sistema no requiere operar al 100% de su capacidad y trabaja de acuerdo a la demanda de carga térmica del edificio.
- En el área Nacional.
 - Esta investigación concuerda con lo mencionado por Bueno (2018) en su investigación titulada “Sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa minera en Chumbivilcas – Cuzco” en que logro obtener el dimensionamiento de

ductos para la inyección de aire exterior de manera manual y con la ayuda del software DuctSizer, con una caída de presión entre (0.10-0.15) pulg.c.a./100ft con velocidades recomendadas por ASHRAE.

- Esta investigación concuerda con lo mencionado por Regalado (2019) en su investigación “Diseño del acondicionamiento de aire de 350 ton con refrigeración indirecta para integrarse a un sistema de administración de edificaciones. Pacific Tower San Isidro” debido a que logra obtener el diseño de acondicionamiento de aire para cada piso. Además, para él, hace uso del tipo de sistema indirecto de agua helada que por razones técnicas económicas con respecto a otros sistemas es el más óptimo, sin embargo en esta investigación, además de contar con razones técnicas económicas, también se mencionan razones arquitectónicas y estructurales, debido a que el edificio de la investigación no cuenta con espacio suficiente y estructuralmente no está proyectado para el peso de equipos de agua helada, es por ello que se optó por un sistema tipo VRF por su versatilidad en su funcionamiento.
- Esta investigación concuerda con lo mencionado por Sánchez (2017) en su investigación “Diseño de un sistema de aire acondicionado con volumen de refrigerante variable de 1140 m² para el ahorro de energía eléctrica. Sunat de Villa El Salvador” debido a que logra determinar el calor sensible y latente en los ambientes, la capacidad de enfriamiento en los equipos mediante procesos psicrométricos utilizando la carga térmica y la cantidad de aire exterior, y además se logró obtener el dimensionamiento de tuberías con el software de su marca correspondiente.

RESPONSABILIDAD ÉTICA

El autor de la presente investigación se responsabiliza por la información emitida en el informe final de la tesis titulada “Diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad Lima - 2021” y se somete a las normas y reglamentos vigentes de la Universidad Nacional del Callao.

CONCLUSIONES

- a) Se logró diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima mediante el análisis de datos e información relevante, para obtener los parámetros de diseño requeridos y así realizar los cálculos correspondiente de carga térmica y cantidad de aire necesario, para luego ser procesados por medio de la carta psicrométrica y encontrar la verdadera capacidad de refrigeración de los equipos respetando las condiciones iniciales de confort de 22°C de temperatura y 55% de humedad relativa, dentro de los rangos de confort térmico establecidos por la norma Ashrae estándar 55.
- b) Se logró determinar la carga térmica y cantidad de aire exterior necesario para todas las oficinas del edificio Globoterraqueo, obteniendo 137.7 TON de calor y 3600 CFM de aire respectivamente, debido a que para obtener estos valores se utilizaron parámetros de diseño como la temperatura de 22°C y 55% de humedad relativa para cumplir con el rango de confort establecido por la norma ASHRAE, además de ello fue necesario la ubicación geográfica del edificio, capacidad de las oficinas, características exteriores e interiores de las oficinas, condiciones de diseño de las oficinas y un factor de seguridad de 1.15 el cual nos brindara la seguridad que los cálculos fueron correctos.
- c) Se logró determinar la capacidad de enfriamiento de todos los equipos para cada oficina gracias al uso de la carta psicrométrica, teniendo como resultado una capacidad total de 159.98 TON, el cual permitió satisfacer la demanda de la carga térmica y la cantidad de aire exterior suministrada al equipo, que se obtuvo al ser calculada bajo el estándar 62.1 de la norma ASHRAE obteniendo una capacidad total de 3600 CFM.
- d) Se logró determinar la selección de los equipos gracias a las capacidades de calor calculado, sin embargo, para esta selección se requirió utilizar equipamientos de capacidades comerciales y se obtuvo una capacidad total de 170 TON, el cual permitió realizar la correcta selección del equipamiento de refrigeración, y además se logró obtener el modelo del equipo CVTT – 12/12 para la inyección de aire exterior con 3600 CFM y 1.00 in W.C.

- e) Se logró determinar el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración con la ayuda del software DVM PRO – VRF de la marca Samsung que nos proporciona los diámetros de todas las tuberías de refrigeración y además con la ayuda del software DuctSizer versión 6.4 se obtuvo el dimensionamiento de los ductos.

RECOMENDACIONES

- a) Realizar el diseño del sistema de aire acondicionado tipo VRF, considerando el uso de software como el Elite HVAC y el PsyChart para agilizar los procesos de cálculos térmicos, y además utilizar el software de selección de la marca del sistema de aire acondicionado tipo VRF para obtener los modelos de equipos de refrigeración y dimensionamiento de tuberías.
- b) Realizar los cálculos de carga térmica considerando los parámetros de diseño de temperatura y humedad relativa que cumplan con los rangos establecidos por el estándar 55 de la norma ASHRAE para mantener el confort térmico. Además, para obtener la cantidad de aire exterior, se debe de cumplir estrictamente con el estándar 62.1 de la norma ASHRAE para renovar el aire viciado de las oficinas.
- c) Realizar los cálculos de la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado considerando el aire exterior y utilizando el software PsyChart en el uso de la carta psicrométrica para así lograr la renovación del aire viciado del ambiente.
- d) Seleccionar los equipos de refrigeración e inyector de aire haciendo uso del software de selección de las marcas a considerar, debido a que cada marca considera ciertas recomendaciones de diseño en su equipamiento.
- e) Realizar el dimensionamiento las tuberías de refrigeración haciendo uso del software de selección de la marca a considerar para el sistema de aire acondicionado, debido a que cada marca considera sus recomendaciones de diseño en los diámetros de sus tuberías de refrigeración. Además, para realizar el dimensionamiento de ductos se debe de utilizar el software DuctSizer versión 6.4 para agilizar el proceso de cálculo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- ASHRAE. (2017). Handbook of Fundamentals, SI Edition. In *Atlanta, GA*.
- ASHRAE. (2020). ASHRAE Handbook SI Edition. In *Ashrae Handbook, Fundamentals*.
- ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers). (2009). Handbook HVAC fundamentals. In *Ashrae* (Vol. 30329, Issue 404).
- ASHRAE Standard 55. (2017). Thermal environmental conditions for human occupancy. *ANSI/ASHRAE Standard - 55*, 7(2017), 14. www.ashrae.org
- BUENO. (2018). "Sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa minera en Chumbivilcas – Cuzco." *TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO*, 150.
- CABRERA. (2019). "Diseño de un sistema de climatización de aire acondicionado VRF con Reporte del Software Hisense para el edificio de la biblioteca general de la UCSG". *Trabajo de titulación previo a la obtención del grado de INGENIERO EN ELÉCTRICO – MECÁNICA CON MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL*, 116.
- Carrier. (1980). *Manual de Aire Acondicionado de Carrier* (p. 858).
- Carrier. (2009). *Manual de Aire Acondicionado de Carrier* (p. 640).
- Carrier. (2012). *Manual de Aire Acondicionado de Carrier*.
- DAIKIN. (2020). *SISTEMA DE CLIMATIZACION INTELIGENTE - SISTEMAS VRV*.
- ESPINOZA. (2010). *Metodología de la investigacion tecnologica*.
- Espinoza, C. A. (2014). *Metodología de investigación tecnológica*. <http://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/UNCP/1146/mit1.pdf?sequence=1&isAllowed=y%0Ahttp://repositorio.uncp.edu.pe/handle/UNCP/1148>

- Handbook, A. (2019). *2019 ASHRAE Handbook_ HVAC Applications CH35.pdf*.
- MORENO, G. Y. T. (2010). "Diseño de un sistema de climatización en las instalaciones de la empresa Cero Grados Nicaragua S.A." *TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO*, 154.
- Pita, E. (2020). *ACONDICIONAMIENTO DE AIRE. Segunda Ed(Principio y sistemas)*, 548.
- REGALADO. (2019). "DISEÑO DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE 350 TON CON REFRIGERACIÓN INDIRECTA PARA INTEGRARSE A UN SISTEMA DE ADMINISTRACIÓN DE EDIFICACIONES. PACIFIC TOWER SAN ISIDRO." *TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO*, 130.
- SAMSUNG. (2016). *Technical Data Book DVM S. 84*.
- SAMSUNG. (2019). *Samsung VRF system. DVM S PRO*, 99.
- SANCHEZ. (2017). " DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON VOLUMEN DE REFRIGERANTE VARIABLE DE 1140 M2 PARA EL AHORRO DE ENERGIA ELECTRICA . *TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO*, 235.
- SOLER&PALAU. (2004). *MANUAL DEL PROGRAMA DE SELECCION EASY - VENT. Version 1.5*, 108. <https://doi.org/10.1177/0011000018780462>
- SOTO, SARABIA, CARNERO, & PINAZO. (2018). *Psicrometría aplicada a la climatización. Bases teóricas y problemas*. <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/113112/6467.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Tecener SA de CV. (2015). *Sistema de Aire Acondicionado: Tutorial para el trabajo en campo*.

ANEXOS

ANEXO 1: Matriz de consistencia

PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLE Y DIMENSIONES	METODOLOGIA	
Problema general	Objetivo general	Hipótesis general	Variable	Tipo de investigación	
¿Cómo diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?	Diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.	Si se diseña un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se logrará el confort térmico en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.	Diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF.	Tecnologica.	
Problemas específicos	Objetivos específicos	Hipótesis específicas	Dimensiones	Diseño de investigación	
¿Cómo determinar la carga térmica y la cantidad de aire exterior del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para calcular posteriormente la capacidad de enfriamiento en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?	Determinar la carga térmica y la cantidad de aire exterior del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para calcular posteriormente la capacidad de enfriamiento en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.	Si se determina la carga térmica y la cantidad de aire exterior del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá calcular posteriormente la capacidad de enfriamiento en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.	<ul style="list-style-type: none"> • Carga termica y cantidad de aire exteriore. • Capacidad de enfriamiento. • Selección de equipo de refrigeracion e inyector de aire. • Dimensionamient o de tuberías de refrigeracion y ductos de inyección de aire. 	No experimental - Descriptivo Simple	
¿Cómo determinar la capacidad de enfriamiento para los equipos de refrigeración que permita la selección de los equipos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?	Determinar la capacidad de enfriamiento para los equipos de refrigeración que permita la selección de los equipos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.	Si se determina la capacidad de enfriamiento para los equipos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá seleccionar los equipos de refrigeración en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.		Metodo de investigacion	Análítico – Sintético con enfoque sistémico
¿Cómo determinar la selección de equipos de refrigeración e inyector de aire que permita el dimensionamiento de tuberías y ductos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?	Determinar la selección de equipos de refrigeración e inyector de aire que permita el dimensionamiento de tuberías y ductos del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON para las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.	Si se determina la selección de equipos de refrigeración e inyector de aire para el sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON se podrá realizar el dimensionamiento de tuberías y ductos para la inyección de aire en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.		Poblacion y muestra	Población: Oficinas del edificio Globoterraqueo.
¿Cómo determinar el dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire que logre la interconexión del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima?	Determinar el dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire que logre la interconexión del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.	Si se determina el dimensionamiento de tuberías de refrigeración y ductos para la inyección de aire se lograra la interconexión del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 170 TON en las oficinas del edificio Globoterraqueo de la ciudad de Lima.		Muestra: Oficinas del edificio Globoterraqueo.	

ANEXO 2: Datos climáticos para la ciudad de Lima – Perú

2017 ASHRAE Handbook - Fundamentals (IP)

© 2017 ASHRAE, Inc.

LIMA CALLAO INTL, Peru

WMO# 840280

Lat: 12.922S Long: 77.114W Elev: 113 SdP: 14.54 Time Zone: -5.00 (CAC) Period: 90-14 WBAN: 99999

Annual Heating and Humidification Design Conditions																				
Coldest Month	Heating DB			Humidification DB/PCWB and RH						Coldest month WSACDB			MCWS/PCWD to 99.9% DB							
	99.9%	99%		DB	RH	MCDB	DB	RH	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD					
(1)	8	57.2	58.0	53.3	60.0	60.0	53.0	61.4	60.4	17.7	65.9	16.0	64.7	4.3	170					
Annual Cooling, Dehumidification, and Entropy Design Conditions																				
Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WSACDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB						
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD					
(2)	2	11.4	83.9	72.9	82.0	72.0	80.4	71.5	74.4	81.0	73.1	79.9	72.0	78.6	11.0	190				
Extreme Annual Design Conditions																				
Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature						n-Year Return Period Values of Extreme Temperature						Extreme Max WB					
			Mean		Standard Deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years							
(4)	17.7	15.7	14.1	DB	55.7	86.3	2.9	2.1	53.0	87.8	51.9	89.1	50.3	90.3	48.1	91.8				
(5)				WB	53.9	74.7	2.9	1.5	51.8	75.8	50.1	76.7	48.5	77.6	46.4	78.7				
Monthly Climatic Design Conditions																				
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DB Avg	DB Std	HDD55	HDD55	CDD55	CDD55	CDD74	CDD90	Annual (1)											
									Jan (2)	Feb (3)	Mar (4)	Apr (5)	May (6)	Jun (7)	Jul (8)	Aug (9)	Sep (10)	Oct (11)	Nov (12)	Dec (13)
(14)	7.2	8.7	7.8	7.3	6.8	6.3	5.9	6.2	6.5	7.1	7.4	8.0	8.5							
Wind	WS Avg	WS Max	Prec Avg	Prec Max	Prec Min	Prec Std	Annual (1)													
							Jan (2)	Feb (3)	Mar (4)	Apr (5)	May (6)	Jun (7)	Jul (8)	Aug (9)	Sep (10)	Oct (11)	Nov (12)	Dec (13)		
(14)	7.2	8.7	7.8	7.3	6.8	6.3	5.9	6.2	6.5	7.1	7.4	8.0	8.5							
Precipitation	Prec Avg	Prec Max	Prec Min	Prec Std	Annual (1)															
					Jan (2)	Feb (3)	Mar (4)	Apr (5)	May (6)	Jun (7)	Jul (8)	Aug (9)	Sep (10)	Oct (11)	Nov (12)	Dec (13)				
(14)	0.40	0.90	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.10	0.10	0.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00			
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	MCWB	Annual (1)																
				Jan (2)	Feb (3)	Mar (4)	Apr (5)	May (6)	Jun (7)	Jul (8)	Aug (9)	Sep (10)	Oct (11)	Nov (12)	Dec (13)					
(14)	72.9	74.9	75.1	74.1	72.2	69.2	68.0	67.4	66.9	66.9	65.3	67.6	71.5							
(15)	82.0	83.1	83.9	80.1	76.0	73.5	71.8	70.2	70.1	71.2	73.8	78.4								
(16)	71.8	72.9	73.0	70.8	67.6	65.9	65.2	64.7	64.1	63.9	65.7	69.7								
(17)	80.2	81.8	81.2	77.4	73.0	71.5	69.8	67.9	68.2	69.4	72.0	76.5								
(18)	71.3	72.1	71.9	69.3	66.5	65.4	63.8	62.2	62.5	62.9	64.9	68.5								
(19)	78.0	80.3	79.2	75.9	71.7	69.5	67.6	65.9	66.4	67.9	71.2	75.0								
(20)	70.8	71.7	70.9	68.6	65.8	63.9	62.0	60.4	61.2	62.2	64.6	67.8								
Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	MCDB	Annual (1)																
				Jan (2)	Feb (3)	Mar (4)	Apr (5)	May (6)	Jun (7)	Jul (8)	Aug (9)	Sep (10)	Oct (11)	Nov (12)	Dec (13)					
(21)	75.5	76.2	75.3	73.2	69.9	68.4	67.5	67.8	67.2	65.7	68.1	72.1								
(22)	82.1	83.3	83.0	81.7	78.0	75.3	75.1	72.6	73.3	72.1	74.8	78.7								
(23)	73.7	74.7	73.8	71.6	68.3	67.0	65.4	63.5	64.2	65.5	68.7	70.7								
(24)	79.7	80.3	81.4	77.6	74.4	73.1	71.8	70.8	69.9	69.5	72.7	76.8								
(25)	72.6	73.2	72.6	70.2	67.3	65.4	63.7	61.9	62.7	63.2	65.6	69.2								
(26)	78.4	79.8	79.7	76.0	72.7	70.7	68.9	66.4	67.7	68.2	71.2	75.2								
(27)	71.0	72.0	71.7	69.1	66.1	64.1	62.3	60.5	61.1	62.5	64.7	68.0								
(28)	77.2	78.0	78.3	74.8	71.1	68.6	66.4	64.4	65.2	67.1	70.1	73.0								
Mean Daily Temperatures Range	MDDR	Annual (1)																		
		Jan (2)	Feb (3)	Mar (4)	Apr (5)	May (6)	Jun (7)	Jul (8)	Aug (9)	Sep (10)	Oct (11)	Nov (12)	Dec (13)							
(29)	10.3	11.4	11.4	10.5	8.0	6.4	5.8	6.0	6.8	7.6	8.5	9.4								
(30)	11.8	12.7	13.0	12.1	11.2	9.0	8.2	8.0	8.7	9.1	9.6	10.9								
(31)	4.7	4.9	5.1	5.0	5.1	4.1	3.8	4.0	3.9	4.3	4.3	4.8								
(32)	10.7	11.6	12.3	11.3	10.7	8.5	7.3	6.9	8.0	8.5	9.2	10.3								
(33)	4.5	4.9	5.1	4.8	5.0	4.0	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.7								
Clear-Sky Solar Irradiance	Isub	Annual (1)																		
		Jan (2)	Feb (3)	Mar (4)	Apr (5)	May (6)	Jun (7)	Jul (8)	Aug (9)	Sep (10)	Oct (11)	Nov (12)	Dec (13)							
(34)	0.499	0.490	0.510	0.502	0.448	0.448	0.426	0.448	0.535	0.480	0.479	0.488								
(35)	2.186	2.228	2.168	2.162	2.282	2.266	2.344	2.259	1.999	2.170	2.201	2.199								
(36)	271	272	261	252	250	251	260	263	250	269	274	273								
(37)	50	48	49	47	40	39	37	42	38	50	49	49								
All-Sky Solar Radiation	RadTot	Annual (1)																		
		Jan (2)	Feb (3)	Mar (4)	Apr (5)	May (6)	Jun (7)	Jul (8)	Aug (9)	Sep (10)	Oct (11)	Nov (12)	Dec (13)							
(38)	1940	1926	1890	1792	1491	1214	1175	1323	1508	1732	1890	1861								
(39)	130	83	55	80	113	78	56	70	85	77	111	137								

Nota: Tomado de la norma "ASHRAE climatic Design conditions". 2017, p.1

ANEXO 3: Ficha para determinar los parámetros de diseño en una oficina

LUGAR DEL PROYECTO:.	
DIRECCIÓN:	
ELABORADO POR:	
UBICACIÓN GEOGRÁFICA	
DESCRIPCIÓN GEOGRÁFICA	DATOS GEOGRÁFICOS
LATITUD=	
LONGITUD=	
ALTITUD=	
FACTOR ATMOSFÉRICO NO MUY LIMPIA (0.85 A 1.0)=	
CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE OFICINA	
DESCRIPCIÓN	DATOS
TEMPERATURA EXTERIOR=	
HUMEDAD RELATIVA EXTERIOR=	
COEFICIENTE DEL COLOR DE LA CARA EXTERIOR DE LAS PAREDES (CLARO=0.5, MEDIO=0.78, OSCURO=1)=	
VARIACIÓN DE TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 HORAS=	
TEMPERATURA A LAS 15 HORAS=	
CARACTERÍSTICAS INTERIORES DE OFICINA	
DESCRIPCIÓN	DATOS
TEMPERATURA INTERIOR=	
HUMEDAD RELATIVA INTERIOR	
FACTOR DE SEGURIDAD=	
FACTOR DE SEGURIDAD=	

Nota: Tomado de las condiciones iniciales de diseño.

ANEXO 4: Modelo de ficha para determinar la carga termica en una oficina

CUADRO DE RESUMEN DE LAS CARGAS TÉRMICAS PARA EL PISO 11 DEL EDIFICIO GLOBOTERRAQUEO									
CALOR OTORGADO POR LAS PERSONAS									
NUMERO DE PERSONAS		CALOR SENSIBLE POR PERSONA			CALOR LATENTE POR PERSONA			Calor Sensible Kcal/h	Calor Latente Kcal/h
-		-			-			-	-
CALOR OTORGADO POR LA ILUMINACIÓN									
ÁREA (m2)		FACTOR DE POTENCIA POR ILUMINACIÓN					Calor Sensible Kcal/h	Calor Latente Kcal/h	
-		-					-	-	
CALOR DEBIDO A EQUIPOS									
ÁREA (m2)	COMPUTADORAS Kcal/h	FACTOR DE POTENCIA POR ILUMINACIÓN					Calor Sensible Kcal/h	Calor Latente Kcal/h	
-	-	-					-	-	
DESCRIPCIÓN	ORIENTACIÓN O POSICIÓN DEL MURO	ÁREA (m2)	"U" COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR Kcal/hxm2x°C	ΔT ó ΔT _{equivalente} (°C)	Máxima aportación solar según su orientación. Kcal/hxm2x°C	Factor de corrección	Factor de almacenamiento	Calor Sensible Kcal/h	Calor Latente Kcal/h
CALOR OTORGADO POR CONDUCCIÓN ATRAVÉS DE LOS VIDRIOS EXTERIORES (ΔT)									
VIDRIO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
VIDRIO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CALOR OTORGADO POR CONDUCCIÓN ATRAVÉS DE LOS MUROS EXTERIORES (ΔT)									
PARED DE CONCRETO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
PARED DE CONCRETO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CALOR OTORGADO POR CONDUCCIÓN ATRAVÉS DE LOS MUROS INTERIORES (ΔT)									
MURO DE CONCRETO INTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CALOR OTORGADO POR CONDUCCIÓN ATRAVÉS DEL PISO Y TECHO INTERIOR (ΔT)									
PISO DE CONCRETO INTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
TECHO DE CONCRETO INTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CALOR OTORGADO POR RADIACIÓN SOLAR ATRAVÉS DE LOS MUROS EXTERIORES (ΔT _{equivalente})									
MURO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
MURO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
MURO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CALOR OTORGADO POR RADIACIÓN SOLAR ATRAVÉS DE LOS VIDRIOS EXTERIORES (ΔT _{equivalente})									
VIDRIO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
VIDRIO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CALOR OTORGADO POR RADIACIÓN SOLAR ATRAVÉS DEL TECHO EXTERIOR (ΔT _{equivalente})									
MURO EXTERIOR	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CARGA TÉRMICA TOTAL=								-	-
FACTOR DE SEGURIDAD=								-	-
CALOR SENSIBLE=								-	-
CALOR LATENTE=								-	-
CARGA PARCIAL=								-	-
CARGA PARCIAL=								-	-
FACTOR DE CALOR SENSIBLE=								-	-

Nota: Adaptado a los ejemplos de modelo de datos generales para el calculo de la carga termica.

