

UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR

FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA MEJORAR LA
TEMPERATURA DE INYECCION DE AIRE EN LAS ÁREAS DE
PRODUCCION NUTRICIÓN - SALUD - ANIMAL EN LA PLANTA
MONTANA S.A”**

TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

Para optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTADO POR EL BACHILLER

CARDENAS MANCO, CARLOS FERNANDO

Villa El Salvador

2020

DEDICATORIA

A mi madre Isabel, a mi padre Carlos y a mi hermana Ivana, por su amor, trabajo y dedicación de mantener a la familia unida y brindarme la motivación que necesito para superarme cada día y convertirme en un hombre de bien.

A mi jefe el Ing. Iván Ramírez por ser más que un jefe, un mentor, y enseñarme no solo conocimientos técnicos en campo si no por inculcarme valores éticos y morales que me ayudarán a convertirme en un excelente profesional.

AGRADECIMIENTO

Mi sincero agradecimiento a mi alma mater la Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur (UNTELS) por haberme brindando los conocimientos científicos y prácticos sobre esta carrera, a la empresa Montana S.A por brindarme las facilidades de poder realizar este trabajo de suficiencia profesional y a mi asesora Dr.Ing. Margarita Murillo Manrique por su apoyo y paciencia en el desarrollo de este trabajo de investigación.

ÍNDICE

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iii
RESUMEN	viii
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS.....	3
CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO.....	4
1.1 Bases Teóricas:	4
1.1.1 Marco teórico general	4
1.1.2 Marco teórico específico	6
1.1.2.1 Sistema de climatización	6
A. Ciclo de refrigeración.....	7
B. Clasificación de los sistemas de climatización	9
C. Condiciones de bienestar	11
D. Condiciones de proyecto	12
E. Norma Peruana de EM050. –Instalaciones de Climatización.....	13
F. Normativa ASHRAE para instalaciones de confort térmico.....	14
G. Características generales de un acondicionamiento	14
H. Estimación de la carga	16
I. Aspectos técnicos del Chiller	23
1.1.2.2 Sistema de inyección de aire.....	27
A. Carta psicrométrica.....	29
B. Unidades de tratamiento de aire	34
C. Parámetros de las baterías.....	39
1.2 Definición de términos básicos.....	41
CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL TRABAJO PROFESIONAL	43
2.1 Delimitación temporal y espacial del trabajo.....	43
2.1.1 Temporal	43
2.1.2 Espacial.....	43
2.2 Determinación y análisis del problema	43
2.2.1 Descripción del problema	43
2.2.2 Justificación del problema.....	44

2.3	Modelo de solución propuesto	45
2.3.1	Elección del tipo de sistema de climatización	45
2.3.2	Condiciones climatológicas de las salas a climatizar	47
2.3.2.1	Condiciones Exteriores.....	47
2.3.2.2	Condiciones Interiores.....	48
2.3.3	Cálculo de las cargas térmicas de las salas a climatizar	49
2.3.4	Selección del equipo generador de agua helada chiller	80
2.3.5	Cálculo de los caudales de suministro de aire climatizado.	82
2.3.6	Cálculo de las baterías de las Unidades de tratamiento de aire.....	84
2.3.7	Selección de UTA´s en cada sala a climatizar	88
2.4	Resultados	91
	CONCLUSIONES	96
	RECOMENDACIONES	97
	BIBLIOGRAFÍA.....	98
	ANEXOS.....	100

LISTA DE FIGURAS

Figura N° 1: Esquema de ciclo ideal de refrigeración	7
Figura N° 2: Diagrama T-S ciclo ideal de refrigeración	8
Figura N° 3: Refrigeración por aire	9
Figura N° 4: Refrigeración por agua	10
Figura N° 5: Carta de confort ASHRAE	12
Figura N° 6: Cargas térmicas en un área a climatizar	16
Figura N° 7: Conversión de escalas	19
Figura N° 8: Esquema de funcionamiento de un chiller	24
Figura N° 9: Componentes de una chiller	26
Figura N° 10: Características del aire en la carta psicrométrica.....	30
Figura N° 11: Carta Psicrométrica	31
Figura N° 12: Proceso de acondicionamiento de aire en verano	32
Figura N° 13: Esquema de funcionamiento del Fan coil.	35
Figura N° 14: Sección de mezcla	37
Figura N° 15: Sección de filtros	37
Figura N° 16: Sección de serpentines	38
Figura N° 17: Sección de ventilador	39
Figura N° 18: Unidad manejadora de aire (UMA)	39
Figura N° 19: Esquema del sistema de expansión Indirecta Montana	46
Figura N° 20: Área de mezclado N°1 - Vista de planta	50
Figura N° 21: Área de mezclado N°2 - Vista de planta	53
Figura N° 22: Área de mezclado N°3 - Vista de planta	56
Figura N° 23: Área de mezclado N°4 - Vista de planta	59
Figura N° 24: Área de mezclado N°5 - Vista de planta	61
Figura N° 25: Área de mezclado N°6 - Vista de planta	64
Figura N° 26: Área de fabricación - Vista de planta	68
Figura N° 27: Envasado N°1 - Vista de planta.....	71
Figura N° 28: Envasado N°2 - Vista de planta.....	73
Figura N° 29: Área de acondicionado NSA - Vista de planta	77
Figura N° 30: Catalogo del Equipo Chiller Tempo YLAA	81
Figura N° 31: Comparación de temperaturas antes y después del diseño	95

LISTA DE TABLAS

Tabla N° 1: Procesos para acondicionar el aire.....	6
Tabla N° 2: Ventajas y desventajas de los tipos de sistemas de climatización	11
Tabla N° 3: Requerimientos de acondicionamientos en diferentes ambientes	15
Tabla N° 4: Tipos de lampara según la carga de refrigeración	21
Tabla N° 5: Valores de CLF en equipos de iluminación.....	21
Tabla N° 6: Capacidad calorífica del aire a diferentes temperaturas	28
Tabla N° 7: Parámetros de la batería de las unidades de tratamiento de aire	40
Tabla N° 8: Características de los Tipos de sistemas de climatización.....	45
Tabla N° 9: Condiciones Climatológicas y geográficas Exteriores	47
Tabla N° 10: Condiciones climatológicas internas de cada sala	48
Tabla N° 11: Ecuaciones para el cálculo de las cargas térmicas.....	49
Tabla N° 12: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°1	52
Tabla N° 13: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°2.....	55
Tabla N° 14: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°3.....	58
Tabla N° 15: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°4.....	61
Tabla N° 16: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°5.....	63
Tabla N° 17: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°6.....	67
Tabla N° 18: Estimación carga térmica-Área de fabricación.....	70
Tabla N° 19: Estimación carga térmica-Envasado N°1.....	73
Tabla N° 20: Estimación carga térmica-Envasado N°2.....	77
Tabla N° 21: Estimación carga térmica-Área de acondicionado NSA.....	79
Tabla N° 22: Resumen de las cargas térmicas total de las salas a climatizar	80
Tabla N° 23: Ventajas y desventajas de las UTA´s según el tipo	88
Tabla N° 24: Resumen de los datos en las salas para seleccionar UTA	90
Tabla N° 25: Equipos UTA'S para las salas de Nutrición-Salud-animal	90
Tabla N° 26: Comparación de caudales de suministro de aire	96

RESUMEN

El presente trabajo de investigación se realizó en la planta de la empresa Montana S.A, ubicada en el distrito de Santa Anita; departamento de Lima, durante los meses de agosto y diciembre del año 2020; a razón de un problema que involucraba directamente a los operadores de producción en la cual las salas del área de Nutrición-Salud-Animal no poseen un sistema de climatización, de allí el propósito de la presente investigación que consistió en el diseño de un sistema de climatización que mantenga el ambiente de las salas a temperaturas de confort que según la norma ASRAE 55-2004 debe estar entre 23°C y 25 °C .Para ello fue necesario el cálculo de las cargas térmicas de todas las salas mencionadas, luego seleccionar el equipo chiller y las unidades de tratamiento de aire que tendrán la función de inyectar aire climatizado a las salas. El presente diseño se justificó por las temperaturas altas de casi 30 °C en las salas y que provocan un ambiente sofocante al trabajar en consecuencia la planta tiene problemas en la producción y entrega de sus productos a los clientes debido a las paradas por parte de los operadores, provocando pérdidas económicas en la empresa. Es así que ante este problema se dimensionó y seleccionó los equipos que conforman el sistema de climatización obteniéndose la capacidad del equipo chiller de 310 KW y unidades de tratamiento de aire como Fan coil y UMA que inyectarán aire climatizado aproximadamente a 14°C de temperatura dando como resultado una variación de temperatura interna promedio en todas las salas de 3.856 °C, dando como resultado temperaturas internas en las salas dentro del rango del confort. Concluyendo que para la selección de equipos como el chiller y las unidades de tratamiento de aire requieren de los catálogos con los diferentes datos técnicos para la correcta selección e instalación de los mismos.

Palabras claves: Sistema de climatización, Chiller, inyección de aire, confort térmico, unidades de tratamiento de aire.

INTRODUCCIÓN

Para el desarrollo de la presente investigación Diseño de un sistema de climatización para mejorar las temperaturas de inyección de aire en las áreas de producción Nutrición-Salud-Animal de la planta Montana S.A ,se consideró los siguientes antecedentes: Michelson Sauñe Ezpinoza con su tesis sistema de climatización en sala de transformadores de la hidroeléctrica restitución en Colcabamba – Huancavelica , así mismo Augusto García Portocarrero con su trabajo de suficiencia profesional Sistema de climatización de aire filtrado para el área de preparación del servicio de farmacia de producción del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen y Martin Javier Kutsuma Ogata con su tesis diseño de un sistema de climatización en aula CAD-CAE.

Para la investigación se ha formulado el problema general de la siguiente manera: ¿Cómo se diseñará el sistema de climatización para mejorar las temperaturas de inyección de aire en las áreas de producción Nutrición-Salud-Animal en la planta Montana S.A?, interrogante que a través de la investigación se ha dado respuesta.

El motivo fundamental de la investigación considera conocer el sistema de climatización y como está repercute e impacta en las temperaturas de inyección de aire en función a la necesidad de confort térmico que requieren las salas a climatizar. Así mismo los resultados obtenidos de la investigación servirán de base para incentivar la implementación del sistema de climatización basado en el diseño presentado en el trabajo de investigación.

El objetivo principal es determinar el diseño de un sistema de climatización para mejorar las temperaturas de inyección de aire en las áreas de producción Nutrición-Salud -Animal.

Así mismo para un estudio sistematizado del problema, la investigación se ha estructurado de la siguiente manera:

- CAPITULO I: Trata sobre los conceptos teóricos en la que se basa el estudio, como: antecedentes generales, marco teórico y las normas nacionales e internaciones para este tipo de sistema.

- CAPITULO II, Trata sobre la metodología de la solución del problema, los pasos que hay que seguir para llevar acabo la solución del problema, los cálculos, comparaciones, esquemas, tablas y resultados de los valores hallados.

Para finalizar la investigación se redactan las conclusiones y se describe las referencias bibliográficas utilizadas como también se consideran los anexos con información que valida la investigación realizada.

OBJETIVOS

a. Objetivo General

Diseñar un sistema de climatización para mejorar la temperatura de inyección de aire en las áreas de producción Nutrición-Salud -Animal en la planta Montana S.A.

b. Objetivos Específicos

1. Determinar la capacidad del equipo chiller considerando las cargas térmicas de cada una de las salas de producción Nutrición-Salud-Animal en la planta Montana S.A.
2. Determinar el caudal de inyección de aire en cada una de las salas productivas Nutrición - Salud - Animal en la planta Montana S.A.
3. Determinar el diámetro de las tuberías de refrigeración para las baterías de las unidades de tratamiento en el proceso de inyección de aire en las salas de producción Nutrición - Salud - Animal en la planta Montana S.A.

CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO

1.1 Bases Teóricas:

1.1.1 Marco teórico general

(Sauñe Espinoza, 2017). En su tesis titulada “Sistema de Climatización en Sala de Transformadores de la Hidroeléctrica Restitución en Colcabamba – Huancavelica” sustentada en la Universidad Nacional del Centro del Perú para optar el título profesional de Ingeniería Mecánica. En sus conclusiones manifiesta: Para climatizar la central a condiciones normales de operación es necesario enviar 68 950 m³ /h de aire, el cual resulta de la sumatoria de 14 650 m³ /h de aire captado del ambiente y 54 300 m³ /h de aire recirculado.

(García Portocarrero, 2018). En su trabajo de suficiencia profesional titulada “Sistema de Climatización de Aire Filtrado para el Área de Preparación del Servicio de Farmacia de Producción del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen” sustentada en la Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo para optar el título profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica. En sus conclusiones manifiesta: Con respecto al objeto de calcular la demanda de carga térmica en verano, se logró determinar que la carga de enfriamiento total que demanda el sistema de climatización de aire filtrado para el área de preparación del Servicio de Farmacia de Producción del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen, es: $Q_{TOTAL} = 9\ 907\ \text{BTU/h}$, para la temporada de verano.

(Madrigal Martínez, 2015). En su proyecto de fin de carrera titulada “Diseño de la Instalación de Climatización y Ventilación de un Edificio de uso Docente para la Investigación Científica” sustentada en la Universidad Carlos III de Madrid para optar el título profesional de Ingeniería Industrial. En sus conclusiones manifiesta: Las principales aportaciones que se han cumplido en este proyecto:

- Diseño y cálculo de las instalaciones térmicas del edificio, así como de todos los conductos, tuberías y elementos terminales.

- Adecuación a la normativa aplicable a este proyecto de todas las instalaciones.
 - Presupuesto desglosado de las mismas buscando un precio lo más reducido posible sin perder por ello la viabilidad y cumpliendo siempre las condiciones descritas.
 - Pliego de condiciones.
 - Planos de adecuación de todas ellas sobre las plantas que componen el edificio.
- Así pues, esta podría ser la base de conocimiento para realizar nuevas instalaciones de climatización bajo circunstancias diferentes y dotadas de los elementos necesarios para ello.

(Kutsuma Ogata, 2011). En su tesis titulada “Diseño de un sistema de climatización en aula CAD-CAE” sustentada en la Pontificia Universidad Católica del Perú para optar el título profesional para optar el título de Ingeniería Mecánica. En sus conclusiones manifiesta: Las empresas actualmente tienen parámetros y consideraciones que utilizan como factores a la hora de calcular las cargas de los distintos ambientes. Estos factores varían de acuerdo al uso y la ubicación del ambiente a acondicionar. Se puede corroborar que la estimación ha sido bastante cercana a lo calculado de acuerdo a las características específicas de la ubicación y uso del aula, pero no han sido exactas pues no se calcularon tomando en cuenta todos los detalles. La instalación actual utiliza equipos de 60'000BTU/h (dos equipos para el laboratorio), 48'000BTU/h (un equipo para el INACOM) y 24'000BTU/h (un equipo para la oficina).

1.1.2 Marco teórico específico

1.1.2.1 Sistema de climatización

(González Sierra, 2013) Afirma: “El acondicionamiento de aire parece un proceso más completo que el de climatización” (pág. 5).

Se considera que el término acondicionamiento de aire es similar al término climatización, el acondicionamiento de aire es un proceso que consiste en tratar y renovar el aire de un ambiente interior con el objetivo de establecer y mantener unas determinadas condiciones de temperatura, humedad, limpieza y movimiento del aire (González Sierra, 2013).

El sistema de acondicionamiento destinado al confort humano, el requisito más importante es el control de la temperatura, quedando relegado a un segundo término el control de la humedad¹.

Según el Manual de aire acondicionado CARRIER (2009), podemos afirmar que los procesos para obtener cada una de las condiciones en el área a climatizar se muestran en la siguiente Tabla N°1:

Tabla N° 1: Procesos para acondicionar el aire

CONDICIONES	PROCESOS
Temperatura	<i>Eliminar el calor en el ambiente, inyectando aire a temperatura climatizada.</i>
Humedad	<i>Eliminando el vapor de agua del ambiente, utilizando un sistema deshumidificación.</i>
Calidad	<i>Instalar equipos de inyección de aire capaces de eliminar contaminantes físicos del aire.</i>
Movimiento de aire	<i>Regular el caudal de suministro de aire, garantizando que la velocidad del aire no sea molesta para el usuario</i>

Fuente: Manual de aire acondicionado CARRIER

¹ CARRIER, Manual de aire acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design), 2009, Sistema de acondicionamiento y sus aplicaciones, Pág. XI-5.

A. Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, este ciclo consiste en transferir energía calorífica desde un nivel de menor temperatura a un nivel de mayor temperatura. Según la segunda ley de la termodinámica, para reducir la temperatura es necesario que el sistema consuma energía en cada proceso de transferencia de calor (Cengel & Michael, 2015, pág. 612).

El ciclo de refrigeración es el punto de conocimiento base, que da origen a muchos de los sistemas de acondicionamiento de aire (Cengel & Michael, 2015).

Según el ciclo de refrigeración por compresión de vapor que se muestra en la Figura N°1 se compone de cuatro procesos:

- 1-2: Compresión isentrópica.
- 2-3: Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4: Estrangulamiento en la válvula de expansión.
- 4-1: Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

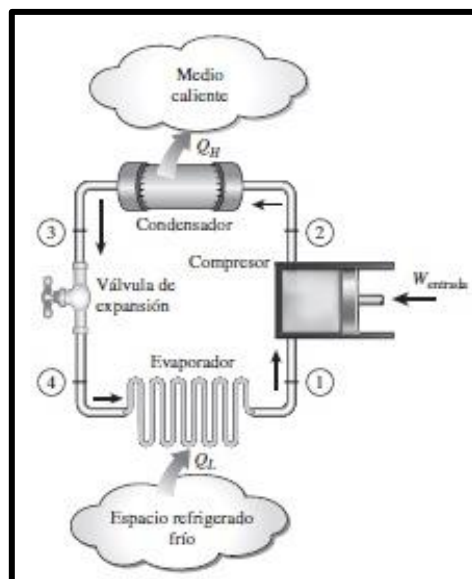


Figura N° 1: Esquema de ciclo ideal de refrigeración

Fuente: Termodinámica 8va edición - Yunus Cengel & Michael Boles

Según Cengel y Boles (2015), "En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1, como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores. El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo" (Pág. 613). A continuación, en la figura N°2 se muestra el diagrama del ciclo.

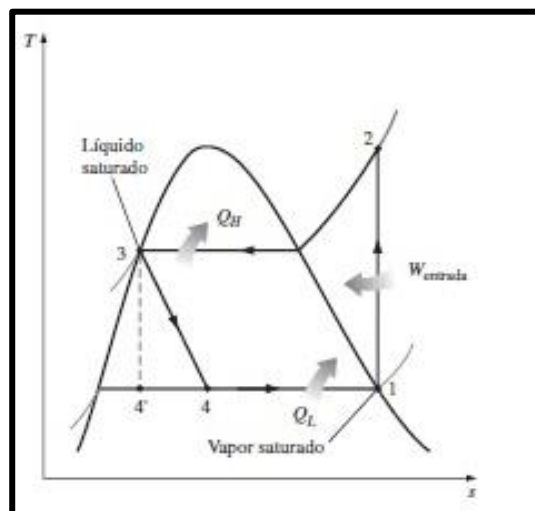


Figura N° 2: Diagrama T-S ciclo ideal de refrigeración

Fuente: Termodinámica 8va edición - Yunus Cengel & Michael Boles

B. Clasificación de los sistemas de climatización

Según (González Sierra, 2013) , “Los sistemas de acondicionamiento de aire se pueden clasificar, según el tipo de equipo de producción a emplear para el ciclo de refrigeración” (pág. 606).

La manera general de clasificar a un sistema de climatización es conociendo los equipos que intervienen en el proceso, esto quiere decir el tipo de producción que estos equipos generan en el ciclo de refrigeración (González Sierra, 2013).

- **Expansión directa:**

Según (González Sierra, 2013) afirma: “El refrigerante enfría directamente el aire del ambiente, a través de los serpentines de los equipos, luego el aire refrigerado se distribuye a los locales. Se trata de la manera más efectiva de enfriar, debido al intercambio directo con el refrigerante. Como ejemplo tenemos a los equipos: Split, Mini Split, Sky air, roof top, etc” (Pág. 606).

A continuación, se muestra en la Figura N°3, el tipo de sistema de climatización de expansión directa refrigerado por aire.

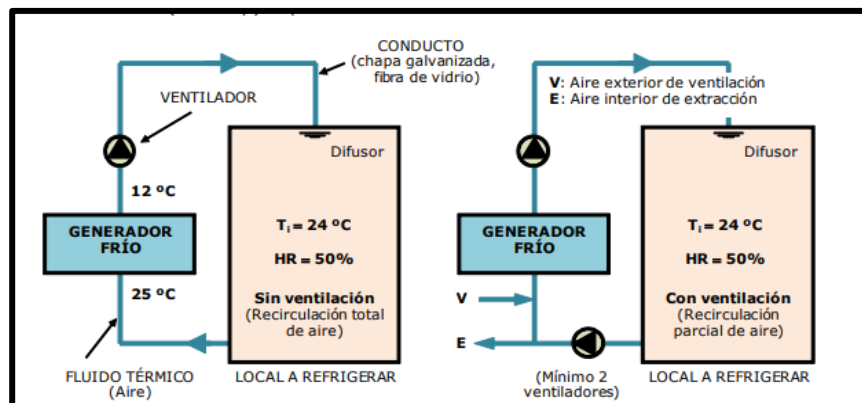


Figura N° 3:Refrigeración por aire

Fuente: Diseño de instalaciones de climatización - Carlos González Sierra

- **Expansión indirecta:**

Según (González Sierra, 2013) afirma: “En este caso se utiliza un fluido extra, llamado fluido de intercambio donde el refrigerante principal cede o extrae el calor para luego este circule por todo un circuito de alimentación de unidades exteriores al sistema principal. Como ejemplo tenemos a los equipos: VRV, Chillers, Fan coils, Unidades manejadoras de agua, etc” (pág. 606).

A continuación, se muestra en la Figura N°4, el tipo de sistema de climatización de expansión directa refrigerado por agua.

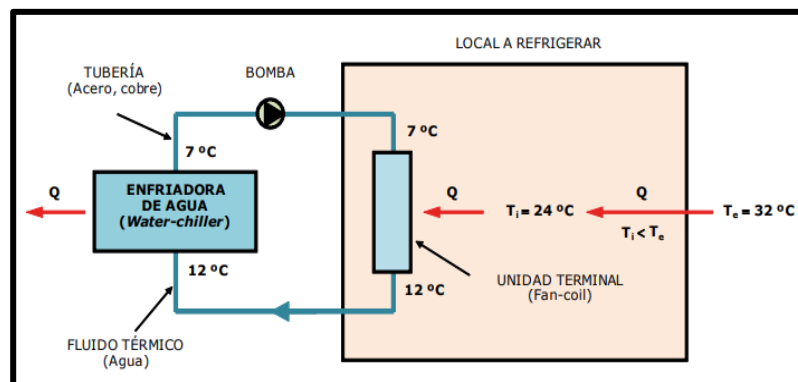


Figura N° 4:Refrigeración por agua

Fuente: Diseño de instalaciones de climatización -Carlos González sierra

Para poder saber cuál es el mejor en cada situación debemos definirlos en varios niveles, e identificar sus ventajas y desventajas². En nuestro artículo nos centraremos en conocer más sobre los sistemas de refrigeración directa e indirecta. A continuación, lo mostraremos la Tabla N°2:

² Sistemas de refrigeración directos e indirectos, información encontrada en la página: <https://www.intarcon.com/sistemas-de-refrigeracion-directos-e-indirectos/>

Tabla N° 2: Ventajas y desventajas de los tipos de sistemas de climatización³

	SISTEMA DIRECTO	SISTEMA INDIRECTO
VENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> -Fácil operación y mantenimiento. -Poco espacio al ser instalado. -Perfecto para lugares pequeños y locales comerciales 	<ul style="list-style-type: none"> -Limita los riesgos asociado a fugas de refrigerante, reduciendo los riesgos para el personal y medio ambiente. -Mayor alcance de refrigeración, alto rendimiento, -Disminuye la necesidad de desplazamiento del personal por mantenimiento. -Perfecto para áreas industriales.
DESVENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> -Alcance muy limitado al refrigerar. -Mucho ruido al operar. -Mantenimiento periódico. -Riesgo de fuga de refrigerante (peligro contra la salud del personal y gran contaminante del ambiente). 	<ul style="list-style-type: none"> -Posible mayor costo por instalación. -Consumo alto de energía eléctrica. -Posible mayor costo en el mantenimiento. -Necesidad de mucho espacio. -Riesgo de corrosión en las tuberías de agua.

Fuente: <https://www.intarcon.com/sistemas-de-refrigeracion-directos-e-indirectos/>

C. Condiciones de bienestar

Un ambiente seco produce una sensación más agradable, en general, que uno húmedo; sin embargo, si la sequedad del aire es acusada, pronto se manifiestan ciertos inconvenientes, como sequedad de las mucosas, exceso de electricidad estática, etc.⁴

Según el manual de aire acondicionado CARRIER (2009) podemos afirmar que, si analizamos una condición de ambiente seca, probablemente sentiríamos una sensación agradable, pero solo hasta cierto punto, la sequedad excesiva en un ambiente provoca ciertas incomodidades en la mucosa nasal y reseca la piel por deshidratación natural. Si el ambiente fuera muy húmedo, tendríamos la sensación de ahogo y también daños a la propiedad, debido al desarrollo de salitre y hongos en las paredes, puertas y ventanas.

El resultado se recoge en unos gráficos, llamados diagramas de confort, existen muchos modelos, pero uno de los

³ Ventajas y desventajas de los sistemas de climatización, información encontrada en la página: <https://www.intarcon.com/sistemas-de-refrigeracion-directos-e-indirectos/>

⁴ CARRIER, Manual de aire acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design), 2009, Sistema de acondicionamiento y sus aplicaciones, Pág. 9-101.

más utilizados es el confeccionado por ASRAE (American society of heating and air-conditioning engineers) en su norma 55-2004, mostrados en la Figura N°5 y que muestran las temperatura seca y húmeda del ambiente, así como la humedad relativa. El significado de las líneas 1, 2, 3 y 4 es: ligera frescura, comfortable, ligeramente caluroso y caluroso respectivamente. La zona comprendida entre la línea 1 y 3, marca como el área llamada “zona de confort”, donde la condición que más se asemeja es 25°C y 50 % de humedad relativa 5.

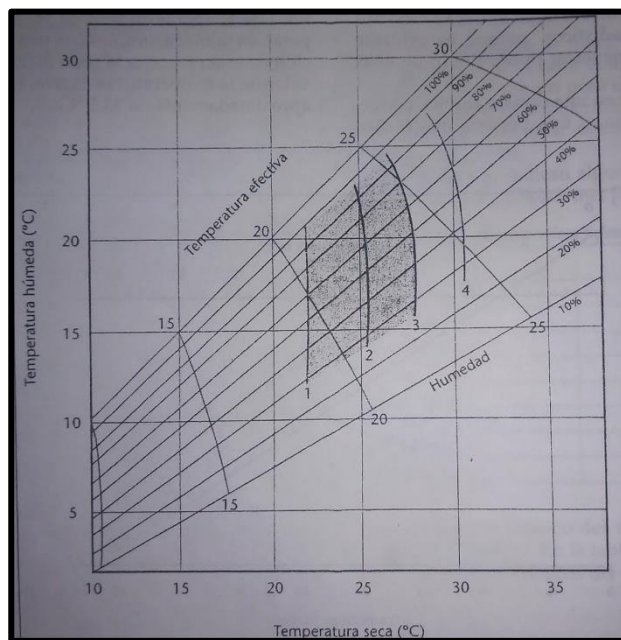


Figura N° 5: Carta de confort ASHRAE
Fuente: Manual de aire acondicionado CARRIER

D. Condiciones de proyecto

Según las palabras de Gonzales (2013): “Las condiciones de proyecto son muy importantes dentro de un sistema de climatización, porque permite establecer el contenido entálpico del aire, tanto del interior como del exterior, que afectan directamente a la capacidad del equipo de acondicionado” (pág. 208).