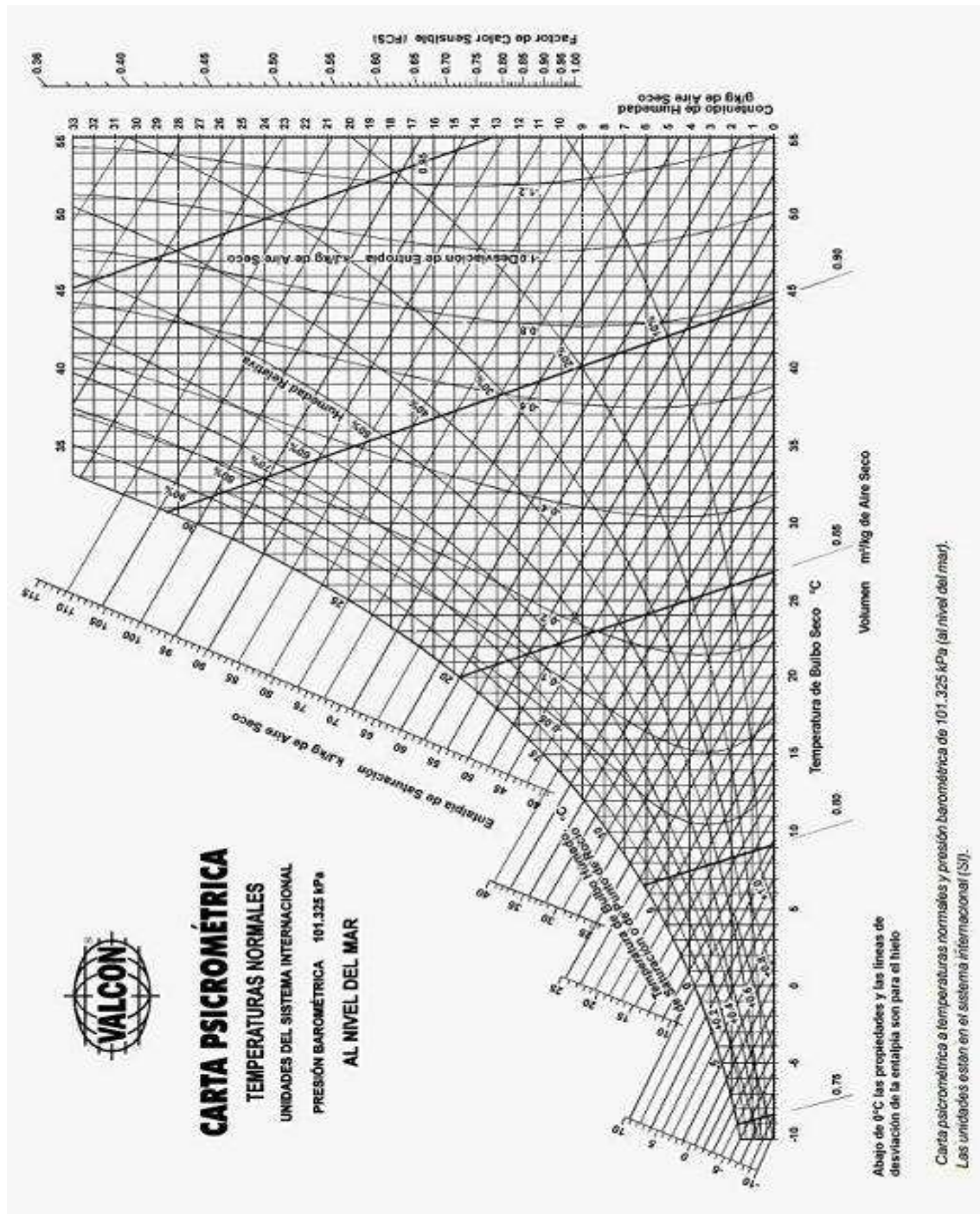
Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 2012, p I-7 y I-8.

ANEXO 5: Modelo de ficha para determinar la carga termica con aire exterior en una oficina

CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO PARA EL EQUIPO DEL PISO 11								
DATOS DE DISEÑO	Sala		Exterior		Insuflamiento		Mezcla	
	m3/h	CFM	m3/h	CFM	m3/h	CFM	m3/h	CFM
Caudal de aire =	-	-	-	-	-	-	-	-
Temperatura (T) =	-		-		-		-	
Humedad relativa (HR)=	-		-		-		-	
CALCULO DE CARGA TÉRMICA PARCIAL	Resultados de sala				Calor de insuflamiento		-	
Calor sensible parcial=	-				-		-	
Calor latente parcial=	-				-		-	
Calor total parcial =	-				-		-	
Factor de calor sensible (FCS) =	-				-		-	
DATOS CALCULADOS CON LA CARTA PSICROMÉTRICA	Interior		Exterior		Insuflamiento		Mezcla	
Volumen específico (Vesp.) =	-		-		-		-	
Densidad de aire =	-		-		-		-	
Entalpía (h) =	-		-		-		-	
Flujo másico de aire=	-		-		-		-	
% DE AIRE =	-		-		-		-	
CALCULO DE LA CAPACIDAD DEL EQUIPO								
Entalpía (hx) =	-							
Calor sensible del equipo=	-				-			
Calor latente del equipo =	-				-			
Capacidad del equipo de refrigeración =	-				-			

Nota: Adaptado al modelo de hoja para calcular las cargas térmicas con aire exterior. Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 2012, p I-100.

ANEXO 6: Carta Psicrometrica



Nota: Tomado del libro acondicionamiento de aire. Edward Pita 2000, p. 182.

ANEXO 7: Factores totales de ganancia solar a través del vidrio

Velocidad del viento 8 km/h. Angulo de incidencia 30°. Con máxima sombra de persiana										
TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1.00	0.56	0.65	0.75	0.15	0.13	0.22	0.15	0.20	0.25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0.94	0.56	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24
VIDRIO ABSORBENTE										
Coefficiente de absorción 0.40 a 0.48	0.80	0.56	0.62	0.72	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Coefficiente de absorción 0.48 a 0.56	0.73	0.53	0.59	0.62	0.11	0.10	0.16	0.11	0.15	0.18
Coefficiente de absorción 0.56 a 0.70	0.62	0.51	0.54	0.56	0.10	0.10	0.14	0.10	0.12	0.16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0.90	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.20	0.14	0.18	0.22
Vidrios de 6 mm	0.80	0.52	0.59	0.65	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.52	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.50	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.12
VIDRIO TRIPLE										
vidrio ordinario	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio de 6 mm	0.69	0.47	0.52	0.57	0.10	0.10	0.15	0.10	0.14	0.17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0.28									
Color medio	0.39									
Color oscuro	0.50									
VIDRIO DE COLOR										
Ambar	0.7									
Rojo oscuro	0.56									
Azul	0.6									
Gris	0.32									
Gris-verde	0.46									
Opalescente claro	0.43									
Opalescente oscuro	0.37									

Nota: Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 2012, p I-28.

ANEXO 8: Maximas aportaciones solares

TABLA A. MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES												
Kcal / (hr - m2)												
Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Mes	Latitud Sur
		N **	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	423	113	38	113	398	423	612	Diciembre	0°
	Julio y Mayo	130	414	414	141	38	141	412	414	632	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	67	382	382	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	320	320	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	214	214	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	27	141	141	414	181	414	412	141	632	Julio y Mayo	
	Diciembre	27	113	113	423	222	423	398	113	612	Junio	
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero	
	Sept. Y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	24	100	387	436	287	436	387	100	569	Julio y Mayo	
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547	Junio	
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo	
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461	Junio	
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo	
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355	Junio	
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	396	439	276	580	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo	
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230	Junio	
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo	
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108	Junio	
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.		
ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)												
Coeficientes de Corrección	Marco Metálico o Ningún Marco x 1/0.85 ó 1.17	Limpidez -15% máx			Altitud +0.7% por 300m		Punto de rocío superior a 19.5°C -5% por 4°C	Punto de rocío Inferior a 19.5°C +5% por 4°C	Latitud Sur Dic. O Enero +7%			

* Valores extraídos de la Tabla 15.

** Las aportaciones para los cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomados sobre 12 horas (de 6 a 18 horas). Los factores de almacenamiento en las Tablas 7 hasta 11 suponen que las aportaciones solares sobre orientaciones Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor luminoso.

Nota: Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p I-23.

ANEXO 9: Factores de almacenamiento sobre carga termica. Funcionamiento de 16 horas

TABLA 7. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO.

Dispositivos con elemento de sombra interior
Funcionamiento de 16 horas diarias, temperatura interior constante

ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	FESD (***) (kg por m ² de superficie de pared)	HORAS SOLAR																			ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA									TARDE										
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21				
NE	750 v/m ²	0.53	0.64	0.59	0.47	0.31	0.25	0.24	0.22	0.18	0.17	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07	SE			
	300	0.53	0.45	0.61	0.5	0.33	0.27	0.22	0.21	0.17	0.16	0.15	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06				
	150	0.56	0.37	0.73	0.52	0.36	0.24	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.07	0.04	0.02	0.02				
E	750 v/m ²	0.47	0.63	0.62	0.64	0.54	0.32	0.27	0.25	0.2	0.18	0.17	0.15	0.12	0.1	0.08	0.08	E			
	300	0.46	0.63	0.7	0.67	0.56	0.38	0.27	0.24	0.2	0.18	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07				
	150	0.74	0.71	0.68	0.79	0.64	0.42	0.35	0.39	0.16	0.16	0.11	0.09	0.07	0.04	0.02	0.02				
SE	750 v/m ²	0.14	0.37	0.55	0.66	0.7	0.63	0.58	0.46	0.27	0.24	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	NE			
	300	0.11	0.35	0.53	0.66	0.72	0.69	0.61	0.47	0.29	0.24	0.21	0.18	0.15	0.12	0.1	0.09				
	150	0.02	0.31	0.47	0.75	0.84	0.81	0.69	0.5	0.3	0.2	0.17	0.13	0.09	0.05	0.04	0.03				
S	750 v/m ²	0.09	0.33	0.34	0.48	0.6	0.63	0.73	0.74	0.64	0.39	0.42	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	S			
	300	0.06	0.34	0.31	0.46	0.59	0.69	0.76	0.7	0.69	0.39	0.43	0.26	0.22	0.18	0.16	0.13				
	150	0.17	0.23	0.44	0.64	0.77	0.86	0.88	0.82	0.36	0.5	0.28	0.16	0.11	0.08	0.07	0.04				
SO	750 v/m ²	0.22	0.21	0.2	0.2	0.2	0.32	0.47	0.6	0.63	0.66	0.61	0.47	0.23	0.19	0.18	0.16	SO			
	300	0.2	0.29	0.18	0.17	0.18	0.31	0.46	0.6	0.66	0.7	0.64	0.5	0.26	0.2	0.17	0.15				
	150	0.08	0.88	0.09	0.09	0.1	0.24	0.47	0.67	0.81	0.86	0.79	0.6	0.36	0.17	0.17	0.08				
O	750 v/m ²	0.23	0.23	0.23	0.21	0.2	0.19	0.18	0.25	0.36	0.52	0.63	0.65	0.55	0.22	0.19	0.17	O			
	300	0.22	0.21	0.21	0.19	0.17	0.16	0.15	0.23	0.36	0.54	0.66	0.68	0.4	0.25	0.2	0.17				
	150	0.12	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.09	0.19	0.42	0.62	0.81	0.85	0.74	0.3	0.18	0.13				
NO	750 v/m ²	0.21	0.21	0.21	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.23	0.48	0.61	0.4	0.19	0.17	0.15	NO			
	300	0.19	0.19	0.19	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.16	0.24	0.52	0.65	0.35	0.18	0.13	0.12				
	150	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1	0.17	0.39	0.63	0.8	0.8	0.79	0.28	0.13	0.12				
N	750 v/m ²	0.23	0.28	0.35	0.39	0.3	0.3	0.31	0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.38	0.39	0.33	0.31	N			
	300	0.25	0.46	0.73	0.78	0.82	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.9	0.84	0.28	0.28				
	150	0.07	0.23	0.69	0.8	0.86	0.85	0.84	0.83	0.87	0.88	0.89	0.89	0.89	0.89	0.32	0.16				

Ecuación: Carga de refrigeración kcal/h = [Máxima aportación solar kcal/h/m² (Tabla 6) x (superficie cristalizada, m²) x (factor de sombra, factor de atmósfera, etc. (cap. 4)) x (factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora deseada))]

* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie cristalizada.

** Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante períodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

*** Pasa por metro cuadrado de pila.

Nota: Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p I-26.

ANEXO 10: Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura (°C)

TABLA - 2A CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)

h para el mes considerado	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																					
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8				
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8				
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8				
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8				
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6				
2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7				
4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7				
6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8				
8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8				
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	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9				
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	-1.8				
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	0.2				
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	2.2				
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	4.2				
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	6.2				
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3				

Nota: Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p I-57.

ANEXO 11: Diferencia equivalente de temperatura para muros soleados o en sombra

TABLA 1.- DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)																											
Muros soleados o en Sombra*																											
Valadero 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 horas, mes de Julio y 40° de Latitud Norte.																											
ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO DEL MURO ***	HORA SOLAR																				ORIENTACIÓN (Latitud Sur)					
		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	SE	ΔTem
	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	-1.1	E	ΔTem
	300	-0.5	-0.5	0	11.7	16.7	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	6.7	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	NE	ΔTem
	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	5.0	5.0	4.4	4.4	4.4	3.9		
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.1	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	0	0	-0.5	N	ΔTem
	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	3.3	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	0.0	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	-0.5	-0.5	NO	ΔTem
	300	1.1	0.5	0	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	8.3	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	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	8.3	10.0	10.6	11.1	7.2	4.4	4.4	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	O	ΔTem
	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	3.9	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	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	8.3	7.2		
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	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	SO	ΔTem
	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	3.3	2.8		
	700	4.4	3.9	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	5.0	5.0		
N (en la 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	S (en la sombra)	Δtes
	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																									

Ecuación : Ganancias por transmisión a través de los muros (kcal/h) = Área (m²) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tablas 21 a 25).

* Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento.

** Para condiciones diferentes, aplicar las correcciones indicadas en el texto.

*** El peso por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 21 a 25.
Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m²

Nota: Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p I-56.

ANEXO 12: Diferencia equivalente de temperatura para techos soleados o en sombra (°C)

TABLA 2.- DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)
TECHO SOLEADO O EN SOMBRA*

Valadero para techos 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**

CONDICIONES	EL TECHO**	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	25.0	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	-0.5	-1.1	-0.5	1.1	5.0	8.9	12.8	16.7	20.0	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	5.0	3.3	
	300	5.0	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.2	19.4	21.1	21.7	21.1	20.0	18.9	17.2	15.6	13.9	12.2	10.0	8.9	7.2	6.1	
Cubierto de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	5.5	8.9	10.6	12.2	11.1	10.0	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	-1.5	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	
	100	-2.2	-1.1	0	1.1	2.2	4.4	6.7	8.3	10.0	9.4	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0.0	-0.5	-1.1	-1.1	-1.7	-1.7	
Rotado*	200	-1.1	-1.1	-0.5	-1.5	0	1.1	2.8	5.0	4.2	7.8	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	5.0	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	7.2	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	
	100	-2.8	-2.8	-2.2	-1.1	0	1.1	3.3	5.0	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	-2.8	-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	
(en la sombra)	300	-1.7	-1.7	-1.1	-1.1	-1.1	0.5	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5	5.5	5.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	-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																							

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m²) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 ó 28)

* Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75% de los valores precedentes.
Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

** Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto.

*** Los pesos por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 ó 28.

Nota: Tomado del manual de aire acondicionado – Carrier. 1980, p I-57.

ANEXO 13: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para el ambiente de Recepcion.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pRe.JkEr		EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Hell			
Air Handler #1 - Recepcion - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Recepcion Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.97		--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---
Air System Peak Time:	3pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 76° WB, 117.14 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ----- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	28,498 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			28,498 Btuh
Cooling Supply Air: 28,883 / (.998 X 1.1 X 16) =		1,645 CFM	
Summer Vent Outside Air (3.0% of supply) =		49 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	781 Btuh	49 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			781 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			29,279 Btuh
Zone space latent gain:	1,002 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,851 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,853 Btuh
Total system sensible and latent gain:			32,132 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		1,645 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (3.00% of Supply):		49 CFM	
Total Conditioned Air Space:		323 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		5.0987 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		120.5 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0083 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.68 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 14: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para el ambiente del hall de ascensores.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Air Handler #1 - Hall Ascensores - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Hall Ascensores Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.90	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in February.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 122.42 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.998 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	7,900 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,900 Btuh
Cooling Supply Air: $7,900 / (.998 \times 1.1 \times 17) =$		423 CFM	
Summer Vent Outside Air (8.2% of supply) =		35 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	511 Btuh	35 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			511 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			8,411 Btuh
Zone space latent gain:	919 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,339 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,258 Btuh
Total system sensible and latent gain:			10,669 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 17° TD):		423 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (8.20% of Supply):		35 CFM	
Total Conditioned Air Space:		162 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.6197 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		181.7 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0055 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.89 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 15: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para el ambiente del primer piso – Auditorio

Elite - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAZAS	
Air Handler #1 - Primer Piso (auditorio) - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Primer Piso (auditorio) Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.96	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in January.		
Outdoor Conditions:	Cig: 84° DB, 76° WB, 119.02 grains		
Indoor Conditions:	Cig: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.996 X 1.06 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	91,091 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			91,091 Btuh
Cooling Supply Air: 91,239 / (.996 X 1.1 X 16) =		5,176 CFM	
Summer Vent Outside Air (3.4% of supply) =		176 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	2,013 Btuh	176 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			2,013 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			93,703 Btuh
Zone space latent gain:	3,674 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	7,051 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			10,725 Btuh
Total system sensible and latent gain:			104,429 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		5,176 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (3.43% of Supply):		176 CFM	
Total Conditioned Air Space:		1,292 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.0064 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		146.5 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0067 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		6.70 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 16: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 201, 701 y 801.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Air Handler #1 - OFICINAS TÍPICAS 201, 701 Y 801 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	OFICINAS TÍPICAS 201, 701 Y 801 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.96	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in February.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 122.42 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ----- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.998 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	17,848 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			17,848 Btuh
Cooling Supply Air: $17,848 / (.998 \times 1.1 \times 16) =$		1,011 CFM	
Summer Vent Outside Air (3.1% of supply) =		32 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	466 Btuh	32 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			466 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			18,314 Btuh
Zone space latent gain:	748 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,221 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,969 Btuh
Total system sensible and latent gain:			20,283 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		1,011 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (3.13% of Supply):		32 CFM	
Total Conditioned Air Space:		194 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		5,2180 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		114.7 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0087 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.69 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 17: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 202, 702y 802.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Air Handler #1 - OFICINAS TÍPICAS 202, 702 Y 802 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	OFICINAS TÍPICAS 202, 702 Y 802 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.98	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	10am in February.		
Outdoor Conditions:	Clg: 80° DB, 75° WB, 121.81 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.998 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	52,194 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			52,194 Btuh
Cooling Supply Air: $52,194 / (.998 \times 1.1 \times 16) =$		2,993 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.4% of supply) =		70 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	573 Btuh	70 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			573 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			52,767 Btuh
Zone space latent gain:	1,336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,815 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,151 Btuh
Total system sensible and latent gain:			56,918 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		2,993 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.35% of Supply):		70 CFM	
Total Conditioned Air Space:		507 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		5.8997 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		107.0 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0093 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		4.74 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 18: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 203, 703 y 803.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pRe.JEr		EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Hel			
Air Handler #1 - OFICINAS TÍPICAS 203, 703 Y 803 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	OFICINAS TÍPICAS 203, 703 Y 803 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	1pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 84° DB, 76° WB, 119.21 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	32,106 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			32,106 Btuh
Cooling Supply Air: 32,106 / (.998 X 1.1 X 16) =		1,841 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.5% of supply) =		46 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	671 Btuh	46 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			671 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			32,777 Btuh
Zone space latent gain:	835 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,812 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,647 Btuh
Total system sensible and latent gain:			35,424 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		1,841 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.48% of Supply):		46 CFM	
Total Conditioned Air Space:		344 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		5.3553 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		116.4 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0086 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.95 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 19: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 204, 704 y 804.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Air Handler #1 - OFICINAS TÍPICAS 204, 704 Y 804 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	OFICINAS TÍPICAS 204, 704 Y 804 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 76° WB, 117.14 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ----- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	26,951 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			26,951 Btuh
Cooling Supply Air: 27,144 / (.998 X 1.1 X 16) =		1,547 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.9% of supply) =		44 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	699 Btuh	44 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			699 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			27,650 Btuh
Zone space latent gain:	919 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,657 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,575 Btuh
Total system sensible and latent gain:			30,225 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		1,547 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.86% of Supply):		44 CFM	
Total Conditioned Air Space:		320 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.8382 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		127.0 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0079 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.52 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 20: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 205, 705 y 805.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Air Handler #1 - OFICINAS TÍPICAS 205, 705 Y 805 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	OFICINAS TÍPICAS 205, 705 Y 805 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 76° WB, 117.14 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.998 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	27,077 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			27,077 Btuh
Cooling Supply Air: $27,265 / (.998 \times 1.1 \times 16) =$		1,554 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.8% of supply) =		44 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	701 Btuh	44 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			701 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			27,778 Btuh
Zone space latent gain:	919 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,661 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,579 Btuh
Total system sensible and latent gain:			30,357 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		1,554 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.85% of Supply):		44 CFM	
Total Conditioned Air Space:		322 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.8331 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		127.1 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0079 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.53 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 21: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 301, 401, 501 y 601.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Air Handler #1 - OFICINAS TÍPICAS 301, 401, 501 Y 601 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	OFICINAS TÍPICAS 301, 401, 501 Y 601 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.98	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in February.		
Outdoor Conditions:	Cig: 86° DB, 76° WB, 120.53 grains		
Indoor Conditions:	Cig: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	74,366 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			74,366 Btuh
Cooling Supply Air: 74,366 / (.998 X 1.1 X 16) =		4,270 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.4% of supply) =		104 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,647 Btuh	104 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,647 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			76,013 Btuh
Zone space latent gain:	1,770 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	3,904 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			5,675 Btuh
Total system sensible and latent gain:			81,687 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		4,270 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.44% of Supply):		104 CFM	
Total Conditioned Air Space:		902 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.7335 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		132.5 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0075 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		6.81 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 22: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos de las oficinas 302, 402, 502 y 602.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc. EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Air Handler #1 - OFICINAS TÍPICAS 302, 402, 502 Y 602 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	OFICINAS TÍPICAS 302, 402, 502 Y 602 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.98	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in January.		
Outdoor Conditions:	Cig: 86° DB, 76° WB, 117.14 grains		
Indoor Conditions:	Cig: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	86,515 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			86,515 Btuh
Cooling Supply Air: 86,738 / (.998 X 1.1 X 16) =		4,996 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.1% of supply) =		103 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,626 Btuh	103 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,626 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			88,141 Btuh
Zone space latent gain:	1,703 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	3,855 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			5,559 Btuh
Total system sensible and latent gain:			93,700 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		4,996 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.06% of Supply):		103 CFM	
Total Conditioned Air Space:		880 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		5.6755 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		112.7 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0089 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		7.81 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 23: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para los ambientes típicos del piso 9 y 10.

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pRe.jkE:		EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Hel			
Air Handler #1 - PISOS TÍPICO 9 Y 10 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	PISOS TÍPICO 9 Y 10 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 76° WB, 117.14 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.998 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	120,376 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			120,376 Btuh
Cooling Supply Air: $120,376 / (.998 \times 1.1 \times 16) =$		6,887 CFM	
Summer Vent Outside Air (3.0% of supply) =		208 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	3,294 Btuh	208 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			3,294 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			123,669 Btuh
Zone space latent gain:	3,474 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	7,809 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			11,282 Btuh
Total system sensible and latent gain:			134,952 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		6,887 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (3.02% of Supply):		208 CFM	
Total Conditioned Air Space:		1,804 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.8172 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		160.4 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0062 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		11.25 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 24: Resultados de carga termica y capacidad de enfriamiento para el ambiente del piso 11

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pRe.AEr		EDIFICIO GLOBO TERRAQUEO	
Hell			
Air Handler #1 - PISOS 11 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	PISOS 11 Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 76° WB, 117.14 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 72° DB, 55% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ----- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.998 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	151,432 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			151,432 Btuh
Cooling Supply Air: $151,432 / (.998 \times 1.1 \times 16) =$		8,683 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.4% of supply) =		208 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	3,294 Btuh	208 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			3,294 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			154,726 Btuh
Zone space latent gain:	3,908 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	7,809 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			11,716 Btuh
Total system sensible and latent gain:			166,442 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 16° TD):		8,683 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.40% of Supply):		208 CFM	
Total Conditioned Air Space:		1,804 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.8127 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		130.1 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0077 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		13.87 Tons	

Nota: Tomado del reporte de resultados utilizando el software ELITE

ANEXO 25: Ficha técnica del equipo condensadora de modelo AM200JXVAFH/AZ de la marca Samsung.

Submittal AM200JXVAFH/AZ

DVM S

SAMSUNG
Latin America

Job Name	_____	Location	_____
Purchaser	_____	Engineer	_____
Submitted to	_____	Reference	_____ Approval _____ Construction _____

Specifications

Features	Model	Type	AM200JXVAFH/AZ	DVM S
Power	Voltage (Ø, #, V, Hz)		3,3,208-230,60	
	MCA [A]		73.00 (MCA)	
	MFA [A]		80.00	
Performance	HP		20.00	
	Cooling [kW]		96.00	
	Cooling [Btu/h]		191,100	
	Heating [kW]		63.00	
	Heating [Btu/h]		215,000	
	EER		4.88	
	COP		4.96	
Power Input	Cooling 1 [kW]		11.45	
	Heating 2 [kW]		12.70	
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]		33.40	
	Heating 2 [A]		37.00	
System	Mode		HEAT PLUMP	
Compressor	Type		SSC Scroll x 2	
	Output (kW x n)		-	
	Oil	Type	PVE	
Refrigerant	Initial Charge [cc]		9600	
	Type		R410A	
Installation	Factory Charge [kg]		8.40	
	Max. Distance	Length [m]	200	
Condenser Fan	Fan	Height [in]	110.0	
		Type	Propeller	
	Motor	Output [CMM]	265	
		Output [CFM]	9356	
		Output [W]	620.0 x 2	
		E.S.P Max. [mmAq]	6.00	
E.S.P Max. [Pa]	76.45			
Piping Connections	Liquid Pipe (Ø, mm)		15.88	
	Liquid Pipe (Ø, Inch)		5/8"	
	Gas Pipe (Ø, mm)		25.50	
	Gas Pipe (Ø, Inch)		1 1/8"	
	Discharge (Ø,mm)		-	
	Discharge (Ø,Inch)		-	
Sound	Sound Pressure		65.0	
	Sound Power		67.0	
Dimension	Net Weight(kg)		295.0	
	Shipping Weight (kg)		317.0	
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)		1,285 x 1,695 x 765	
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)		1,363 x 1,867 x 832	
Operating Temp. Range	Cooling [°C]		-5.0 - 45.0	
	Heating [°C]		-25.0 - 24.0	



Specifications

Compatibility
NASA DVM S Indoor units , AHU kits (MXD-K***AN), and UCK (MCM-D211UN)

Construction
The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish.

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube.
The aluminum fins of the heat exchanger shall have a protective coating.
Salt spray test method: ASTM-B117-18 - the heat exchanger showed no unusual rust or corrosion development to 2,280 hours.

Controls
The outdoor unit shall have a removable EEPROM that stores unit serial number, startup information, system settings, system tag/name, and other information.
Control wiring shall be 16 AWG x 2 shielded wire.

Refrigerant System
The compressors shall be Samsung hermetically sealed, inverter driven, direct flash injected, DC scroll type with soft-start capability.
Flash injected compressors provide advanced low ambient heating performance.
Subcooling devices in system maintain capacity at extreme system refrigerant pipe lengths and minimize refrigerant noise.

Other Features
Asymmetrical scroll design with rotating compressor operation/priority (where applicable).
Advanced oil recovery cycle logic (maximum duration in cool mode: 3 minutes, maximum duration in heat mode: 6 minutes, defrost cycles lasting over 3 minutes are considered oil recovery cycles). Oil recovery operation shall not interrupt heating or cooling operation.
Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound (4 levels) with automatic activation or manual activation (with MIM-B14).
Advanced intelligent defrost logic to significantly reduce defrost cycle frequency by monitoring air resistance across the condenser coil during heating operation to determine defrost operation initiation to prevent unnecessary defrost cycles.
Optional snow blowing logic to prevent snow accumulation on idle outdoor units
Maximum current control of outdoor unit(s) to limit current (50% - 100% of design current) adjustable at outdoor unit or central control devices: DMS 2.3 (MIM-D01AN), BACnet Gateway (MIM-B17BN), LON Gateway (MIM-B18BN).
Energy savings options to reduce system energy consumption when average indoor room temperatures are greater than average indoor set temperatures in heating mode or when average indoor room temperatures are lower than average indoor set temperatures in cooling mode.
Samsung maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

* Restrictions apply. Design above 130% requires an engineering review for approval. Refer to the Technical Data Book for more information.

* Nominal cooling capacities are based on indoor temperature: 80 °F DB, 67°F WB, Outdoor temperature: 95°F DB, 70°F WB.
* Nominal heating capacities are based on indoor temperature: 70 °F DB, 60°F WB, Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 26: Ficha técnica del equipo condensadora de modelo AM180JXVAFH/AZ de la marca Samsung.

Submittal AM180JXVAFH/AZ **DVM S** **SAMSUNG**
Latin America

Job Name _____
Purchaser _____
Submitted to _____

Location _____
Engineer _____
Reference Approval _____ Construction _____

Specifications			
Model	Type	AM180JXVAFH/AZ	
Features	DVM S		
	Power		
	Voltage [Φ, #, V, Hz]	3,3,208-230,60	
Performance	MCA [A]	66.50 (MCA)	
	MFA [A]	75.00	
	HP	18.00	
Current Input (Nominal)	Cooling [kW]	50.40	
	Cooling [Btu/h]	172,000	
	Heating [kW]	56.70	
	Heating [Btu/h]	193,300	
	EER	4.73	
	CCP	5.45	
	Cooling 1 [A]	31.10	
System	Heating 2 [A]	30.30	
	Mode	HEAT PUMP	
Compressor	Type	SSC Scroll x 2	
	Output (kW x n)	-	
	Oil	PVE	
Refrigerant	Initial Charge [cc]	5600	
	Type	R410A	
Installation	Factory Charge [kg]	8.40	
	Max. Distance	200	
Condenser Fan	Length [m]	110.0	
	Height [m]	110.0	
	Fan	Type	Propeller
		Output [CMM]	260
	Motor	Output [CFM]	9182
Output [W]		820.0 x 2	
E.S.P. Max. [mmAq]		8.00	
Piping Connections	E.S.P. Max. [Pa]	76.45	
	Liquid Pipe (Φ, mm)	15.00	
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	5/8"	
	Gas Pipe (Φ, mm)	20.00	
	Gas Pipe (Φ, Inch)	1 1/8"	
	Discharge (Φ, mm)	-	
Sound	Discharge (Φ, Inch)	-	
	Sound Pressure	64.0	
Dimension	Sound Power	66.0	
	Net Weight[kg]	298.0	
	Shipping Weight [kg]	317.0	
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1,295 x 1,695 x 705	
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1,363 x 1,867 x 832	
Operating Temp. Range	Cooling [°C]	-5.0 - 40.0	
	Heating [°C]	-25.0 - 24.0	



Specifications

Compatibility
NASA DVM S indoor units , AHU kits (MXD-K**AN), and UCK (MCM-D211UN)

Construction
The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish.

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube.
The aluminum fins of the heat exchanger shall have a protective coating.
Salt spray test method: ASTM-B117-18 - the heat exchanger showed no unusual rust or corrosion development to 2,280 hours.

Controls
The outdoor unit shall have a removable EEPROM that stores unit serial number, startup information, system settings, system tag/name, and other information.
Control wiring shall be 16 AWG X 2 shielded wire.

Refrigerant System
The compressors shall be Samsung hermetically sealed, inverter driven, direct flash injected, DC scroll type with soft-start capability.
Flash injected compressors provide advanced low ambient heating performance.
Subcooling devices in system maintain capacity at extreme system refrigerant pipe lengths and minimize refrigerant noise.

Other Features
Asymmetrical scroll design with rotating compressor operation/priority (where applicable).
Advanced oil recovery cycle logic (maximum duration in cool mode: 3 minutes, maximum duration in heat mode: 6 minutes, defrost cycles lasting over 3 minutes are considered oil recovery cycles). Oil recovery operation shall not interrupt heating or cooling operation.
Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound (4 levels) with automatic activation or manual activation (with MIM-B14).
Advanced intelligent defrost logic to significantly reduce defrost cycle frequency by monitoring air resistance across the condenser coil during heating operation to determine defrost operation initiation to prevent unnecessary defrost cycles.
Optional snow blowing logic to prevent snow accumulation on idle outdoor units
Maximum current control of outdoor unit(s) to limit current (50% - 100% of design current) adjustable at outdoor unit or central control devices: DMS 2.5 (MIM-D01AN), BACnet Gateway (MIM-B17BN), LON Gateway (MIM-B18BN).
Energy savings options to reduce system energy consumption when average indoor room temperatures are greater than average indoor set temperatures in heating mode or when average indoor room temperatures are lower than average indoor set temperatures in cooling mode.
Samsung maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

* Restrictions apply. Design above 130% requires an engineering review for approval.

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80 °F DB, 67° WB. Outdoor temperature: 50° DB, 70° WB.
* Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70 °F DB, 60° WB. Outdoor temperature: 47° DB, 43° WB.

Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 27: Ficha técnica del equipo condensadora de modelo AM160JXVAFH/AZ de la marca Samsung.

Submittal AM160JXVAFH/AZ **DVM S** **SAMSUNG**
Latin America

Job Name _____ Location _____
Purchaser _____ Engineer _____
Submitted to _____ Reference _____ Approval _____ Construction _____

Specifications		
Model	Type	AM160JXVAFH/AZ
Features		DVM S
	Power	
	Voltage (Φ, #, V, Hz)	3.3, 208-230, 60
Performance	MCA [A]	36.10 (MCA)
	MFA [A]	63.00
	HP	16.00
	Cooling [kW]	45.00
	Cooling [Blu/h]	153,500
	Heating [kW]	50.40
	Heating [Blu/h]	172,000
Power Input	EER	4.23
	COF	4.89
	Cooling 1 [kW]	10.64
Current Input (Nominal)	Heating 2 [kW]	10.30
	Cooling 1 [A]	31.00
System	Heating 2 [A]	30.00
	Mode	HEAT PUMP
Compressor	Type	SSC Scroll x 2
	Output (kW x n)	(5.09x2)
	Oil	
Refrigerant	Type	PVE
	Initial Charge [cc]	2200
Installation	Type	R410A
	Factory Charge [kg]	7.70
Condenser Fan	Max. Distance	200
	Height [m]	110.0
	Fan	
Piping Connections	Type	Propeller
	Output [CMM]	255
	Output [CFM]	9005
	Motor	
	Output [W]	620.0 x 2
Sound	E.S.P Max. [mmAq]	8.90
	E.S.P Max. [Pa]	78.45
	Liquid Pipe (Φ, mm)	12.70
	Liquid Pipe (Φ, inch)	1/2"
Dimension	Gas Pipe (Φ, mm)	25.50
	Gas Pipe (Φ, inch)	1 1/8"
	Discharge (Φ, mm)	-
	Discharge (Φ, inch)	-
Operating Temp. Range	Sound Pressure	63.0
	Sound Power	63.0
	Net Weight[kg]	290.0
Shipping	Shipping Weight [kg]	296.0
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1,295 x 1,895 x 765
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1,363 x 1,887 x 832
Operating Temp. Range	Cooling [°C]	-5.0 ~ 46.0
	Heating [°C]	-25.0 ~ 24.0



Specifications

Compatibility
NASA DVM S indoor units , AHU kits (MXD-K***FAN), and UCK (MCM-D211UN)

Construction
The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish.

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube.
The aluminum fins of the heat exchanger shall have a protective coating.

Refrigerant System
Salt spray test method: ASTM-B117-18 - the heat exchanger showed no unusual rust or corrosion development to 2,280 hours.

Controls
The outdoor unit shall have a removable EEPROM that stores unit serial number, startup information, system settings, system tag/name, and other information.
Control wiring shall be 16 AWG x 2 shielded wire.

Other Features
Asymmetrical scroll design with rotating compressor operation/priority (where applicable).
Advanced oil recovery cycle logic (maximum duration in cool mode: 3 minutes, maximum duration in heat mode: 6 minutes, defrost cycles lasting over 3 minutes are considered oil recovery cycles). Oil recovery operation shall not interrupt heating or cooling operation.
Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound (4 levels) with automatic activation or manual activation (with MIM-B14).
Advanced intelligent defrost logic to significantly reduce defrost cycle frequency by monitoring air resistance across the condenser coil during heating operation to determine defrost operation initiation to prevent unnecessary defrost cycles.
Optional snow blowing logic to prevent snow accumulation on idle outdoor units
Maximum current control of outdoor unit(s) to limit current (50% - 100% of design current) adjustable at outdoor unit or central control devices: DMS 2.5 (MIM-D01AN), BACnet Gateway (MIM-B17BN), LON Gateway (MIM-B18BN).
Energy savings options to reduce system energy consumption when average indoor room temperatures are greater than average indoor set temperatures in heating mode or when average indoor room temperatures are lower than average indoor set temperatures in cooling mode.

Samsung maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80°F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB.
* Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70°F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

* Restrictions apply. Design above 130% requires an engineering review for approval. Refer to the Technical Data Book for more information.

Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 28: Ficha técnica del equipo condensadora de modelo AM120JXVAFH/AZ de la marca Samsung.

Submittal AM120JXVAFH/AZ

DVM S

SAMSUNG
Latin America

Job Name _____
Purchaser _____
Submitted to _____

Location _____
Engineer _____
Reference _____ Approval _____ Construction _____

Specifications

Model		AM120JXVAFH/AZ	
Features	Type	DVM S	
Power	Voltage (Φ, #, V, Hz)	3,3,205-230,60	
	MCA [A]	35.00 (MCA)	
	MFA [A]	50.00	
Performance	HP	12.00	
	Cooling [kW]	33.80	
	Cooling [Btu/h]	114,600	
	Heating [kW]	37.80	
	Heating [Btu/h]	129,000	
	EER	4.85	
	COP	5.11	
Power Input	Cooling 1 [kW]	7.22	
	Heating 2 [kW]	7.40	
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	31.10	
	Heating 2 [A]	31.60	
System	Mode	HEAT PUMP	
Compressor	Type	SSC Scroll x 1	
	Output (kW x n)	-	
	Oil	Type Initial Charge [cc]	PVE 2600
Refrigerant	Type	R410A	
	Factory Charge [kg]	0.50	
Installation	Max. Distance	Length [m] Height [m]	200 110.0
	Condenser Fan	Fan	Type Output [CMM] Output [CFM]
Motor		Output [W]	830.0 x 1
		E.S.P Max. [mmAq]	0.00
		E.S.P Max. [Pa]	76.45
Piping Connections		Liquid Pipe (Φ, mm)	12.70
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	1/2"	
	Gas Pipe (Φ, mm)	26.56	
	Gas Pipe (Φ, Inch)	1 1/8"	
	Discharge (Φ, mm)	-	
Sound	Discharge (Φ, Inch)	-	
	Sound Pressure	62.0	
Dimension	Sound Power	61.0	
	Net Weight(kg)	196.5	
	Shipping Weight (kg)	214.5	
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	850 x 1,095 x 765	
Operating Temp. Range	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	948 x 1,087 x 832	
	Cooling [°C]	-5.0 – 45.0	
	Heating [°C]	-25.0 – 24.0	



Specifications

Compatibility
NASA DVM S indoor units , AHU kits (MXD-K***AN), and UICK (MCM-D211UN)

Construction
The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish.

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube.
The aluminum fins of the heat exchanger shall have a protective coating.
Salt spray test method: ASTM-B117-18 - the heat exchanger showed no unusual rust or corrosion development to 2,280 hours.

Controls
The outdoor unit shall have a removable EEPROM that stores unit serial number, startup information, system settings, system tag/name, and other information.
Control wiring shall be 16 AWG X 2 shielded wire.

Refrigerant System
The compressors shall be Samsung hermetically sealed, inverter driven, direct flash injected, DC scroll type with soft-start capability.
Flash injected compressors provide advanced low ambient heating performance.
Subcooling devices in system maintain capacity at extreme system refrigerant pipe lengths and minimize refrigerant noise.

Other Features
Asymmetrical scroll design with rotating compressor operation/priority (where applicable).
Advanced oil recovery cycle logic (maximum duration in cool mode: 3 minutes, maximum duration in heat mode: 6 minutes, defrost cycles lasting over 3 minutes are considered oil recovery cycles). Oil recovery operation shall not interrupt heating or cooling operation.
Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound (4 levels) with automatic activation or manual activation (with MIM-B14).
Advanced intelligent defrost logic to significantly reduce defrost cycle frequency by monitoring air resistance across the condenser coil during heating operation to determine defrost operation initiation to prevent unnecessary defrost cycles.
Optional snow blowing logic to prevent snow accumulation on idle outdoor units
Maximum current control of outdoor unit(s) to limit current (50% - 100% of design current) adjustable at outdoor unit or central control devices: DMS 2.5 (MIM-D01AN), BACnet Gateway (MIM-B17BN), LON Gateway (MIM-B18BN).
Energy savings options to reduce system energy consumption when average indoor room temperatures are greater than average indoor set temperatures in heating mode or when average indoor room temperatures are lower than average indoor set temperatures in cooling mode.