⁵ CARRIER, Manual de aire acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design), 2009, Condiciones de Bienestar y Confort, Pág. I-104.

- **Condiciones exteriores**

Las condiciones exteriores son la temperatura seca, la temperatura húmeda, la altitud, la velocidad del viento, la oscilación media diaria (OMD) y los grados día (GD) (para invierno) ⁶. Dichas condiciones habrá que aplicarse para la estación de verano.

- **Condiciones Interiores**

Las condiciones interiores dependerán del material empleado en su construcción, cantidad de ventanas y/o puertas, la cantidad de personal reunida, Las potencias instaladas en equipos con su factor de demanda, la temperatura seca, la temperatura húmeda, los sistemas de ventilación encontrados, humedad y la temperatura de diseño tanto en invierno como en verano ⁷.

E. Norma Peruana de EM050. –Instalaciones de Climatización

En las edificaciones para viviendas, edificios industriales, comerciales de recreación o para otros tipos, pueden preverse las necesidades de instalaciones de climatización. Las instalaciones de climatización deben ser capaces de proporcionar automáticamente condiciones de temperatura, humedad, movimiento y pureza del aire en un local o espacio determinado dentro de unos valores prescritos, de acuerdo a las necesidades de ventilación y controlar el ingreso de contaminantes del aire exterior⁸.

⁶ CARRIER, Manual de aire acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design), 2009, Condiciones exteriores de proyecto, Pág. 1-9.

⁷ CARRIER, Manual de aire acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design), 2009, Condiciones exteriores de proyecto, Pág. 9-103.

⁸ Reglamento nacional de edificaciones, Normas legales, fuente: <https://www.construccion.org/normas/rne2012/rne2006.htm>

F. Normativa ASHRAE para instalaciones de confort térmico⁹

- ASHRAE Standard 55-2004 Thermal environmental conditions for human occupancy.
- ASHRAE Standard 62-2001 ventilation for acceptable Indoor air Quality.
- ASHRAE Standard 90.1-2001 Energy Standard for buildings except low-rise residential buildings.
- ASRAE Standard 113-1990 Method of testing for room air difusión.
- ASHRAE Standard 129-1997 Measuring Air change effectiveness.
- CEC 2001 title 24: CEC Second Generation Noresidential Standards.
- Normativa internacional (ISO): ISO 7730:1994, ISO13779, Informe CR1752.

G. Características generales de un acondicionamiento

Las características de confort (temperatura, humedad relativa, aire fresco y distribución de aire) en un ambiente, dependerá del rubro o necesidades de la compañía o cliente que lo requiera¹⁰. A continuación, según la exposición del ingeniero (Azahuanche Asmat, 2020) en el programa la Hora de la climatización, se identificó los requerimientos de acondicionamiento de aire que requieren los equipos para dar las características de confort a diferentes rubros de negocio en el Perú se muestran en la Tabla N°3:

⁹ CARRIER, Manual de aire acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design), 2009, Normativa ASHRAE relativa a diseño, instalación y funcionamiento de instalaciones de confort térmico, Pág. I-12.

¹⁰ Conferencia: "La hora de la climatización", "Uso de la Psicrometría en cálculos de equipos de aire acondicionado", Ing. Manuel Azahuanche Asmat, 2020

Tabla N° 3:Requerimientos de acondicionamientos en diferentes ambientes

Ambientes a climatizar	Parámetros solicitados
<p><i>OFICINAS EN EDIFICIO</i></p> 	<p>Condiciones de sala: “Confort”</p> <ul style="list-style-type: none"> • Temp: (21 – 26) °C • Humedad Rel: 55% (No controlada). <p>Equipo:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Cap.sensible:75% -Cap.Latente:25%
<p><i>DATA CENTERS</i></p> 	<p>Condiciones de sala: “Confort”</p> <ul style="list-style-type: none"> • Temp: (18 – 24) °C • Humedad Rel: 55% (controlada). <p>Equipo:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Cap.sensible: Alto -Cap.Latente: Bajo
<p><i>INDUSTRIAS</i></p> 	<p>Condiciones de sala: “Confort”</p> <ul style="list-style-type: none"> • Temp: Según el cliente • Humedad Rel: Según el cliente <p>Equipo:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Cap.sensible: Según el cliente -Cap.Latente: Según el cliente
<p><i>HOSPITALES</i></p> 	<p>Condiciones de sala: “Confort”</p> <ul style="list-style-type: none"> • Temp: (21 – 26) °C • Humedad Rel: 55% (controlada). <p>Equipo:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Cap.sensible: Bajo -Cap.Latente: Alto

Fuente: Greencorp & Escuela de refrigeración - Exposición

Un equipo de refrigeración sensible tendrá a enfriar más el ambiente mientras un equipo de refrigeración latente tendrá a deshumedecer más el ambiente, son conceptos de ingeniería que se debe manejar para poder seleccionar de una mejor manera el tipo de sistema que requiero en mi diseño de climatización¹¹.

¹¹ Conferencia: “La hora de la climatización”, “Uso de la Psicrometría en cálculos de equipos de aire acondicionado”, Ing. Manuel Azahuanche Asmat ,2020

H. Estimación de la carga

El método de cálculo de la carga de refrigeración que se utilizará aquí es el que recomienda el ASHRAE (Fundamentals Handbook). Según (González Sierra, 2013): “Para calcular la carga de refrigeración de un ambiente, se utilizará la siguiente ecuación general” (pág. 88). En la Figura N°6 se muestra las cargas térmicas que influyen en una determinada área.

$$Q^{\circ}_{Refrig} = Q^{\circ}_c + Q^{\circ}_s + Q^{\circ}_b + Q^{\circ}_i + Q^{\circ}_{i/v}$$

Donde:

- Q°_c : Carga total de refrigeración en Watts.
- Q°_c : Carga de refrigeración debido a los cerramientos (paredes, techos, columnas, etc) en Watts.
- Q°_s : Carga de refrigeración debido a la radiación solar que entra través de vidrios en Watt
- Q°_b : Carga de refrigeración debida divisiones interiores en Watts.
- Q°_i : Carga de refrigeración debida a ganancias internas (alumbrado, equipos y personas) en Watts.
- $Q^{\circ}_{i/v}$: Carga de calefacción debida a infiltraciones /Ventilación) en Watts.

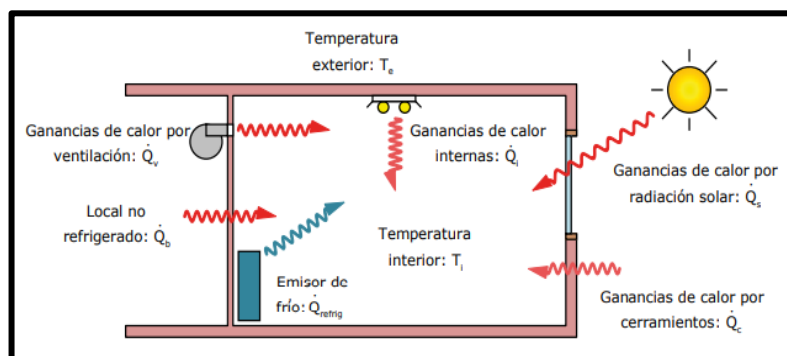


Figura N° 6: Cargas térmicas en un área a climatizar

Fuente: Diseño de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

A continuación, daremos a conocer como calcular cada una de las caras mencionadas:

- **Carga de refrigeración por cerramientos (Q°_c)**

Según (González Sierra, 2013) que es la ganancia de calor por transmisión a través de muros exteriores

(paredes y vidrios) y cubiertas exteriores, se calculan con la siguiente ecuación (pág. 90):

$$Q^{\circ}C=U*A*CLTD_{corr}$$

Donde:

- U: Coeficiente de transmisión térmica de la pared, vidrio o cubierta en (W/m²K).
- A: Área de la cubierta pared o vidrio en (m²).
- $CLTD_{corr}$: Diferencia de temperatura de la carga de refrigeración (°C).

Según (Pita, 1994) afirma: “Para corregir la Carga de Enfriamiento por Diferencia de Temperaturas (CLTD, por sus siglas en inglés), tenemos la fórmula” (pág.137):

$$CLTD_{corr} = [(CLTD + LM) K + (78^{\circ}F - TR) + (t_0 - 85^{\circ}F)] * f$$

Donde:

- CLTD: Carga de enfriamiento por diferencia de temperaturas que están en tablas(°F). Anexo 8.
- LM: Corrección mensual de latitud en techos. Este valor se determina por interpolación de valores según latitud y orientación. Anexo 9.
- K: Factor de corrección o ajuste de color.
- K = 1.0 para superficies oscuras o áreas industriales.
- K = 0.5 para techos de color, claro en zonas rurales.
- K = 0.65 para paredes de color claro en zonas rurales.
- f: Factor de ventilación
- (78 – TR): Corrección de temperatura interior (°F).
- (T0 – 85): Corrección de temperatura de diseño exterior (°F).
- TR: temperatura interior o de recinto (°F).
- T0: Temperatura media diaria interior y Se calcula $T_0 = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2}$ en (°F).

Según (González Sierra, 2013) afirma que: “La resistencia térmica es la inversa de la conductancia térmica. Los valores térmicos de diseño pueden venir dados como conductividad térmica de diseño o resistencia térmica de diseño. Si se da la conductividad

térmica, se obtendrá la resistencia térmica de la pared” (pág. 11):

$$R = \frac{e}{\lambda}$$

Donde:

- R: resistencia térmica del material(m²*K/W).
- e: Espesor del material en (m).
- λ: Conductividad térmica del material (W/m*K).

En las cargas de los cerramientos es importante saber la conductividad y el espesor del material, para calcular la resistencia y coeficiente de transmisión térmica (González Sierra, 2013).

De lo mencionado anteriormente podemos deducir que el coeficiente de transmisión térmica del material (U) es la inversa de la resistencia térmica, entonces tenemos la siguiente expresión (González Sierra, 2013):

$$U = \frac{1}{R} \quad \text{ó} \quad U = \frac{\lambda}{e}$$

Donde:

- U: coeficiente de transmisión térmica (W/m²*K).
- R: resistencia térmica del material(m²*K/W).
- e: Espesor del material en (m).
- λ: Conductividad térmica del material (W/m*K).

Analizando el valor del CLTD, que lo hallaremos mediante tablas, está en unidades Fahrenheit (°F), por el cual debemos realizar la conversión a Celsius °C para poder reemplazar en la ecuación de Carga por cerramientos. Veamos en la figura N°7 cómo están relacionadas las tres escalas de temperatura:

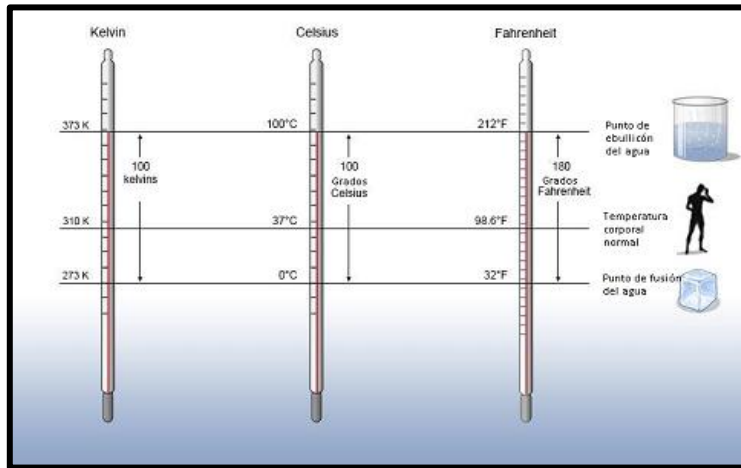


Figura N° 7: Conversión de escalas

Fuente: Community College Consortium for Bioscience Credentials - Own work, CC BY 3.0

De la imagen podemos deducir las fórmulas de conversión entre escalas. Por ejemplo, podemos ver que la diferencia entre la temperatura de fusión y la de ebullición del agua es de 100 grados en la escala Celsius y de 180 grados en la escala Fahrenheit, y que 0°C equivale a 32°F con esos datos obtenemos que¹²:

$$\frac{^{\circ}\text{C}}{100} = \frac{^{\circ}\text{F} - 32}{180}$$

$$^{\circ}\text{C} = \frac{9}{5} * (^{\circ}\text{F} - 32)$$

La expresión anterior es válida para convertir temperaturas concretas entre escalas, pero no para intervalos. Sabiendo que $\Delta T_c = T_{c2} - T_{c1}$, nos queda¹³:

$$\Delta tC = \frac{5}{9}(\Delta tF)$$

- **Carga de refrigeración por radiación solar (Q_s)**

Según (González Sierra, 2013) afirma que: “La energía radiante del sol pasa a través de los materiales

¹² Conversión de escalas de temperatura, encontrado en la página: <https://es.khanacademy.org/science/fisica-pe-pre-u/x4594717deeb98bd3:energia-cinetica/x4594717deeb98bd3:calor-y-temperatura/a/643-escalas-de-temperatura>.

¹³ Conversión de variación de temperatura a Fahrenheit, encontrado en la página: <https://www.fisicalab.com/ejercicio/707>

transparentes como el vidrio, transfiriendo la energía térmica al ambiente o recinto” (Pág. 92).

$$Q^{\circ}_s = U_{vid} * A * CLTD_{corr} + SHGF^{\circ} * A * SC * CLF$$

Donde:

- U_{vid} : Coeficiente de transmisión térmica ($W/m^2 \cdot K$).
- $CLTD_{corr}$: Diferencia de temperatura de la carga de refrigeración ($^{\circ}C$).
- A : Superficie del vidrio (m^2).
- $SHGF^{\circ}$: Ganancia máxima de calor solar a través de un vidrio 3mm (W/m^2).
- SC : coeficiente de sombreado.
- CLF : Factor de carga de refrigeración para el vidrio.

- **Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas (Q°_b)**

Según (González Sierra, 2013) afirma que: “La carga de refrigeración debida a las ganancias de calor provenientes de un local o recinto adyacente no refrigerado” (pág. 98).

Este tipo de carga provienen de aquellas áreas el cual no tienen equipos o sistemas de climatización instalados (González Sierra, 2013).

$$Q^{\circ}_b = U * A * (T_b - T_i)$$

Donde:

- U : Coeficiente de transmisión térmica de la pared o cubierta en ($W/m^2 \cdot K$).
- A : superficie del material expuesta al área no refrigerada (m^2).
- T_b : Temperatura exterior o de la zona no refrigerada ($^{\circ}C$).
- T_i : Temperatura interior del área a climatizar o climatizada ($^{\circ}C$).

- **Carga de refrigeración por ganancias internas (Q°_i)**

Según (González Sierra, 2013) afirma: “Son las ganancias de calor que se producen en el interior de los locales acondicionados” (pág. 98). Tenemos que tener en claro que en este tipo de carga térmica tenemos que calcularlo tanto por carga sensible como por latente (González Sierra, 2013).

- ✓ **Equipos de iluminación:**

Según (González Sierra, 2013) afirma: “La ecuación para calcular la ganancia de calor debida al alumbrado es” (pág. 99):

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF}$$

En la Tabla N°4 se muestra el tipo de ganancia de calor o carga de refrigeración según el tipo de lámpara.

Tabla N° 4:Tipos de lampara según la carga de refrigeración

<i>Tipo de Lámpara</i>	<i>Ganancia de calor</i>	<i>Carga de refrigeración</i>
<i>Lamp.incandescente</i>	$E=P$	$E*CLF$
<i>Lamp. fluorescente</i>	$E=1,25*P$	$E*CLF$

Fuente: Diseño de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Donde:

- E: Potencia en lampara en uso (W)
- P: Potencia de lampara en placa (W)
- CLF: Factor de carga de refrigeración para alumbrado.

El factor CLF (Cooling Load Factor) presenta los siguientes valores mostrados en la Tabla N°5:

Tabla N° 5: Valores de CLF en equipos de iluminación

Casos	Descripción
<i>CLF=1</i>	<i>Equipo de refrigeración funcionando solo durante horas de ocupación (oficinas). Alumbrado encendido 24 horas</i>
<i>CLF <1</i>	<i>Otros casos (*)</i>

Fuente: Diseño de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

✓ **Personas:**

La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes:

$$Q^{\circ}_{SHGP} = n * SHGp * CLFp$$

$$Q^{\circ}_{LHGp} = n * LGHp$$

Donde:

- Q°_{SHGP} : Ganancia de calor sensible total de personal expresado en Watts.
- Q°_{LHGp} : Ganancia de calor latente total de personal expresado en Watts.
- n: Número de personas en el área.
- SHGp: Ganancia de calor sensible por persona.
- CLFp: Factor de carga de refrigeración por persona (W).
- LGHp: Ganancia de calor latente por persona (W).

✓ **Equipos:**

Según (González Sierra, 2013) afirma que: “La carga de refrigeración debida a los equipos y aparatos diversos se obtiene consultando los datos de la placa y teniendo en cuenta su uso, continuo o intermitente. De igual manera que en el caso de personas, se calcula por calor latente y sensible” (pág. 101).

$$Q^{\circ}_{SHGm} = n * SHGm * CLFm$$

$$Q^{\circ}_{LHGm} = n * LGHm$$

Donde:

- Q°_{SHGm} : Ganancia de calor sensible total de máquinas expresado en Watts.
- Q°_{LHGm} : Ganancia de calor latente total de máquinas expresado en Watts.
- n: Número de equipos electromecánicos en el área.
- SHGm: Ganancia de calor sensible por máquina.

- CLFm: Factor de carga de refrigeración por máquina.
- LGHm: Ganancia de calor latente por máquina.

Entonces como resultado tenemos:

$$Q^{\circ}_i = Q^{\circ}_{itum} + Q^{\circ}_{SHGp} + Q^{\circ}_{LHGp} + Q^{\circ}_{SHGm} + Q^{\circ}_{LHGm}$$

- **Carga de refrigeración por los equipos inyectores ($Q^{\circ}_{i/v}$)**

Según (González Sierra, 2013) afirma que: “Muchos sistemas de acondicionamiento de aire disponen de ventilación mecánica que aportan una parte de aire exterior, creando una sobrepresión de aire dentro del edificio, con lo que se reduce o elimina la infiltración. En este caso, el aire de ventilación no es una carga en el recinto, sino una carga para el equipo de refrigeración” (Pág. 106). Posee ganancia térmica por calor sensible y latente.

$$Q^{\circ}_{es} = 1.23 * V^{\circ} * (T_0 - T_i)$$

$$Q^{\circ}_{iL} = 3010 * V^{\circ} * (W_0 - W_i)$$

Donde:

- Q°_{es} : Ganancia calor sensible por ventilación (KW).
- T_0 : Temperatura exterior de la sala (°C).
- T_i : Temperatura interior de la sala (°C).
- Q°_{iL} : Ganancia de calor latente por ventilación (KW).
- V° : Caudal de suministro de aire (m³/s)
- W_0 : Humedad absoluta exterior del recinto.
- W_i : Humedad absoluta del aire interior. (Kgw/Kga).

I. Aspectos técnicos del Chiller

son equipos muy usados en grandes instalaciones debido a la aplicación de enfriar o calentar, según lo requiera el propietario. El chiller es un equipo en el cual siempre es colocado al exterior de un edificio, centro comercial e industria, esto se debe a que en el interior de las instalaciones estarán las unidades de tratamiento de aire que servirán de vehículo por

donde pasará el agua helado que refrigerará a cada ambiente seleccionado (Nieto, 2014, pág. 15).

- **Funcionamiento del chiller**

Según (Nieto, 2014) afirma que en el funcionamiento del equipo chiller: “El agua que se requiere enfriar circular a través de un intercambiador. Este flujo de agua transmitirá su calor al flujo del refrigerante. al recibir el calor, se evapora debido a sus características y a la baja presión de evaporación. El refrigerante es extraído por el compresor, el cual, lo envía comprimido hacia el condensador. En dicho proceso, el refrigerante se calienta por el efecto de la compresión y del calor del motor compresor. El gas caliente del compresor entra al condensador, en donde su calor es transmitido a un medio refrigerante, que bien puede ser agua o aire” (Pág. 15). El calor extraído provoca que el refrigerante se condense a alta presión. El refrigerante en estado líquido a alta presión puede ser almacenado o enviado directamente a la válvula de expansión para su inyección en el evaporador y así reiniciar el ciclo (Nieto, 2014). Se muestra el esquema de funcionamiento del chiller en la Figura N°8

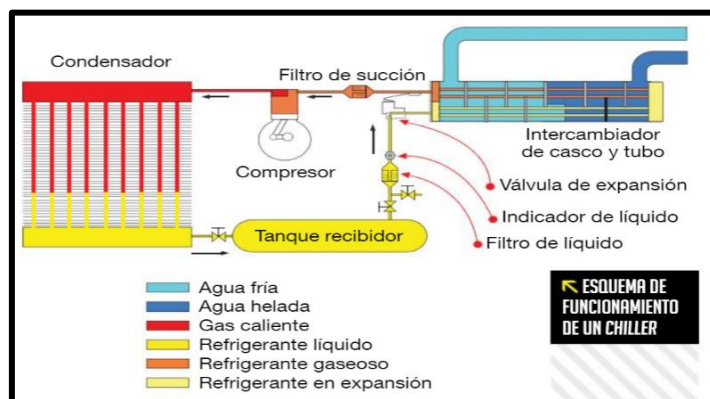


Figura N° 8: Esquema de funcionamiento de un chiller
Fuente: Revista Chiller aspectos técnicos – Antonio Nieto

- **Componentes principales**

- **Compresor:**

El compresor es el corazón de sistema, ya que es el encargado de hacer circular al refrigerante través de los diferentes componentes del sistema de refrigeración Chiller¹⁴.

- **Evaporador:**

Es un intercambiador de calor del tipo casco y tubo su función es proporcionar una superficie para transferir calor del líquido a enfriar al refrigerante en condiciones de saturación¹⁵.

Parte del equipo donde el refrigerante cambia de estado vapor saturado en líquido por transferencia de calor y se genera agua helada.

- **Condensador:**

Es el componente del sistema que extrae el calor del refrigerante y lo transfiere al aire o al agua. Esta pérdida de calor provoca que el refrigerante se condense¹⁶.

- **Válvula de expansión exotérmica:**

Según (Nieto, 2014) este componente: “Regula el caudal del refrigerante a fin de que llegue de una manera adecuada al evaporador” (pág. 16).

- **Filtro secador:**

Según (Nieto, 2014) este componente: “Elimina la humedad y suciedad del refrigerante durante el proceso de refrigeración” (pág. 16).

- **Bomba centrífuga:**

Según (González Sierra, 2013) afirma: “Las bombas se utilizan para el transporte de líquidos

¹⁴ Chiller enfriadores de líquidos, concepto encontrado en la página: <https://ecochillers.com/Que-es-un-Chiller>

¹⁵ Ídem

¹⁶ Ídem

a través de sistemas de tuberías” (pág. 515). Equipo electromecánico, compuesto de impulsor, que bombea el agua helada generada en el evaporador para alimentar a las unidades de tratamiento de aire (González Sierra, 2013).

- **Tuberías de agua:**

Según (Nieto, 2014) afirma que: “Es el Canal por donde el agua helada puede circular hacia las unidades de tratamiento de aire” (pág. 16).

En la Figura N°9 se muestra los componentes en físico del equipo chiller

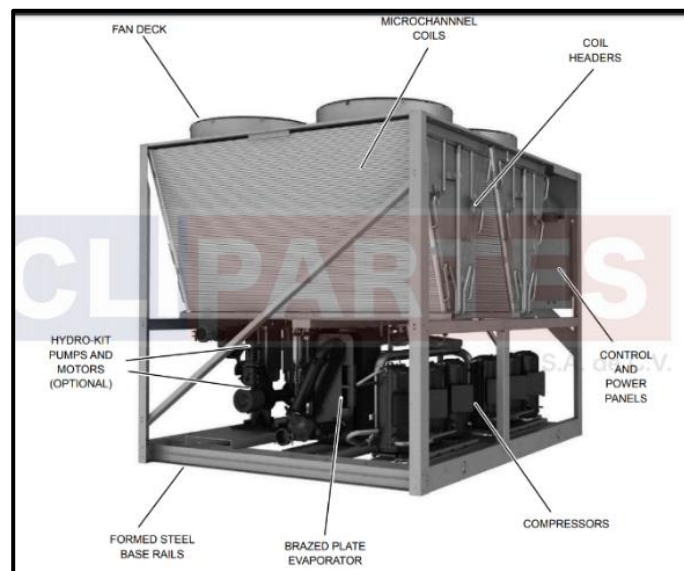


Figura N° 9:Componentes de una chiller

Fuente: Ficha técnica del equipo York Chiller Scroll Enfriado Por Aire YLAA

- **Ventajas de un chiller**

La ventaja de un chiller es que provee de un mejor control de temperatura al agua en comparación con otros equipos como las torres de enfriamiento, además a su creciente aplicación tecnológica puede controlarse de forma remota de forma electrónica o sistema Scada¹⁷.

¹⁷ Los Chillers – sistemas de enfriamiento ideal para grandes espacios, Ventajas de los chiller, encontrado en la página: <https://arquigrafico.com/los-chillers-sistemas-de-enfriamiento-ideal-para-grandes-espacios/>

Por ser un circuito generalmente cerrado, el agua se contamina menos y la reposición de esta es menor o seas no hay tanta pérdida por evaporación. La instalación es relativamente reducida y el chiller generalmente tiene gran cantidad de sensores de presión, temperatura, flujo, voltaje, corriente, lo que lo hace muy útil en cuanto a la detección de problemas en el sistema (Sayontan Sinha, 2017).

- **Desventajas de un chiller**

Una correcta elección de los sistemas centrales de enfriamiento y superficies de transferencia de calor pueden arrojar resultados asombrosos en ahorro de energía, simplicidad de operación, reducción de gastos innecesarios de mantenimiento, contratación de personal externo, etc.¹⁸.

La desventaja de estos equipos son los costos de mantenimiento y la cantidad de energía que consume (Sayontan Sinha, 2017).

1.1.2.2 Sistema de inyección de aire

Este sistema consiste en sustituir el aire caliente interior del mismo por otra masa de aire más frío procedente del exterior. Así puede evacuarse gran parte de la sobrecarga de calor rebajando la temperatura y, a la vez, modificar la humedad y la concentración de gases¹⁹.

Este sistema es básicamente un proceso de ventilación forzada, en la cual, el componente principal es un ventilador²⁰.

En un sistema de climatización es importante ya que direccionará el caudal de aire por la batería de las unidades

¹⁸ Los Chillers – sistemas de enfriamiento ideal para grandes espacios, Desventajas de los chiller, encontrado en la página: <https://arquigrafico.com/los-chillers-sistemas-de-enfriamiento-ideal-para-grandes-espacios/>

¹⁹ Salvador Escoda S.A (2020), Manual práctico de Ventilación, Ventilación en invernaderos, pág.130

²⁰ Salvador Escoda S.A (2020), Manual práctico de Ventilación, Ventilación mecánica, pág.132

refrigerantes, mejorando la temperatura del flujo de aire a la salida (Escoda, 2020).

El caudal de suministro de aire en función de la carga térmica utilizada en un sistema de climatización, será dada por la temperatura del aire de envío y la temperatura del aire solicitado.

Según Cengel (2015), afirma que “la temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de -10 a cerca de 50 °C. en este intervalo, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con capacidad calorífica de 1.005KJ/Kg. K (0.240BTU/lbm. R.” (Cengel & Michael, 2015, pág. 728).

Según El peso específico del aire de 12°C a 38°C es 0.98Kg/m³. En la Tabla N°5 se muestran las capacidades caloríficas del aire dependiendo la temperatura.

Tabla N° 6: Capacidad calorífica del aire a diferentes temperaturas

<u>T°C</u>	<u>Cp., KJ/Kg. °C</u>
-10	1.0038
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0045
30	1.0049
40	1.0059
50	1.0065

Fuente: Termodinámica 8va Edición -Yunus Cengel & Michael Boles

- El cambio de entalpia para un aire seco sería (Cengel & Michael, 2015).:

$$\Delta h_{Aire Seco} = c_p \cdot \Delta T = (1.005 \text{ kJ/Kg. } ^\circ\text{C}) \cdot \Delta T. (\text{kJ/kg})$$

- Para el cálculo de la capacidad calorífica sensible del equipo (Cengel & Michael, 2015):

$$Q^\circ = m \cdot c_p \cdot \Delta T \dots\dots (1)$$

- Para el cálculo de la capacidad calorífica latente del equipo (Cengel & Michael, 2015):

$$Q^\circ = m^*Hp^*\Delta W..... (2)$$

- Para cálculos de balances energéticos y caudal de aire:
Tomando la ecuación (1)

$$Q^\circ = m^*Cp^*\Delta T$$

Peso específico es: $\mu = \frac{V^\circ}{m^\circ}$, despejando tenemos:

$$\frac{Q^\circ}{\rho^*Cp^*\Delta T} = V^\circ$$

Donde:

- Q° : Capacidad Calorífica Total (KJ/s).
- μ : Peso específico del aire (m³/Kg)
- ΔT : Variación de temperatura (°C).
- Cp : Capacidad calorífica del aire (KJ/Kg*°C).
- V° : Caudal del aire (m³/s).
- ΔW : Variación de la relación de humedad (Kgv/Ka).
- m° : Flujo masico del aire (Kg/s).
- $Hp, \Delta h$: Entalpia del aire analizado (KJ/Kg).

A. Carta psicrométrica

Según (González Sierra, 2013) afirma que: “Los diagramas psicrométricos proporcionan una representación gráfica de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y de los diversos procesos de acondicionamiento de aire” (pág. 139).

El acondicionamiento de aire consiste en cambiar el estado del aire que entra para transformarlo en otra condición. Este cambio se denomina proceso. El diagrama psicrométrico es de mucha utilidad para indicar estos procesos, para posteriormente seleccionar equipo y analizar problemas. Para indicar un proceso, se traza una línea (en la mayoría de los casos mediante una línea recta), desde el estado inicial del aire hasta su estado final (González Sierra, 2013). En la Figura N°10 se muestran las características de la carta psicrométrica.

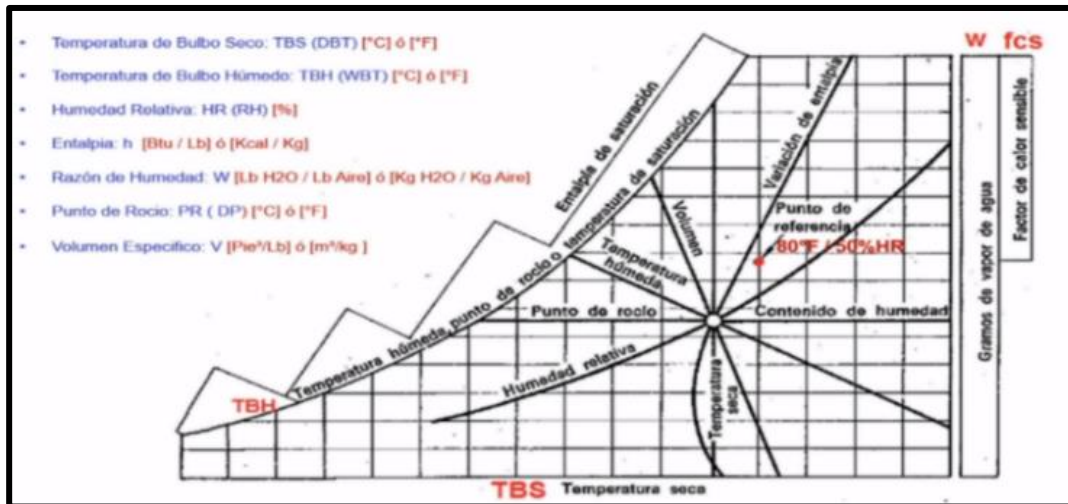


Figura N° 10: Características del aire en la carta psicrométrica

Fuente: Greencorp & Escuela de refrigeración – Exposición Ing. Manuel Azahuanche A.

Según (Cengel & Michael, 2015) afirma que: “para mantener una vivienda o construcción industrial a la temperatura y humedad deseadas son necesarios algunos procesos definidos como “acondicionamiento de aire”. Estos procesos incluyen el calentamiento simple (elevar temperatura), el enfriamiento simple (reducir temperatura), la humidificación (agregar humedad) y deshumidificación (eliminar humedad)” (pág. 739). A continuación, se muestra la carta psicrométrica en la Figura N°11.

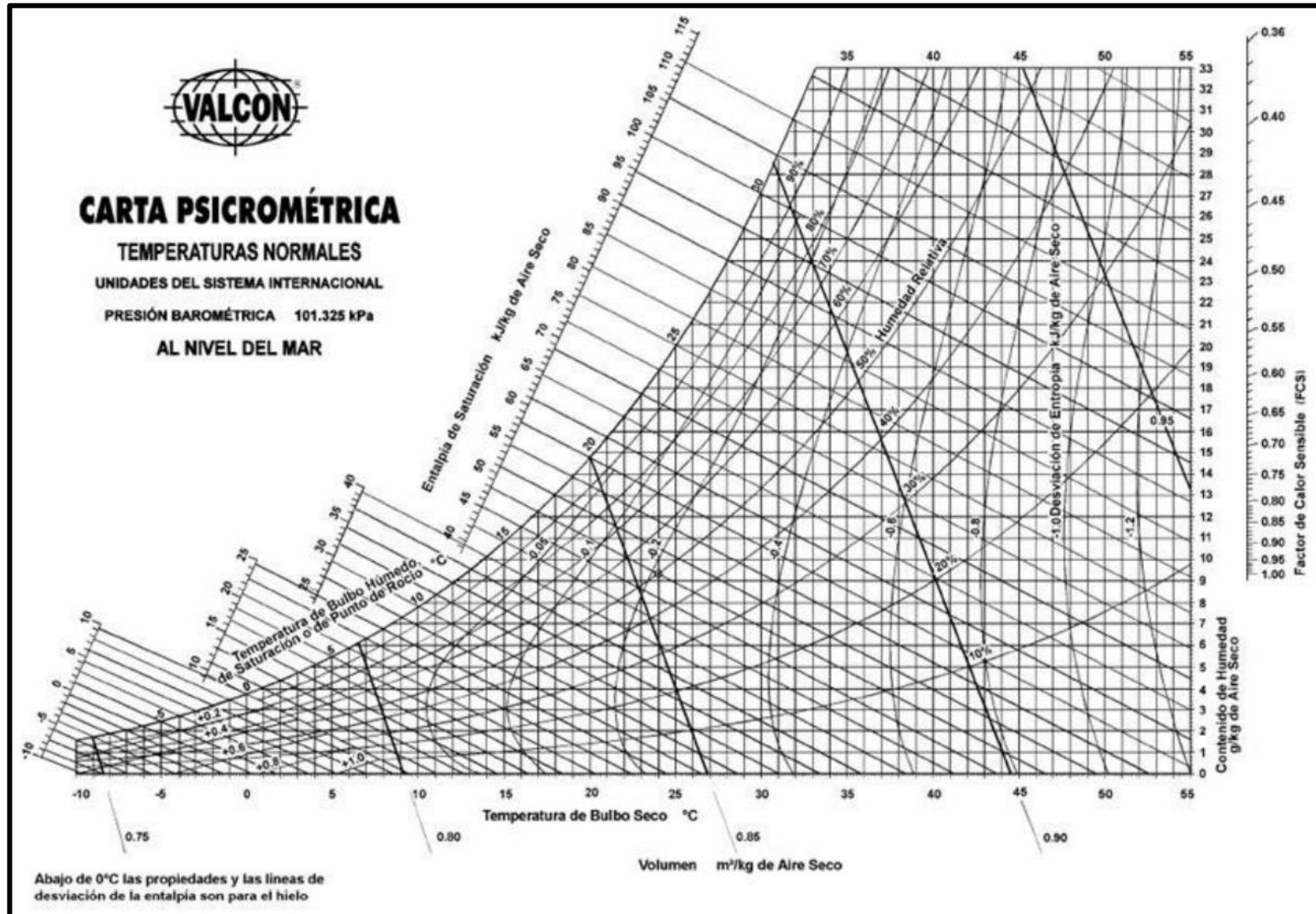


Figura N° 11: Carta Psicrométrica
 Fuente: Libro Termodinámica - Cengel Yonnu 7ma Edición

- **Proceso de acondicionamiento de aire en verano**

Según (González Sierra, 2013) afirma: “el proceso más habitual de acondicionamiento de aire en verano es enfriar y deshumidificar el aire de un local” como se muestra en la Figura N°12:(pág. 174).

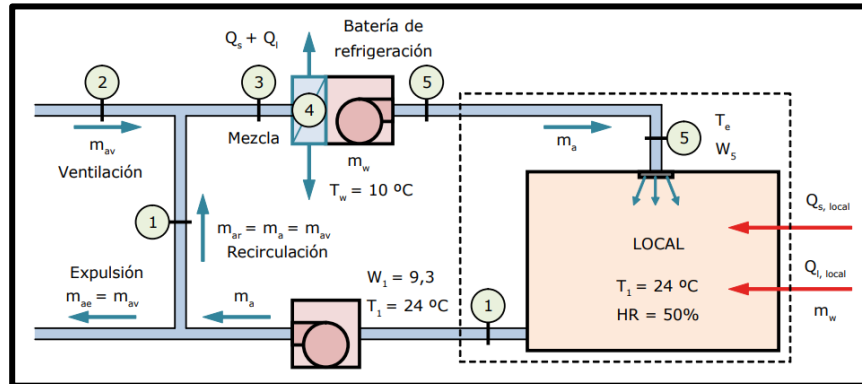


Figura N° 12: Proceso de acondicionamiento de aire en verano

Fuente: Diseño de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Para estimar el caudal de aire de refrigeración, utilizaremos las fórmulas aproximadas dadas por el libro diseño y cálculo de instalaciones de climatización (González Sierra, 2013, pág. 176) .

Nota: Según (González Sierra, 2013) se le aplicará $m^{\circ}_a = V^{\circ}_a * \rho_a$ a condiciones de estándar o confort de 20°C y presión de 1 atm (101,3Kpa)²¹.

1. A partir del calor sensible:

$$V^{\circ}_a = \frac{Q^{\circ}_{s,local}}{\rho_a * C_{ph} * (T_1 - T_s)}$$

$$C_{ph} = C_{pa} + W_1 * C_{pv}$$

Donde:

- V°_a : Caudal de aire de suministro (m³/s).
- $Q^{\circ}_{s,local}$: Carga refrigeración sensible del área (KW).
- ρ_a : Densidad del aire (20°C) - 1.0045Kg/ m³.

²¹ (González Sierra, 2013) , Diseño y cálculo de instalaciones de climatización, Estimación de caudal de aire de refrigeración, pág.176

- C_{ph} : Calor específico del aire húmedo (kJ/Kg*K).
- W_1 : Humedad absoluta del aire a temperatura de diseño (24°C) (Kgv/Kga).
- C_{pv} : Calor específico de vapor de agua a (1.88KJ/Kg*K). Ver Anexo 5.
- T1: Temperatura de diseño 24°C o 25°C.
- Ts: Temperatura de aire suministrado al área (°C).

Reemplazando tenemos:

$$V_a^\circ = \frac{Q_{s,local}^\circ}{1.23 * (T1 - Ts)}$$

2. A partir del calor latente:

$$V_a^\circ = \frac{Q_{l,local}^\circ}{\rho_a * (W_1 - W_s) * (C_{pv} * (T1 - Tw) + h_{fgm})}$$

Donde:

- V_a° : Caudal de aire de suministro (m³/s).
- $Q_{l,local}^\circ$: Carga refrigeración latente del área (KW).
- ρ_a : Densidad del aire (20°C) - 1.0045Kg/ m³.
- C_{ph} : Calor específico del aire húmedo (kJ/Kg*K).
- W_1 : Humedad absoluta del aire a temperatura de diseño (24°C) (Kgv/Kga).
- C_{pv} : Calor espe. De vapor de agua a (1.86KJ/Kg*K) – 26°C (80°F). Ver Anexo 5
- T1: Temperatura de diseño 24°C o 25°C.
- Tw: Temperatura de salto en la batería (°C).
- Ws: Humedad absoluta del aire suministrado al área (Kgv/Kga).
- h_{fgm} : entalpía específica de evap. Del aire húmedo dependiendo de la temperatura de salto 10°C es 2.477 (KJ/Kg).

Reemplazando tenemos:

$$V_a^\circ = \frac{Q_{l,local}^\circ}{3010 * (W1 - Ws)}$$

B. Unidades de tratamiento de aire

Según (González Sierra, 2013) afirma que: “las unidades de tratamiento de aire (UTA) son equipos que forman parte de un sistema de climatización. Están formadas por una serie de secciones donde se pueden realizar todos los procesos higrotérmicos” (pág. 199).

Los procesos higrotérmicos del cual habla el párrafo de Gonzales sierra son: calefacción, humidificación, filtrado, mezcla, recuperación (González Sierra, 2013).

Son equipos que enfrían aire en periodo de verano pero que no producen ellos mismos el frío, sino que emplean agua fría que les llega canalizada procedente de una central enfriadora²². Se clasifican en: Fan coil, inductores, unidades manejadoras de aire, etc.

- **Fan-coils**

Un fan coil puede constar de los siguientes componentes²³:

- **Filtro de aire:** Para proteger las baterías (no la calidad del aire). Cuando éste se ensucia en exceso, se produce una disminución del rendimiento del equipo. En los casos más graves, puede producirse una depresión en la zona de la batería que puede impedir la evacuación de los condensados por el desagüe. ²⁴
- **Batería de agua fría:** Está puede obstruirse por deficiencias en la periodicidad o calidad del mantenimiento, produciendo las mismas deficiencias que si tuviera el filtro sucio²⁵.

²² CARRIER, Manual de aire acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design), 2009, Unidades terminales, Pág. VI-25.

²³ Fan Coil - Funcionamiento del aire acondicionado toda agua, Pablo Espiñeira (2008), encontrado en la página: <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/fan-coil.html>

²⁴ Ídem.

²⁵ Ídem.

- **Batería de agua caliente:** Suele obstruirse menos al paso del aire debido a que por orden es la segunda batería en el sentido del flujo de aire y las partículas suelen quedar atrapadas en la primera al estar está húmeda²⁶.
- **Bandeja de condensados:** se encarga de recoger el agua condensada en la batería fría y conducirla al tubo de desagüe, en su salida debemos instalar un sifón de agua para impedir el paso de olores por la cañería de desagüe que además cuando se produzca depresión permitirá la evacuación del agua²⁷.
- **Turbina o ventilador:** situada en la salida de aire, se encarga de producir una diferencia de presión con respecto a la entrada que nos fuerce la circulación de aire, esta turbina debe ser capaz de superar las pérdidas de carga del equipo y conductos, entregando una presión estática disponible suficiente para ello²⁸.

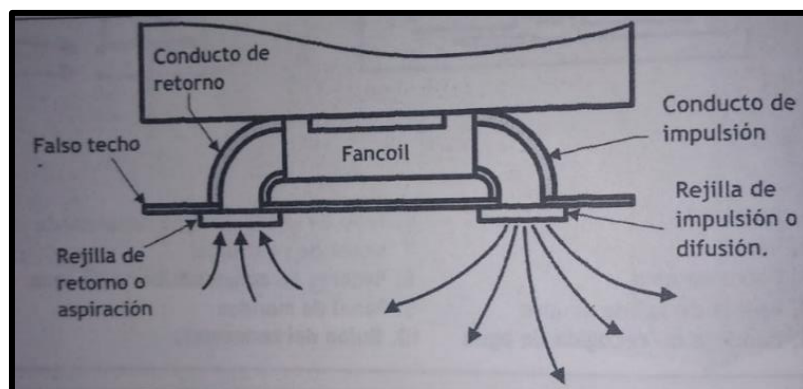


Figura N° 13: Esquema de funcionamiento del Fan coil.

Fuente: Manual de aire acondicionado CARRIER

²⁶ Fan Coil - Funcionamiento del aire acondicionado toda agua, Pablo Espiñeira (2008), encontrado en la página: <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/fan-coil.html>

²⁷ Ídem.

²⁸ Ídem.

- **Unidad manejadora de aire**

Para climatizar se requiere que una UMA obtenga flujos adecuados de aire exterior (con limpieza a través de filtros) y limpieza del aire que proviene de retorno a través de otros filtros, el aire exterior y de retorno se unen (aire mezclado) y control de temperatura del agua, ya sea para enfriar o calentar²⁹.

Según el manual de aire acondicionado Carrier (2009) afirma: “Son equipos de naturaleza modular, con los que puede conseguir un aire <<a medida>>, frío en verano o caliente en invierno, y con más o menos humedad para regular la humedad del local que se desea climatizar”³⁰.

En otras palabras, el equipo UMA es una unidad terminal que al igual que el equipo Fan coil, dependen de una unidad central que en este proyecto de diseño sería el chiller, se compone de:

- **Caja de mezcla:** El primer paso para la manejadora de aire acondicionado es determinar la fuente del aire. Será una máquina 100% con aire del interior, del exterior o si en realidad habrá una combinación de aire del exterior, con aire recirculado? aquí es importante conocer qué % del aire se tomará³¹. Según lo mencionado, en esta sección se realiza la selección o combinación de las mezclas del aire.

²⁹ Funcionamiento de una unidad manejadora de aire, Ing. Valdemar Moratto (2017), encontrado en la página: <https://ingenierovalemoratto.blogspot.com/2017/12/funcionamiento-de-uma-unidad-manejadora.html>

³⁰ CARRIER, Manual de aire acondicionado (Handbook of Air Conditioning System Design), 2009, Climatizadores, Pág. VI-27.

³¹ Componentes de una manejadora de aire acondicionado, Sección de mezcla, German Torres (2020), encontrado en la página: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>.

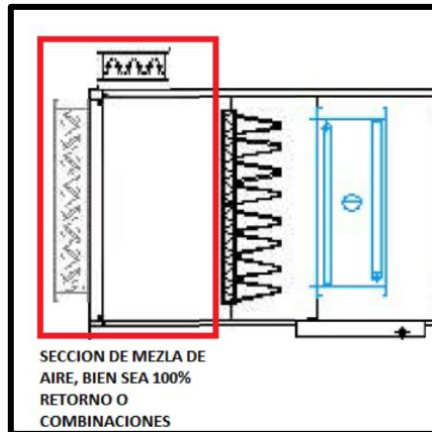


Figura N° 14: Sección de mezcla

Fuente: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>

- **Sección de filtros:** Hay de varios tipos de filtros como pueden ser planos, metálicos, de bolsa rígidos, de bolsa flexibles e inclusive filtros HEPA con un grado de filtración hospitalario³². Según lo mencionado, En las unidades manejadoras de aire, se le pueden colocar diferentes tipos de filtros, dependiente el lugar, el tipo de trabajo, personas que lo frecuentan y la contaminación de la zona.

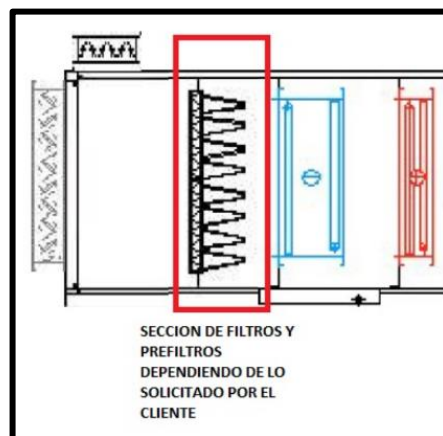


Figura N° 15: Sección de filtros

Fuente: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>

³² Componentes de una manejadora de aire acondicionado, Sección de filtros, German torres (2020), encontrado en la página: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>.

- **Sección de serpentines o batería:** Esta es la sección que se encarga de bajar o subir la temperatura del aire³³. Según lo mencionado, elemento principal de la unidad, donde se realiza todo el proceso de transferencia de calor entre el aire extraído y el fluido refrigerante el agua helada.

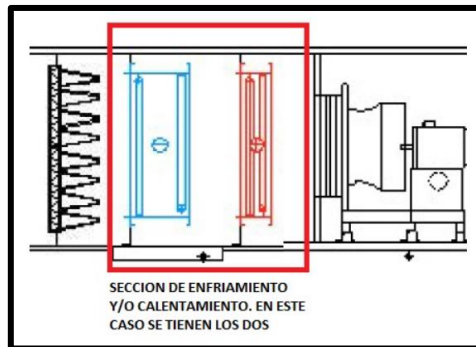


Figura N° 16: Sección de serpentines

Fuente: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>

- **Sección de control de humedad:** se utilizan para multitud de ambientes que van desde procesos productivos, enfriamiento de confort, así como procesamiento del aire para laboratorios farmacéuticos; se requieren procesos para agregar humedad o aumentarla dependiendo de qué tanta humedad tiene el aire antes de entrar a esta sección y luego de la misma³⁴.
- **Sección de motor ventilador:** Tiene dos objetivos precisos: Generar el empuje del aire o presión positiva de descarga de la manejadora, de forma que pueda llegar hasta el último ducto requerido por el cliente: y, por

³³ Componentes de una manejadora de aire acondicionado, Sección de serpentines, German torres (2020), encontrado en la página: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>.

³⁴ Componentes de una manejadora de aire acondicionado, Sección de control humedad, German torres (2020), encontrado en la página: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>.

ende, también generar la succión o presión negativa del aire para que pueda vencer las secciones anteriormente expuestas³⁵. Según lo mencionado, elemento que transfiere el aire climatizado del banco de baterías de agua helada y el aire del exterior hacia los difusores de las salas a climatizar

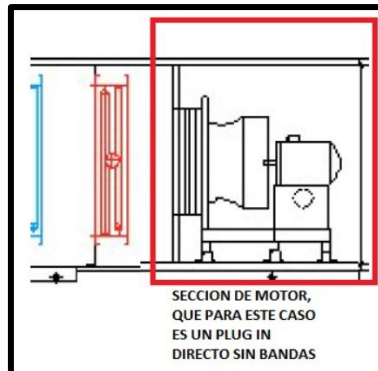


Figura N° 17: Sección de ventilador

Fuente: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>

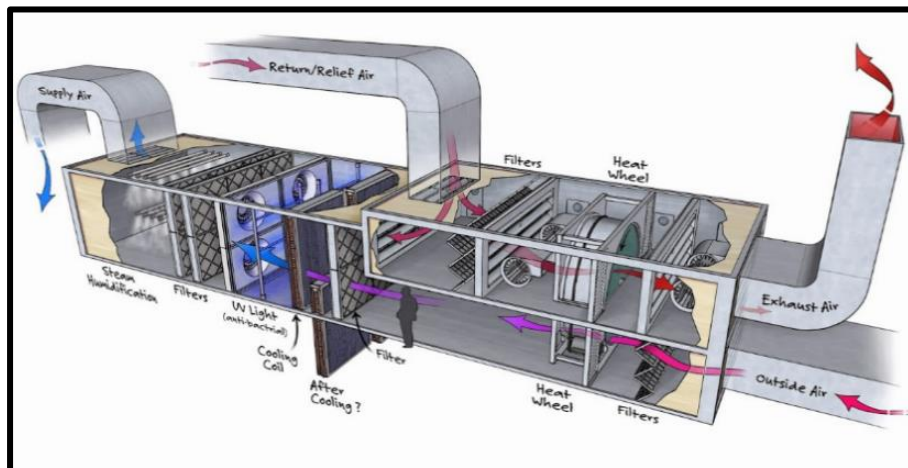


Figura N° 18: Unidad manejadora de aire (UMA)

Fuente: Revista Michael Schrader

C. Parámetros de las baterías

Para (González Sierra, 2013) : “Proyectar las baterías de una UTA los parámetros más importantes a especificar son la

³⁵ Componentes de una manejadora de aire acondicionado, Sección de motor, German torres (2020), encontrado en la página: <https://www.hvaclatam.com/manejadora-aire-acondicionado-para-hospital>.

potencia de la batería y las condiciones de entrada y salida de los fluidos” (Pág. 653). Los parámetros típicos de diseño para las baterías de refrigeración y calefacción se muestran en la siguiente Tabla N°7:

Tabla N° 7: Parámetros de la batería de las unidades de tratamiento de aire

Parámetros	Baterías de Refrigeración	Baterías de calefacción
Temperatura seca de entrada del aire	18°C a 38°C	-18 a 38°C
Velocidad de entrada del aire	1 a 3 m/s	1 a 5 m/s
Pérdida de carga lado aire	4 a 12 mm.c.a	2 a 4 mm.c. a
Temperatura de entrada del fluido	1,5 a 18°C	45 a 120°C
Velocidad de entrada del aire	1,4 a 3,0 m/s	1,2 a 1,8 m/s
Perdida de carga de lado fluido	1,5 a 3,0 m.c.a	1,5 a 2,5 m.c.a

Fuente: Diseño de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Según (González Sierra, 2013) afirma: “Para su diseño requerimos el diámetro de las tuberías de refrigeración de la batería, ya que es fundamental para el dimensionamiento en la capacidad térmica del equipo” (Pág. 653).

Para calcularlo utilizaremos la ecuación del balance energético (Cengel & Michael, 2015):

$$V^{\circ} = \frac{Q^{\circ}}{\rho * C_{epw} * (T_s - T_e)}, \text{ además Despejando}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * V^{\circ} * 10^{-3}}{\pi * v}} * 10^3$$

Donde:

- Q°: Calor térmico que se transferirá. (W)
- D: diámetro del conductor de la batería. (mm)
- V°: Caudal de agua helada (L/s)
- ρ : Densidad del agua helada. (1000Kg/m³)
- V=velocidad del agua que pasará por el serpentín. (m/s)
- Ts: Temperatura del agua suministrado. (°C)
- Te: Temperatura de agua a la salida la batería. (°C)
- Cepw: Calor específico del agua. (4,186KJ/Kg*°C).