Samsung maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

* Restrictions apply. Design above 130% requires an engineering review for approval. Refer to the Technical Data Book for more information.

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80 °F DB, 67° F WB, Outdoor temperature: 95° F DB, 75° F WB.
* Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70 °F DB, 60° F WB, Outdoor temperature: 47° F DB, 43° F WB.

Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 29: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM048NN4DCHH/AA de la marca Samsung.

Submittal AM048NN4DCH/AA **Wind-Free 4Way Cassette** **SAMSUNG**
Latin America

Job Name _____ Location _____
Purchaser _____ Engineer _____
Submitted to _____ Reference _____ Approval _____ Construction _____

Specifications		
Model		AM048NN4DCH/AA
Features	Type	Wind-Free 4Way Cassette
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]		1,2,208-230,60
Capacity	Cooling [kW]	14.07
	Cooling [Btu/h]	46,000
	Heating [kW]	15.83
	Heating [Btu/h]	54,000
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.75
	Heating 2 [A]	0.75
System	Mode	HP/HR
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	95.00
	Heating 2 [W]	95.00
Fan	Type	Turbo Fan
	Motor (Output) [W]	97 x 1
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	1024/954/848
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	29.00/27.01/24.01
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/S]	483.26/450.22/400.20
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H2O]	-
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [Pa]	-
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	9.52
	Liquid Pipe (Φ, inch)	3/8"
	Gas Pipe (Φ, mm)	15.88
	Gas Pipe (Φ, inch)	5/8"
	Drain Pipe (Φ,mm)	VP25 (OD 32, ID 25)
Field Wiring	Power Source Wire	AWG 14
	Transmission Cable	2 X 16 AWG SHIELDED
Refrigerant	Type	R410A
	Control Method	EEV INCLUDED
Sound	Sound Pressure	45.0/42.0/39.0
	Sound Power	60.0
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	16.50
	Shipping Weight (kg)	22.50
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	840 x 260 x 840
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	995 x 357 x 896
Panel Size	Panel model	PC4NUSKUN
	Panel Net Weight (kg)	5.00
	Shipping Weight (kg)	8.40
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	950 x 45 x 950
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1005 x 100 x 1005
Additional Accessories	Drain Pump	-
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-
	Air Filter	Removable / Washable



Specifications

*Compatible with Samsung DVM 5, DVM 5 Water, and DVM Eco systems (AM*****/**).

*Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with fascia panel)

*Built in condensate pump with maximum 29" lift, check valve, and float switch that disables indoor unit during overflow detection

*Knock-out for outside air capability

*Fascia panel shall have LED indicator lights and 4 motorized louvers with independent control (32° - 05° louver control range)

*High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection.

Construction
Insulated, HIPS chassis with a galvanized steel frame and fascia panel certified to UL94 V0.

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube

Indoor Fan
Indoor fan is a single turbo type

Three fan speed settings and auto setting

Controls
The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal

The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution

Controls shall integrate with a BMS system

Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80 °F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB.
* Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70 °F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 30: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM036NN4DCHH/AA de la marca Samsung.

Submittal AM036NN4DCH/AA **Wind-Free 4Way Cassette** **SAMSUNG**
Latin America

Job Name _____ Location _____
Purchaser _____ Engineer _____
Submitted to _____ Reference _____ Approval _____ Construction _____

Specifications		
Model	AM036NN4DCH/AA	
Features	Type	Wind-Free 4Way Cassette
Power Supply (Indoor Unit) (Φ, #, V, Hz)		1,2,208-230,60
Capacity	Cooling (kW)	10.55
	Cooling (Btu/h)	36,000
	Heating (kW)	11.72
	Heating (Btu/h)	40,000
Current Input (Nominal)	Cooling 1 (A)	0.56
	Heating 2 (A)	0.56
System	Mode	HP/HR
Power Input (Nominal)	Cooling 1 (W)	75.00
	Heating 2 (W)	75.00
Fan	Type	Turbo Fan
	Motor (Output) (W)	97 x 1
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) (CFM)	040/777/706
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) (CMM)	24.01/22.00/19.99
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) (L/S)	400.20/306.09/333.16
	External Static Pressure (Min / Std / Max) (in H2O)	-
	External Static Pressure (Min / Std / Max) (mmAq)	-
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	9.52
	Liquid Pipe (Φ, inch)	3/8"
	Gas Pipe (Φ, mm)	15.88
	Gas Pipe (Φ, inch)	5/8"
	Drain Pipe (Φ, mm)	VP25 (OD 32, ID 25)
Field Wiring	Power Source Wire	AWG 14
	Transmission Cable	2 X 16 AWG SHIELDED
Refrigerant	Type	R410A
	Control Method	EEV INCLUDED
Sound	Sound Pressure	42.0/39.0/36.0
	Sound Power	56.0
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	18.50
	Shipping Weight (kg)	22.50
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	840 x 255 x 840
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	898 x 337 x 898
	Panel Size	Panel model
Panel Size	Panel Net Weight (kg)	0.60
	Shipping Weight (kg)	0.40
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	950 x 45 x 950
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1005 x 100 x 1005
	Additional Accessories	Drain Pump
Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement		-
Air Filter		Removable / Washable



Specifications

- Compatible with Samsung DVM 5, DVM 5 Water, and DVM Eco systems (AM*****/**).
 - Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with fascia panel)
 - Built in condensate pump with maximum 29" lift, check valve, and float switch that disables indoor unit during overflow detection
 - Knock-out for outside air capability
 - Fascia panel shall have LED indicator lights and 4 motorized louvers with independent control (32° - 65° louver control range)
 - High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection.
- Construction**
Insulated, HIPS chassis with a galvanized steel frame and fascia panel certified to UL94 V0.
- Heat Exchanger**
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube
- Indoor Fan**
Indoor fan is a single turbo type
- Three fan speed settings and auto setting
- Controls**
The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal
- The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution
- Controls shall integrate with a BMS system
- Control wiring shall be 2 X 10 AWG shielded wire

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80 °F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 90°F DB, 79°F WB.
* Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70 °F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 31: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM030NN4DCHH/AA de la marca Samsung.

Submittal AM030KN4DCH/AA **360 CST (Circle)** **SAMSUNG**
Latin America

Job Name _____ Location _____
Purchaser _____ Engineer _____
Submitted to _____ Reference _____ Approval _____ Construction _____

Specifications		
Model	AM030KN4DCH/AA	
Features	Type	360 CST (Circle)
Power Supply (Indoor Unit) (Φ, #, V, Hz)	1,2,206-230,60	
Capacity	Cooling (kW)	8.79
	Cooling (Btu/h)	30,000
	Heating (kW)	9.96
	Heating (Btu/h)	34,000
Current Input (Nominal)	Cooling 1 (A)	0.42
	Heating 2 (A)	0.42
System	Mode	HP/HR
Power Input (Nominal)	Cooling 1 (W)	54.00
	Heating 2 (W)	54.00
Fan	Type	Turbo Fan
	Motor (Output) (W)	97 x 1
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) (CFM)	901/795/706
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) (CMM)	25.50/22.50/20.00
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) (L/s)	425.00/375.00/333.33
	External Static Pressure (Min / Std / Max) (in H2O)	-
	External Static Pressure (Min / Std / Max) (mmAq)	-
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	9.52
	Liquid Pipe (Φ, inch)	3/8"
	Gas Pipe (Φ, mm)	15.88
	Gas Pipe (Φ, inch)	5/8"
	Drain Pipe (Φ, mm)	VP25 (OD 32, ID 25)
Field Wiring	Power Source Wire	AWG 14
	Transmission Cable	2 X 16 AWG SHIELDED
Refrigerant	Type	R410A
Sound	Control Method	EEV INCLUDED
	Sound Pressure	40.0/38.0/36.0
External Dimension (Indoor Unit)	Sound Power	-
	Net Weight (kg)	24.00
	Shipping Weight (kg)	29.00
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	947 x 965 x 947
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	990 x 414 x 990
Panel Size	Panel model	PC4NUNMUN
	Panel Net Weight (kg)	2.70
	Shipping Weight (kg)	5.30
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1050 x 94 x 1050
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1093 x 95 x 1083
Additional Accessories	Drain Pump	-
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-
	Air Filter	Removable / Washable



Specifications

- The indoor unit shall be compatible with Samsung DVM S and DVM Eco systems (AM****x****/**).
 - The indoor unit shall be a round ceiling cassette with 360°, even air distribution
 - Auto-restart after power loss
 - The indoor unit shall have a removable EEPROM that stores system programming information, unit name, and other data
 - All indoor unit addressing and option settings shall be done digitally; the indoor unit does not contain rotary dials or setting switches.
 - Electro-static, washable, pleated filter as standard (Included with fascia panel).
 - Built in condensate pump with maximum 29" lift from the bottom of the unit, check valve, and float switch that disables indoor unit during overflow detection
 - Knock-out for outside air capability (with booster fan connection)
 - Fascia panel shall have LED indicator lights and an infrared receiver
 - The indoor unit shall have two (2) fascia panel types:
 1. Ceiling Type for installation applications where a ceiling textile is present (ex. tile ceiling, gypsum). The Ceiling Type fascia panel shall be square in shape.
 2. Open Type for installation applications where a ceiling textile is not present (ex. open ceiling). The Open Type fascia panel shall be circular in shape.
 - The indoor unit shall not have air louvers or blades allowing full airflow without restriction. Air direction control shall be achieved by creating a low pressure area near air outlet causing discharge air to change direction angle.
 - Fixed or auto-swing air direction shall be possible with wireless, touch, or premium wired controller (10° ~ 60° angle)
 - Independent air distribution control shall be possible with wireless or premium wired controller (three directions, 10° ~ 60° angle)
- Construction**
The indoor unit shall be have a galvanized steel frame with HIPS chassis and fascia panel certified to UL94 V0.
Heat Exchanger
The indoor unit heat exchanger shall be mechanically bonded

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80°F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 79°F WB.
* Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70°F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 32: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM024NN4DCHH/AA de la marca Samsung.

Submittal AM024NN4DCH/AA **Wind-Free 4Way Cassette** **SAMSUNG**
Latin America

Job Name _____ Location _____
Purchaser _____ Engineer _____
Submitted to _____ Reference: _____ Approval _____ Construction _____

Specifications		
Model		AM024NN4DCH/AA
Features	Type	Wind-Free 4Way Cassette
Power Supply (Indoor Unit) (Φ, #, V, Hz)		1,2,208-230,60
Capacity	Cooling (kW)	7.03
	Cooling (Btu/h)	24,000
	Heating (kW)	7.91
	Heating (Btu/h)	27,000
Current Input (Nominal)	Cooling 1 (A)	0.30
	Heating 2 (A)	0.30
System	Mode	HP/HR
Power Input (Nominal)	Cooling 1 (W)	40.00
	Heating 2 (W)	40.00
Fan	Type	Turbo Fan
	Motor (Output) (W)	65 x 1
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) (CFM)	616/565/494
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) (CMM)	17.50/16.00/13.99
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) (L/S)	291.65/266.64/233.13
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H2O]	-
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [Pa]	-
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	9.52
	Liquid Pipe (Φ, inch)	3/8"
	Gas Pipe (Φ, mm)	15.88
	Gas Pipe (Φ, inch)	5/8"
	Drain Pipe (Φ, mm)	VP25 (OD 32, ID 25)
Field Wiring	Power Source Wire	AWG 14
	Transmission Cable	2 X 16 AWG SHIELDED
Refrigerant	Type	R410A
	Control Method	EEV INCLUDED
Sound	Sound Pressure	35.0/32.0/26.0
	Sound Power	56.0
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight (kg)	15.00
	Shipping Weight (kg)	16.50
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	640 x 204 x 640
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	696 x 275 x 696
Panel Size	Panel model	PC4NUFMAN
	Panel Net Weight (kg)	5.50
	Shipping Weight (kg)	6.40
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	690 x 45 x 690
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1005 x 100 x 1005
Additional Accessories	Drain Pump	-
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-
	Air Filter	Removable / Washable



Specifications

*Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM Eco systems (AM*****/**).

*Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with fascia panel)

*Built in condensate pump with maximum 29" lift, check valve, and float switch that disables indoor unit during overflow detection

*Knock-out for outside air capability

*Fascia panel shall have LED indicator lights and 4 motorized louvers with independent control (32" - 63" louver control range)

*High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection.

Construction
Insulated, HIPS chassis with a galvanized steel frame and fascia panel certified to UL94 V0.

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube

Indoor Fan
Indoor fan is a single turbo type

Three fan speed settings and auto setting

Controls
The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal

The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution

Controls shall integrate with a BMS system

Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80°F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB.
* Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70°F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 33: Ficha técnica del equipo evaporador tipo cassette de modelo AM012NN4DCHH/AA de la marca Samsung.

Submittal	AM012NNNDCH/AA	Wind-Free 4Way Cassette (600x600)	SAMSUNG Latin America
Job Name	_____	Location	_____
Purchaser	_____	Engineer	_____
Submitted to	_____	Reference	Approval _____ Construction _____

Specifications		Model	AM012NNNDCH/AA
Features	Type	Wind-Free 4Way Cassette (600x600)	
Power Supply (Indoor Unit) (V, φ, V, Hz)		1,208-230,60	
Capacity	Cooling [kW]	3.52	
	Cooling [Btu/h]	12,000	
	Heating [kW]	3.96	
	Heating [Btu/h]	13,500	
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.19	*Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM S Eco systems (AM*****/**)
	Heating 2 [A]	0.19	
System	Mode	HP/HR	*Electro-static, washable, pleated filters as standard (Included with fascia panel)
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	28.00	
	Heating 2 [W]	28.00	*Built in condensate pump with maximum 29" lift from the bottom of the unit, check valve, and float switch that disables indoor unit during overflow detection
Fan	Type	Turbo Fan	
	Motor (Output) [W]	65 x 1	
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	371/336/263	*Knock-out for outside air capability
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	10.51/9.51/6.01	
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/s]	175.09/155.57/133.56	*Fascia panel shall have LED indicator lights and 4 motorized louvers with independent control (32° - 65° louver control range)
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H2O]	-	
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	6.35	
	Liquid Pipe (Φ, inch)	1/4"	*Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-5H11N, MWR-WE13N, MWR-WE13N, MWR-WG00*N, and AR-EH03U only).
	Gas Pipe (Φ, mm)	12.70	
	Gas Pipe (Φ, inch)	1/2"	*High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection.
Field Wiring	Power Source Wire	AWG 14	
	Transmission Cable	2 X 16 AWG SHIELDED	*The Wind-Free™ 4-way cassette can be configured for 2-stage operation, cooling the space with the louver open (fixed or swing) until the room temperature nears set temperature. Once room temperature is near set temperature, Wind-Free™ operation will start automatically, closing the louver and using the face of the fascia panel to gently cool the space with still air*.
Refrigerant	Type	R410A	
	Control Method	EEV INCLUDED	
Sound	Sound Pressure	34.0/30.0/26.0	
	Sound Power	51.0	
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	12.00	
	Shipping Weight (kg)	14.00	
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	575 x 250 x 575	*The Wind-Free™ panel (PC4NUFMUN) has an integral humidity sensor that will open the louvers for standard cool mode when space conditions could potentially cause condensation formation on the panel surface.
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	623 x 290 x 653	
Panel Size	Panel model	PC4BUSMUN	Construction
	Panel Net Weight (kg)	2.30	Insulated, HIPS chassis with a galvanized steel frame and fascia panel certified to UL94 V0.
	Shipping Weight (kg)	3.50	
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	620 x 45 x 620	Heat Exchanger
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	661 x 106 x 671	The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube
Additional Accessories	Drain Pump	-	Indoor Fan
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-	Indoor fan is a single turbo type
	Air Filter	Removable / Washable	Three fan speed settings and auto setting



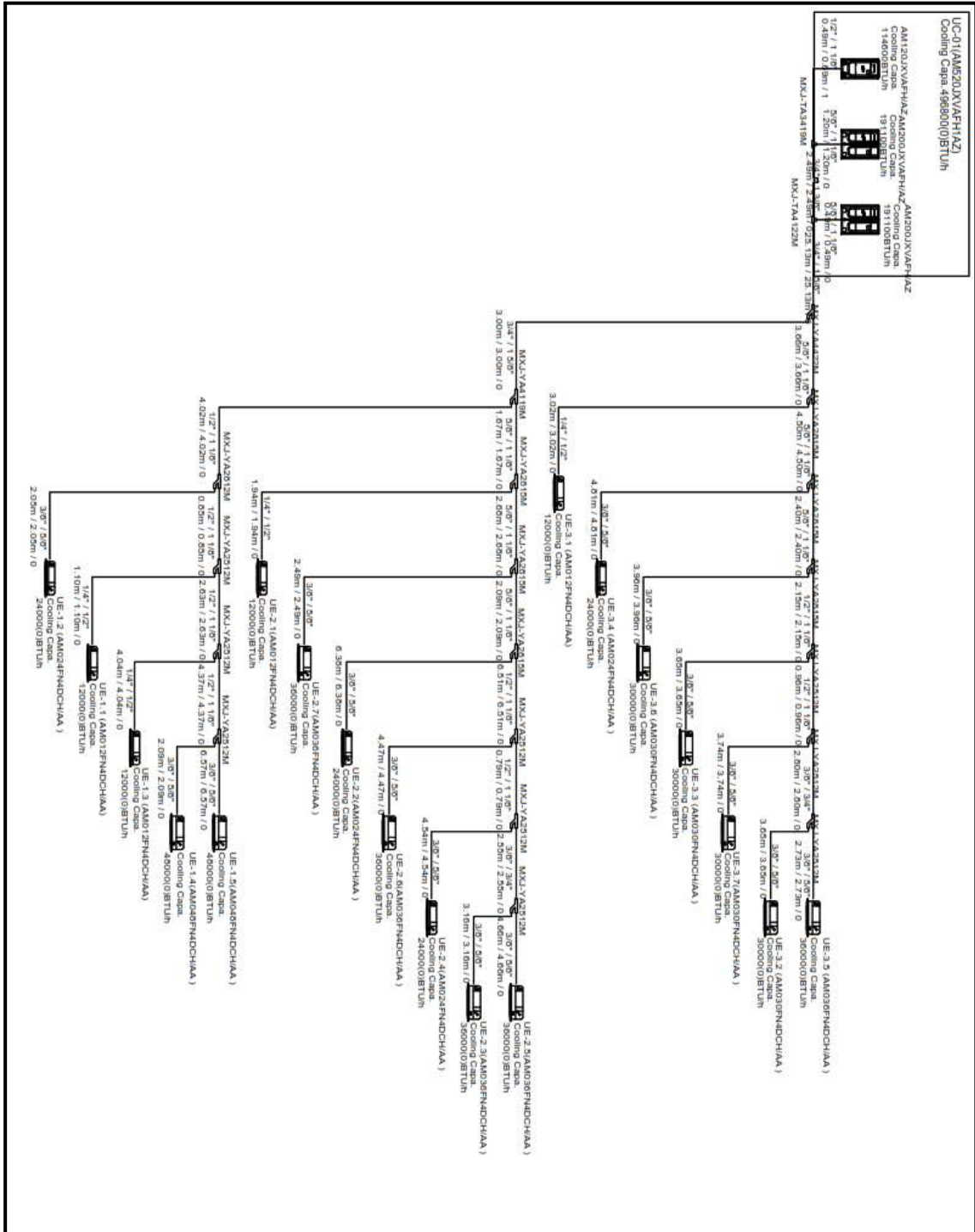
Specifications

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80°F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 79°F WB.
 * Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70°F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