1.2 Definición de términos básicos

- Aire acondicionado: Es el aire tratado y renovado con características particulares de temperatura y humedad.
- Aire climatizado: Es el aire tratado, pero no renovado con características particulares de temperatura y humedad.
- Aire seco: Es aquella porción del aire húmedo, que no posee vapor de agua.
- Capacidad calorífica: Es la energía necesaria que tiene una sustancia para elevar su temperatura en una unidad de temperatura.
- Calor corporal: Es el calor natural que emite el ser humano u otro organismo viviente desde el interior de su cuerpo.
- Calor específico: Magnitud física que se define como la cantidad de calor que hay que suministrar a la unidad de masa o sustancia.
- Calor latente: Es aquel flujo de energía que se le adiciona o se quita el aire para cambiarle de fase.
- Calor sensible: Es aquel flujo de energía que se le adiciona o se quita al aire para que cambie su estado variando su temperatura.
- Carga térmica: Es la cantidad de calor que debemos evacuar de un ambiente para mantenerlo a ciertas condiciones de temperatura y humedad relativa.
- Caudal volumétrico: Es la cantidad de espacio que fluye una sustancia por unidad de tiempo.
- Condensación: Es aquel cambio de estado, donde la sustancia gaseosa pasa a forma líquida.
- Evaporación: Es aquel cambio de estado, donde la sustancia líquida pasa a forma gaseosa.
- Entalpia: Es una magnitud termodinámica que intercambia la cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámica.
- Energía calorífica: Es la energía térmica liberada en forma de calor.
- Filtros Carbón activado: Filtros capaces de remover una amplia variedad de olores y gases irritantes.
- Flujo másico: Es la cantidad de sustancia que fluye por unidad de tiempo.
- Humedad absoluta: Es la cantidad real de vapor de agua por unidad de volumen de aire húmedo.

- Humedad relativa: Se define como la relación de la presión parcial de vapor de agua y la presión de vapor de equilibrio de agua a una temperatura dada.
- Isentrópica: Es la cantidad de energía que el sistema gana por transferencia de calor.
- Líquido saturado: Es aquel punto donde el fluido está a punto de cambiar de fase de líquido a vapor.
- Oscilación media diaria de temperatura: Es la diferencia entre la temperatura máxima y la temperatura mínima que alcanza un área específica en un día.
- Peso específico: Es la relación que existe entre el peso y el volumen que ocupa una sustancia en un determinado espacio.
- Potencia: Se define como la cantidad de trabajo que puede realizar un equipo por cierta unidad de tiempo.
- Presión: Es la fuerza de una sustancia aplicada sobre una superficie o área.
- Refrigerante: Es aquella sustancia que actúa como agente de enfriamiento, con propiedades especiales de punto de evaporación y condensación.
- RITE: Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios.
- Termodinámica: Parte de la física que estudia la actividad mecánica del calor y su relación con las demás formas de energía.
- Temperatura de bulbo húmedo: Es la temperatura que mide el mismo termómetro, pero cuyo bulbo está húmedo (cubierto de un algodón húmedo).
- Temperatura de bulbo seco: Es la temperatura que se mide en un termómetro cuyo bulbo está seco.
- Temperatura de rocío: Es la temperatura a la cual el vapor contenido en el aire comienza a condensarse.
- Transmitancia: Es la cantidad de energía que atraviesa un cuerpo en una determinada cantidad de tiempo.
- VRV: Volumen de refrigerante variable, es un sistema de aire acondicionado central, que utiliza un refrigerante como medio para transferir calor o frío.
- Vapor saturado: Es aquel punto donde el vapor de la sustancia está a punto de condensarse.

CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL TRABAJO PROFESIONAL

2.1 Delimitación temporal y espacial del trabajo

2.1.1 Temporal

El periodo de este proyecto de diseño se llevó a cabo durante los meses comprendidos entre agosto y diciembre del 2020.

2.1.2 Espacial

El proyecto se realizó en la planta Industrial de la empresa Montana S.A ubicada en la Av. Los Rosales 280, en el distrito de Santa Anita, provincia de Lima, departamento de Lima.

2.2 Determinación y análisis del problema

2.2.1 Descripción del problema

La planta productora de alimentos de Montana S.A, exactamente en el área de Nutrición-Salud-Animal, poseen salas específicas como área de mezclado N°1, área de mezclado N°2, área de mezclado N°3 , área de mezclado N°4, área de mezclado N°5, área de mezclado N°6, área de fabricación , área de envasado N°1 , área de envasado N°2 y área de acondicionado NSA ,donde los operadores realizan trabajos de fabricación, mezclado y envasado de diferentes productos químicos, muchos de los cuales requieren ciertos cuidados para no ser contaminados. Debido a la aglomeración de polvo suspendido en las salas por el proceso de producción, dichas salas poseen equipos de extracción e inyección de aire, donde el equipo de extracción funciona como un sistema de expulsión de partículas sólidas suspendidas en el ambiente y el equipo de inyección funciona como un sistema de ventilación forzada. Estos equipos no cumplen el rol de un sistema de acondicionamiento de aire.

En las salas ya mencionadas, todos los equipos de trabajo como motores eléctricos, motores vibratorios, válvulas rotativas, balanzas electrónicas, etc., que sirven para realizar las actividades de los procesos de producción se encuentran encendidos la mayor parte del día, además de la acumulación de personal en las diferentes salas y

predominando como material de paredes el “termopanel”, generando temperaturas elevadas en las salas de hasta un máximo de 29.5°C en verano registrado en el área de mezclado N°1 , esto se debe a la carga térmica acumulada por los factores ya mencionados , provocando un ambiente sofocante y estresante al operador, dando lugar a paradas en horas productivas por salidas inesperadas del personal por el ambiente sofocante en las salas de trabajo, disminuyendo el rendimiento de los operadores, en consecuencia, las áreas de Nutrición -Salud – Animal, tendrá un retraso a la hora de entrega de sus productos a los clientes.

2.2.2 Justificación del problema

Se justifica el diseño de un sistema climatización en el cual proporcione a las salas del área de Nutrición-Salud-Animal una temperatura adecuada de inyección de aire, se calculará la estimación de la carga térmica de las salas, tomando como referencia las temperaturas más altas registradas en el interior de las salas, la temperatura más alta del distrito registrada en verano, condiciones climatológicas del ambiente, material de las paredes, Número de personas, etc. para así poder seleccionar los adecuados equipos de refrigeración que entraran en el diseño.

Dicho sistema de climatización deberá inyectar aire a una temperatura que permita generar en la sala a climatizar una temperatura confort de 25°C y de humedad relativa de 50%, especificados en la norma ASRHAE 55-2004. Dichas condiciones proporcionarán un ambiente de trabajo adecuado, donde el operador se sienta cómodo y estable al realizar sus actividades de producción, aumentado su rendimiento en los procesos productivos y la entrega de los productos terminados a los clientes a la fecha especificada.

2.3 Modelo de solución propuesto

El presente trabajo de Diseñar un sistema de climatización en las salas del área de Nutrición- Salud -Animal profesional comprende principalmente de dimensionar y seleccionar los adecuados equipos de refrigeración con la finalidad de mejorar las temperaturas de inyección de aire en las salas y crear un ambiente donde los operarios de producción estén a condiciones de confort.

Para ello debemos realizar las siguientes actividades:

- Elección del tipo de sistema de climatización.
- Condiciones climatológicas de las salas a climatizar.
- Cálculo de las cargas térmicas de las salas a climatizar.
- Selección del equipo generador de agua helada chiller.
- Cálculo de los caudales de suministro de aire climatizado.
- Cálculo de las baterías de las unidades de tratamiento de aire.
- Selección de UTA's en cada sala a climatizar.

2.3.1 Elección del tipo de sistema de climatización

Para iniciar con el diseño del sistema de climatización debemos de elegir qué tipo de sistema (expansión directa o expansión indirecta), es el más apropiado para este tipo de construcción o predio. Analizaremos la siguiente Tabla N°8, basado en las ventajas y desventajas de los tipos de sistemas de climatización.

Tabla N° 8: Características de los Tipos de sistemas de climatización

<i>Expansión directa</i>	<i>Expansión indirecta</i>
<ul style="list-style-type: none">- Menor alcance de refrigeración, perfecto para locales pequeños y comerciales.- Mucho ruido al operar debido a que el compresor está cerca del lugar de suministro.- Su mantenimiento es periódico y requiere de poco espacio para la instalación.- No requiere de mucho espacio en su instalación.	<ul style="list-style-type: none">- Mayor alcance de refrigeración debido a la a su alta eficiencia, recomendable para terrenos grandes y/o industrias.- Minimización de ruido debido a que el equipo central está alejado de las UTAS.- Disminuye la necesidad de desplazamiento del personal por mantenimiento.- Requiere de un espacio libre y grande para su instalación.

Fuente: Elaboración propia

Por las características ya mencionadas en la tabla anterior, escogeremos un sistema de climatización de expansión indirecta debido a las ventajas que proporciona en un complejo industrial de gran tamaño, que en este caso es de 563 .001 m² de área que tenemos que climatizar. Todo sistema de expansión indirecta necesita un equipo autónomo e independiente y este es “el chiller”, este equipo generará agua helada que se transportará por un circuito generalmente cerrado y recorrerá las baterías de las unidades de tratamiento de aire donde se producirá el acondicionamiento del aire de las salas a de nutrición salud animal de la planta Montana. Debemos de tener en claro que escogeremos un chiller generador de agua en vez de uno de torre de enfriamiento, porque el control de temperatura es mucho mejor debido a las propiedades refrigeración que tiene el agua helada. Se muestra en la figura N°19 el esquema del sistema de expansión indirecta que estará en el diseño de climatización en la planta Montana S.A.

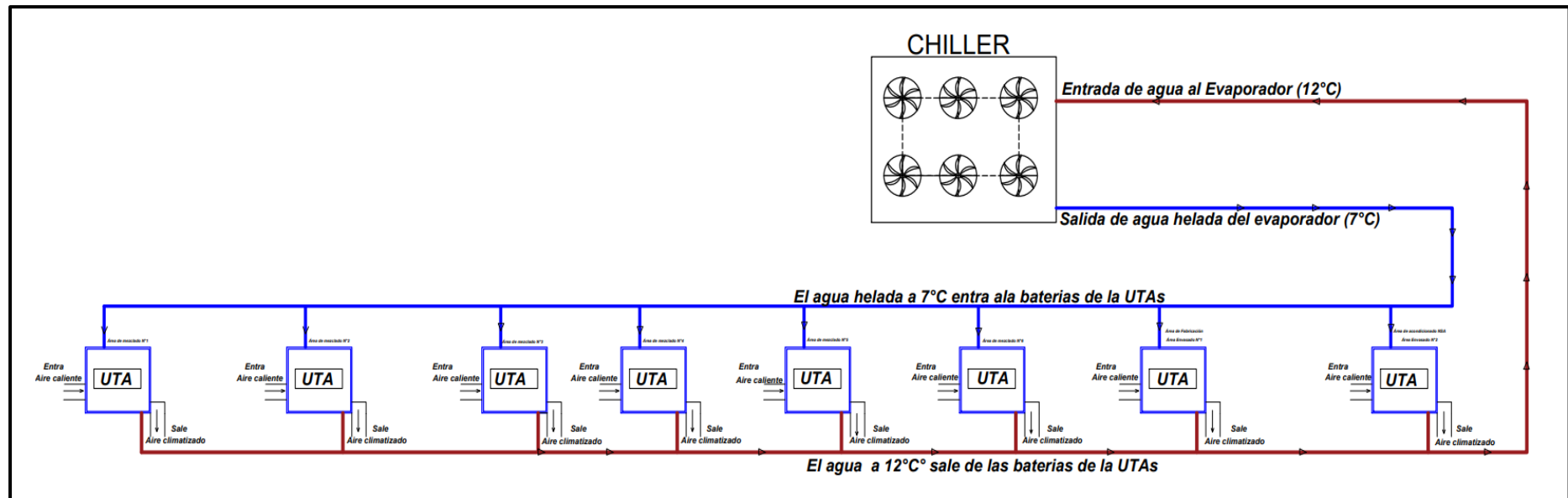


Figura N° 19:Esquema del sistema de expansión Indirecta Montana

Fuente: Elaboración propia

2.3.2 Condiciones climatológicas de las salas a climatizar

La recopilación de datos climatológicos tanto dentro y fuera de las áreas a climatizar fueron hechas en el mes de febrero 2020, por ser el mes con la mayor temperatura registrada durante la estación de verano.

2.3.2.1 Condiciones Exteriores

Las salas del área de Nutrición-Salud-Animal se encuentran en la planta productiva Montana S.A, por ello las condiciones exteriores que se darán, dependerán de la ubicación geográfica exacta de los predios, y de los alrededores. A continuación, serán aplicables a todas las salas del área que se desean climatizar por igual. Los datos de la siguiente Tabla N°9 fueron tomados de importantes plataformas web, revisar Anexos 1, 2 y 4. Además el valor de la humedad absoluta exterior se calculó a partir de la Carta psicrometría donde tenía que relacionar la temperatura y la humedad relativa exterior

Tabla N° 9: Condiciones Climatológicas y geográficas Exteriores

Condiciones Exteriores		Verano	
<i>Localización</i>		Santa Anita - Lima	
<i>Día, Mes y año</i>		28 febrero - 2020	
<i>Hora del calculo</i>		12:00	
<i>Elevación</i>		260m	
<i>Latitud</i>		12.05°S	
<i>Longitud</i>		76.96 W°	
<i>Temperatura Exterior</i>	<i>Pasadizo</i>	25°C ó 77°F	
	<i>Fuera de planta</i>	<i>Máxima</i>	30°C – 86°F
		<i>Mínima</i>	23°C – 73.4°F
<i>Humedad Relativa Exterior</i>	<i>Pasadizo</i>	50%	
	<i>Fuera de planta</i>	82.1%	
<i>Humedad Absoluta exterior fuera de planta</i>		0.0209 Kgw/Kga	
<i>Presión</i>		101.3Kpa (1 atm)	

Fuente: Elaboración propia

2.3.2.2 Condiciones Interiores

Se mostrarán las condiciones interiores de cada sala que se desea climatizar, la recopilación de datos se llevó a cabo a las condiciones exteriores ya mencionadas, las áreas fueron tomadas gracias al plano arquitectónico de la planta Montana S.A revisar Anexo 3.

Las humedades absolutas mostradas en la Tabla N°10, fueron halladas mediante la carta psicrométrica por la relación entre la temperatura interior y la humedad relativa en cada una de las salas.

Tabla N° 10: Condiciones climatológicas internas de cada sala

<i>Salas a climatizar</i>	<i>Área(m²)</i>	<i>Temperatura Diseño</i> °C - °F	<i>Temperatura Interior</i> °C - °F	<i>Humedad Relativa Interior</i> (%)	<i>Humedad Absoluta Interior</i> (Kgw/Kga)
	<i>Altura (m)</i>				
Área de mezclado N°1	168.63 m ²	24°C – 75.2°F	29.5°C -85.1°F	70%	0.0195 Kgw/Kga
	10.5 m				
Área de mezclado N°2	66.97 m ²	24°C – 75.2°F	29°C -84.2°F	66%	0.0177 Kgw/Kga
	10.5 m				
Área de mezclado N°3	22.09 m ²	24°C – 75.2°F	28°C -88.4°F	60%	0.0147 Kgw/Kga
	9.5 m				
Área de mezclado N°4	30.44 m ²	24°C – 75.2°F	27°C -80.6°F	69%	0.016 Kgw/Kga
	9.5 m				
Área de mezclado N°5	51.59 m ²	24°C – 75.2°F	28.5°C -83.3°F	65%	0.0174 Kgw/Kga
	9.5 m				
Área de mezclado N°6	54.71 m ²	24°C – 75.2°F	28.9°C-84.02°F	63%	0.0161 Kgw/Kga
	9.5 m				
Área de Fabricación	63.35 m ²	24°C – 75.2°F	27.9°C -82.22°F	56%	0.0139 Kgw/Kga
	9 m				
Envasado N°1	50.39 m ²	24°C – 75.2°F	26.4°C – 79.52°F	55%	0.0121 Kgw/Kga
	9 m				
Envasado N°2	79.11 m ²	24°C – 75.2°F	26.9°C -80.42°F	64%	0.0151 Kgw/Kga
	9 m				
Área de acondicionado NSA	30.44 m ²	24°C – 75.2°F	26°C – 78.8°F	55%	0.0119 Kgw/Kga
	9m				

Fuente: Elaboración propia

2.3.3 Cálculo de las cargas térmicas de las salas a climatizar

Para el Cálculo de las cargas térmicas, aplicaremos el método que recomienda ASRAE (Fundamentals Handbook) y las normas: CEC 2001 y la normativa internacional ISO 7730:1994, en la Tabla N°11.

Tabla N° 11: Ecuaciones para el cálculo de las cargas térmicas

Tipo de carga térmica	Especificación	Carga Sensible	Carga latente	Ecuación de cálculo
Por cerramientos	Paredes: Transmisión térmica del calor externo por la posición solar	✓	✗	$Q^{\circ}_C = U * A * CLTD_{corr}$ Donde: U: Coef. Transmisión térmica pared, A: Área de pared, CLTD: Diferencia de temperatura de la carga de refrigeración.
Por radiación solar	Ventanas: Transmisión térmica del calor externo por radiación solar	✓	✗	$Q^{\circ}_S = U_{vid} * A * CLTD_{corr} + SHGF^{\circ} * A * SC * CLF$ Donde: U: Coef. Transmisión térmica vidrio, A: Área de vidrio, CLTD: Diferencia de temperatura de la carga de refrigeración, SHGF°: Ganancia máxima de calor, SC: coef. Sombreado, CLF: Factor de carga del vidrio.
Por Divisiones exteriores no refrigeradas	Salas o locales cercanos que no poseen sistema de refrigeración	✓	✗	$Q^{\circ}_b = U * A * (T_b - T_i)$ Donde: U: Coef. Transmisión térmica pared, A: Área de pared, T _b : Temperatura zona no refrigerada, T _i : Temperatura interior de la sala a climatizar.
Por ganancia internas en el interior de la sala	Iluminación	✓	✗	$Q^{\circ}_I = E * CLF$ Donde: E: Potencia de lampara en uso, CLF: Factor de carga de refrigeración
	Personas	✓	✓	$Q^{\circ}_{SHGp} = n * SHGp * CLFp$ $Q^{\circ}_{LHGp} = n * LGHp$ Donde: n: total personas, SHGp: ganancia calor sensible, CLFp: factor de carga ref., LGHp: ganancia de calor latente
	Equipos	✓	✓	$Q^{\circ}_{SHGm} = n * SHGm * CLFm$ $Q^{\circ}_{LHGm} = n * LGHm$ Donde: n: total equipos, SHGp: ganancia calor sensible, CLFp: factor de carga ref., LGHp: ganancia de calor latente
Por infiltración de equipos de ventilación	Equipos de ventilación que renuevan aire del exterior	✓	✓	$Q^{\circ}_{eS} = 1.23 * V^{\circ} * (T_0 - T_i)$ $Q^{\circ}_{iL} = 3010 * V^{\circ} * (W_0 - W_i)$ Donde: V°: caudal de aire, T ₀ : Temp. Exterior, T _i : Temp. Interior, W ₀ : Humedad ABS. Exterior, W _i : Humedad ABS. Interior
Carga térmica o de refrigeración Total		Q°s	Q°l	Q°T = Q°s + Q°l

Fuente: Elaboración propia

Área de mezclado N°1:

En la Figura N°20 sacada del plano- Anexo 21, se muestra el área de mezclado N°1 vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

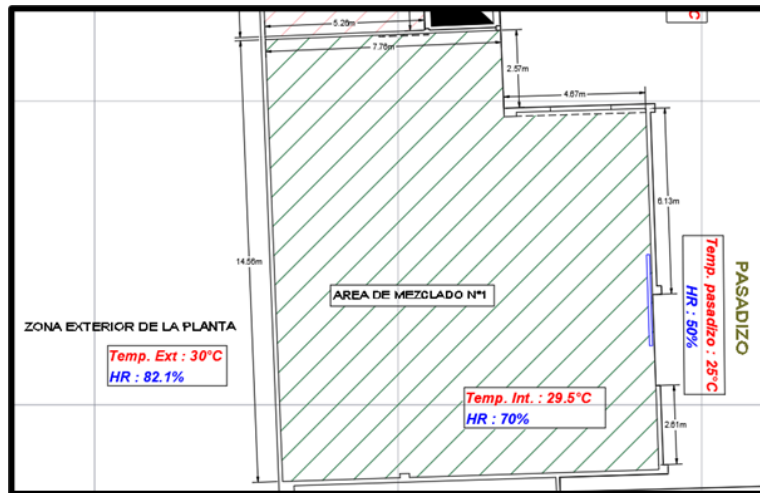


Figura N° 20: Área de mezclado N°1 - Vista de planta
Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$): (Ver anexos 6 y 7)

$$A_{\text{termopanel}} = 14.56\text{m} \times 9\text{m} = 131.04\text{m}^2$$

$$A_{\text{ladrillo hueco}} = 14.56\text{m} \times 1.5\text{m} = 21.84\text{m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = \frac{0.039}{0.25} = 0.156 \text{ W/m}^2\text{K} \text{----- Grupo G...CLTD}=26^{\circ}\text{F. (Ver anexo 8).}$$

$$U_{\text{ladrillo hueco}} = \frac{0.32}{0.25} = 1.28 \text{ W/m}^2\text{K} \text{---- Grupo C...CLTD}=11^{\circ}\text{F. (Ver anexo 8).}$$

Para hallar el LM tenemos que interpolar: (Ver anexo 9)

Latitud	SW/SE	
8 -----	1	$\frac{16-8}{16-12.05} = \frac{2-1}{2-x}$
12.05-----	x	x=LM=1.506
16 -----	2	

Hallando T0:

$$T_0 = \frac{86+73.4}{2} = 79.7^{\circ}\text{F}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} = [(26+1.506) \cdot 1 + (78-85.1) + (79.7-85)] \cdot 1 = 15.11^{\circ}\text{F} \text{---} 8.39^{\circ}\text{C}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo maciso}} = [(11+1.506) \cdot 1 + (78-85.1) + (79.7-85)] \cdot 1 = 0.11^{\circ}\text{F} \text{---} 0.06^{\circ}\text{C}$$

$$Q^{\circ}c = Q^{\circ}c_{\text{pared.termopanel}} + Q^{\circ}c_{\text{pared.ladrillo maciso}}$$

$$Q^{\circ}c = U_{\text{termopanel}} \cdot A_{\text{termopanel}} \cdot \text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} + U_{\text{ladrillo}} \cdot A_{\text{ladrillo}} \cdot \text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo}}$$

$$Q^{\circ}_C = 0.156 * 131.04 * 8.39 + 1.28 * 21.84 * 0.06$$

$$Q^{\circ}_C = \mathbf{173.19 W}$$

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar (Q°_s):

La sala no posee ventanas $\rightarrow Q^{\circ}_s = 0$

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas (Q°_b)

Área no refrigerada es "Área de mezclado N°2": $T_b = 29^{\circ}C$

$$A_{termopanel} = 7.76m * 10.5m = 81.48m^2$$

$$U_{termopanel} = \frac{0.039}{0.25} = 0.156 W/m^2 * K. \text{ (Ver anexo 6).}$$

$$Q^{\circ}_b = Q^{\circ}_b(\text{Area de mezclado N}^{\circ}2)$$

$$Q^{\circ}_b = U_{termopanel} * A_{termopanel} * (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}_b = 0.156 * 81.48 * (29.5 - 29)$$

$$Q^{\circ}_b = \mathbf{6.36W}$$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: \rightarrow (Ver anexo 14)

Lámparas incandescentes: Lámpara Campana – 3UND x(350W) = 1050W

$E = P$ ---- $\rightarrow E = 1050W$ ---- $CLT = 0.92$ (trabaja 12 horas desde las 6:00 am)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 1050 * 0.92 = \mathbf{966W}$$

Lámparas fluorescentes: Tubo Led -13UND x18W=234W

$E = 1.25 * P$ --- $E = 1.25 * 234 = 292,5W$ --- $CLTD = 0.21$ (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 292.5 * 0.21 = 61.43W$$

Entonces:

$$Q^{\circ}_{T_i} = 966W + 61.43 = \mathbf{1027.43W}$$

Personas: $n = 10$ (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) \rightarrow (Ver anexo 14)

Carga sensible: $Q^{\circ}_{SHGp} = n * SHGp * CLFp$

$SHGp = 170$ (Ver anexo 15)

$$Q^{\circ}_{SHGp} = 10 * 170 * 0.23 = \mathbf{391W}$$

$CLFp = 0.23$ (Ver anexo 14)

Carga latente: $Q^{\circ}_{LHGp} = n \cdot LGHp$

$$Q^{\circ}_{LHGp} = 10 \cdot 255 = \mathbf{2550W}$$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16)

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico Bühler 4000: 50CV → SHG: 41320 W, CLF=0.9
→ QS=37188W
- 1 motor eléctrico Válvula rotativa 3CV → SHG=2724W, CLF =0.9
→ Qs=2451.6W
- 1 motor extractor de polvillo 1CV → SHG =931 W, CLF=0.9
→ Qs= 837.9W

Qsm= 40477.5 W

Selladoras: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 1 selladora Procesos continuo 0.55KW → SHG= 550W, CLF=0.1
→ Qs=55W

*Por infiltración de equipos de ventilación

Equipos de ventilación: (Se hacen 5 renovaciones por hora)

$V^{\circ} = 2.459m^3/s$ (Caudal del equipo de inyección)

$$Q^{\circ}_{es} = 1.23 \cdot 2.459 \cdot (30 - 29.5) = \mathbf{1.51 KW}$$

$$Q^{\circ}_{il} = 3010 \cdot 2.459 \cdot (0.0209 - 0.0195) = \mathbf{10.36KW}$$

A continuación, en la Tabla N°12 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de mezclado N°1.

Tabla N° 12: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°1

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	173.19 W	 	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	6.36 W	 	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	1027.43 W	
	Personas	391 W	2550 W
	Motores eléctricos	40477.5 W	
	Selladoras eléctricas	55 W	
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	1510 W	10362.23W	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 56552.71W	43640.48 W	12912.23 W	

Fuente: Elaboración propia

Área de mezclado N°2:

En la Figura N°21 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de mezclado N°2 vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de carga térmica.

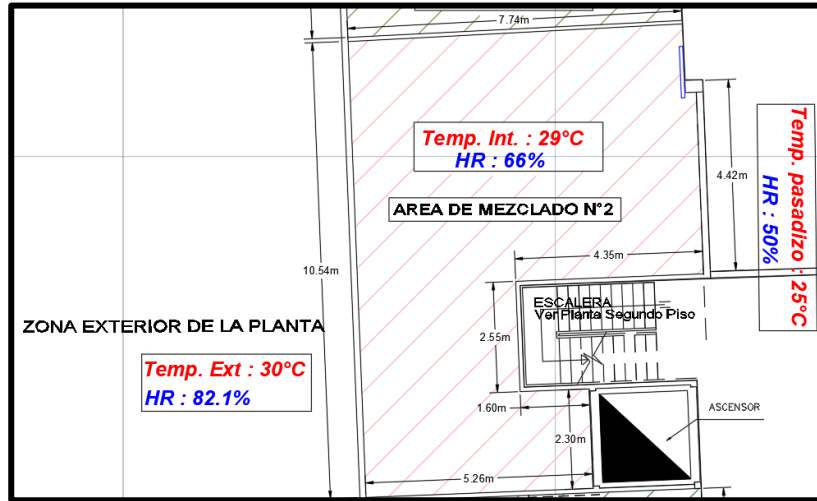


Figura N° 21: Área de mezclado N°2 - Vista de planta
Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$): (Ver anexos 6 y 7)

$$A_{\text{termopanel}} = 10.54\text{m} \times 9\text{m} = 94.86 \text{ m}^2 \quad A_{\text{ladrillo hueco}} = 10.54\text{m} \times 1.5\text{m} = 15.81 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{----- Grupo G.... CLTD} = 26^{\circ}\text{F. (Ver anexo 8).}$$

$$U_{\text{ladrillo hueco}} = 1.28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{----- Grupo C.... CLTD} = 11^{\circ}\text{F. (Ver anexo 8).}$$

- LM=1.506. (Ver anexo 9).

Hallando T_0 :

$$T_0 = \frac{86 + 73.4}{2} = 79.7^{\circ}\text{F}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} = [(26 + 1.506) \cdot 1 + (78 - 84.2) + (79.7 - 85)] \cdot 1 = 16.01^{\circ}\text{F} \text{---} 8.89^{\circ}\text{C}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo maciso}} = [(11 + 1.506) \cdot 1 + (78 - 84.2) + (79.7 - 85)] \cdot 1 = 1.01^{\circ}\text{F} \text{---} 0.56^{\circ}\text{C}$$

$$Q^{\circ}c = Q^{\circ}c_{\text{pared.termopanel}} + Q^{\circ}c_{\text{pared.ladrillo maciso}}$$

$$Q^{\circ}c = U_{\text{termopanel}} \cdot A_{\text{termopanel}} \cdot \text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} + U_{\text{ladrillo}} \cdot A_{\text{ladrillo}} \cdot \text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo}}$$

$$Q^{\circ}c = 0.156 \cdot 94.86 \cdot 8.89 + 1.28 \cdot 15.81 \cdot 0.56$$

$$Q^{\circ}c = 142.89\text{W}$$

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar ($Q^{\circ}s$):

La sala no posee ventanas $\rightarrow Q^{\circ}s = 0$

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas ($Q^{\circ}b$)

División con el Área de mezclado N°1:

$$A_{\text{termopanel}}=5.26\text{m}\cdot 10.5\text{m}=55.23 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}. \text{ (Ver anexo 6)}$$

$$Q^{\circ}_{b1}=Q^{\circ}_{b(\text{Area de mezclado N}^{\circ}1)}$$

$$Q^{\circ}_{b} = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}_{b1}=0.156*55.23*(29.5-29) = 4.307 \text{ W}$$

División con el Área de mezclado N°2:

$$A_{\text{termopanel}}=7.74*10.5\text{m}=81.27 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}. \text{ (Ver anexo 14).}$$

$$Q^{\circ}_{b2}=Q^{\circ}_{b(\text{Area de mezclado N}^{\circ}2)}$$

$$Q^{\circ}_{b2} = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}_{b2}=0.156*81.27*(29.5-29) = 6.34 \text{ W}$$

$$\text{Entonces: } Q^{\circ}_{b} = 4.037+6.34 = \mathbf{10.38W}$$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: → (Ver anexo 14).

Lámparas incandescentes:

$$\text{Lampara Campana 2 UND } \times (350\text{W}) = 700 \text{ W}$$

$$E=P \rightarrow E=700 \text{ W} \text{----CLT}=0.92 \text{ (trabaja 12 horas desde las 6:00 am)}$$

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 700 * 0.92 = 644 \text{ W}$$

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 8 UND $\times 18\text{W}=144 \text{ W}$

$E=1.25*P \rightarrow E=1.25*144 =180 \text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 180 * 0.21 = 37.8 \text{ W}$$

Entonces:

$$Q^{\circ}_{T_i} = 644 \text{ W} + 37.8 = \mathbf{681.8 \text{ W}}$$

Personas: n=10 (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) → (Ver anexo 14)

Carga sensible:

$$\text{SHGp}=170. \text{ (Ver anexo 15)} \quad Q^{\circ}_{\text{SHGp}} = 10 * 170 * 0.23 = \mathbf{391W}$$

$$\text{CLFp}=0.23. \text{ (Ver anexo 14)}$$

$$\text{Carga latente: } Q^{\circ}_{\text{LHGp}} = 10*255 = \mathbf{2550W}$$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16).

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico Davis: 40 CV → SHG: 33056 W, CLF=0.9
→ Qs=29750 W
- 1 motor eléctrico Válvula rotativa 3CV → SHG=2724W, CLF =0.9
→ Qs=2451.6W
- 1 motor extractor de polvillo 1CV → SHG =931 W, CLF=0.9
→ Qs= 837.9W

Qsm= 33039.9 W

Selladoras: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 2 selladora Procesos continuo 0.55KW → SHG= 1100W, CLF=0.1
→ Qs=**110 W**

Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 2 cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=574 W, CLF=0.1
→ Qs=**57.4 W**

*Por infiltración de equipos de ventilación

Equipos de ventilación: (Se hacen 5 renovaciones por hora)

$V^{\circ} = 0.971 \text{ m}^3/\text{s}$ (Caudal del equipo de inyección)

$$Q^{\circ}_{eS} = 1.23 * 0.971 * (30 - 29) = \mathbf{1.19 \text{ KW}}$$

$$Q^{\circ}_{iL} = 3010 * 0.971 * (0.0209 - 0.0177) = \mathbf{9.35 \text{ KW}}$$

A continuación, en la Tabla N°13 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de mezclado N°2.

Tabla N° 13: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°2

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	142.89 W	 	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	10.38 W	 	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	681.8 W	
	Personas	391 W	2550 W
	Motores eléctricos	33039.9 W	
	Selladoras eléctricas	110 W	
	Cosedoras Fischbein	57.4 W	
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	1190 W	9350 W	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 47523.37W	35623.37 W	11900 W	

Fuente: Elaboración propia

Área de mezclado N°3:

En la Figura N°22 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de mezclado N°3 vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

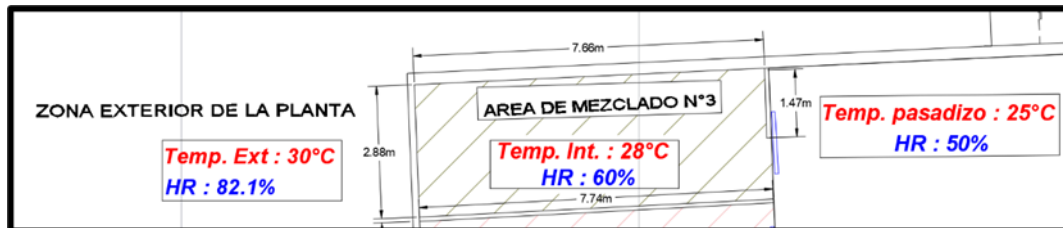


Figura N° 22: Área de mezclado N°3 - Vista de planta
Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$): (Ver anexos 6 y 7)

$$A_{\text{termopanel}} = 2.88\text{m} \cdot 8\text{m} + 7.66 \cdot 9.5\text{m} = 95.81 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{ladrillo hueco}} = 2.88\text{m} \cdot 1.5\text{m} = 4.32 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{----- Grupo G....CLTD} = 26^{\circ}\text{F}. \text{ (Ver anexo 8).}$$

$$U_{\text{ladrillo hueco}} = 1.28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{----- Grupo C....CLTD} = 11^{\circ}\text{F}. \text{ (Ver anexo 8).}$$

$$LM = 1.506 \text{ (Ver anexo 9)}$$

Hallando T_0 :

$$T_0 = \frac{86 + 73.4}{2} = 79.7^{\circ}\text{F}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} = [(26 + 1.506) \cdot 1 + (78 - 88.4) + (79.7 - 85)] \cdot 1 = 11.81^{\circ}\text{F} \text{-----} 6.56^{\circ}\text{C}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo maciso}} = [(11 + 1.506) \cdot 1 + (78 - 88.4) + (79.7 - 85)] \cdot 1 = -1.77^{\circ}\text{F} \text{---} 0.98^{\circ}\text{C}$$

$$Q^{\circ}c = Q^{\circ}c_{\text{pared.termopanel}} + Q^{\circ}c_{\text{pared.ladrillo maciso}}$$

$$Q^{\circ}c = U_{\text{termopanel}} \cdot A_{\text{termopanel}} \cdot \text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} + U_{\text{ladrillo}} \cdot A_{\text{ladrillo}} \cdot \text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo}}$$

$$Q^{\circ}c = 0.156 \cdot 95.81 \cdot 6.56 - 1.28 \cdot 4.32 \cdot 0.98$$

$$Q^{\circ}c = \mathbf{92.63 \text{ W}}$$

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar ($Q^{\circ}s$):

$$\text{La sala no posee ventanas} \rightarrow Q^{\circ}s = \mathbf{0}$$

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas ($Q^{\circ}b$)

División con el Área de mezclado N°2:

$$A_{\text{termopanel}} = 7.74\text{m} \cdot 9.5\text{m} = 73.53 \text{ m}^2$$

$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. (Ver anexo 6)

$$Q^{\circ}_b = Q^{\circ}_b(\text{Area de mezclado N}^{\circ}2)$$

$$Q^{\circ}_b = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}_b = 0.156 * 73.53 * (29 - 28) = \mathbf{11.47 \text{ W}}$$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: → (Ver anexo 14).

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 4 UND x18W=72 W

$E = 1.25 * P$ --- $E = 1.25 * 72 = 90 \text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 90 * 0.21 = \mathbf{18.9 \text{ W}}$$

Personas: $n=4$ (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) → (Ver anexo 14).

Carga sensible:

$$SHG_p = 170 \text{ (Ver anexo 15)} \quad Q^{\circ}_{SHG_p} = 4 * 170 * 0.23 = \mathbf{156.4 \text{ W}}$$

$$CLF_p = 0.23 \text{ (Ver anexo 14)}$$

Carga latente:

$$Q^{\circ}_{LHG_p} = 4 * 255 = \mathbf{1020 \text{ W}}$$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16).

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico V 5CV → SHG: 4485 W, CLF=0.9
→ $Q_s = 4036.5 \text{ W}$

- 1 motor eléctrico Y 3CV → SHG=2724W, CLF =0.9
→ $Q_s = 2451.6 \text{ W}$

- 1 motor extractor de polvillo 1CV → SHG =931 W, CLF=0.9
→ $Q_s = 837.9 \text{ W}$

$$Q_{sm} = \mathbf{7326 \text{ W}}$$

Balanzas: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 1 balanza valtox 100Kg/10gr → SHG= 800 W, CLF=0.1
→ $Q_s = \mathbf{80 \text{ W}}$

- Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)
- 1 cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=287 W, CLF=0.1
→ Qs=28.7 W

*Por infiltración de equipos de ventilación

Equipos de ventilación: (Se hacen 5 renovaciones por hora)

$V^{\circ} = 0.30 \text{ m}^3/\text{s}$ (Caudal del equipo de inyección)

$$Q^{\circ}_{eS} = 1.23 * 0.3 * (30 - 28) = \mathbf{0.738 \text{ KW}}$$

$$Q^{\circ}_{iL} = 3010 * 0.3 * (0.0209 - 0.0147) = \mathbf{5.6 \text{ KW}}$$

A continuación, en la Tabla N°14 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de mezclado N°3.

Tabla N° 14: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°3

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA		
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	92.63 W	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	11.47 W	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	18.9 W
	Personas	156.4 W 1020 W
	Motores eléctricos	7326 W
	Balanza Valtox	80 W
	Cosedoras Fischbein	28.7 W
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	738 W	5600 W
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 15072.1 W	8452.1 W	6620 W

Fuente: Elaboración propia

Área de mezclado N°4:

Figura N°23 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de mezclado N°4 vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

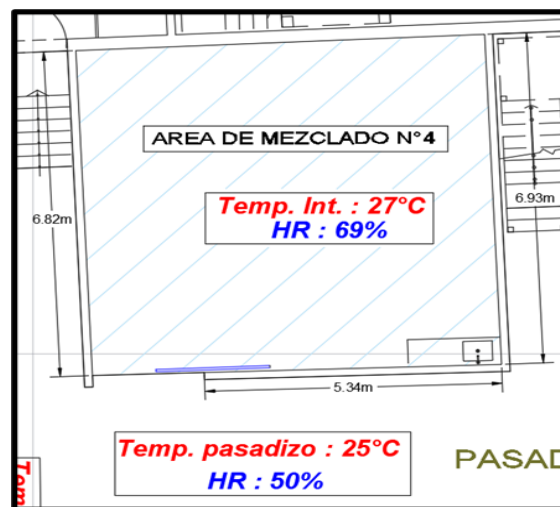


Figura N° 23:Área de mezclado N°4 - Vista de planta
Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$):

$Q^{\circ}c=0$, porque sus paredes no tienen contacto directo con la radiación solar exterior a la planta.

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar ($Q^{\circ}s$):

La sala no posee ventanas $\rightarrow Q^{\circ}s=0$

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas ($Q^{\circ}b$)

El área de mezclado N°4 se encuentra en una zona donde circula aire acondicionado a sus exteriores por tanto $Q^{\circ}s=0$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: \rightarrow (Ver anexo 14)

Lámparas incandescentes: Lámpara Campana – 2 UND x(350W) =700 W
 $E=P \rightarrow E=700 \text{ W} \text{---} CLT=0.92$ (trabaja 12 horas desde las 6:00 am)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 700 * 0.92 = 644 \text{ W}$$

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 7 UND x18W=126 W

$E=1.25 \cdot P$ ----- $E=1.25 \cdot 126 = 157.5 \text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q^{\circ}_{i=E \cdot CLF} = 157.5 \cdot 0.21 = 33.08 \text{ W}$$

Entonces:

$$Q^{\circ}_{Ti} = 644 \text{ W} + 33.08 = \mathbf{677.08 \text{ W}}$$

Personas: n=6 (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) → (Ver anexo 14)

- Carga sensible:

$$SHG_p=170 \text{ (Ver anexo 15)} \quad Q^{\circ}_{SHGp} = 6 \cdot 170 \cdot 0.23 = \mathbf{234.6 \text{ W}}$$

$$CLF_p=0.23 \text{ (Ver anexo 14)}$$

- Carga latente:

$$Q^{\circ}_{LHGp} = 6 \cdot 255 = \mathbf{1530 \text{ W}}$$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16).

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico Bühler 2000 25CV → SHG: 20895 W, CLF=0.9
→ QS=18805.5 W

- 1 motor eléctrico Y 3CV → SHG=2724 W, CLF =0.9
→ QS=2451.6W

- 1 motor extractor de polvillo 1CV → SHG =931 W, CLF=0.9 → QS=
837.9W

$$Q_{sm} = \mathbf{22095 \text{ W}}$$

Selladoras: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 1 selladora Procesos continuo 0.55KW → SHG= 550W, CLF=0.1
→ QS=**55W**

Balanzas: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 1 balanza valtox 100Kg/10gr → SHG= 800 W, CLF=0.1 → QS=**80 W**

Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=574 W, CLF=0.1 → QS=**57.4 W**

*Por infiltración de equipos de ventilación

Equipos de ventilación: (Se hacen 5 renovaciones por hora)

$$V^{\circ} = 0.40 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (Caudal del equipo de inyección)}$$

$$Q^{\circ}_{eS} = 1.23 \cdot 0.4 \cdot (30 - 27) = \mathbf{1.48 \text{ KW}}$$

$$Q^{\circ}_{iL} = 3010 \cdot 0.4 \cdot (0.0209 - 0.016) = \mathbf{5.9 \text{ KW}}$$

A continuación, en la Tabla N°15 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de mezclado N°4.

Tabla N° 15: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°4

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	X	X	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	X	X	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	677.08 W	X
	Personas	234.6 W	1530 W
	Motores eléctricos	22095 W	X
	Balanza Valtox	80 W	X
	Cosedoras Fischbein	57.4 W	X
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	1480 W	5900 W	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 32054.08 W	24624.08 W	7430 W	

Fuente: Elaboración propia

Área de mezclado N°5:

En la Figura N°24 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de mezclado N°5 vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

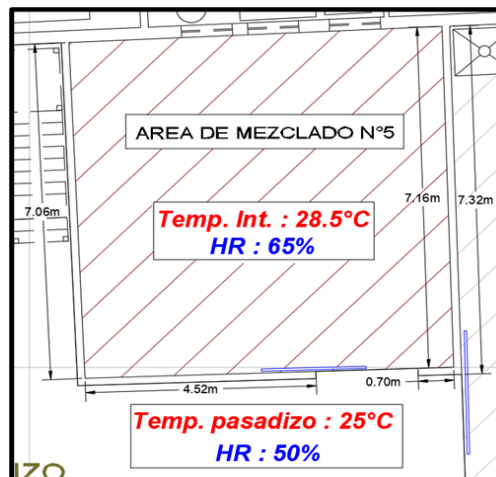


Figura N° 24: Área de mezclado N°5 - Vista de planta
Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$):

$Q^{\circ}c=0$, porque sus paredes no tienen contacto directo con la radiación solar exterior a la planta.

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas ($Q^{\circ}b$)

División con el Área de mezclado N°6:

$$A_{\text{termopanel}}=7.16\text{m}\times 9.5\text{m}=68.02\text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}}=0.156\text{ W/m}^2\cdot\text{K. (Ver anexo 6)}$$

$$Q^{\circ}b=Q^{\circ}b(\text{Area de mezclado N}^{\circ}6)$$
$$Q^{\circ}b=U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i-T_b)$$
$$Q^{\circ}b=0.156*68.02*(28.9-28.5) = \mathbf{4.24\text{ W}}$$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación:→(Ver anexo 14)

Lámparas incandescentes: Lámpara Campana – 1 UND x(350W) =350 W

$E=P$ ---> $E=350\text{ W}$ ----CLT=0.92 (trabaja 12 horas desde las 6:00 am)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 350 * 0.92 = 322\text{ W}$$

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 8 UND x18W=144 W

$E=1.25*P$ ----- $E=1.25*144 =180\text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 180 * 0.21 = 37.8\text{ W}$$

Entonces:

$$Q^{\circ}_{T_i} = 322\text{ W} + 37.8 = \mathbf{359.8\text{ W}}$$

Personas: n=8 (trabajan 10 horas desde las 7:00 am)→(Ver anexo 14)

-Carga sensible:

$$\text{SHGp}=170\text{ (Ver anexo 15)} \quad Q^{\circ}_{\text{SHGP}} = 8 * 170 * 0.23 = \mathbf{312.8\text{ W}}$$
$$\text{CLFp}=0.23\text{ (Ver anexo 14)}$$

Carga latente: $Q^{\circ}_{\text{LHGP}}= 8*255=\mathbf{2040\text{ W}}$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16)

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico Bühler 2000 25CV → SHG: 20895 W, CLF=0.9 →QS=18805.5 W
- 1 motor eléctrico Y 3CV → SHG=2724 W, CLF =0.9

→ $Q_s=2451.6W$

- 1 motor extractor de polvillo 1CV → SHG =931 W, CLF=0.9

→ $Q_s= 837.9W$

$Q_{sm}= 22095 W$

Balanzas: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- balanza valtox 100Kg/10gr → SHG= 1600 W, CLF=0.1

→ $Q_s=160 W$

Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=574 W, CLF=0.1

→ $Q_s=57.4 W$

*Por infiltración de equipos de ventilación

Equipos de ventilación: (Se hacen 5 renovaciones por hora)

$V^\circ= 0.68m^3/s$ (Caudal del equipo de inyección)

$Q^\circ_{es}= 1.23 * 0.68*(30 - 28.5) = 1.25 KW$

$Q^\circ_{il}= 3010 *0.68 *(0.0209 - 0.0174) = 7.16 KW$

A continuación, en la Tabla N°16 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de mezclado N°5.

Tabla N° 16:Estimación carga térmica-Área de mezclado N°5

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	XXXX	XXXX	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	4.24 W	XXXX	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	359.8 W	
	Personas	312.8 W	2040 W
	Motores eléctricos	22095 W	XXXX
	Balanza Valtox	160 W	XXXX
	Cosedoras Fischbein	57.4 W	XXXX
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	1250 W	7160 W	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 33439.24 W	24239.24 W	9200 W	

Fuente: Elaboración propia

Área de mezclado N°6:

En la Figura N°25 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de mezclado N°6 vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

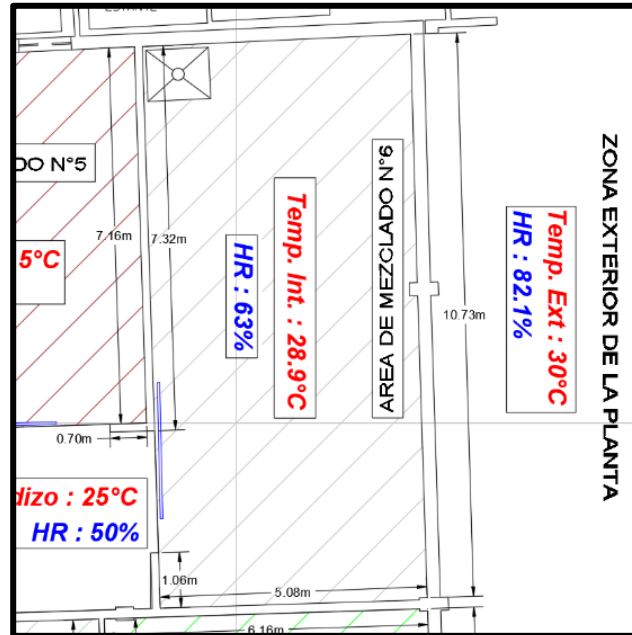


Figura N° 25: Área de mezclado N°6 - Vista de planta

Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$): (Ver anexos 6 y 7)

$$A_{\text{termopanel}} = 10.73\text{m} \times 8\text{m} = 85.84 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{ladrillo hueco}} = 10.73\text{m} \times 1.5\text{m} = 16.1 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{----- Grupo G...CLTD}=26^{\circ}\text{F (Ver anexo 8).}$$

$$U_{\text{ladrillo hueco}} = 1.28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{----- Grupo C...CLTD}=11^{\circ}\text{F (Ver anexo 8).}$$

$$LM = 1.506 \text{ (Ver anexo 9)}$$

Hallando T_0 :

$$T_0 = \frac{86 + 73.4}{2} = 79.7^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{\text{corr.termopanel}} = [(26 + 1.506) \cdot 1 + (78 - 84.02) + (79.7 - 85)] \cdot 1 = 16.19^{\circ}\text{F} \text{---} 8.99^{\circ}\text{C}$$

$$CLTD_{\text{corr.ladrillo maciso}} = [(11 + 1.506) \cdot 1 + (78 - 84.02) + (79.7 - 85)] \cdot 1 = 1.19^{\circ}\text{F} \text{---} 0.66^{\circ}\text{C}$$

$$Q^{\circ}c = Q^{\circ}c_{\text{pared.termopanel}} + Q^{\circ}c_{\text{pared.ladrillo maciso}}$$

$$Q^{\circ}c = U_{\text{termopanel}} \cdot A_{\text{termopanel}} \cdot CLTD_{\text{corr.termopanel}} + U_{\text{ladrillo}} \cdot A_{\text{ladrillo}} \cdot CLTD_{\text{corr.ladrillo}}$$

$$Q^{\circ}_c = 0.156 * 94.86 * 8.99 + 1.28 * 15.81 * 0.66$$

$$Q^{\circ}_c = 146.39 \text{ W}$$

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar (Q°_s):

La sala no posee ventanas $\rightarrow Q^{\circ}_s = 0$

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas (Q°_b)

División con el Área de mezclado N°5:

$$A_{\text{termopanel}} = 7.32 \text{ m} * 9.5 \text{ m} = 69.54 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2 * \text{K. (Ver anexo 6)}$$

$$Q^{\circ}_{b1} = Q^{\circ}_b(\text{Area de mezclado N}^{\circ}5)$$

$$Q^{\circ}_b = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}_{b1} = 0.156 * 69.54 * (28.9 - 28.5) = 4.34 \text{ W}$$

División con el Área de Envasado N°2:

$$A_{\text{termopanel}} = 5.08 * 9.5 \text{ m} = 48.26 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2 * \text{K. (Ver anexo 6)}$$

$$Q^{\circ}_{b2} = Q^{\circ}_b(\text{Envasado N}^{\circ}2)$$

$$Q^{\circ}_{b2} = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}_{b2} = 0.156 * 48.26 * (28.9 - 26.9) = 15.06 \text{ W}$$

$$\text{Entonces: } Q^{\circ}_b = 4.34 + 15.06 = 19.4 \text{ W}$$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: \rightarrow (Ver anexo 14)

Lámparas incandescentes: Lámpara Campana – 1 UND x(350W) = 350 W

$E = P \text{ ---- } \rightarrow E = 350 \text{ W ---- CLT} = 0.92$ (trabaja 12 horas desde las 6:00 am)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 350 * 0.92 = 322 \text{ W}$$

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 10 UND x18W = 180 W

$E=1.25 \cdot P$ ----- $E=1.25 \cdot 180 = 225 \text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q_{i=E \cdot CLF} = 225 * 0.21 = 47.25 \text{ W}$$

Entonces:

$$Q_{Ti} = 322 \text{ W} + 47.25 = \mathbf{369.25 \text{ W}}$$

Personas: n=6 (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) →(Ver anexo 14)

Carga sensible:

$$SHG_p=170 \text{ (Ver anexo 15)} \quad Q_{SHGp} = 6 * 170 * 0.23 = \mathbf{234.6 \text{ W}}$$

$$CLF_p=0.23 \text{ (Ver anexo 14)}$$

Carga latente:

$$Q_{LHGp} = 6 * 255 = \mathbf{1530 \text{ W}}$$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16)

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico Bühler 1000 20CV → SHG: 16908 W, CLF=0.9
→QS=15217.2 W
- 1 motor eléctrico válvula rotativa 3CV → SHG=2724 W, CLF =0.9
→Qs=2451.6W
- 1 motor extractor de polvillo 1CV → SHG =931 W, CLF=0.9
→Qs= 837.9W
- 1 motor de tamizador molino 2 CV → SHG=1839 W, CLF=0.9
→Qs=1655.1 W

$$Q_{sm} = \mathbf{20161.8 \text{ W}}$$

Selladoras: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 1 selladora Procesos continuo 0.55KW → SHG= 550W, CLF=0.1
→Qs=**55W**

Balanzas: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 2 balanza valtox 100Kg/10gr → SHG= 1600 W, CLF=0.1
→Qs=**160 W**

Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 2 cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=574 W, CLF=0.1
→ Qs=57.4 W

*Por infiltración de equipos de ventilación

Equipos de ventilación: (Se hacen 5 renovaciones por hora)

V°= 0.72m³/s (Caudal del equipo de inyección)

- $Q^{\circ}_{es} = 1.23 * 0.72 * (30 - 28.9) = 0.97 \text{ KW}$
- $Q^{\circ}_{iL} = 3010 * 0.72 * (0.0209 - 0.0161) = 10.4 \text{ KW}$

A continuación, en la Tabla N°17 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de mezclado N°6.

Tabla N° 17: Estimación carga térmica-Área de mezclado N°6

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	146.39 W	 	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	19.4 W	 	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	369.25 W	
	Personas	234.6 W	1530 W
	Motores eléctricos	20161.8 W	
	Balanza Valtox	160 W	
	Selladoras eléctricas	55 w	
	Cosedoras Fischbein	57.4 W	
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	970 W	10400 W	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 34103.84 W	22173.84 W	11930 W	

Fuente: Elaboración propia

Área de Fabricación:

En la Figura N°26 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de Fabricación vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

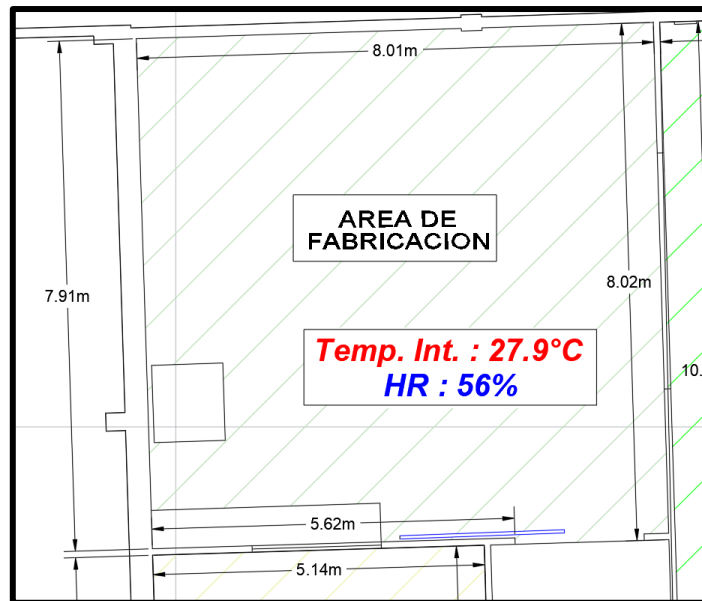


Figura N° 26: Área de fabricación - Vista de planta
Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$):

$Q^{\circ}c=0$, porque sus paredes no tienen contacto directo con la radiación solar exterior a la planta.