Controls
 The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with

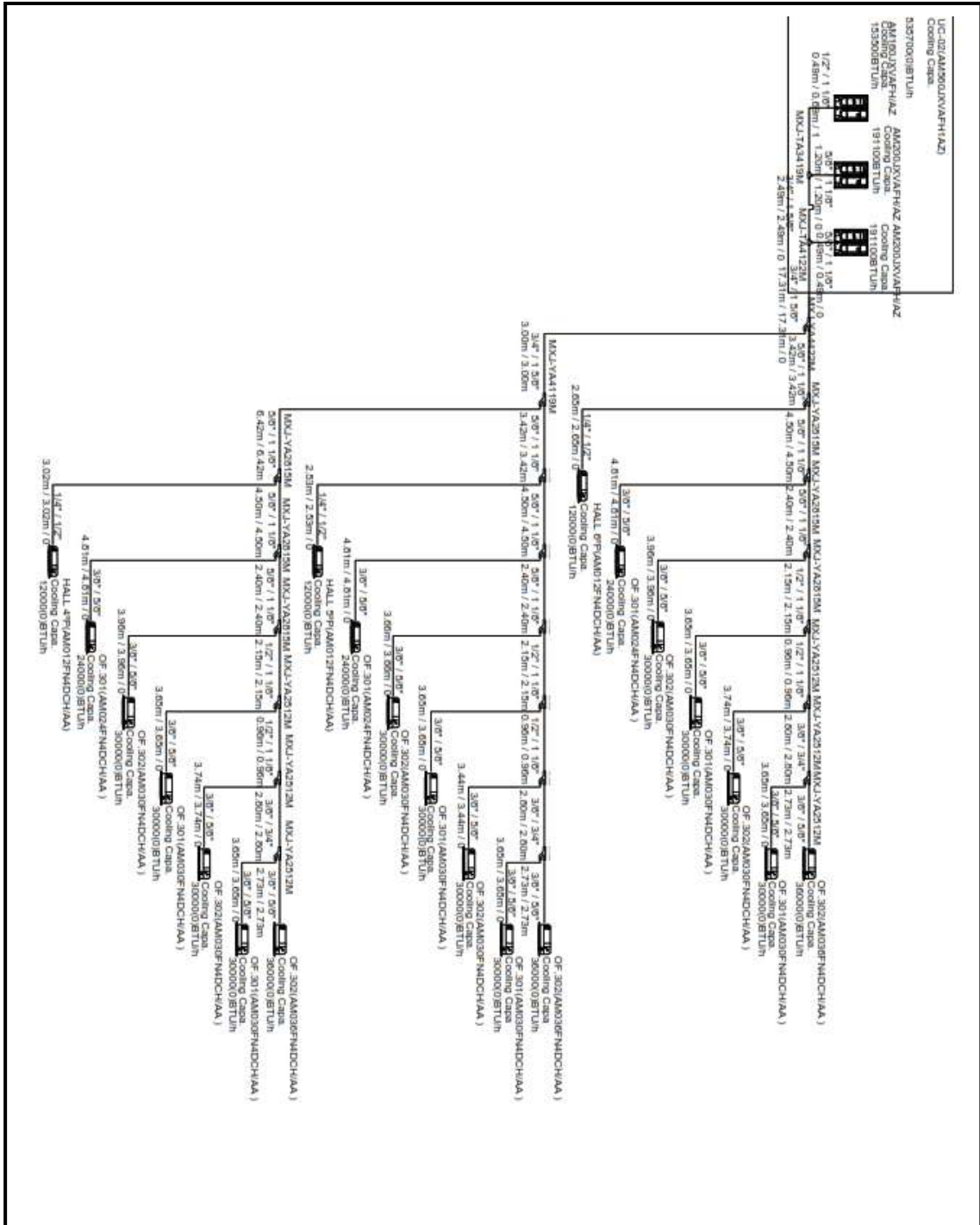
Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 34: Red de tuberías de refrigeración para la unidad condensadora UC – 01 del sistema VRF



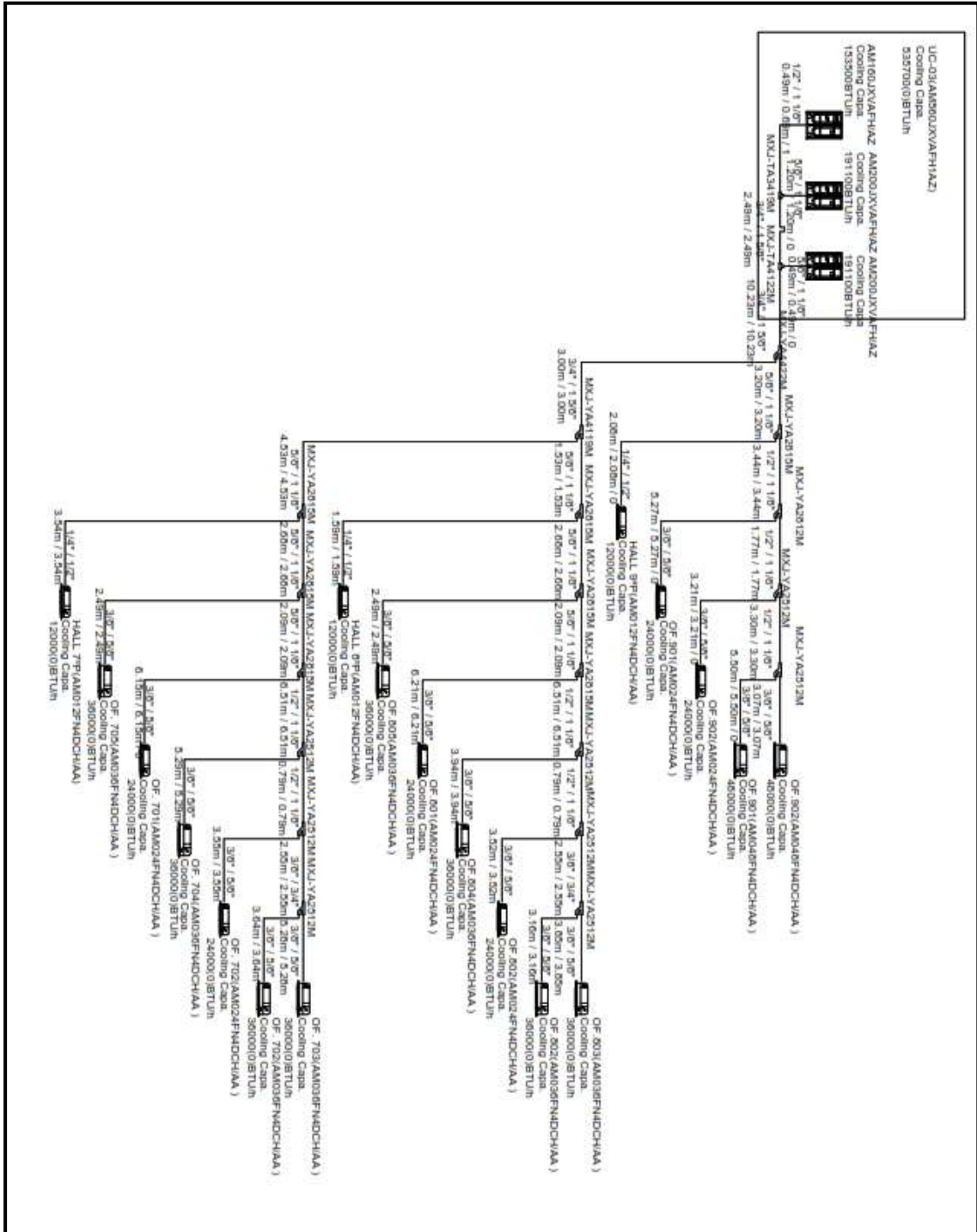
Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 35: Red de tuberías de refrigeración para la unidad condensadora UC – 02 del sistema VRF



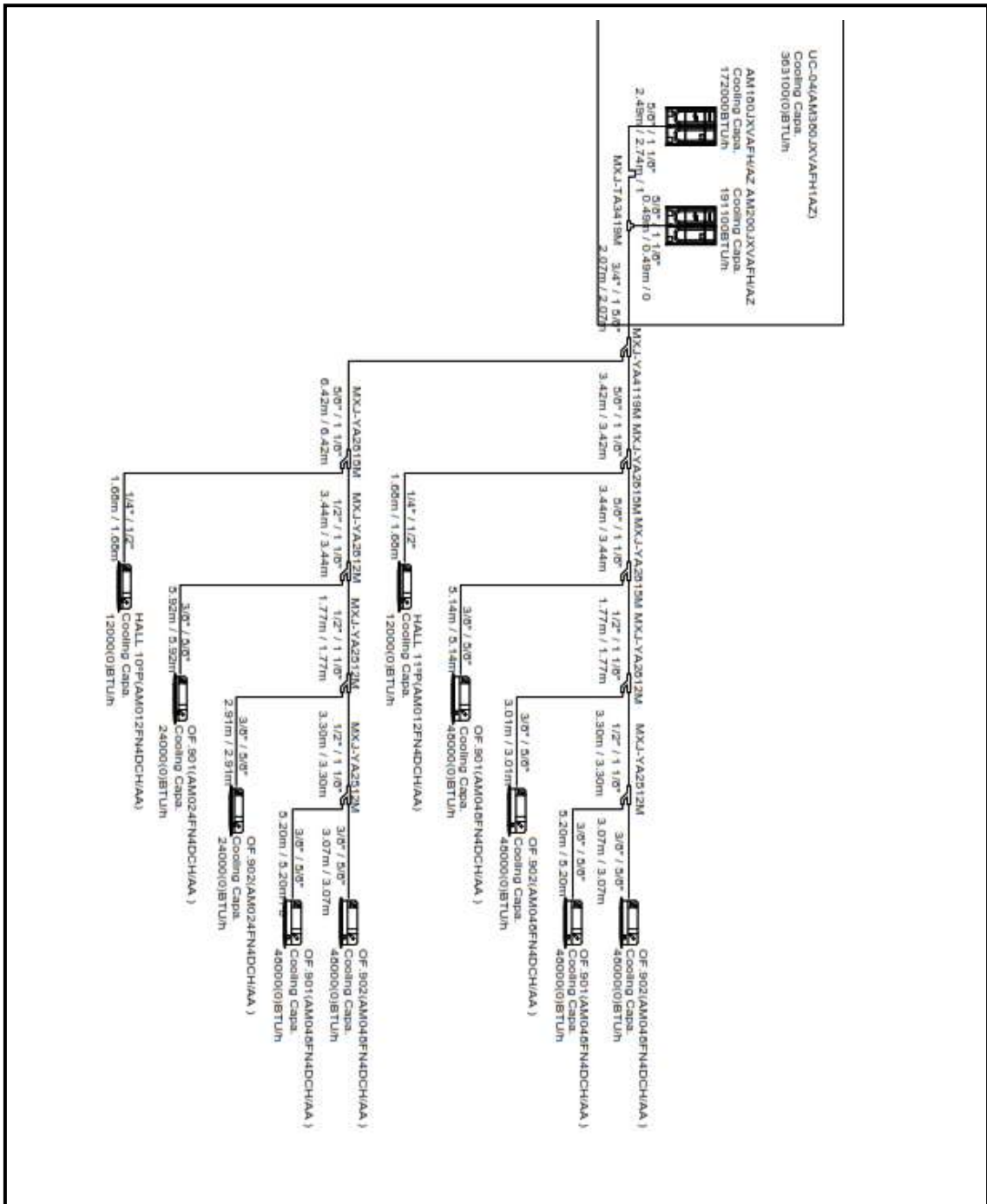
Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 36: Red de tuberías de refrigeración para la unidad condensadora UC – 03 del sistema VRF



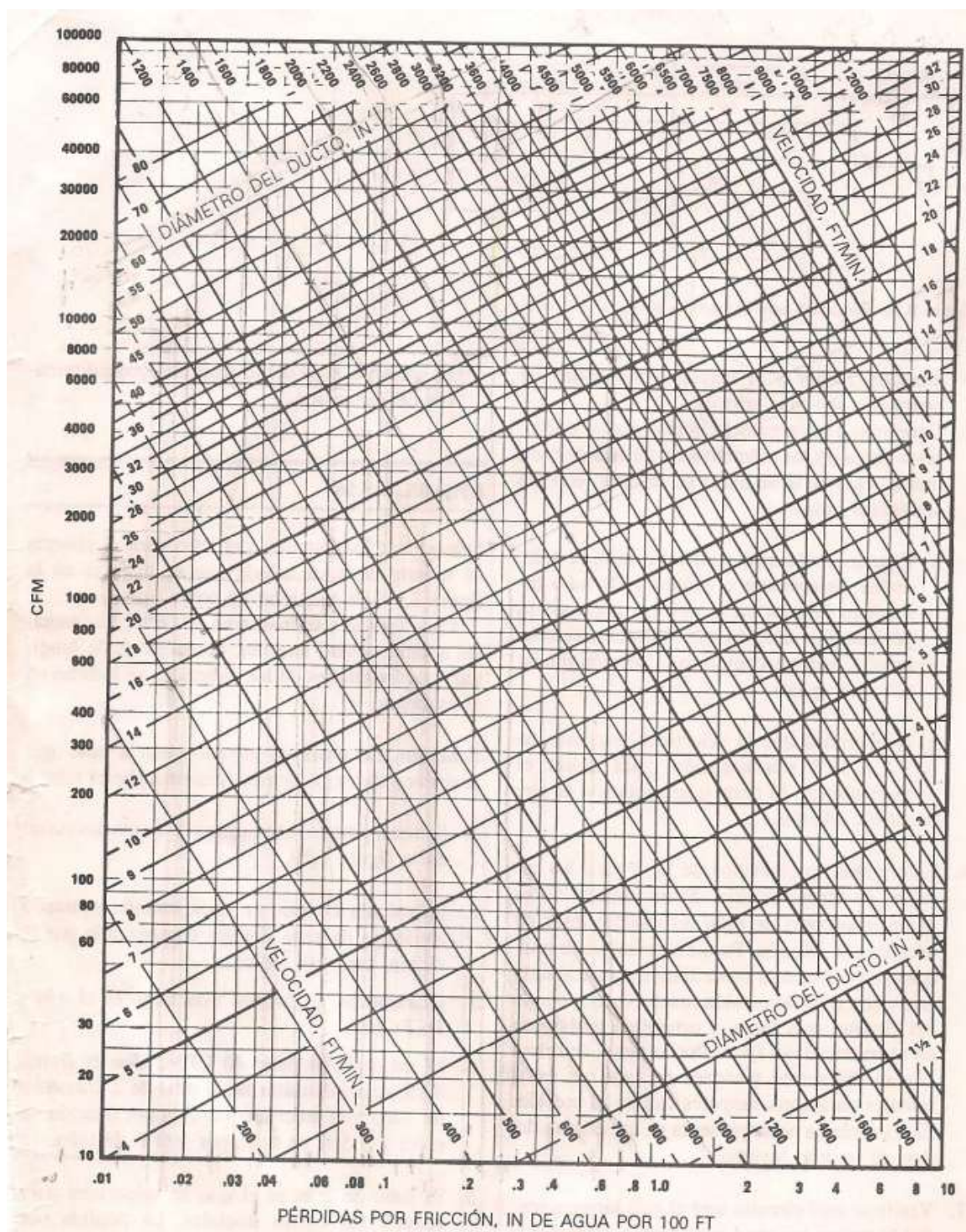
Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 37: Red de tuberías de refrigeración para la unidad condensadora UC – 04 del sistema VRF



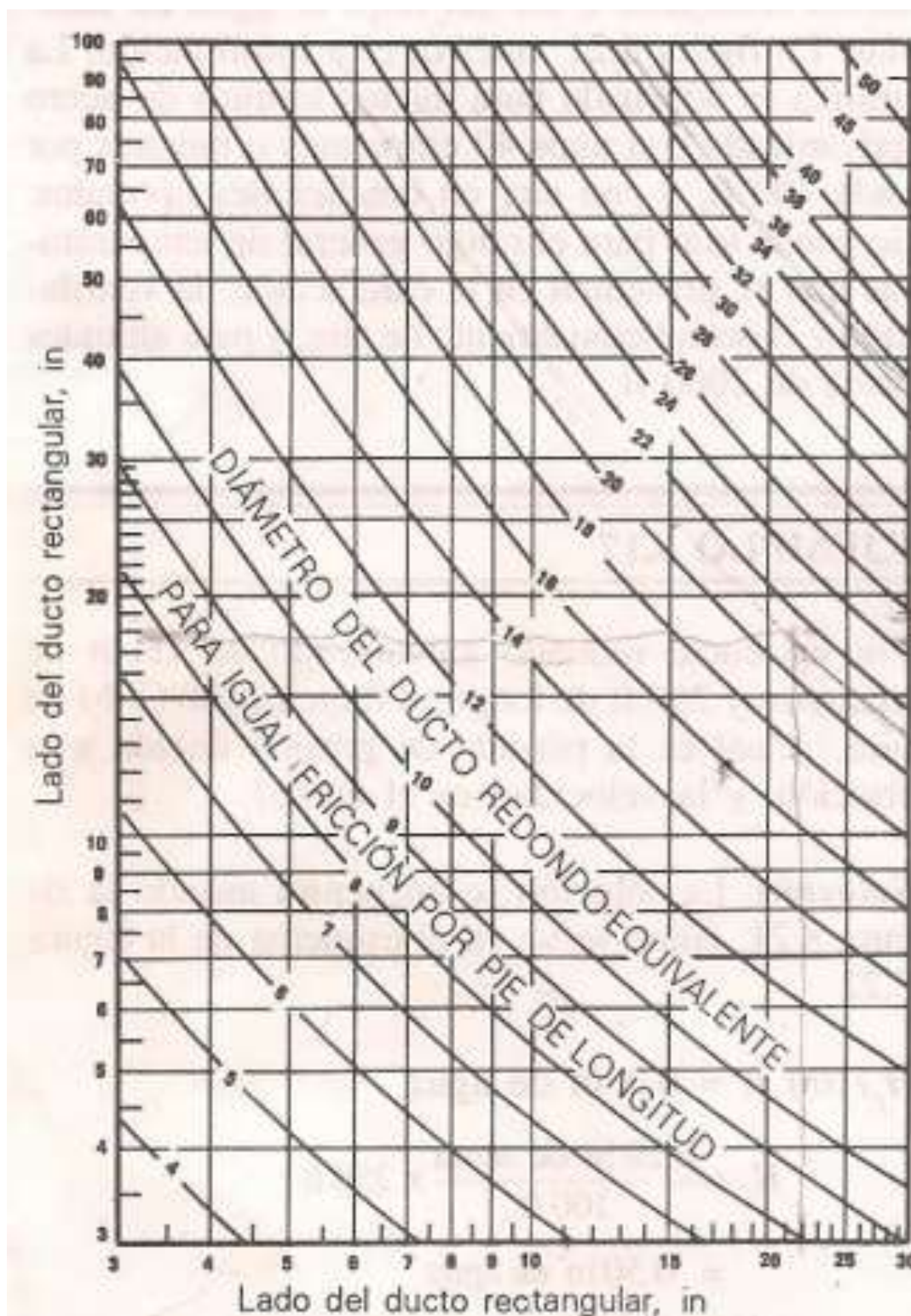
Nota: Tomado del software de selección DVM – PRO de la marca Samsung.

ANEXO 38: Abaco de perdidas por friccion, en pulgadas columna de agua por cada 100 pies en ductos circulares



Nota: Tomado del libro acondicionamiento del aire – Edward Pita. 2000, p. 234.

ANEXO 39: Abaco para diámetro de ducto redondo equivalente



Nota: Tomado del libro acondicionamiento del aire – Edward Pita. 2000, p. 236.

ANEXO 40: Ficha técnica del equipo inyector de aire tipo centrifugo en gabinete de modelo CVTT – 12/12



CVTT

CVTT-12/12-2.2KW-950RPM/4-PREMIUM



Caja de ventilación construida en chapa de acero galvanizado y aislamiento termoacústico de melamina, equipada con ventilador centrifugo de álabes adelante montado sobre soportes antivibratorios y junta flexible a la descarga, accionado por motor a transmisión trifásico IP54, marca Soler_Palau modelo CVTT-12/12-2.2kW-950rpm/4-Premium para un caudal 3.779 cfm y presión estática 1,10 Inwg.

Referencia producto: IC-01

Punto requerido

Caudal	3.600 cfm
Presión Estática	1.00 Inwg
Temperatura	20 °C
Altitud	0 m
Densidad	1.2 Kg / m ³
Frecuencia	60 Hz

Punto de trabajo

Caudal	3.779 cfm
Presión estática	1.10 Inwg
Presión dinámica	0.422 Inwg
Presión total	1.52 Inwg
Eficiencia	47
Potencia útil	1.46 kW
Factor de Servicio Req	10
Velocidad descarga	13.2 m/s
Velocidad ventilador	950 rpm
Potencia específica	0.94 W/A/s

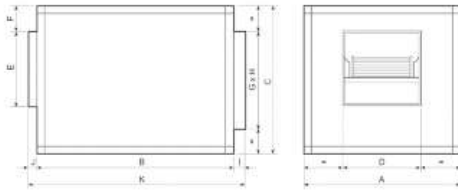
Construcción

Tamaño ventilador	12/12
Diámetro impulsión	321 mm
Peso	115,27 kg

Características del motor

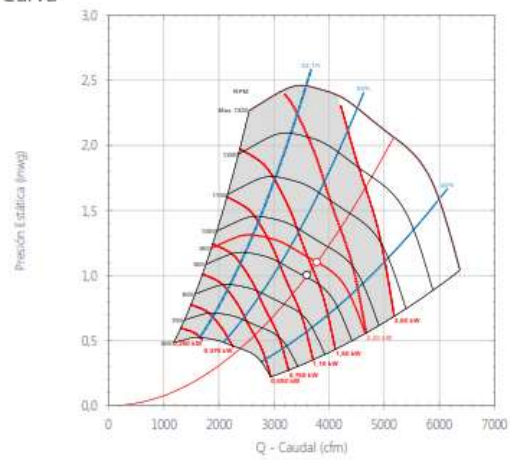
Número de Polos	4
Potencia motor	2,2 kW
Velocidad motor	1765 rpm
Tensión	3-208-230/460V-60Hz
Intensidad máxima absorbida	7,8 A / 3,9 A
Índice de protección	IP54
Clase motor	B

Dimensiones



A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
775	950	675	396	341	82	500	500	40	30	1020

Curva

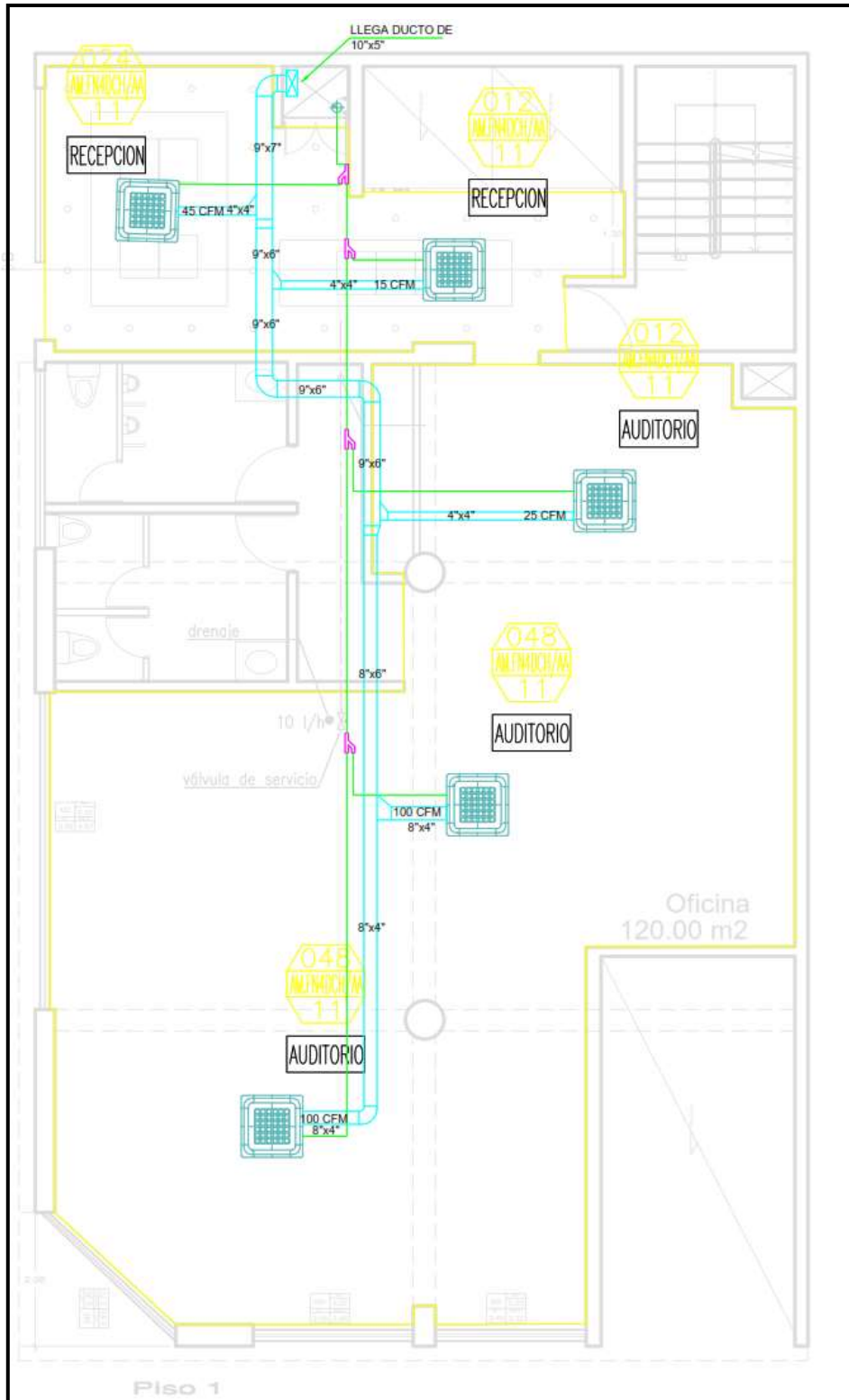


Características acústicas

	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Total
Aspiración (LwA)	62	64	67	68	74	74	68	57	78
Aspiración LpA @ 1.5m	47	49	52	53	59	59	53	42	64
Descarga (LwA)	70	72	75	76	82	82	76	65	86
Descarga LpA @ 1.5m	55	57	60	61	67	67	61	50	72
Radiado (LwA)	54	56	59	60	66	66	60	49	70
Radiado LpA @ 1.5m	39	41	44	45	51	51	45	34	56

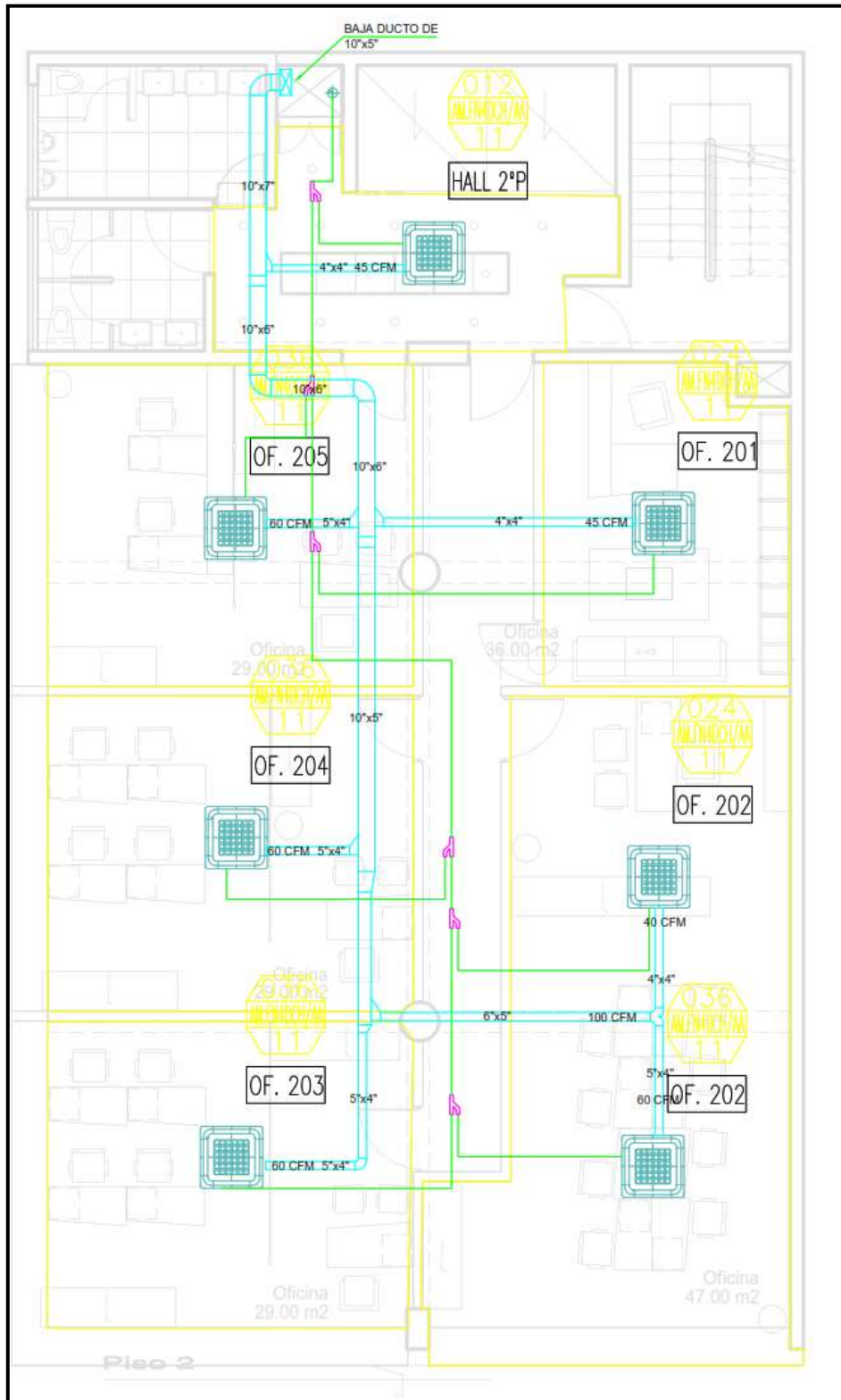
Nota: Tomado del software de selección EASY-VENT de la Soler&Palau

ANEXO 41: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 1



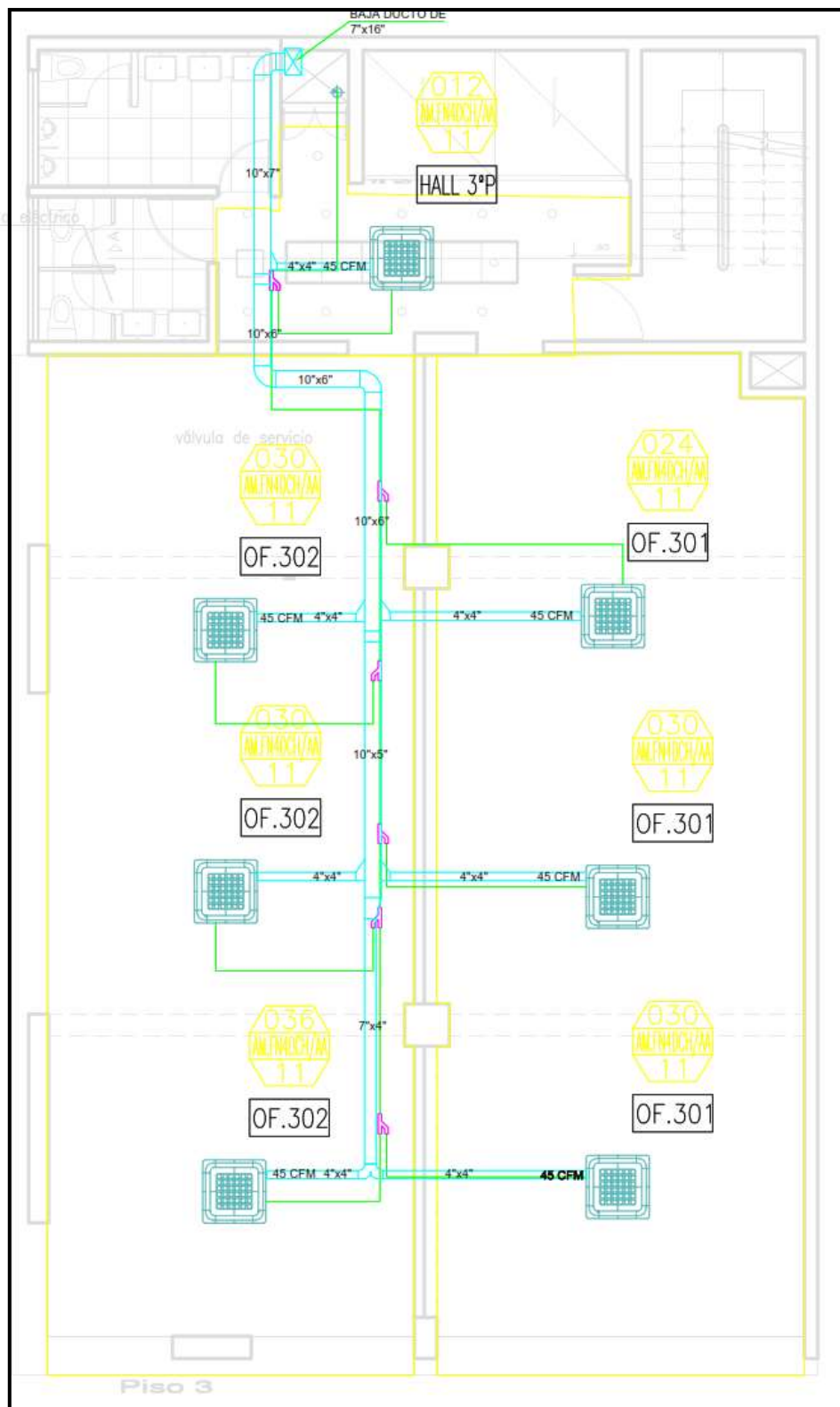
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 42: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 2



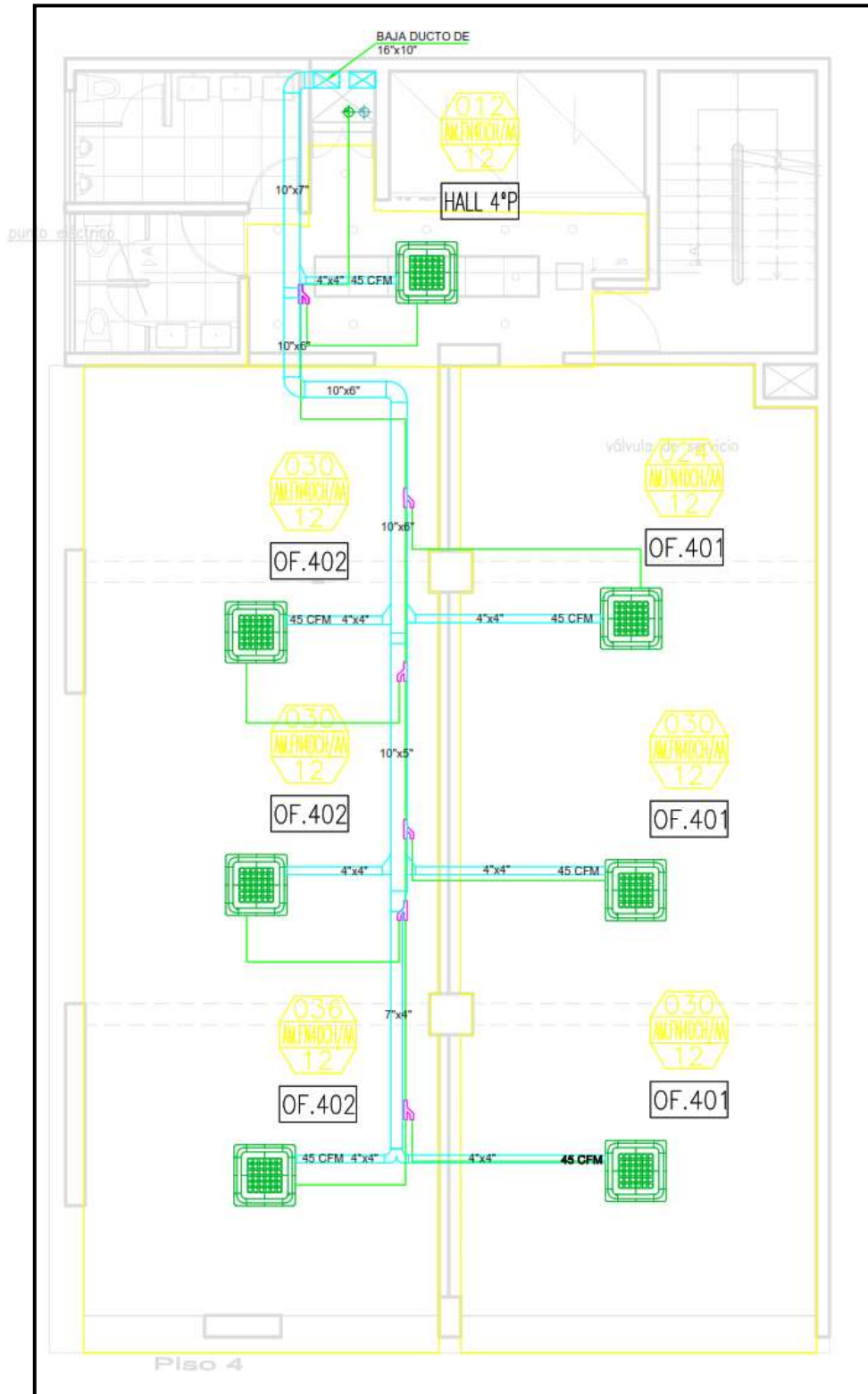
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 43: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 3



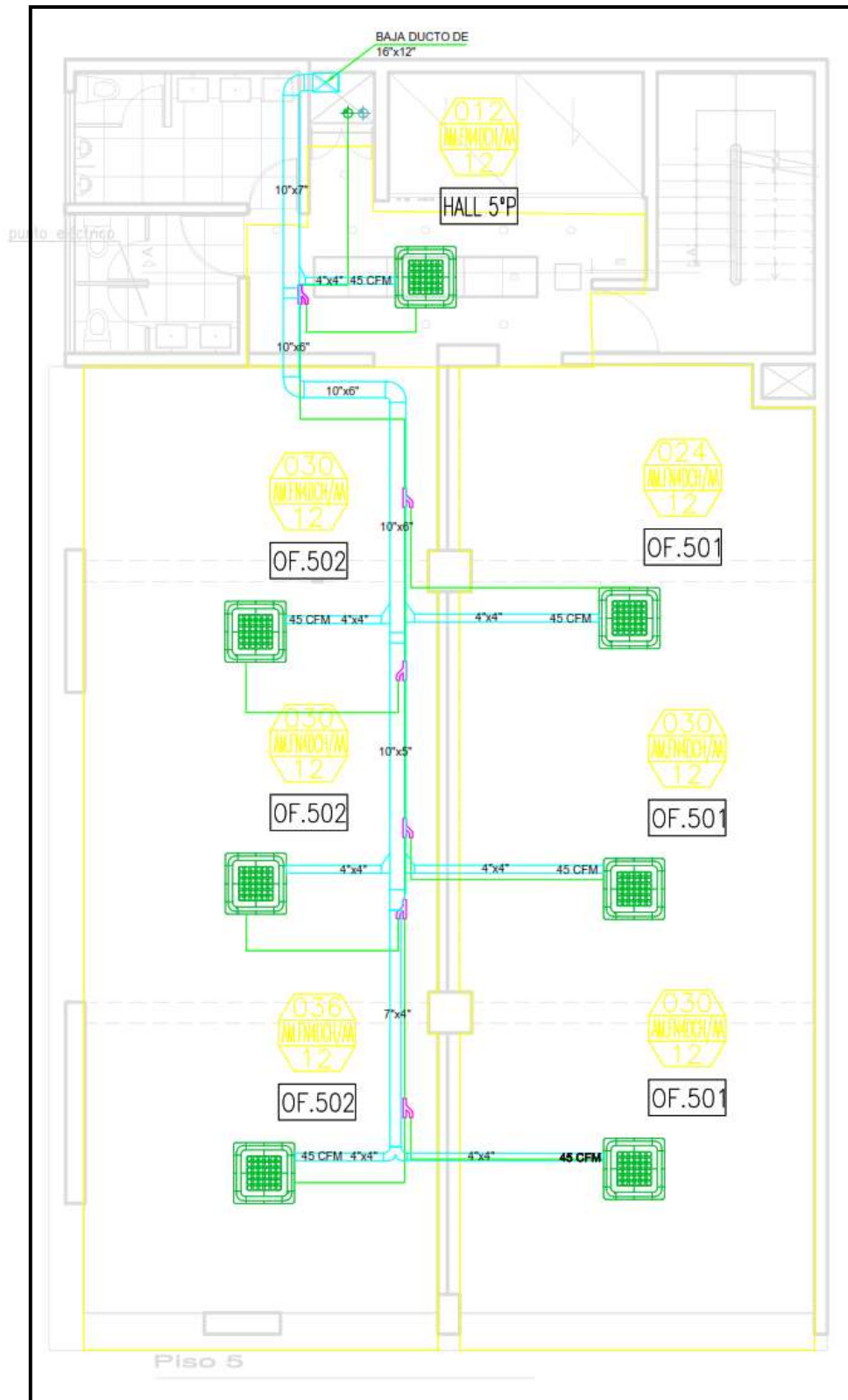
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 44: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 4



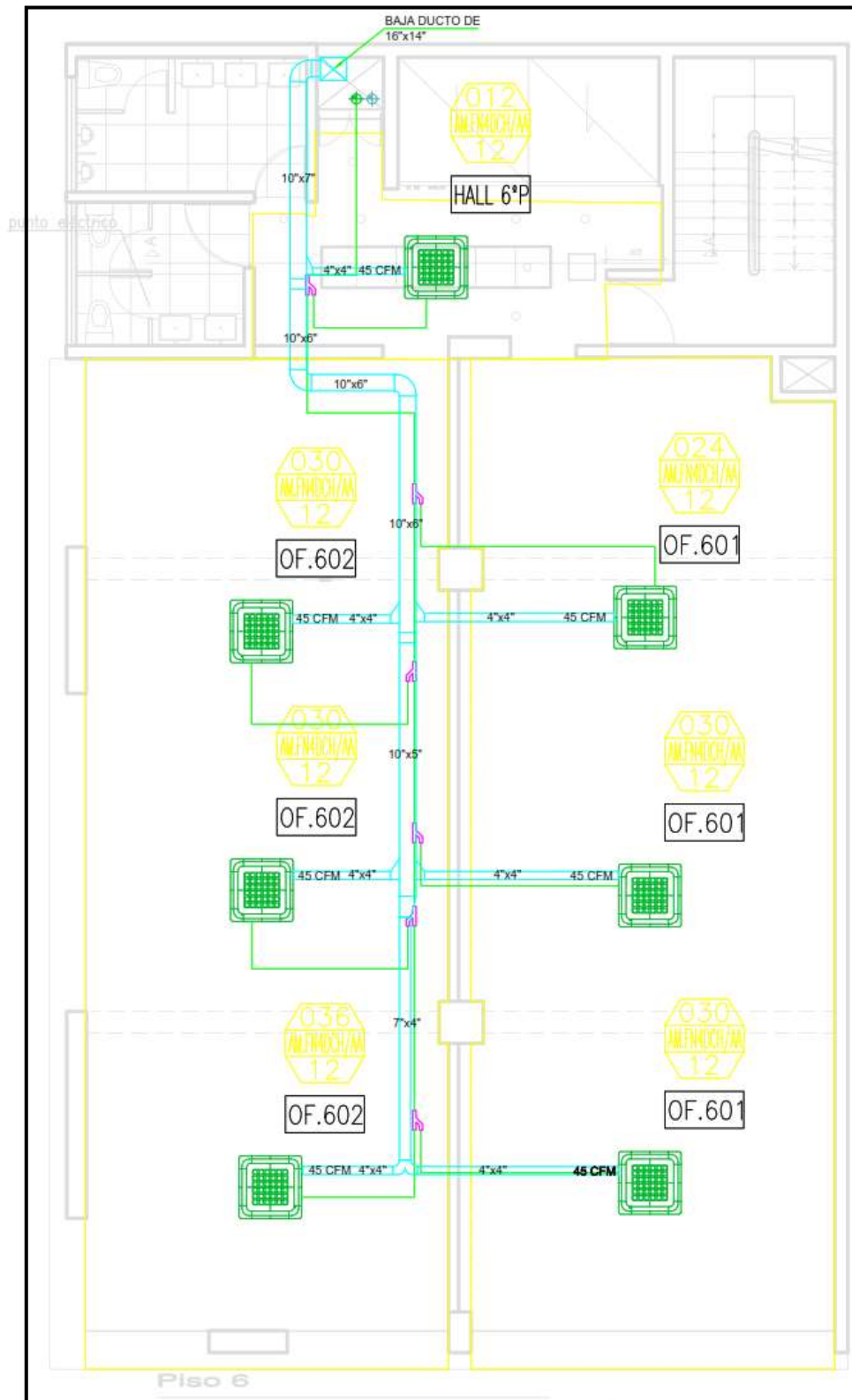
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 45: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 5