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar ($Q^{\circ}s$):

La sala no posee ventanas $\rightarrow Q^{\circ}s=0$

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas ($Q^{\circ}b$)

División con el Área de envasado N°2:

$$A_{\text{termopanel}}=8.02\text{m}\cdot 9\text{m}=72.18\text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}}=0.156\text{ W/m}^2\cdot\text{K}\text{ (Ver anexo 6)}$$

$$Q^{\circ}_{b1}=Q^{\circ}_{b(\text{Envasado N}^{\circ}2)}$$

$$Q^{\circ}_{b}=U_{\text{termopanel}}\cdot A_{\text{termopanel}}\cdot (T_i-T_b)$$

$$Q^{\circ}_{b1}=0.156\cdot 72.18\cdot (27.9-26.9) = 11.26\text{ W}$$

División con el Área de Envasado N°1:

$$A_{\text{termopanel}}=5.14\cdot 9\text{m}=46.26\text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}}=0.156\text{ W/m}^2\cdot\text{K}\text{ (Ver anexo 6)}$$

$$Q^{\circ}_{b2} = Q^{\circ}_{b(\text{Envasado N}^{\circ}1)}$$

$$Q^{\circ}_{b2} = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}_{b2} = 0.156 * 46.26 * (27.9 - 26.4) = 10.82 \text{ W}$$

Entonces: $Q^{\circ}b = 11.26 + 10.82 = \mathbf{22.08 \text{ W}}$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: → (Ver anexo 14)

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 6 UND x18W=108 W

$E = 1.25 * P$ ----- $E = 1.25 * 108 = 135 \text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q^{\circ}_{i=E*CLF} = 135 * 0.21 = 28.35 \text{ W}$$

Entonces:

$$Q^{\circ}_{Ti} = \mathbf{28.35 \text{ W}}$$

Personas: n=5 (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) → (Ver anexo 14)

Carga sensible:

$$SHG_p = 170 \text{ (Ver anexo 15)} \quad Q^{\circ}_{SHGp} = 5 * 170 * 0.23 = \mathbf{192.5 \text{ W}}$$

$$CLF_p = 0.23 \text{ (Ver anexo 14)}$$

Carga latente: $Q^{\circ}_{LHGp} = 5 * 255 = \mathbf{1275 \text{ W}}$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16)

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico faja transportadora 1CV → SHG :931 W, CLF=0.9-
→ QS=837.9 W

$$Q_{sm} = \mathbf{837.9 \text{ W}}$$

Selladoras: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- selladora Procesos continuo 0.55KW → SHG= 1650W, CLF=0.1
→ QS=**165 W**

Balanzas: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- balanza valtox 100Kg/10gr → SHG= 1600 W, CLF=0.1
→ QS=**160 W**

Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=574 W, CLF=0.1
→ QS=**57.4 W**

*Por infiltración de equipos de ventilación

No posee equipos de ventilación → Q=0

A continuación, en la Tabla N°18 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de Fabricación.

Tabla N° 18: Estimación carga térmica-Área de fabricación

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	 	 	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	22.08 W	 	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	 	
	Personas	192.5 W	1275 W
	Motores eléctricos	937.9 W	
	Balanza Valtox	160 W	
	Selladoras eléctricas	165 W	
	Cosedoras Fischbein	57.4 W	
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	 	 	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 2838.23 W	1563.23 W	1275 W	

Fuente: Elaboración propia

Envasado N°1:

En la Figura N°27 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de envasado N°1 vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

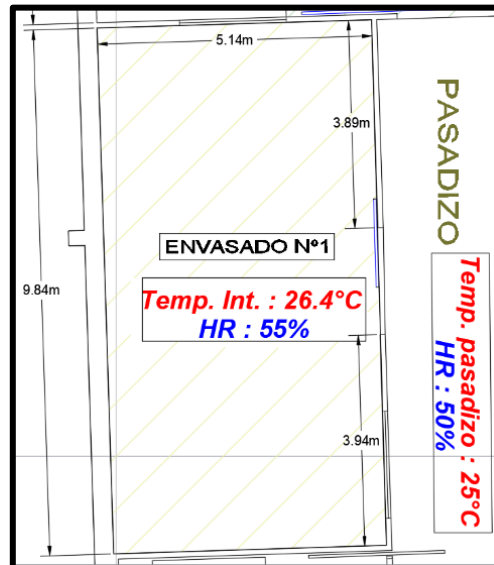


Figura N° 27:Envasado N°1 - Vista de planta

Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$):

$Q^{\circ}c=0$, porque sus paredes no tienen contacto directo con la radiación solar exterior a la planta.

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar ($Q^{\circ}s$):

La sala no posee ventanas $\rightarrow Q^{\circ}s=0$

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas ($Q^{\circ}b$)

División con el Área de Fabricación:

$$A_{\text{termopanel}} = 5.14\text{m} \times 9\text{m} = 46.26 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{ (Ver anexo 6)}$$

$$Q^{\circ}_{b1} = Q^{\circ}_b(\text{Área de fabricación})$$

$$Q^{\circ}_b = U_{\text{termopanel}} \cdot A_{\text{termopanel}} \cdot (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}_{b1} = 0.156 \cdot 46.26 \cdot (27.9 - 26.4) = \mathbf{10.82 \text{ W}}$$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: \rightarrow (Ver anexo 14)

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 6 UND x18W=108 W

$E=1.25 \cdot P$ ----- $E=1.25 \cdot 108 = 135 \text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q_{i=E \cdot CLF} = 135 \cdot 0.21 = 28.35 \text{ W}$$

Entonces:

$$Q_{Ti} = \mathbf{28.35 \text{ W}}$$

Personas: 5 (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) →(Ver anexo 14)

Carga sensible:

$$\text{SHGp}=170 \text{ (Ver anexo 15)} \quad Q_{\text{SHGP}} = 5 \cdot 170 \cdot 0.23 = \mathbf{192.5 \text{ W}}$$

$$\text{CLFp}=0.23 \text{ (Ver anexo 14)}$$

Carga latente:

$$Q_{\text{LHGP}} = 5 \cdot 255 = \mathbf{1275 \text{ W}}$$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16)

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico faja 1CV → SHG :931 W, CLF=0.9

$$\rightarrow \text{QS} = 837.9 \text{ W}$$

- 3 motor eléctrico agitador 1/2CV → SHG :1575 W, CLF=0.9

$$\rightarrow \text{QS} = 1417.5 \text{ W}$$

$$Q_{sm} = \mathbf{2255.4 \text{ W}}$$

Selladoras: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 3 selladora Procesos 0.55KW → SHG= 1050W, CLF=0.1

$$\rightarrow \text{Qs} = \mathbf{165 \text{ W}}$$

Balanzas: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 3 balanza valtox 100Kg/10gr → SHG= 2400 W, CLF=0.1

$$\rightarrow \text{Qs} = \mathbf{240 \text{ W}}$$

Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 3 cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=861 W, CLF=0.1 →

$$\text{Qs} = \mathbf{86.1 \text{ W}}$$

*Por infiltración de equipos de ventilación

No posee equipos de ventilación → $Q=0$

A continuación, en la Tabla N°19 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área Envasado N°1.

Tabla N° 19: Estimación carga térmica-Envasado N°1

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	XXXX	XXXX	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	10.82 W	XXXX	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	28.35 W	
	Personas	192.5 W	1275 W
	Motores eléctricos	2255.4 W	XXXX
	Balanza Valtox	240 W	XXXX
	Selladoras eléctricas	165 W	XXXX
	Cosedoras Fischbein	86.1 W	XXXX
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	XXXX	XXXX	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 4253.17 W	2978.17 W	1275 W	

Fuente: Elaboración propia

Envasado N°2:

Figura N°28 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de envasado N°2 vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

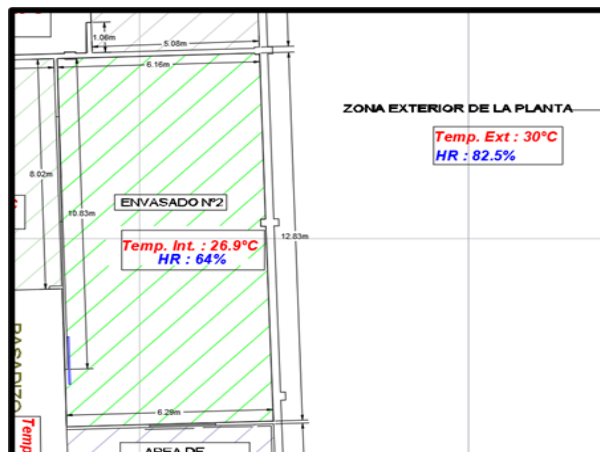


Figura N° 28: Envasado N°2 - Vista de planta

Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$): (Ver anexos 6 y 7)

$$A_{\text{termopanel}} = 12.83\text{m} \times 7.5\text{m} = 96.23 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{ladrillo hueco}} = 12.83\text{m} \times 1.5\text{m} = 19.25 \text{ m}^2$$

- $U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2\text{K}$ -----Grupo G...CLTD=26°F (Ver anexo 8).
- $U_{\text{ladrillo hueco}} = 1.28 \text{ W/m}^2\text{K}$ ----- Grupo C...CLTD=11°F (Ver anexo 8).
- LM=1.506 (Ver anexo 9)

Hallando T_0 :

$$T_0 = \frac{86 + 73.4}{2} = 79.7^{\circ}\text{F}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} = [(26 + 1.506) * 1 + (78 - 80.42) + (79.7 - 85)] * 1 = 19.79^{\circ}\text{F} \text{ --- } 10.99^{\circ}\text{C}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo maciso}} = [(11 + 1.506) * 1 + (78 - 80.42) + (79.7 - 85)] * 1 = 4.79^{\circ}\text{F} \text{ --- } 2.66^{\circ}\text{C}$$

$$Q^{\circ}c = Q^{\circ}c_{\text{pared.termopanel}} + Q^{\circ}c_{\text{pared.ladrillo maciso}}$$

$$Q^{\circ}c = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * \text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} + U_{\text{ladrillo}} * A_{\text{ladrillo}} * \text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo}}$$

$$Q^{\circ}c = 0.156 * 96.23 * 10.99 + 1.28 * 19.25 * 2.66$$

$$Q^{\circ}c = \mathbf{230.52 \text{ W}}$$

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar ($Q^{\circ}s$):

La sala no posee ventanas $\rightarrow Q^{\circ}s = 0$

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas ($Q^{\circ}b$)

División con el Área de mezclado N°6:

$$A_{\text{termopanel}} = 5.08\text{m} \times 9\text{m} = 45.72 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ (Ver anexo 6)}$$

$$Q^{\circ}b_1 = Q^{\circ}b_{\text{(Area de mezclado N°6)}}$$

$$Q^{\circ}b = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q^{\circ}b_1 = 0.156 * 45.72 * (28.9 - 26.9) = 14.26 \text{ W}$$

División con el Área de Fabricación:

$$A_{\text{termopanel}} = 8.02\text{m} \times 9\text{m} = 72.18 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ (Ver anexo 6)}$$

$$Q_{b2}^{\circ} = Q_{b(\text{Area de fabricación})}^{\circ}$$

$$Q_{b2}^{\circ} = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q_{b2}^{\circ} = 0.156 * 72.18 * (27.9 - 26.9) = 11.26 \text{ W}$$

División con el Área de acondicionado:

$$A_{\text{termopanel}} = 6.29 * 9 \text{ m} = 56.61 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2 * \text{K} \text{ (Ver anexo 6)}$$

$$Q_{b3}^{\circ} = Q_{b(\text{Area de acondicionado})}^{\circ}$$

$$Q_{b3}^{\circ} = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q_{b3}^{\circ} = 0.156 * 56.61 * (26.9 - 26) = 7.95 \text{ W}$$

$$\text{Entonces: } Q_{b}^{\circ} = 14.26 + 11.26 + 7.95 = \mathbf{33.47 \text{ W}}$$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: → (Ver anexo 14)

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 6 UND x18W=108 W

$E = 1.25 * P$ ----- $E = 1.25 * 108 = 135 \text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q_{i=E*CLF}^{\circ} = 135 * 0.21 = 28.35 \text{ W}$$

Entonces:

$$Q_{Ti}^{\circ} = \mathbf{28.35 \text{ W}}$$

Personas: n=5 (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) → (Ver anexo 14)

- Carga sensible:

$$\text{SHGp}=170 \text{ (Ver anexo 15)} \quad Q_{\text{SHGp}}^{\circ} = 5 * 170 * 0.23 = \mathbf{192.5 \text{ W}}$$

CLFp=0.23 (Ver anexo 14)

- Carga latente:

$$Q_{\text{LHGp}}^{\circ} = 5 * 255 = \mathbf{1275 \text{ W}}$$

Equipos: → (Ver anexos 14 y 16)

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 motor eléctrico faja 1CV → SHG :931 W, CLF=0.9
→QS=837.9 W

- 3 motor eléctrico agitador 1/2CV → SHG :1575 W, CLF=0.9
→QS=1417.5 W
- Qsm= **2255.4W**

Selladoras: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 3 selladora Procesos 0.55KW → SHG= 1050W, CLF=0.1
→Qs=**165 W**

Balanzas: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 3 balanza valtox 100Kg/10gr → SHG= 2400 W, CLF=0.1
→Qs=**240 W**

Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 3 cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=861 W, CLF=0.1
→ Qs=**86.1 W**

*Por infiltración de equipos de ventilación

No posee equipos de ventilación → Q=0

A continuación, en la Tabla N°20 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de Envasado N°2.

Tabla N° 20: Estimación carga térmica-Envasado N°2

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	230.52 W	XXXX	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	33.47 W	XXXX	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	28.35 W	XXXX
	Personas	192.5 W	1275 W
	Motores eléctricos	2255.4 W	XXXX
	Balanza Valtox	240 W	XXXX
	Selladoras eléctricas	165 W	XXXX
	Cosedoras Fischbein	86.1 W	XXXX
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	XXXX	XXXX	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 4341.34 W	3066.34 W	1275 W	

Fuente: Elaboración propia

Área de acondicionado NSA:

En la Figura N°29 sacada del plano - Anexo 21, se muestra el área de acondicionado NSA vista de planta, donde se muestra las dimensiones y condiciones climatológicas para los cálculos de cargas térmicas.

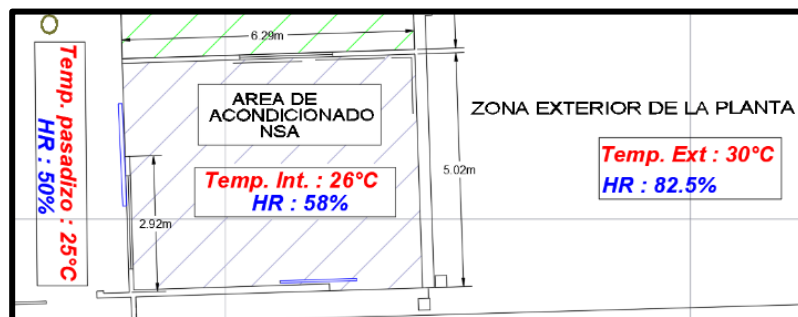


Figura N° 29: Área de acondicionado NSA - Vista de planta

Fuente: Elaboración propia

*Calculando la Carga de refrigeración por cerramientos ($Q^{\circ}c$): (Ver anexos 6 y 7)

$$A_{\text{termopanel}} = 5.02\text{m} \times 7.5\text{m} = 37.65\text{m}^2$$

$$A_{\text{ladrillo hueco}} = 5.02\text{m} \times 1.5\text{m} = 7.53\text{m}^2$$

- $U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2\text{K}$ -----Grupo G....CLTD=26°F (Ver anexo 8)
- $U_{\text{ladrillo hueco}} = 1.28 \text{ W/m}^2\text{K}$ ----- Grupo C....CLTD=11°F (Ver anexo 8)
- LM=1.506 (Ver anexo 9)

Hallando T0:

$$T_0 = \frac{86 + 73.4}{2} = 79.7^\circ\text{F}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} = [(26 + 1.506) * 1 + (78 - 78.8) + (79.7 - 85)] * 1 = 21.41^\circ\text{F} \text{---} 11.89^\circ\text{C}$$

$$\text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo maciso}} = [(11 + 1.506) * 1 + (78 - 78.8) + (79.7 - 85)] * 1 = 6.41^\circ\text{F} \text{---} 3.56^\circ\text{C}$$

$$Q^\circ_{\text{C}} = Q^\circ_{\text{C pared.termopanel}} + Q^\circ_{\text{C pared.ladrillo maciso}}$$

$$Q^\circ_{\text{C}} = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * \text{CLTD}_{\text{corr.termopanel}} + U_{\text{ladrillo}} * A_{\text{ladrillo}} * \text{CLTD}_{\text{corr.ladrillo}}$$

$$Q^\circ_{\text{C}} = 0.156 * 37.65 * 11.89 + 1.28 * 7.53 * 3.56$$

$$Q^\circ_{\text{C}} = \mathbf{104.15\text{W}}$$

*Calculando la Carga de refrigeración por Radiación Solar (Q°s):

La sala no posee ventanas -> Q°s=0

*Carga de refrigeración por divisiones exteriores no refrigeradas (Q°b)

División con el Área Envasado N°2:

$$A_{\text{termopanel}} = 6.29\text{m} * 9\text{m} = 56.61 \text{ m}^2$$

$$U_{\text{termopanel}} = 0.156 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ (Ver anexo 6)}$$

$$Q^\circ_{\text{b1}} = Q^\circ_{\text{b(Envasado N}^\circ\text{2)}}$$

$$Q^\circ_{\text{b}} = U_{\text{termopanel}} * A_{\text{termopanel}} * (T_i - T_b)$$

$$Q^\circ_{\text{b1}} = 0.156 * 56.61 * (26.9 - 26) = \mathbf{7.95 \text{ W}}$$

*Carga por ganancias internas

Equipo de iluminación: -> (Ver anexo 14)

Lámparas fluorescentes: Tubo Led – 4 UND x18W=72 W

$E = 1.25 * P$ ----- $E = 1.25 * 72 = 90 \text{ W}$ --CLTD=0.21 (Trabaja 8 horas y descansa 12 horas)

$$Q^\circ_{\text{i}} = E * \text{CLF} = 90 * 0.21 = \mathbf{18.9 \text{ W}}$$

Personas: n=2 (trabajan 10 horas desde las 7:00 am) -> (Ver anexo 14)

Carga sensible:

$$\text{SHGp} = 110 \text{ (Ver anexo 14)} \quad Q^\circ_{\text{SHGp}} = 2 * 110 * 0.23 = \mathbf{50.6 \text{ W}}$$

$$\text{CLFp} = 0.23 \text{ (Ver anexo 15)}$$

Carga latente:

$$Q^\circ_{\text{LHGp}} = 2 * 185 = \mathbf{370 \text{ W}}$$

Equipos: (Ver anexos 14 y 16)

Motores eléctricos: (trabajan 14 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 1 Motor eléctrico faja ½ CV → SHG : 525W , CLF=0.9
→ QS= 472.5 W

Línea de codificadora:(trabaja 10 horas en la sala desde las 7:00 am)

- 3 Cervomotor de ¼ Cv → SHG:861 , CLF:0.23
→ Qs=198.03W
Qsm=670.53W

Balanzas: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 2 balanza OHAUS 15Kg/0.5gr -> SHG=960 W W , CLF=0.1
→ Qs=**96 W**

Cosedora: (Trabajan 6 horas desde las 11 am)

- 3 cosedora (motor :1/4 CV) → SHG=861 W, CLF=0.1
→ Qs=**86.1 W**

A continuación, en la Tabla N°21 se muestra los resultados de la carga térmica en el Área de acondicionado NSA.

Tabla N° 21: Estimación carga térmica-Área de acondicionado NSA.

ESTIMACIÓN DE LA CARGA TERMICA			
DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE CARGA	CARGA SENSIBLE	CARGA LATENTE	
POR CERRAMIENTOS (PAREDES Y VENTANAS)	104.15 W	 	
POR DIVISIONES EXTERIORES NO REFRIGERADAS	7.95 W	 	
POR GANANCIAS INTERNAS DE LA SALA COMO ILUMINACIÓN, PERSONAS Y EQUIPOS MECANICOS Y/O ELECTRICOS	Iluminación	18.9 W	
	Personas	50.6 W	198.03 W
	Motores eléctricos	670.53 W	
	Balanza Valtox	96 W	
	Cosedoras Fischbein	86.1 W	
POR EQUIPOS DE VENTILACIÓN FORZADA	 	 	
CARGA DE REFRIGERACION TOTAL: 1232.26 W	1034.23 W	198.03 W	

Fuente: Elaboración propia

2.3.4 Selección del equipo generador de agua helada chiller

Después de calcular la carga térmica total de cada sala que queremos climatizar, procedemos a la suma total de las cargas tanto latente y sensible para seleccionar el adecuado equipo autónomo que en este caso será el chiller.

Tabla N° 22: Resumen de las cargas térmicas total de las salas a climatizar

AREAS A CLIMATIZAR	CARGA SENSIBLE (Qs)	CARGA LATENTE (Ql)	CARGA TÉRMICA TOTAL (QT)=Qs+Ql
Área de mezclado N°1	43.64 KW	12.91 KW	56.55 KW
Área de mezclado N°2	35.62 KW	11.9 KW	47.52 KW
Área de mezclado N°3	8.45 KW	6.62 KW	15.07 KW
Área de mezclado N°4	24.62 KW	7.43 KW	32.05 KW
Área de mezclado N°5	24.24 KW	9.2 KW	33.43 KW
Área de mezclado N°6	22.17 KW	11.93 KW	34.10 KW
Área de fabricación	1.56 KW	1.28 KW	2.84 KW
Envasado N°1	2.98 KW	1.28 KW	4.25 KW
Envasado N°2	3.07 KW	1.28 KW	4.34 KW
Área de acondicionado NSA	1.03 KW	0.2 KW	1.23 KW
Carga total de refrigeración que tendrá el equipo CHILLER			231.38 KW

Fuente: Elaboración propia

Potencia de refrigeración total del equipo es 231.38 KW. Mi equipo debe trabajar a 75 % de su capacidad para asegurar su correcta confiabilidad, por ello multiplicamos: (valores propios).

$$\text{Pot.diseño} = 231.38 * 1.33 = 307.74 \text{ KW.}$$

Por ello seleccionamos el equipo Tempo YLAA de alta eficiencia enfriadora de agua refrigerada por aire solo frio con recuperación de calor compresor scroll de la marca YORK. (Ver anexo 17)




Sistemas de agua Tempo YLAA

**Enfriadora de agua refrigerada por aire sólo frío
con recuperación de calor y compresor Scroll**
Capacidad Frigorífica: 310-512 kW



CON RECUPERACIÓN
DE CALOR

Características

Nuestra nueva y evolucionada gama de enfriadoras YORK® Tempo combina máxima eficiencia y bajo nivel sonoro en una enfriadora que supone un verdadero avance respecto a todas las demás. Con el ingenio de sus componentes, el desarrollo global y una serie de pruebas rigurosas, hemos logrado crear una enfriadora con clasificación de eficiencia energética Eurovent, clase A, y un nivel sonoro de 54 dB(A) a 10 metros – apoyando de este modo nuestra cultura de un mundo más cómodo, seguro y sostenible.

La gama YORK® Tempo ofrece diez modelos diferentes según la capacidad, que va de 310kW a 521kW tanto en formato estándar como en el de alta eficiencia. Con las más avanzadas tecnologías del mundo, un diseño compacto, alta eficiencia energética y gran variedad de opciones, YORK® Tempo se ajusta a sus necesidades perfectamente.

Las principales características son:

- Ventiladores eficientes y silenciosos**
- Carcasa de aislamiento acústico**
- Compresores de alta eficiencia para mayor reducción de los costes operativos**
- Tecnología micro-channel. Baterías de aluminio en el condensador**

La instalación es rápida y fácil

Idóneo para lugares con espacio limitado

Eficiencia de recuperación de calor

Interfaz para protocolos BACnet o MODBUS.

Datos nominales eficiencia estándar

Modelo YLAA-SE	0360	0400	0435	0485
Capacidad Frigorífica kW (1)	344	386	418	466
EER (1)	2.7	2.6	2.7	2.6
Presión sonora a 10 metros	55	55	57	57
Pr./An./Al. metros	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5
Peso en funcionamiento kg	2824	2908	3107	3290

Datos nominales alta eficiencia

Modelo YLAA-HE	0300	0350	0390	0440	0455	0515
Capacidad Frigorífica kW (1)	310	346	386	429	451	521
EER (1)	3.1	3.1	3.0	3.0	3.1	3.1
Presión sonora a 10 metros	54	55	56	56	57	57
Pr./An./Al. metros	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5	4.8/2.2/2.5	4.8/2.2/2.5	4.8/2.2/2.5
Peso en funcionamiento kg	2610	2805	3151	3421	3489	3779

(1) Capacidad de refrigeración en condiciones Eurovent, temperatura en el evaporador de entrada/salida 12°C/7°C, temperatura ambiente 35°C.

Figura Nº 30: Catalogo del Equipo Chiller Tempo YLAA
Fuente: Elaboración propia

Chiller solicitado:

- Modelo: YLAA-HE0300 -Alta Eficiencia
- Capacidad frigorífica: 310 KW
- Genera agua helada: $T_{\text{entrada}}=12^{\circ}\text{C}$ y: $T_{\text{salida}}=7^{\circ}\text{C}$

2.3.5 Cálculo de los caudales de suministro de aire climatizado.

- Los cálculos se harán en condiciones estándar a 20°C y 1 atm, ya que Montana S.A, se encuentra a pocos metros a nivel del mar.
- Las condiciones de diseño son de $T_{Diseño}=24\text{ °C}$ y HR= 50%, además Según Gonzales (2013) Afirma que: “ $\Delta T=$ Salto térmico en generadores de fríos(baterías) = 10°C (pág. 176).
- Se utilizará la ecuación $V_a^\circ = \frac{Q_{s,local}^\circ}{1.23*(T1-Ts)}$ y $V_a^\circ = \frac{Q_{l,local}^\circ}{3010*(W1-Ws)}$, para el cálculo del caudal que se requiere de suministro de aire para climatizar las salas .Donde: $Q_{s,local}^\circ$ es la carga térmica sensible , $Q_{l,local}^\circ$ es el carga térmica latente , $T1$: temperatura de diseño , Ts : Temperatura de suministro , $W1$: Humedad absoluta de diseño , Ws :Humedad absoluta del suministro.
- Para el cálculo de las humedades absolutas se utilizará la carta psicrométrica.

Área de mezclado N°1:

$$Q_{s,local}^\circ = 43.64 \text{ KW}$$

$$Ts = T_{Diseño} - \Delta T = 24 - 10 = 14^\circ\text{C}$$

$$Q_{l,local}^\circ = 12.91 \text{ KW}$$

$$V_a^\circ = \frac{Q_{l,local}^\circ}{3010*(W1-Ws)} \text{ -----} \rightarrow Ws = W1 - \frac{Q_{l,local}^\circ}{3010*V_a^\circ}$$

$$Ws = 0.0093 - \frac{12.91}{3010*3.55} \text{ -----} \rightarrow Ws = 0.0081 \text{ Kga/KgW} = \mathbf{8.1\text{g/KgW}}$$

$$V_a^\circ = \frac{Q_{s,local}^\circ}{1.23*(T1-Ts)} = \frac{43.64}{1.23*(24-14)}$$

$$V_a^\circ = 3.55 \text{ m}^3/\text{s} * 3600 = \mathbf{12780 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Caudal de suministro)}}$$

Área de mezclado N°2:

$$Q_{s,local}^\circ = 35.62 \text{ KW}$$

$$Ts = T_{Diseño} - \Delta T = 24 - 10 = 14^\circ\text{C}$$

$$Q_{l,local}^\circ = 11.9 \text{ KW}$$

$$V_a^\circ = \frac{Q_{l,local}^\circ}{3010*(W1-Ws)} \text{ -----} \rightarrow Ws = W1 - \frac{Q_{l,local}^\circ}{3010*V_a^\circ}$$

$$Ws = 0.0093 - \frac{11.9}{3010*2.9} \text{ -----} \rightarrow Ws = 0.00794 \text{ Kga/KgW} = \mathbf{7.94\text{g/KgW}}$$

$$V_a^\circ = \frac{Q_{s,local}^\circ}{1.23*(T1-Ts)} = \frac{35.62}{1.23*(24-14)}$$

$$V_a^\circ = 2.9 \text{ m}^3/\text{s} * 3600 = \mathbf{10440 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Caudal de suministro)}}$$

Área de mezclado N°3:

$$Q_{s,local}^{\circ} = 8.45 \text{ KW} \quad T_s = T_{\text{Diseño}} - \Delta T = 24 - 10 = 14^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{l,local}^{\circ} = 6.62 \text{ KW}$$

$$V_a^{\circ} = \frac{Q_{l,local}^{\circ}}{3010 \cdot (W1 - Ws)} \rightarrow Ws = W1 - \frac{Q_{l,local}^{\circ}}{3010 \cdot V_a^{\circ}}$$

$$Ws = 0.0093 - \frac{11.9}{3010 \cdot 0.69} \rightarrow Ws = 0.00357 \text{ Kga/KgW} = \mathbf{3.57g/KgW}$$

$$V_a^{\circ} = \frac{Q_{s,local}^{\circ}}{1.23 \cdot (T1 - T_s)} = \frac{8.45}{1.23 \cdot (24 - 14)}$$

$$V_a^{\circ} = 0.69 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 = \mathbf{2484 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Caudal de suministro)}}$$

Área de mezclado N°4:

$$Q_{s,local}^{\circ} = 24.62 \text{ KW} \quad T_s = T_{\text{Diseño}} - \Delta T = 24 - 10 = 14^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{l,local}^{\circ} = 7.43 \text{ KW}$$

$$V_a^{\circ} = \frac{Q_{l,local}^{\circ}}{3010 \cdot (W1 - Ws)} \rightarrow Ws = W1 - \frac{Q_{l,local}^{\circ}}{3010 \cdot V_a^{\circ}}$$

$$Ws = 0.0093 - \frac{7.43}{3010 \cdot 2} \rightarrow Ws = 0.0081 \text{ Kga/KgW} = \mathbf{8.1g/KgW}$$

$$V_a^{\circ} = \frac{Q_{s,local}^{\circ}}{1.23 \cdot (T1 - T_s)} = \frac{24.62}{1.23 \cdot (24 - 14)}$$

$$V_a^{\circ} = 2 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 = \mathbf{7200 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Caudal de suministro)}}$$

Área de mezclado N°5:

$$Q_{s,local}^{\circ} = 24.24 \text{ KW} \quad T_s = T_{\text{Diseño}} - \Delta T = 24 - 10 = 14^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{l,local}^{\circ} = 9.2 \text{ KW}$$

$$V_a^{\circ} = \frac{Q_{l,local}^{\circ}}{3010 \cdot (W1 - Ws)} \rightarrow Ws = W1 - \frac{Q_{l,local}^{\circ}}{3010 \cdot V_a^{\circ}}$$

$$Ws = 0.0093 - \frac{9.2}{3010 \cdot 1.97} \rightarrow Ws = 0.0075 \text{ Kga/KgW} = \mathbf{7.5g/KgW}$$

$$V_a^{\circ} = \frac{Q_{s,local}^{\circ}}{1.23 \cdot (T1 - T_s)} = \frac{24.24}{1.23 \cdot (24 - 14)}$$

$$V_a^{\circ} = 1.97 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 = \mathbf{7092 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Caudal de suministro)}}$$

Área de mezclado N°6:

$$Q^{\circ}_{s,local} = 22.17 \text{ KW} \quad T_s = T_{\text{Diseño}} - \Delta T = 24 - 10 = 14^{\circ}\text{C}$$

$$Q^{\circ}_{l,local} = 11.93 \text{ KW}$$

$$V^{\circ}_a = \frac{Q^{\circ}_{l,local}}{3010 \cdot (W1 - Ws)} \rightarrow Ws = W1 - \frac{Q^{\circ}_{l,local}}{3010 \cdot V^{\circ}_a}$$

$$Ws = 0.0093 - \frac{11.9}{3010 \cdot 1.8} \rightarrow Ws = 0.0071 \text{ Kga/KgW} = \mathbf{7.1 \text{g/KgW}}$$

$$V^{\circ}_a = \frac{Q^{\circ}_{s,local}}{1.23 \cdot (T1 - T_s)} = \frac{22.17}{1.23 \cdot (24 - 14)}$$

$$V^{\circ}_a = 1.8 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 = \mathbf{6480 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Caudal de suministro)}}$$

Área de Fabricación y Envasado N°1:

$$Q^{\circ}_{s,local} = 4.54 \text{ KW} \quad T_s = T_{\text{Diseño}} - \Delta T = 24 - 10 = 14^{\circ}\text{C}$$

$$Q^{\circ}_{l,local} = 2.55 \text{ KW}$$

$$V^{\circ}_a = \frac{Q^{\circ}_{l,local}}{3010 \cdot (W1 - Ws)} \rightarrow Ws = W1 - \frac{Q^{\circ}_{l,local}}{3010 \cdot V^{\circ}_a}$$

$$Ws = 0.0093 - \frac{2.55}{3010 \cdot 0.37} \rightarrow Ws = 0.00701 \text{ Kga/KgW} = \mathbf{7.01 \text{g/KgW}}$$

$$V^{\circ}_a = \frac{Q^{\circ}_{s,local}}{1.23 \cdot (T1 - T_s)} = \frac{4.54}{1.23 \cdot (24 - 14)}$$

$$V^{\circ}_a = 0.37 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 = \mathbf{1332 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Caudal de suministro)}}$$

Área Acondicionado NSA y Envasado N°2:

$$Q^{\circ}_{s,local} = 4.1 \text{ KW} \quad T_s = T_{\text{Diseño}} - \Delta T = 24 - 10 = 14^{\circ}\text{C}$$

$$Q^{\circ}_{l,local} = 1.47 \text{ KW}$$

$$V^{\circ}_a = \frac{Q^{\circ}_{l,local}}{3010 \cdot (W1 - Ws)} \rightarrow Ws = W1 - \frac{Q^{\circ}_{l,local}}{3010 \cdot V^{\circ}_a}$$

$$Ws = 0.0093 - \frac{2.55}{3010 \cdot 0.33} \rightarrow Ws = 0.00673 \text{ Kga/KgW} = \mathbf{6.73 \text{g/KgW}}$$

$$V^{\circ}_a = \frac{Q^{\circ}_{s,local}}{1.23 \cdot (T1 - T_s)} = \frac{4.1}{1.23 \cdot (24 - 14)}$$

$$V^{\circ}_a = 0.33 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 = \mathbf{1188 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Caudal de suministro)}}$$

2.3.6 Cálculo de las baterías de las Unidades de tratamiento de aire

- Por las baterías pasará agua helada como fluido refrigerante principal. Por ello la Densidad del fluido será $\rho = 1000 \text{Kg/m}^3$ y su calor específico $4.186 \text{KJ/Kg}^\circ\text{C}$.
- La velocidad del agua helada que pasara por los serpentines es de 3 m/s como máximo para el diseño de las baterías, según el libro diseño y cálculo de instalaciones de climatización según Gonzales sierra (2013).
- , la Temperatura del agua helada en la entrada de las baterías serán de 7°C y la temperatura de salida 12°C según la ficha técnica del equipo chiller seleccionado.
- Para calcularlo utilizaremos la ecuación del balance

$$V^\circ = \frac{Q^\circ}{\rho * C_{epw} * (T_s - T_e)}, \text{ además Despejando tenemos } D = \sqrt{\frac{4 * V^\circ * 10^{-3}}{\pi * v}} * 10^3$$

Donde: Q° : Calor térmico que se transferirá. (W), D: diámetro del conductor de la batería. (mm), V° : Caudal de agua helada (L/s), ρ : Densidad del agua helada. (1000Kg/m^3), v =velocidad del agua que pasará por el serpentín. (m/s), T_s : Temperatura del agua suministrado, T_e : Temperatura de agua a la salida la batería. C_{epw} : Calor específico del agua. ($4,186 \text{KJ/Kg}^\circ\text{C}$).

Área de mezclado N°1

$$Q_{A.1} = 56552.71 \text{ KW}$$

$$V^\circ = \frac{Q^\circ}{\rho * C_{epw} * (T_s - T_e)} = \frac{56552.71 \text{ W}}{1000 * 4.186 * (12 - 7)} = 2.7 \text{ L/s}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * V^\circ * 10^{-3}}{\pi * v}} * 10^3 = \sqrt{\frac{4 * 2.7 * 10^{-3}}{\pi * 3}} * 10^3 = 34 \text{ mm (Diámetro)}$$

Área de mezclado N°2

$$Q_{A.2}=47523.23 \text{ W}$$

$$V^{\circ}=\frac{Q^{\circ}}{\rho \cdot C_{epw} \cdot (T_s - T_e)} = \frac{47523.23 \text{ W}}{1000 \cdot 4.186 \cdot (12-7)} = \mathbf{2.27 \text{ L/s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V^{\circ} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot v}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.27 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} \cdot 10^3 = \mathbf{32 \text{ mm (Diámetro)}}$$

Área de mezclado N°3

$$Q_{A.2}=15072.1 \text{ W}$$

$$V^{\circ}=\frac{Q^{\circ}}{\rho \cdot C_{epw} \cdot (T_s - T_e)} = \frac{15072.1 \text{ W}}{1000 \cdot 4.186 \cdot (12-7)} = \mathbf{0.72 \text{ L/s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V^{\circ} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot v}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.72 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} \cdot 10^3 = \mathbf{18 \text{ mm (Diámetro)}}$$

Área de mezclado N°4

$$Q_{A.2}=32054.08 \text{ W}$$

$$V^{\circ}=\frac{Q^{\circ}}{\rho \cdot C_{epw} \cdot (T_s - T_e)} = \frac{32054.08 \text{ W}}{1000 \cdot 4.186 \cdot (12-7)} = \mathbf{1.53 \text{ L/s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V^{\circ} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot v}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.53 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} \cdot 10^3 = \mathbf{25 \text{ mm (Diámetro)}}$$

Área de mezclado N°5

$$Q_{A.2}= 33439.24 \text{ W}$$

$$V^{\circ}=\frac{Q^{\circ}}{\rho \cdot C_{epw} \cdot (T_s - T_e)} = \frac{33439.24 \text{ W}}{1000 \cdot 4.186 \cdot (12-7)} = \mathbf{1.5 \text{ L/s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V^{\circ} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot v}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} \cdot 10^3 = \mathbf{25 \text{ mm (Diámetro)}}$$

Área de mezclado N°6

$$Q_{A.2}=34103.84 \text{ W}$$

$$V^{\circ}=\frac{Q^{\circ}}{\rho \cdot C_{epw} \cdot (T_s - T_e)} = \frac{34103.84 \text{ W}}{1000 \cdot 4.186 \cdot (12-7)} = \mathbf{1.63 \text{ L/s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V^{\circ} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot v}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.63 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} \cdot 10^3 = \mathbf{25 \text{ mm (Diámetro)}}$$

Área de fabricación y Área de envasado N°1

$$\left. \begin{array}{l} Q_{A.fab}=2838.23 \text{ W} \\ Q_{A.env N^{\circ}1}= 4253.17 \text{ W} \end{array} \right\} Q_T= 7091.4 \text{ W}$$

$$V^{\circ}=\frac{Q^{\circ}}{\rho \cdot C_{epw} \cdot (T_s - T_e)} = \frac{7091.4 \text{ W}}{1000 \cdot 4.186 \cdot (12-7)} = \mathbf{0.34 \text{ L/s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V^{\circ} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot v}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.34 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} \cdot 10^3 = \mathbf{13 \text{ mm (Diámetro)}}$$

Área de Envasado N°2 y Área de acondicionado NSA

$$\left. \begin{array}{l} Q_{A.env N^{\circ}2}= 4341.34 \text{ W} \\ Q_{acond NSA}= 1232.26 \text{ W} \end{array} \right\} Q_T= 5573.6 \text{ W}$$

$$V^{\circ}=\frac{Q^{\circ}}{\rho \cdot C_{epw} \cdot (T_s - T_e)} = \frac{573.6 \text{ W}}{1000 \cdot 4.186 \cdot (12-7)} = \mathbf{0.27 \text{ L/s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V^{\circ} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot v}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.27 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} \cdot 10^3 = \mathbf{11 \text{ mm (Diámetro)}}$$

2.3.7 Selección de UTA´s en cada sala a climatizar

Para seleccionar el tipo de unidad de tratamiento de aire, necesitamos saber qué tipo de unidad es la más adecuada para la respectiva sala, además de conocer la capacidad frigorífica o térmica de la sala o salas que vamos a climatizar, caudal de suministro de aire y diámetro de la batería. A continuación, en la siguiente Tabla N°23 presentaremos, los dos tipos de UTA:

Tabla N° 23: Ventajas y desventajas de las UTA´s según el tipo

UTA'S	Fan Coil	Unidad manejadora de aire (UMA)
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil mantenimiento e instalación. - Alta eficiencia en el suministro de aire acondicionado. - Fácil cambio e instalaciones filtros de polvo y partículas. 	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil mantenimiento e instalación. - Alta eficiencia en el suministro de aire acondicionado. - Aire suministrado de alta calidad, limpieza casi efectiva de partículas gérmenes y polvos. - Poseen filtros de alta duración y calidad.
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> - El aire suministrado es de baja calidad y no asegura la limpieza general. - Los filtros suelen dañarse con facilidad. - Cambio y limpieza constante de filtros. - No es recomendable para salas con cuidados especiales. 	<ul style="list-style-type: none"> - Tienen a tener un peso alto. - Equipo de alto costo. - Filtros de alto costo. - Recomendable para salas de cuidados especiales.

Fuente: Elaboración propia

Sabiendo las ventajas y desventajas de cada UTA, procederemos a elegir el equipo más adecuado para cada sala o salas a climatizar:

- Área de mezclado N°1, N°2, N°4, N°5 y N°6: Elegiremos una "UMA", debido a las vitaminas y bases que se mezclan, y que requieren un ambiente libre de gérmenes y bacterias.

- Las Áreas de mezclado N°3:
Se elegirá al equipo “Fan coil”, debido a que las mezclas que se realizan no requieren cuidados especiales y mayormente sus actividades son tamizar, sellar y envasar.

- Área de fabricación y Área de envasado N°1:
Por criterio se tomó a ambas salas como una sola carga térmica, eso quiere decir que una sola unidad de tratamiento, climatizará ambas salas, esto se debió por la baja carga térmica que tenían independientemente comparada con otras salas. Otro detalle importante es que estas salas no poseen sistemas de ventilación e inyección por lo que no permiten la entrada de agentes externos como polvo, bacterias o producto ajeno al interior de las salas por ello lo más conveniente es un equipo “UMA”.

- Área de acondicionado NSA y Área de envasado N°2:
Por el mismo criterio anterior mencionado, ambas salas por la cercanía y por tener bajas cargas térmicas independientemente, se tomó como una sola carga térmica total, y en consecuencia será climatizada por una UTA, además al igual que las salas mencionadas anteriormente no poseen sistemas de ventilación, por lo que no permiten la entrada de agentes externos como polvo, bacterias o producto ajeno, por ello lo más conveniente es un equipo “UMA”.

Luego de seleccionar por diferentes motivos y necesidades las unidades de tratamiento de aire, procederemos a tomar los datos como la carga térmica, caudal de suministro de aire y diámetro de la batería, hallados mediante cálculos realizados.

A continuación, mostramos en la Tabla N°24, el resumen de los datos solicitados para seleccionar la UTA.

Tabla N° 24: Resumen de los datos en las salas para seleccionar UTA

Salas a climatizar	UTA	Carga Total Frigorífica	Carga Total Sensible	Caudal de suministro de aire	Diámetro de la batería
Área de mezclado N°1	UMA	56.55 KW	43.64 KW	12780 m³/h	34 mm
Área de mezclado N°2	UMA	47.52 KW	35.62 KW	10440 m³/h	32 mm
Área de mezclado N°3	Fan coil	15.07 KW	8.45 KW	2484 m³/h	18 mm
Área de mezclado N°4	UMA	32.05 KW	24.62 KW	7200 m³/h	25 mm
Área de mezclado N°5	UMA	33.43 KW	24.24 KW	7092 m³/h	25 mm
Área de mezclado N°6	UMA	34.1 KW	22.17 KW	6480 m³/h	25 mm
Área de fabricación y Área de envasado N°1	UMA	7.09KW	4.54 KW	1332 m³/h	13 mm
Área de envasado N°2 y Área de acondicionado NSA	UMA	5.57 KW	4.1 KW	1188 m³/h	11 mm

Fuente: Elaboración propia

Según mostrados en la Tabla N°24 procederemos a seleccionar el equipo del catálogo unidades terminales de agua de Dimatek. En la siguiente Tabla N°25, mostramos los equipos seleccionados.

Tabla N° 25: Equipos UTA'S para las salas de Nutrición-Salud-animal

Salas a Climatizar	Equipo solicitado según catalogo
Área de mezclado N°1	Equipo: Air Handling Units (25mm/50mm) – Size: TM-DS 160 (4R), Potencia Frigorífica total: 107.13 KW, Caudal: 16000 m³/h, Potencia calorífica sensible: 69.21 KW. (Ver anexo 18)
Área de mezclado N°2	Equipo: Air Handling Units (25mm/50mm) – Size: TM-DS 130 (4R), Potencia Frigorífica total: 86.93 KW, Caudal: 13000 m³/h, Potencia calorífica sensible: 56.23 KW. (Ver anexo 18)
Área de mezclado N°3	Equipo: Fan coil Conceled /Motor EC – TO/I-EC 25 TOM, Potencia frigorífica total: 18124 W, caudal: 3060 m³/h, Potencia calorífica sensible: 12139 W (Ver anexo 20)
Área de mezclado N°4	Equipo: Air Handling Units (25mm/50mm) – Size: TM-DS 080 (4R), Potencia Frigorífica total: 53.12KW, Caudal: 8000 m³/h, Potencia calorífica sensible: 34.36 KW (Ver anexo18)
Área de mezclado N°5	Equipo: Air Handling Units (25mm/50mm) – Size: TM-DS 080 (4R), Potencia Frigorífica total: 53.12KW, Caudal: 8000 m³/h, Potencia calorífica sensible: 34.36KW (Ver anexo18)
Área de mezclado N°6	Equipo: Air Handling Units (25mm/50mm) – Size: TM-DS 080 (4R) Potencia frigorífica total: 53.12 KW, caudal: 8000 m³/h, Potencia calorífica sensible: 34.36 KW (Ver anexo 18)
Área de fabricación y Área de envasado N°1	Equipo: Air handling low height double sking units (25mm) – Size CR-DS20, Potencia Frigorífica total: 10003 W, Caudal: 1480 m³/h, Potencia calorífica sensible: 6383 W (Ver anexo 19)
Área de envasado N°2 y Área de acondicionado NSA	Equipo: Air handling low height double sking units (25mm) – Size CR-DS17, Potencia Frigorífica total: 8778 W, Caudal: 1400 m³/h, Potencia calorífica sensible: 5720 W (Ver anexo 19)

Fuente: Elaboración propia

2.4 Resultados

1. Realizado los cálculos de estimación térmica en cada una de las salas a climatizar del área de Nutrición – Salud -Animal, basadas en la norma de confort térmico ASHRAE 90.1 -2001 (Norma energética para edificios industriales de grandes alturas), que detalla los parámetros de cargas por cerramientos para los cálculos de carga térmica por radiación en paredes y la norma ISO 7730:1994 (Normas para ambientes térmicos moderados) , en donde detallan los parámetros térmicos que influyen en la insatisfacción de confort térmico de las personas en un ambiente o predio ocupado , necesarios para los cálculos de cargas térmicas internas , dando lugar a una carga térmica total de **231.38 KW**.
2. Basándonos en la norma peruana EM.050, en donde se tiene como objetivo de establecer normas donde las instalaciones de climatización sean capaces de proporcionar automáticamente condiciones de temperatura, humedad y pureza del aire según las condiciones que se requieran, por ello en este trabajo de investigación se requiere lograr en las salas de Nutrición -Salud – Animal el confort térmico. Mejorando las temperaturas de inyección de aire en las salas crearemos un ambiente cómodo para el operador, donde la norma ASHRAE 55-2004, en su carta especifica el rango de temperaturas de 23 °C y 25°C, dicho rango en su carta es llamada zona de confort térmica. En la Tabla N°25 se muestran los equipos UTAS con sus datos técnicos en catalogo y nos dará a conocer el resultado real de la temperatura interiores de las salas después de ser instalados los equipos de refrigeración.

Se utilizará la ecuación de balance $\Delta T = \frac{Q_{S_{Sala}} - Q_{S_{UTA}}}{1.23 * V_{UTA}}$ =, donde ΔT : es la variación de temperatura, $Q_{S_{Sala}}$: Carga sensible total de la sala , $Q_{S_{UTA}}$: Potencia frigorífica sensible del UTA , V_{UTA} : Caudal de suministro de aire que proporciona el equipo UTA. Revisar las tablas N°24 y N°25 para reemplazar en la ecuación de balance y poder calcular la variación de temperatura que tendrá al instalar los equipos de climatización.

En el Área de mezclado N°1:

Ti = 29.5 °C (sin el sistema de climatización)

$$\Delta T = \frac{43.64KW - 69.21KW}{1.23 * \frac{16000}{3600}} = - 4.68^{\circ}C$$

Entonces: $T_{iR} = 29.5^{\circ}C - 4.68^{\circ}C = 24.82^{\circ}C$

Como resultado se tiene que después de la instalación del sistema se redujo 4.68°C la temperatura interior del **Área de mezclado N°1** por tanto la nueva temperatura es 24.82°C, dicho valor se encuentra en el rango de temperatura de confort térmico según la norma ASHRAE 55-2004.

En el Área de mezclado N°2:

Ti = 29°C (sin el sistema de climatización)

$$\Delta T = \frac{35.62KW - 56.23KW}{1.23 * \frac{13000}{3600}} = - 4.64^{\circ}C$$

Entonces: $T_{iR} = 29^{\circ}C - 4.64^{\circ}C = 24.34^{\circ}C$

Como resultado se tiene que después de la instalación del sistema se redujo 4.64°C la temperatura interior del **Área de mezclado N°2**, por tanto, la nueva temperatura es 24.34°C, dicho valor se encuentra en el rango de temperatura de confort térmico según la norma ASHRAE 55-2004.

En el Área de mezclado N°3:

Ti = 28 °C (sin el sistema de climatización)

$$\Delta T = \frac{8.45KW - 12.14KW}{1.23 * \frac{3060}{3600}} = - 3.53^{\circ}C$$

Entonces: $T_{iR} = 28^{\circ}C - 3.53^{\circ}C = 24.47^{\circ}C$

Como resultado se tiene que después de la instalación del sistema se redujo 3.53°C la temperatura interior del **Área de mezclado N°3**, por tanto, la nueva temperatura es 24.82°C, dicho valor se encuentra en el rango de temperatura de confort térmico según la norma ASHRAE 55-2004.

En el Área de mezclado N°4:

Ti = 27 °C (sin el sistema de climatización)

$$\Delta T = \frac{24.62KW - 34.36KW}{1.23 * \frac{8000}{3600}} = - 3.56^{\circ}C$$

Entonces: $T_{iR} = 27^{\circ}C - 3.56^{\circ}C = \mathbf{23.44^{\circ}C}$

Como resultado se tiene que después de la instalación del sistema se redujo 3.56°C la temperatura interior del **Área de mezclado N°4**, por tanto, la nueva temperatura es 23.44°C, dicho valor se encuentra en el rango de temperatura de confort térmico según la norma ASHRAE 55-2004.

En el Área de mezclado N°5:

Ti = 28.5 °C (sin el sistema de climatización)

$$\Delta T = \frac{24.24KW - 34.36KW}{1.23 * \frac{8000}{3600}} = - 3.7^{\circ}C$$

Entonces: $T_{iR} = 28.5^{\circ}C - 3.7^{\circ}C = \mathbf{24.79^{\circ}C}$

Como resultado se tiene que después de la instalación del sistema se redujo 3.7°C la temperatura interior del **Área de mezclado N°5**, por tanto, la nueva temperatura es 24.79°C, dicho valor se encuentra en el rango de temperatura de confort térmico según la norma ASHRAE 55-2004.

En el Área de mezclado N°6:

Ti = 28.9 °C (sin el sistema de climatización)

$$\Delta T = \frac{22.17KW - 34.36KW}{1.23 * \frac{8000}{3600}} = - 4.46^{\circ}C$$

Entonces: $T_{iR} = 28.9^{\circ}C - 4.46^{\circ}C = \mathbf{24.44^{\circ}C}$

Como resultado se tiene que después de la instalación del sistema se redujo 4.46°C la temperatura interior del **Área de mezclado N°6**, por tanto, la nueva temperatura es 24.44°C, dicho valor se encuentra en el rango de temperatura de confort térmico según la norma ASHRAE 55-2004.

En el Área Fabricación y Área de Envasado N°1

$$T_{i(A.Fabricación)} = 27.9 \text{ °C (sin el sistema de climatización)}$$

$$T_{i(A.Envasado N°1)} = 26.4 \text{ °C (sin el sistema de climatización)}$$

$$\Delta T = \frac{4.54 \text{ KW} - 6.38 \text{ KW}}{1.23 * \frac{1480}{3600}} = - 3.64 \text{ °C}$$

$$\text{Entonces: } T_{iR(A.Fabricación)} = 27.9 \text{ °C} - 3.64 \text{ °C} = \mathbf{24.26 \text{ °C}}$$

$$T_{iR(A.Envasado N°1)} = 26.4 \text{ °C} - 3.64 \text{ °C} = \mathbf{23.26 \text{ °C}}$$

Como resultado se tiene que después de la instalación del sistema se redujo 3.64°C la temperatura interior de **las Áreas de Fabricación y Envasado N°1**, por tanto, las nuevas temperaturas es 24.26°C y 23.26°C en cada sala respectivamente, dicho valor se encuentra en el rango de temperatura de confort térmico según la norma ASHRAE 55-2004.