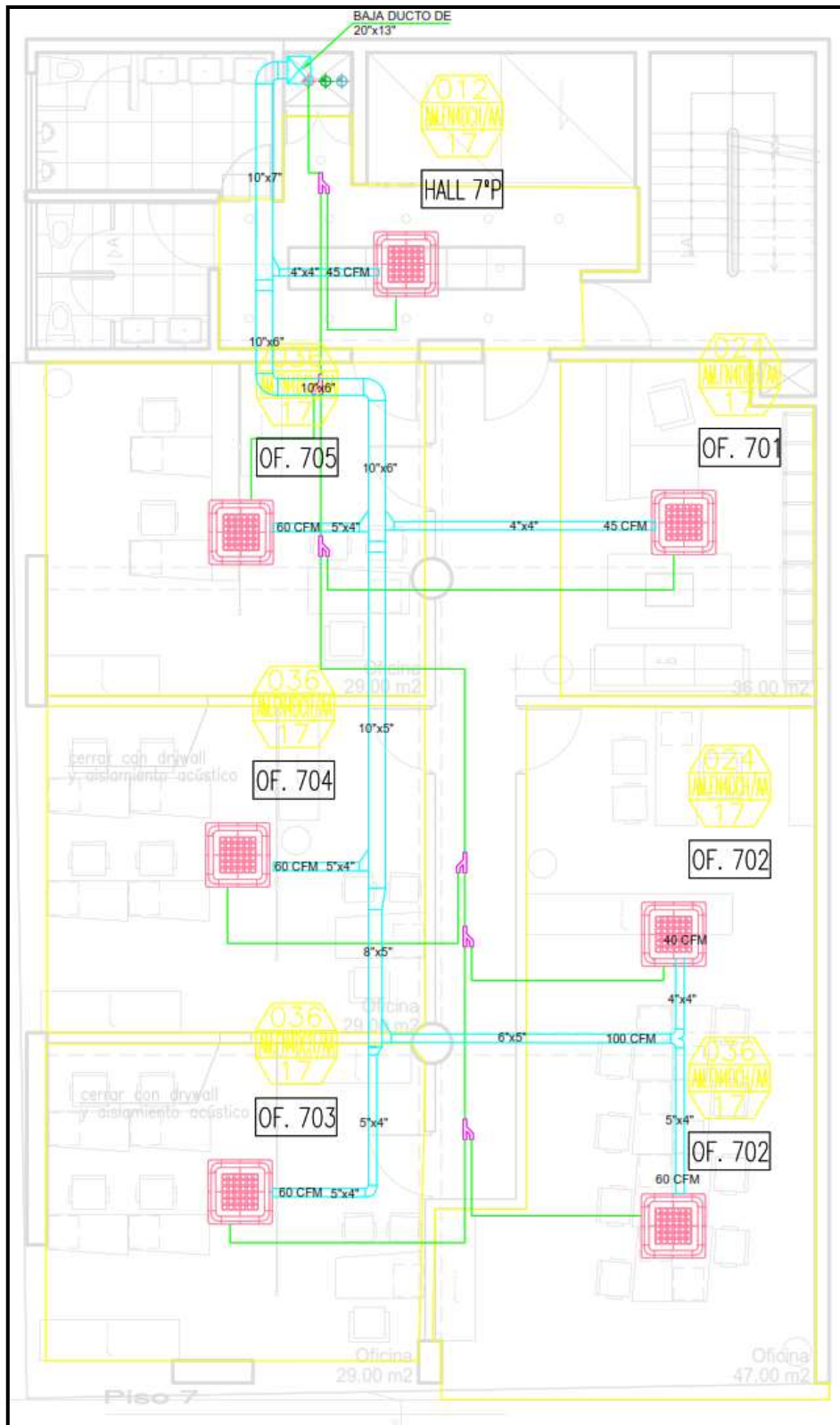
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 46: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 6



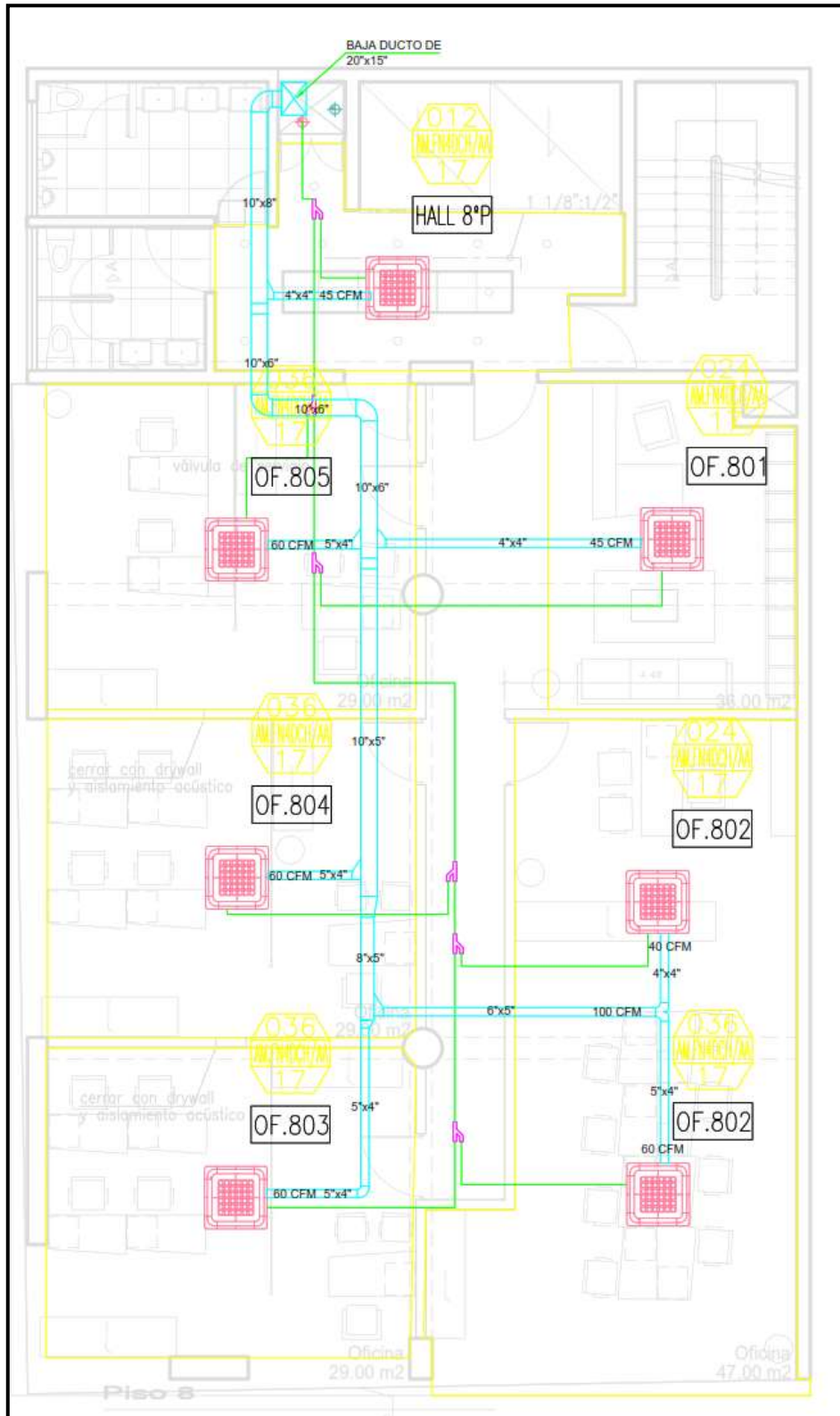
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 47: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 7



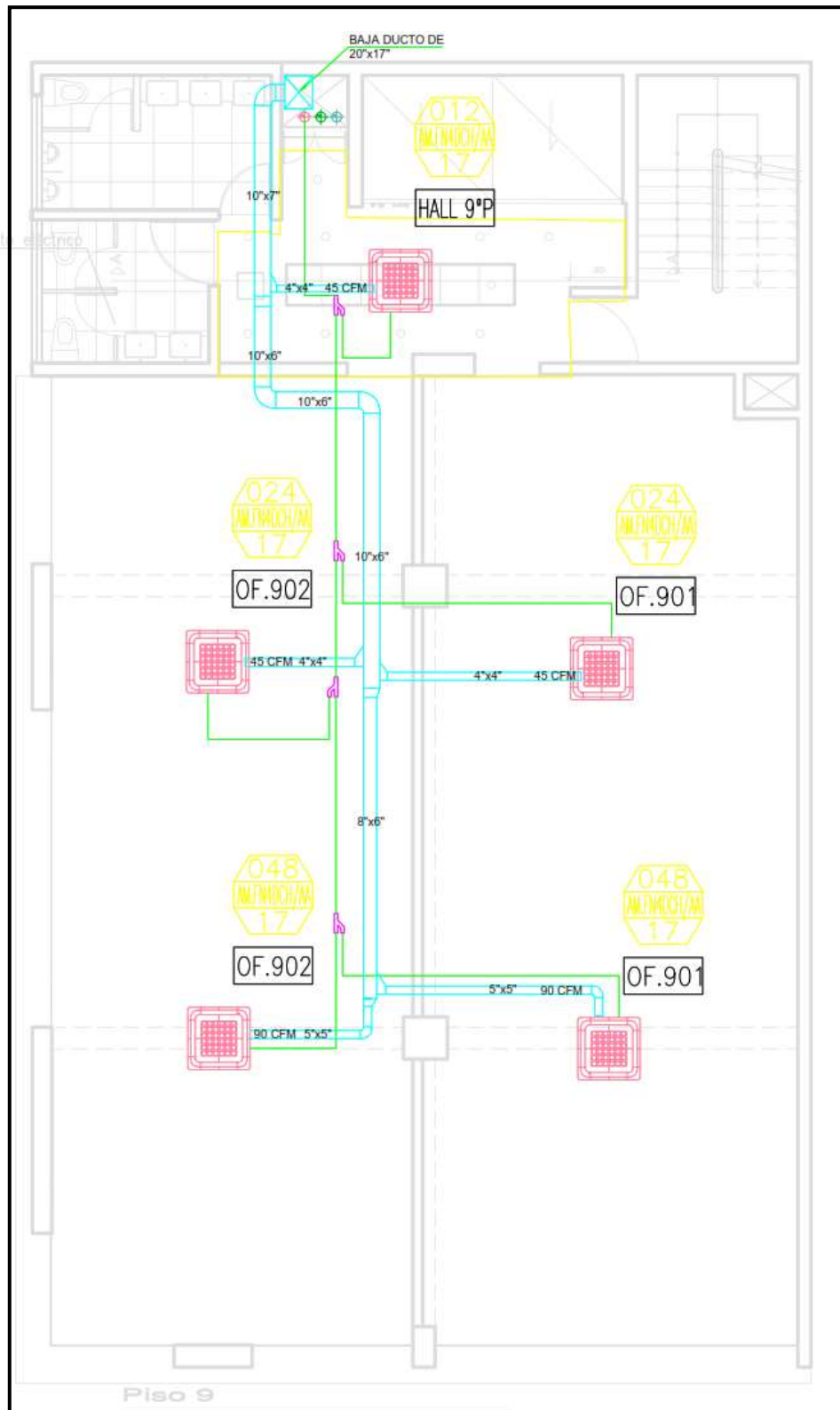
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 48: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 8



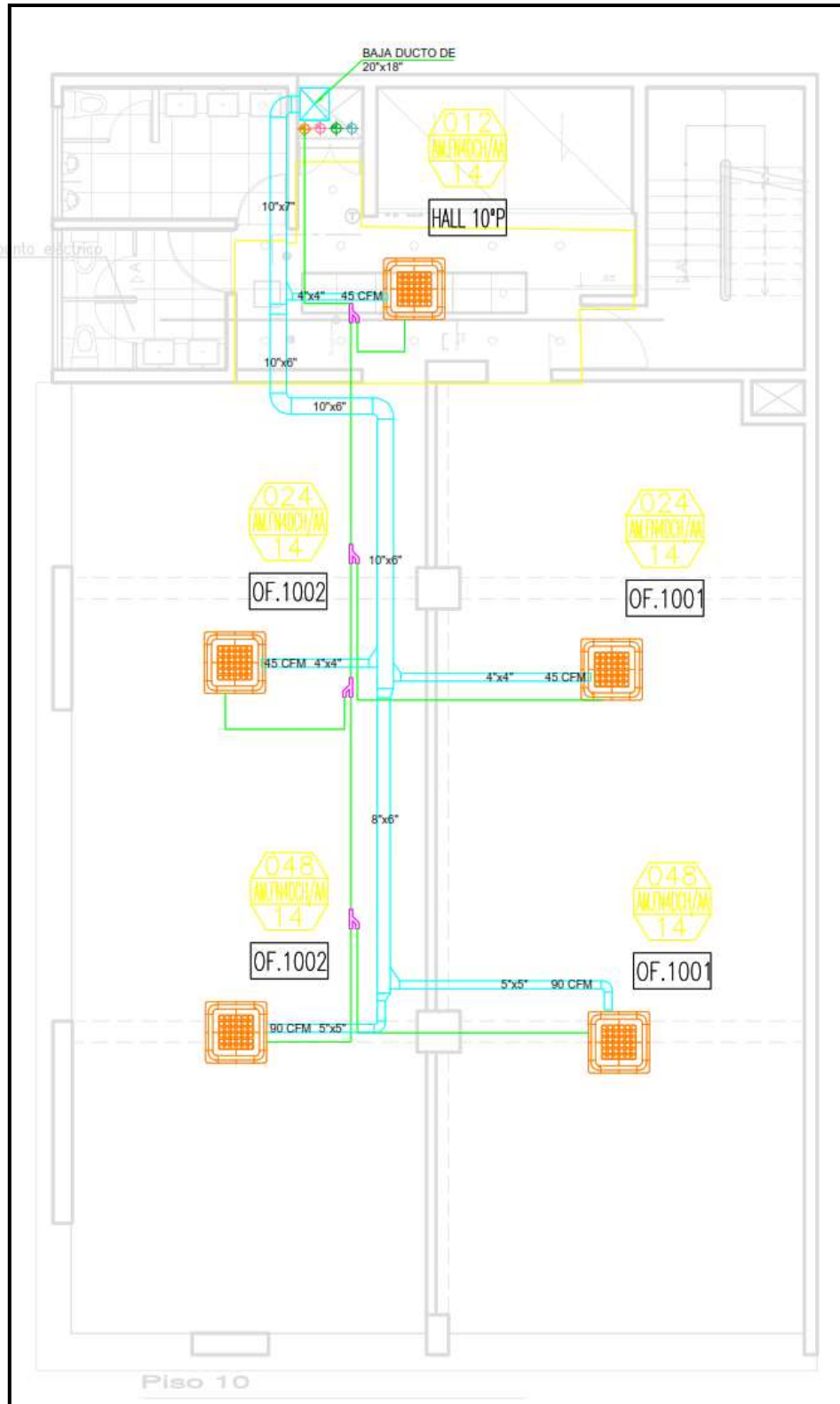
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 49: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 9



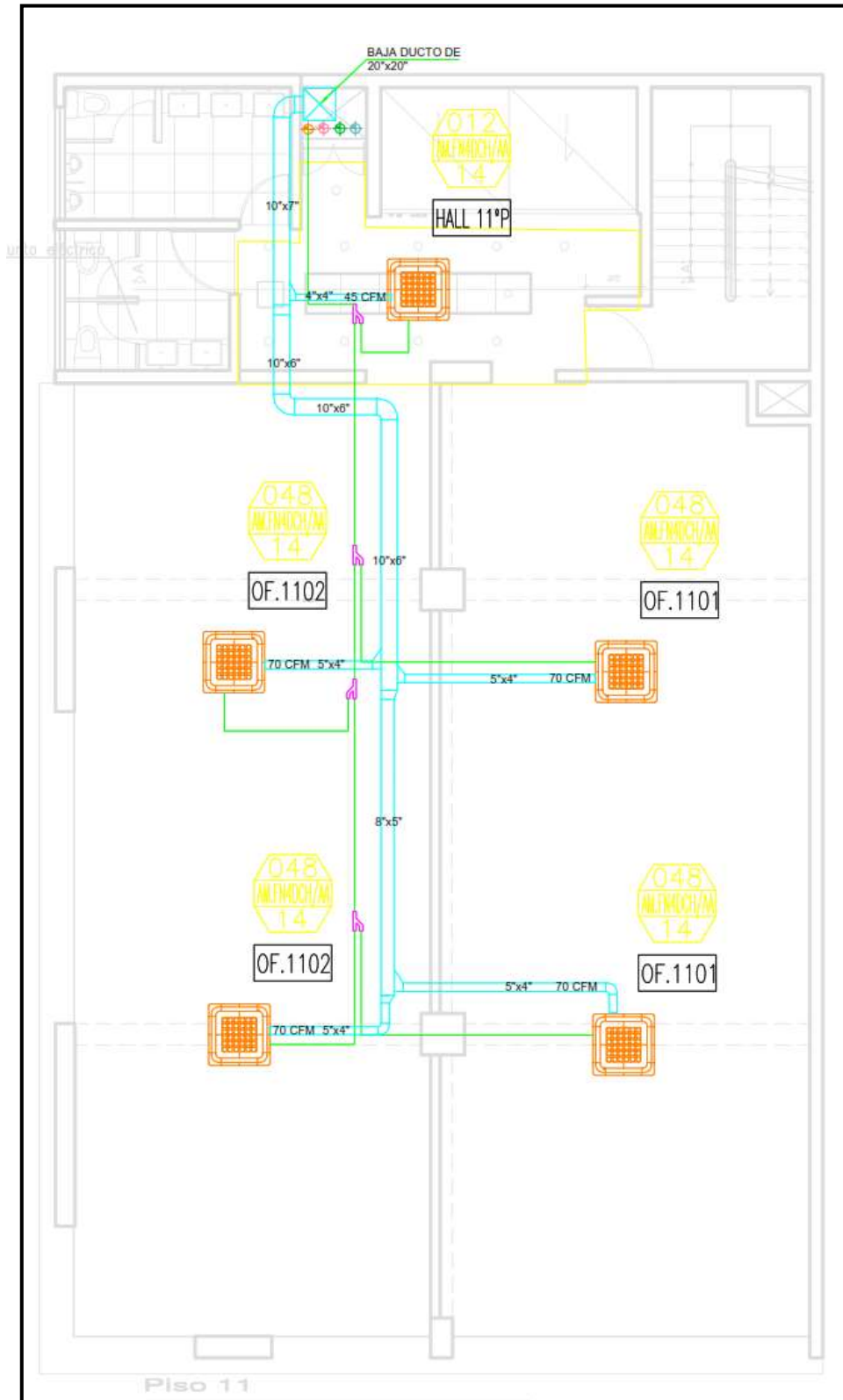
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 50: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 10



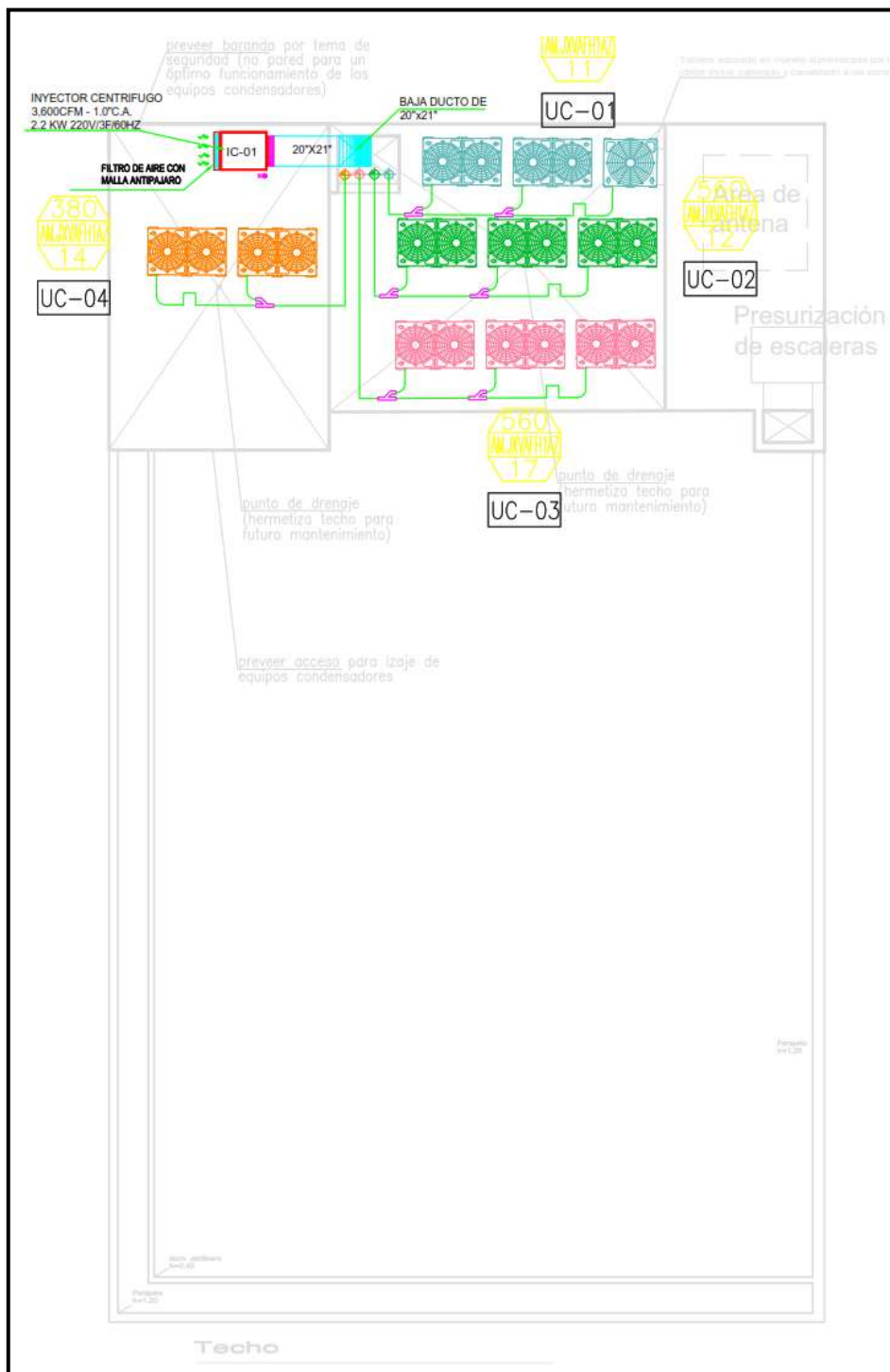
Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 51: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire para el piso 11



Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 52: Plano de distribución del aire acondicionado e inyección de aire en el techo



Nota: Tomado de los planos arquitectónicos

ANEXO 54: Plano de detalles para el sistema de aire acondicionado tipo VRF e inyección de aire

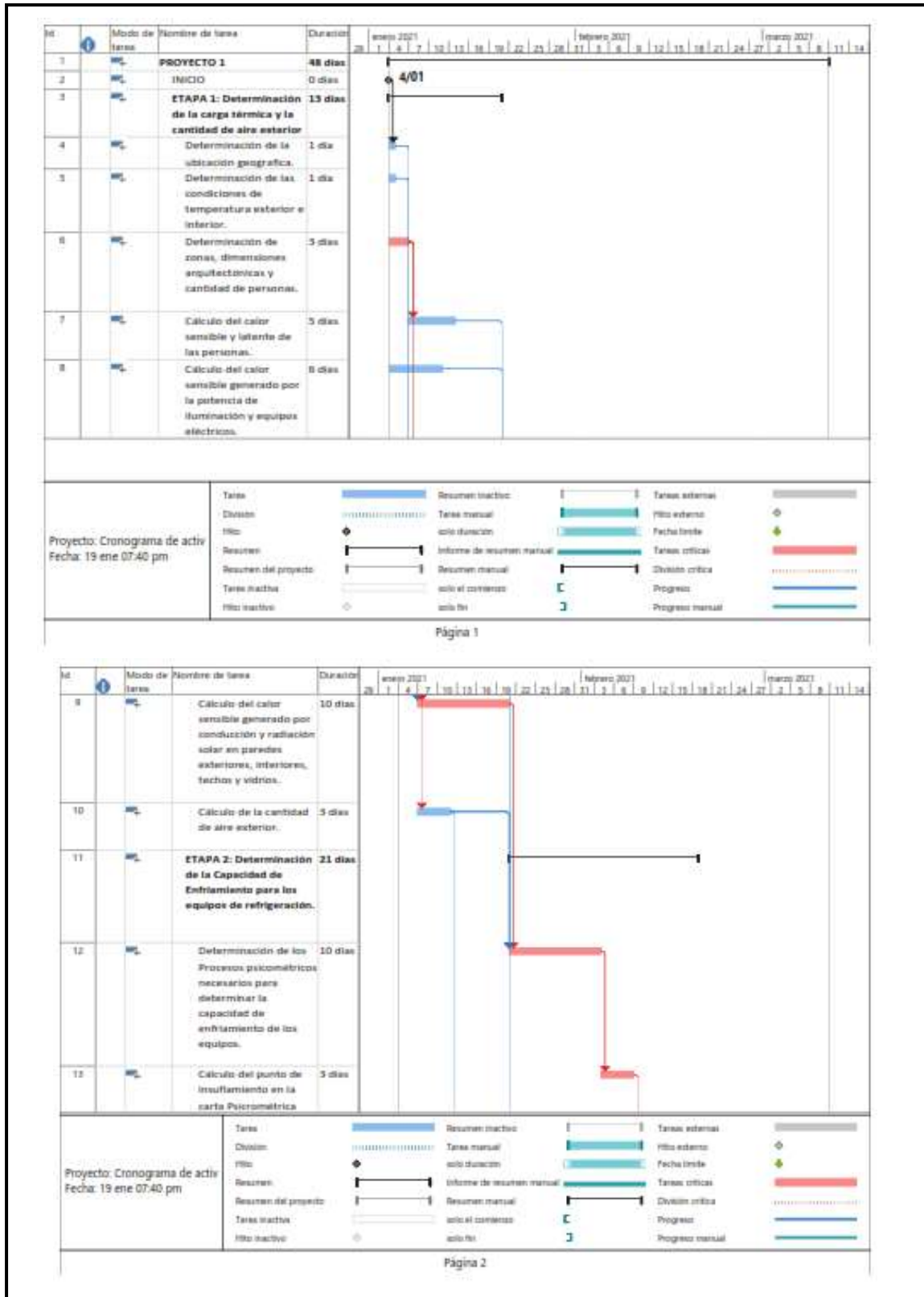
PRESUPUESTO PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VRF PARA EL EDIFICIO GLOBOTERRAQUEO					
Nos es grato dirigimos a usted(es), con el objeto de poner en su consideración nuestro presupuesto por un sistema de Aire Acondicionado de caudal variable de refrigerante Frio solo.					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNID	CANT	PRECIO USD\$	
				UNIT	TOTAL
1	SISTEMA VRF				
1.1	EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO VRV				
1.1.1	Unidad Condensadora DVM S descarga Vertical Frio solo 191,100 BTU/hr en 220V/3F/60Hz con gas R-410A UNIDAD CONDENSADORA * Unidad Condensadora * Marca: SAMSUNG * Modelo: AM200 * Caract. Elect.: 220V, 60Hz, 3Ph	Und.	3.00	6,250.00	18,750.00
1.1.2	Unidad Condensadora DVM S descarga Vertical Frio solo 172,000 BTU/hr en 220V/3F/60Hz con gas R-410A UNIDAD CONDENSADORA * Unidad Condensadora * Marca: SAMSUNG * Modelo: AM180 * Caract. Elect.: 220V, 60Hz, 3Ph	Und.	1.00	5,800.00	5,800.00
1.1.3	Unidad Condensadora DVM S descarga Vertical Frio solo 136,500 BTU/hr en 220V/3F/60Hz con gas R-410A UNIDAD CONDENSADORA * Unidad Condensadora * Marca: SAMSUNG * Modelo: AM160 * Caract. Elect.: 220V, 60Hz, 3Ph	Und.	2.00	5,600.00	11,200.00
1.1.4	Unidad Condensadora DVM S descarga Vertical Frio solo 114,600 BTU/hr en 220V/3F/60Hz con gas R-410A UNIDAD CONDENSADORA * Unidad Condensadora * Marca: SAMSUNG * Modelo: AM120 * Caract. Elect.: 220V, 60Hz, 3Ph	Und.	1.00	4,950.00	4,950.00
1.1.5	UNIDADES EVAPORADORAS * Diez (10) Unidades Evaporadoras tipo Cassette 360° de 48,000 BTU/Hr * Marca: SAMSUNG * Modelo: AM048 220V, 60Hz, 1Ph	Und.	10.00	1,100.00	11,000.00
1.1.6	UNIDADES EVAPORADORAS * Dieciseis (16) Unidades Evaporadoras tipo Cassette 360° de 36,000 BTU/Hr * Marca: SAMSUNG * Modelo: AM036 220V, 60Hz, 1Ph	Und.	16.00	990.00	15,840.00
1.1.7	UNIDADES EVAPORADORAS * Quince (15) Unidad Evaporadoras tipo Cassette de 4 vías de 24,000 BTU/Hr * Marca: SAMSUNG * Modelo: AM024 220V, 60Hz, 1Ph	Und.	15.00	780.00	11,700.00
1.1.8	UNIDADES EVAPORADORAS * Nueve (09) Unidad Evaporadoras tipo Cassette de 1 vía de 12,100 BTU/Hr * Marca: SAMSUNG * Modelo: AM012 220V, 60Hz, 1Ph	Und.	9.00	610.00	5,490.00
1.1.9	S- PLASMA ION (Virus Doctor) FOR CASSETTE	Und.	50.00	100.00	5,000.00
1.1.9	Juego de derivaciones (Branch)	Glb.	1.00	4,950.00	4,950.00
1.1.10	Panel Circular para Equipos Cassette	Und.	41.00	180.00	7,380.00
1.1.11	Panel para Equipos Cassette de 4 vías y 1 vía	Und.	9.00	225.00	2,025.00
1.1.8	Controlador Centralizado NEW TOUCH CONTROLLER	Und.	1.00	2,390.00	2,390.00
1.1.9	Cntrolador DMS 2.5	Und.	1.00	1,170.00	1,170.00

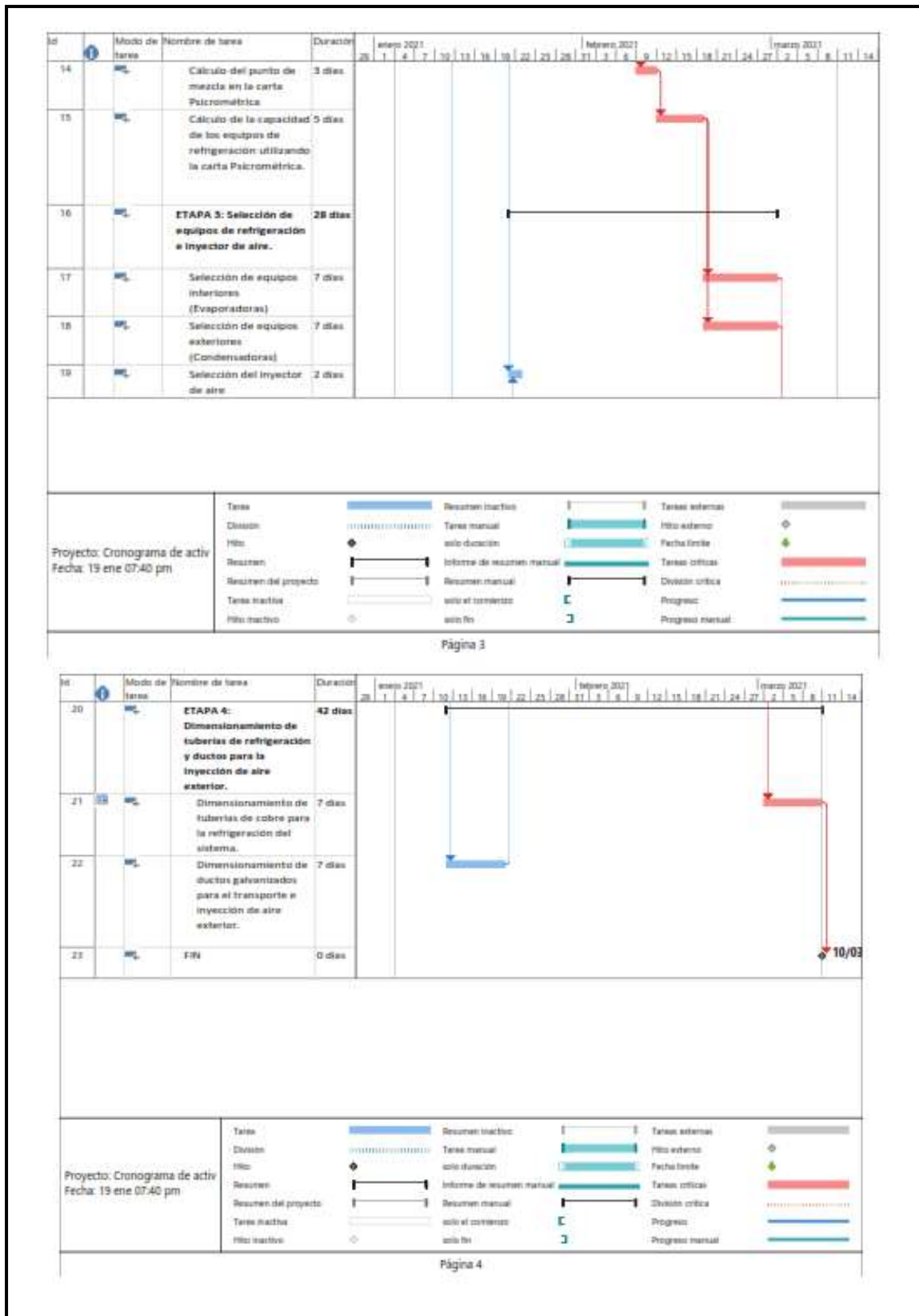
Nota: Tomado de cotizaciones brindada por las marcas de las empresas importadoras y costos de los materiales en el mercado.

1.2	INSTALACIÓN				
1.2.1	Instalación de unidades condensadoras VRF de caudal variable de refrigerante que incluye: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Maniobra de la unidad hasta el lugar de trabajo ▪ Base soporte de estructura de acero, neoprene ▪ Conexión de tubería de refrigerante. ▪ Conexión eléctrica de fuerza. ▪ Conexión eléctrica de control. ▪ Realización de alto vacío, carga de gas, refrigerante, pruebas de funcionamiento. 	Und.	7.00	450.00	3,150.00
1.2.2	Instalación de unidades evaporadoras de los condensadores VRF, incluyendo su interconexión al sistemas de tuberías, instalación de válvulas de expansión, alimentación eléctrica y conexión de cableado de control.	Und.	50.00	120.00	6,000.00
1.2.3	Cableado de comunicación entre unidades evaporadoras y condensadoras	Glb.	1.00	1,875.00	1,875.00
1.2.4	Suministro e instalación de cableado de control entre unidades condensadoras y controlador Central	Glb.	1.00	370.00	370.00
1.2.5	Kit de interconexión de los sistemas de caudal variable de refrigerante que incluye las tuberías de cobre con aislamiento térmico de espuma elastomérica de células cerradas, en las dos tuberías (Líquido-Gas), cables eléctricos de fuerza y control, abrazadera y/o colgadores, las uniones soldadas se realizarán con flujo interior de nitrógeno seco para evitar vestigios de hollín u óxido en el interior de las tuberías.	Lot.	1.00	38,250.00	38,250.00
1.2.6	Suministro e Instalación de Válvulas de Corte	Glb.	1.00	2,400.00	2,400.00
1.2.7	Suministro e Instalación de Bandejas de condensado para unidades Condensadores	Und.	7.00	90.00	630.00
1.2.8	Gas refrigerante ecológico R-410A	kg.	95.00	16.00	1,520.00
1.2.9	Manipulación y acarreo de unidad condensadora.	Glb.	1.00	2,500.00	2,500.00
1.2.10	Materiales adicionales a las instalaciones normales de anclaje de ductos, equipos y tubería de cobre, incluye Unistrum, espárragos, zinclan, por tipo de estructura y altura de Local..	Glb.	1.00	1,200.00	1,200.00
2	SISTEMA DE VENTILACIÓN				
2.1	EQUIPOS DE VENTILACIÓN				
2.1.1	inyector Centrifugo V2-2 Tipo : GABINETE Capacidad: 3,600 CFM Presión Estática: 1.0" c.a. Marca: SOLER & PALAU o Similar Caract. Electr.: 3.0 HP, 220V, 60Hz, 3Ph	UND	1.00	1,705.00	1,705.00
2.2	INSTALACIÓN:				
2.2.1	Instalación Mecánica de ventiladores Centrifugos en gabinete incluye anclajes, manipuleo, izaje hasta su lugar de trabajo.Instalacion mecanica, conexión a sistema de ductos, conexiones eléctricas	Und.	1.00	210.00	210.00
2.2.2	Suministro e Instalación de tablero y control de fuerza para ventiladores	Glb.	1.00	420.00	420.00
2.2.3	Suministro e Instalación de cableado de comunicación entre ventiladores y control centralizado incluye conexión, cableado, configuración y programación	Glb.	1.00	120.00	120.00
2.3	MATERIALES				
2.3.1	Ductos.- Suministro e instalación de ductos de plancha galvanizada de 0.6 mm. de espesor , incluye curvas, desvíos, reducciones, soportes, correderas y anclajes.	kg.	1200.0	3.00	3,600.00
2.3.2	Suministro e Instalación de Gabinete de Filtrado de plancha Galvanizada para un caudal de 3,600CFM, incluye cuatro (04) Pre filtro de fibra sintética, cuatro (04) Filtro MERV 8 de 24" x 24" x 2" y cuatro (04) filtro de bolsa MERV 13 de 24" x 24 x 22". Con compuerta para mantenimiento.	Glb.	1.00	760.00	760.00
2.3.3	Materiales adicionales a las instalaciones normales de anclaje de ductos, equipos y tubería de cobre, incluye Unistrum, espárragos, zinclan, por tipo de estructura y altura de Local..	Glb.	1.00	275.00	275.00
3	COSTOS INDIRECTOS				
3.1	Transporte de materiales, herramientas, equipos	Glb.	1.00	930.00	930.00
3.2	Dirección técnica, supervisión, pruebas, protocolos.	Glb.	1.00	2,100.00	2,100.00
3.3	Gastos Administrativos, seguros	Glb.	1.00	1,200.00	1,200.00
				SUB TOTAL \$	176,860.00
				IGV(18%) \$	31,834.80
				TOTAL \$	208,694.80

Nota: Tomado de cotizaciones brindada por las marcas de las empresas importadoras y costos de los materiales en el mercado.

ANEXO 55: Cronograma de actividades para el diseño del sistema de aire acondicionado tipo VRF.





Nota: Tomado del uso del software MS Project 2016

ANEXO 56: Rol de mantenimientos para los sistemas de aire acondicionado tipos VRF y ventilación mecánica.

PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN PARA LOS EQUIPOS MECANICOS	
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VRF	SISTEMA DE INYECCION DE AIRE
1. Verificar que los equipos se encuentren energizados.	1. Verificar que el equipo se encuentre energizado.
2. Encender los equipos con el control inalambrico o panel touch.	2. Encendido de equipo de manera manual o automatico desde el tablero de control o panel Touch
3. Regulacion de la temperatura a 22º C con el control inalambrico o panel touch.	3. Verificar el temporizado de funcionamiento con el panel touch o tablero de control.
4. Regulacion de la velocidad del aire al nivel intermedio con el control inalambrico o panel touch.	4. Sistema en funcionamiento.
5. Sistema en funcionamiento.	

ROL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
EDIFICIO DE OFICINAS GLOBOTERRAQUEO

	1ª Mes	2ª Mes	3ª Mes	4ª Mes	5ª Mes	6ª Mes	7ª Mes	8ª Mes	9ª Mes	10ª Mes	11ª Mes	12ª Mes
1 UNIDAD CONDENSADORA												
1.1 Limpieza de serpentín												
1.2 Limpieza y lubricación de motor ventilador												
1.3 Limpieza de gabinete												
1.4 Revisión del sistema eléctrico												
2 UNIDAD EVAPORADORA / CASSETTE												
2.1 Limpieza de serpentín												
2.2 Limpieza de filtro de aire												
2.3 Limpieza de gabinete												
2.4 Limpieza de drenaje de condensado												
2.5 Limpieza de ventilador												
3 CONTROL CENTRALIZADO DMS-TOUCH												
3.1 Revisión de cableado eléctrico												
3.2 Revisión de conectores de comunicación												
3.3 Limpieza de terminales y carcasa exterior												
3.4 Revisión de configuración entre unidades exteriores e interiores												

Realizar trabajos
 No realizar trabajo

ROL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO SISTEMA DE VENTILACIÓN
EDIFICIO DE OFICINAS GLOBOTERRAQUEO

	1ª Mes	2ª Mes	3ª Mes	4ª Mes	5ª Mes	6ª Mes	7ª Mes	8ª Mes	9ª Mes	10ª Mes	11ª Mes	12ª Mes
1 EXTRACTOR CENTRIFUGO												
1.1 Alineamiento de fajas												
1.2 Tension de fajas												
1.3 Engrasado de chumaceras												
1.4 Alineamiento eje												
1.5 Mantenimiento Motor eléctrico												
2 TABLERO DE CONTROL												
2.1 Ajuste y revisiones contactos												
2.2 Regulación relé térmico												
2.3 Mantenimiento de contactores												
2.4 Regulación Reloj Horario												

Realizar trabajos
 No realizar trabajo

Nota: Tomado del uso del software Microsoft Excel 2016