En el Área Acondicionado NSA y Área de Envasado N°2

$$T_{i(A.Fabricación)} = 26.9 \text{ °C (sin el sistema de climatización)}$$

$$T_{i(A.Envasado N°1)} = 26 \text{ °C (sin el sistema de climatización)}$$

$$\Delta T = \frac{4.1 \text{ KW} - 5.7 \text{ KW}}{1.23 * \frac{1400}{3600}} = - 3.34 \text{ °C}$$

$$\text{Entonces: } T_{iR(A.Fabricación)} = 26.9 \text{ °C} - 3.34 \text{ °C} = \mathbf{23.56 \text{ °C}}$$

$$T_{iR(A.Envasado N°1)} = 26 \text{ °C} - 3.34 \text{ °C} = \mathbf{22.66 \text{ °C}}$$

Como resultado se tiene que después de la instalación del sistema se redujo 3.34°C la temperatura interior de **las Áreas de Fabricación y Envasado N°1**, por tanto, las nuevas temperaturas es 23.56°C y 22.66°C en cada sala respectivamente, dicho valor se encuentra en el rango de temperatura de confort térmico según la norma ASHRAE 55-2004.

3. A continuación, se muestra estadísticamente la comparación de temperaturas del antes y después del diseño del sistema de climatización Figura N°31, donde la variación promedio de temperatura fue de 3.856°C. Revisar el Anexo 21 el plano en CAD del sistema de climatización del trabajo.

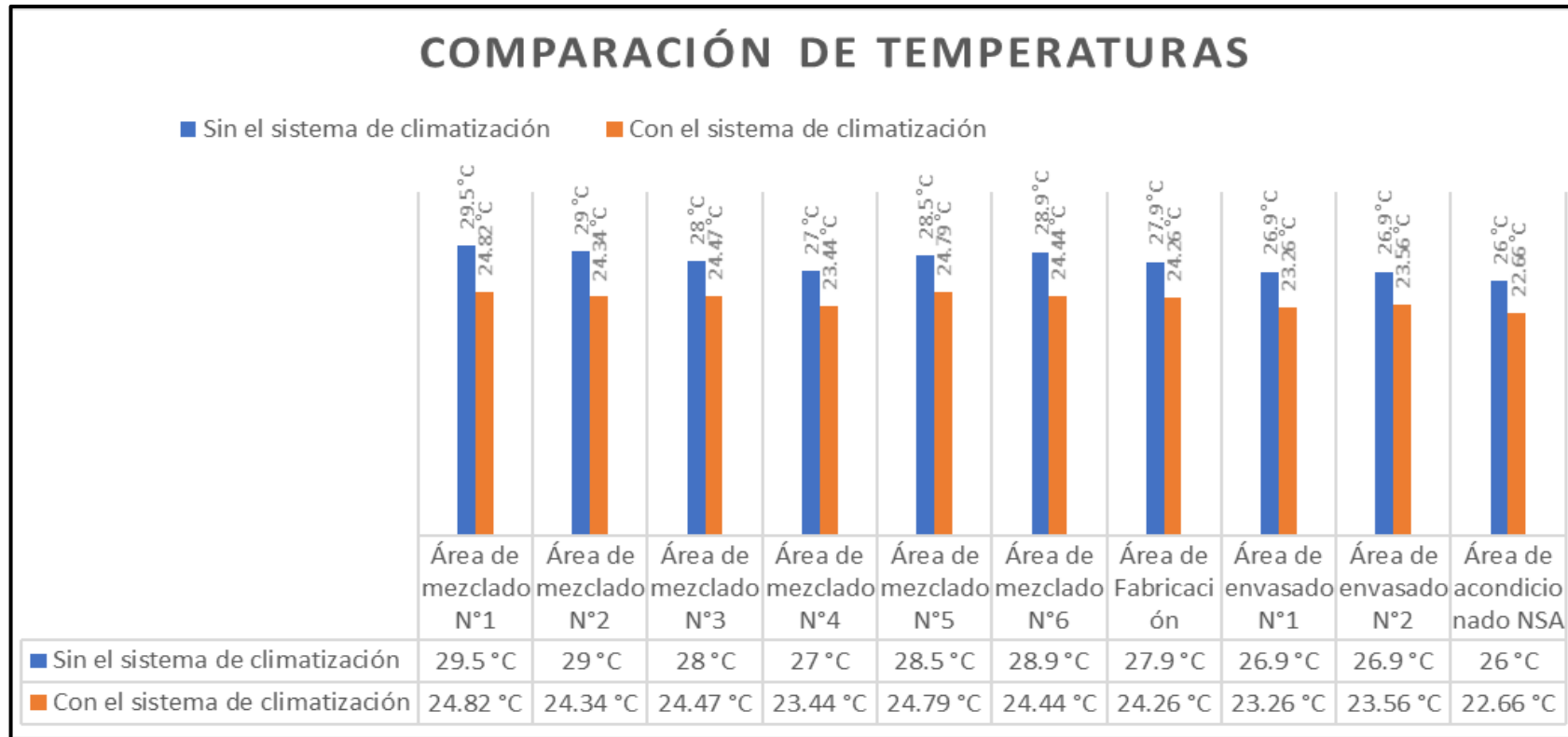


Figura N° 31: Comparación de temperaturas antes y después del diseño

Fuente: Elaboración propia

CONCLUSIONES

1. Se determinó que la capacidad del equipo chiller necesario para refrigerar a las salas del área de Nutrición-Salud-Animal a través de las unidades de tratamiento de aire deberá tener una capacidad frigorífica de 310KW, dicho equipo generará agua helada en el evaporador entrada/salida de 12°C/7°C, además quedará 78.62 KW como un seguro contra posibles pérdidas frigoríficas en el sistema.
2. Se determinó que los caudales de suministro de aire hallados por cálculos en cada una de las salas a climatizar, sirven de referencia y criterio para seleccionar las unidades de tratamiento de aire, además los caudales reales seleccionado en catalogo tomando como referencia los cálculos, son en su mayoría de mayor capacidad o valor, se muestra en la siguiente Tabla los caudales de suministro de aire en cada caso.

Tabla N° 26: Comparación de caudales de suministro de aire

Salas a climatizar	Por Cálculos	Elegidos en catalogo
Área Mez. N°1	12780 m ³ /h	16000 m ³ /h
Área Mez. N°2	10440 m ³ /h	13000 m ³ /h
Área Mez. N°3	2484 m ³ /h	3060 m ³ /h
Área Mez. N°4	7200 m ³ /h	8000 m ³ /h
Área Mez. N°5	7092 m ³ /h	8000 m ³ /h
Área Mez. N°6	6480 m ³ /h	8000 m ³ /h
Área de Fab. y Env. N°1	1332 m ³ /h	1480 m ³ /h
Área Acond. NSA. y Env. N°2	1188 m ³ /h	1400 m ³ /h

Fuente: Elaboración propia

3. Se determinó que los diámetros de las baterías al igual que el cálculo del caudal de suministro de aire, sirven de criterio y referencia para seleccionar los adecuados equipos de tratamiento de aire (UTAS), en la selección de la batería, no se encontró mucha variación en catálogo, mientras más sea el diámetro mayor efectividad tendrá en la capacidad de refrigeración, de igual manera, se debe seleccionar en catalogo el diámetro similar o superior , dependiendo también de la capacidad frigorífica del equipo.

RECOMENDACIONES

1. En el cálculo de la capacidad frigorífica del equipo chiller, es recomendable sobre dimensionarlo, tal que el equipo trabaje al 70 % de su capacidad total, de esa manera aseguramos posibles pérdidas de refrigeración en el recorrido del agua helada desde el evaporador hasta las baterías de las unidades de tratamiento de aire. Por ello en mi dimensionamiento del equipo chiller, mis estimaciones térmicas por cálculos fueron de 231.38 KW, pero al sobredimensionarlo opte por un equipo de 310KW, quedando la diferencia de 78.62 KW como un seguro contra pérdidas frigoríficas en el sistema.
2. Al seleccionar las unidades de tratamiento de aire (UTAS), es necesario saber los datos hallados por cálculos como caudal de aire, potencia calorífica y diámetro de las baterías, pero también es necesario conocer las características del lugar donde estarán instalados, si es conveniente o no, o que tipo de unidad es el más recomendable tanto económica como por tipo de actividad que se realice.
3. Es recomendable revisar el catálogo, fichas y manuales técnicos de los equipos que se encuentran dentro del diseño de un sistema de climatización, debido a que cada máquina debe estar instalado en un lugar donde su operación y mantenimiento sean adecuados, además de que las estructuras de techos o soportes donde serán instalados, deben ser capaces de resistir la carga y la vibración del equipo.
4. Se recomienda proteger la tubería de agua que conecta el evaporador de chiller con las demás unidades de tratamiento de aire (UTAS), para evitar la pérdida de la capacidad frigorífica, para ello se debe recubrir dichas tuberías con un aislante de poliolefina de goma flexible.

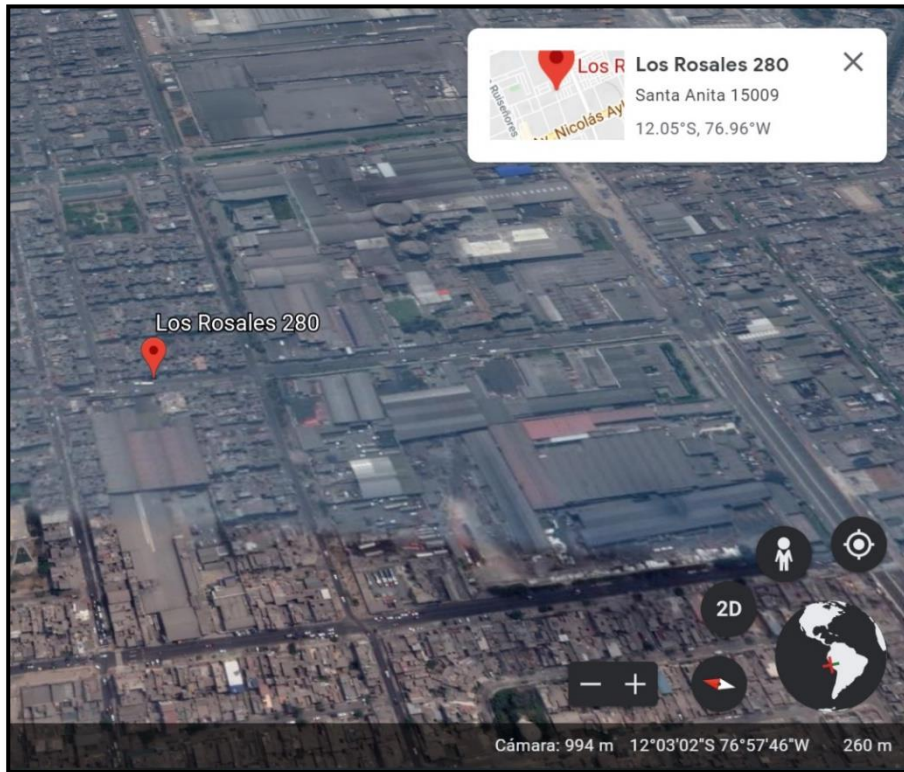
BIBLIOGRAFÍA

- ASHRAE. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. New York: McGRAW-HILL.
- Azahuanche Asmat, M. (17 de Febrero de 2020). "Uso de la Psicrometría en cálculos de equipos de aire acondicionado". *Programa La hora de la climatización*. Lima.
- CARRIER. (2009). CONDICIONES EXTERIORES DE PROYECTO. En CARRIER, *MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO* (págs. 101-103). New York: Marcobombo.
- CARRIER. (2009). *Manual de aire acondicionado*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A. DE C.V.
- Cengel, Y., & Michael, B. (2015). *Termodinámica Octava edición*. México, D.F.: MCGraw-Hill / Interamericana editores S.A. de C.V.
- Escoda, S. (2020). *Manual Práctico de ventilación 2da edición*. Obtenido de E.Salvador Escoda S.A:
<https://www.salvadorescoda.com/tecnico/VE/Manual-Ventilacion.pdf>
- Espiñeira, P. (6 de Setiembre de 2008). *Calor y frío.com*. Obtenido de Fan Coil - Funcionamiento del aire acondicionado todo agua:
<https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/fan-coil.html>
- García Portocarrero, A. (2018). Sistema de Climatización de Aire Filtrado para el Área de Preparación del Servicio de Farmacia de Producción del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen. *Trabajo de Suficiencia Profesional*. Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, Lambayeque, Perú.
- González Sierra, C. (2013). *Diseño y cálculo de instalaciones de climatización*. Barcelona: Ediciones Canopina.
- Jutglar, L. (2002). *Bienestar y ahorro energético en climatización*. Barcelona: Ediciones CEAC.
- Kutsuma Ogata, M. J. (2011). Diseño de un Sistema de Climatización en Aula CAD-CAE. *Tesis de Ingeniería*. Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- Madrigal Martínez, I. (2015). Diseño de la Instalación de Climatización y Ventilación de un Edificio de Uso Docente para la Investigación Científica. *Proyecto de Fin de Carrera*. Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España.

- Moratto, V. (20 de Diciembre de 2017). *Ingeniería Industrial mecánica: Procedimientos y funciones*. Obtenido de Ingenierovalemoratto.Blogspot: <https://ingenierovalemoratto.blogspot.com/2017/12/funcionamiento-de-una-unidad-manejadora.html>
- Nieto, A. (2014). Chillers aspectos técnicos. *Cero Grados Celsius*, 40.
- Pita, E. (1994). Acondicionamiento de aire. En *Acondicionamiento de aire principio y sistemas 1era edición* (págs. 137-141). Editorial Cecsca.
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*. (2013). Barcelona: Editorial Cano Pino.
- Sauñe Espinoza, M. (2017). Sistema de Climatización en Sala de Transformadores de la Hidroeléctrica Restitución en Colcabamba – Huancavelica. *Tesis de Ingeniería*. UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CENTRO DEL PERÚ, Huancayo, Perú.
- Sayontan Sinha. (1 de Diciembre de 2017). *Aquigrafico*. Obtenido de <https://arquigrafico.com/los-chillers-sistemas-de-enfriamiento-ideal-para-grandes-espacios/>

ANEXOS

Anexo 1. Coordenadas geográficas de las salas de Nutrición-Salud-Animal.



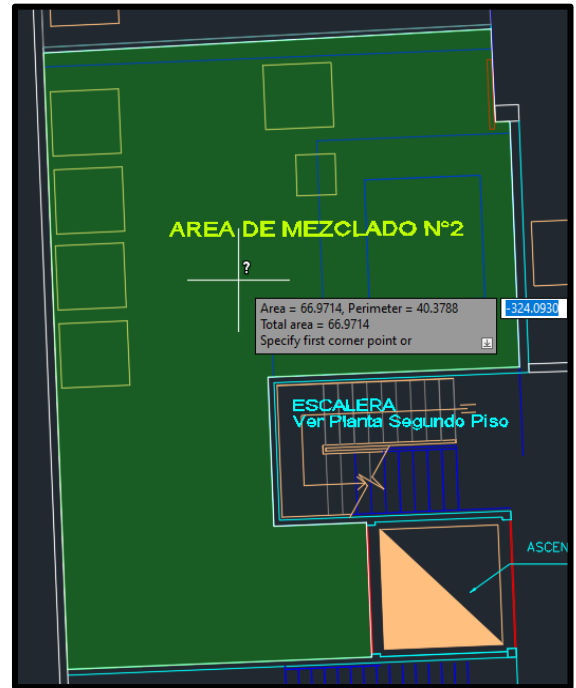
Fuente: Aplicación Google Earth

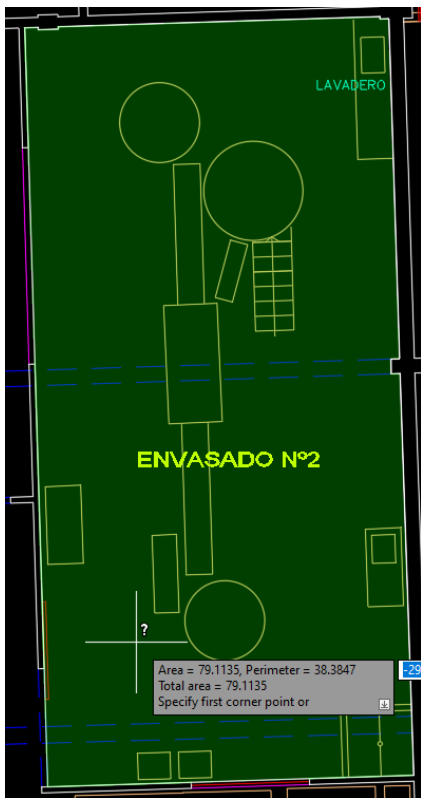
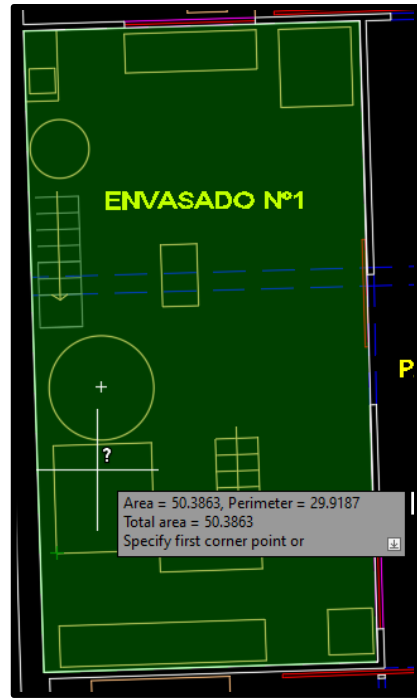
Anexo 2. Predicción de humedades relativas medias en Lima.



Fuente: [https://www.weather-atlas.com/es/peru/lima-el-tiempo-en-julio#:~:text=El%20mes%20con%20la%20humedad,baja%20es%20Diciembre%20\(81.5%25\).](https://www.weather-atlas.com/es/peru/lima-el-tiempo-en-julio#:~:text=El%20mes%20con%20la%20humedad,baja%20es%20Diciembre%20(81.5%25).)

Anexo 3. Áreas de las salas a climatizar de Nutrición-Salud-Animal.





Fuente: Plano arquitectónico de la planta Montana S.A en archivo AUTOCAD

Anexo 4. Condiciones de temperatura en Lima-santa Anita en febrero.

febrero		2020		DIARIO →		
D	L	M	X	J	V	S
26	27	28	29	30	31	1
28° 21°	28° 21°	27° 23°	29° 22°	22° 22°	27° 22°	27° 22°
2	3	4	5	6	7	8
27° 22°	25° 21°	27° 21°	27° 21°	28° 21°	27° 21°	28° 22°
9	10	11	12	13	14	15
26° 22°	25° 22°	27° 21°	27° 22°	27° 22°	28° 22°	28° 21°
16	17	18	19	20	21	22
28° 22°	27° 23°	28° 22°	28° 23°	29° 23°	30° 23°	29° 23°
23	24	25	26	27	28	29
30° 23°	28° 23°	29° 23°	28° 23°	29° 23°	30° 23°	28° 23°

Fuente: <https://www.accuweather.com/es/pe/santa-anita/258476/february-weather/258476?year=2020>:

Anexo 5. Propiedades básicas del agua y aire

AIRE SECO	
Densidad (1 atm, 20 °C)	$\rho_a = 1,20 \text{ kg/m}^3 = 0,075 \text{ lb/ft}^3$
Calor específico	$c_{pa} = 0,24 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 0,24 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F} = 1,0 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
Densidad · Calor específico	$\rho_a \cdot c_{pa} = 0,29 \text{ kcal/m}^3 \cdot ^\circ\text{C} = 0,018 \text{ Btu/ft}^3 \cdot ^\circ\text{F} = 1,20 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{K}$
Peso molecular	$M_a = 28,9645 \text{ g/mol}$
AGUA (LÍQUIDA)	
Densidad	$\rho_w = 1.000 \text{ kg/m}^3 = 62,43 \text{ lb/ft}^3$
Calor específico	$c_{pw} = 1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F} = 4,184 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
Peso molecular	$M_w = 18,01534 \text{ g/mol}$
AGUA (VAPOR)	
Calor específico	$c_{pv} = 0,45 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 0,45 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F} = 1,88 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

Fuente: Diseño y cálculo de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Anexo 6. Características de materiales utilizados en la Construcción

MATERIAL	ρ (kg/m ³)	λ (W/m·K)	c_p (J/kg·K)	μ
VITREOS				
Sodocálcico (vidrio flotado)	2.500	1,00	750	¥
Cuarzo	2.200	1,40	750	¥
Vidrio prensado	2.000	1,20	750	¥
AISLANTES TÉRMICOS				
POLIESTIRENO EXPANDIDO (EPS)	-	0,039-0,029	-	20-100
POLIESTIRENO EXTRUÍDO (XPS)	-	-	-	-
Expandido con CO ₂	-	0,039-0,033	-	100-220
Expandido con HFC	-	0,039-0,029	-	100-220
LANA MINERAL (MW)	-	0,050-0,031	-	1
ESFUMA RÍGIDA DE POLIURETANO (PUR)	-	-	-	-
Proyección con HFC	30-60	0,028	-	60-150
Proyección con CO ₂	40-60	0,035-0,032	-	100-150
Plancha con HFC o HC (pentano) y revestimiento permeable a los gases	-	0,030-0,027	-	60-150
Plancha con HFC o HC (pentano) y revestimiento impermeable	-	0,025-0,024	-	∞
Inyección en tabiquería con CO ₂	15-20	0,040	-	≤ 20
OTROS MATERIALES AISLANTES	-	-	-	-
Corcho expandido (ICB)	100-150	0,049	1.560	5
Arcilla expandida	325-750	0,148-0,095	-	1
Panel de perlita expandida (EPB)	140-240	0,062	-	5
Panel de vidrio celular (CG)	100-150	0,050	-	∞
Espuma de polietileno reticular	-	0,072-0,038	-	-
Espuma de polietileno no reticulado	-	0,042-0,035	-	-
FÁBRICAS DE LADRILLO Y BLOQUES CERÁMICOS				
Ladrillo hueco LH	770	0,32	1.000	10
Ladrillo hueco gran formato GF	650	0,29	1.000	10
Ladrillo perforado LP	780	0,35	1.000	10
Ladrillo macizo LM	2.300	0,85	1.000	10
Bloque cerámico de arcilla aligerada	910	0,28	1.000	10
Bovedilla o casetón cerámico	500	0,67	1.000	10
FÁBRICAS DE BLOQUE DE HORMIGÓN				
Bovedilla o casetón de hormigón convencional	590-760	1,58	1.000	10
Bovedilla o casetón de hormigón de áridos ligeros	320-580	1,26	1.000	6
Bloque de hormigón convencional	520-1.230	1,18	1.000	10
Bloque de hormigón aligerado (macizo)	870-900	0,28	1.000	6
Bloque de hormigón aligerado (hueco)	790-1.100	0,45	1.000	6
Teja de hormigón	2.100	1,50	1.000	60
PRODUCTOR PREFABRICADOS CON MATERIALES AISLANTES				
BOVEDILLAS Y CASETONES	-	-	-	-
Bovedillas y casetones de EPS mecanizado	10-15	0,046-0,033	1.450	20
Bovedillas y casetones de EPS moldeado	15	0,15	1.220	20
PANEL SÁNDWICH CON ALMA DE POLIURETANO (PPU)	-	-	-	-
Panel con HFC o HC (pentano)	35-50	0,022-0,037	-	∞
Panel con CO ₂	45-55	0,025	-	∞
PANEL SÁNDWICH CON ALMA DE LANA MINERAL	100-175	0,046-0,040	-	∞
PANEL SÁNDWICH CON ALMA DE POLIESTIRENO EXPANDIDO	10-50	0,039-0,029	-	∞
PANEL SÁNDWICH CON ALMA DE POLIESTIRENO EXTRUÍDO	10-50	0,042-0,029	-	∞

Fuente: Diseño de instalaciones de climatización – Carlos González Sierra

Anexo 7. Tabla para la selección del grupo de pared del área a refrigerar.

GRUPO	DESCRIPCIÓN DE LA CONSTRUCCIÓN	MASA (kg/m ²)
PARED DE HORMIGÓN ARMADO + (ACABADO)		
E	Revoco (25 mm) + hormigón armado (100 mm) + yeso (20 mm)	308
D	Revoco (25 mm) + hormigón armado (100 mm) + aislamiento (25 ó 50 mm) + yeso (20 mm)	308
C	Revoco (25 mm) + aislamiento (50 mm) + hormigón armado (100 mm) + yeso (20 mm)	308
C	Revoco (25 mm) + hormigón armado (200 mm) + yeso (20 mm)	532
B	Revoco (25 mm) + hormigón armado (200 mm) + aislamiento (25 ó 50 mm) + yeso (20 mm)	537
A	Revoco (25 mm) + aislamiento (50 mm) + hormigón armado (200 mm) + yeso (20 mm)	537
B	Revoco (25 mm) + hormigón armado (300 mm) + yeso (20 mm)	762
A	Hormigón armado (300 mm) + aislamiento (50 mm) + acabado (13 mm)	762
BLOQUE DE HORMIGÓN + (ACABADO)		
F	Revoco (25 mm) + bloque hormigón (100 mm) + aire/ aislamiento (25 mm) + yeso (20 mm)	142
E	Revoco (25 mm) + aislamiento (50 mm) + bloque hormigón (100 mm) + yeso (20 mm)	142
E	Revoco (25 mm) + bloque hormigón (200 mm) + yeso (20 mm)	229
D	Revoco (25 mm) + bloque hormigón (200 mm) + aire/ aislamiento (25 mm) + yeso (20 mm)	229
LADRILLO HUECO + (ACABADO)		
F	Revoco (25 mm) + ladrillo LH (100 mm) + yeso (20 mm)	190
F	Revoco (25 mm) + ladrillo LH (100 mm) + aire + yeso (20 mm)	190
E	Revoco (25 mm) + ladrillo LH (100 mm) + aislamiento (25 mm) + yeso (20 mm)	190
D	Revoco (25 mm) + aislamiento (50 mm) + ladrillo LH (100 mm) + yeso (20 mm)	195
D	Revoco (25 mm) + ladrillo LH (200 mm) + yeso (20 mm)	308
C	Revoco (25 mm) + ladrillo LH (200 mm) + aire/aislamiento (25 mm) + yeso (20 mm)	308
B	Revoco (25 mm) + aislamiento (50 mm) + ladrillo LH (200 mm) + yeso (20 mm)	308
PARED DE LÁMINA (SÁNDWICH)		
G	Lámina de acero (2 mm) + aislamiento (25 ó 50 ó 75 mm) + lámina de acero (2 mm)	24-29

Fuente: Diseño y cálculo de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Anexo 8. Tabla para la corrección de CLTD de paredes por cerramientos.

TABLE 6.2 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM SUNLIT WALLS, F

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h																								Hr of				
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	CLTD	CLTD	CLTD	CLTD	
Group A Walls																													
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4		
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5	
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	18	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	22	18	25	7		
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	22	18	24	6		
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	23	14	20	6		
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25	24	17	25	8		
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	1	18	27	9		
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7		
Group B Walls																													
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	8	8	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	21	9	
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24	21	14	26	12	
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	23	11	22	11	
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	13	28	15	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16		
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	9		
Group C Walls																													
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10	
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13	
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18	
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17		
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	22	12	35	23	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	10	27	17		
Group D Walls																													
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13	
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23	
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30	
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32	
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25	
Group E Walls																													
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19	
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	30	24	25	25	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22	
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33	
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32	
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31	
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40	
W	25	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43	
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33	
Group F Walls																													
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	23	25	
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	1	1	30	29	
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	2	45	43		
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41	
S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38		
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	2	53	48		
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44	
Group G Walls																													
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27	
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40	
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56	
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52	
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47	
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63	
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71	
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	24	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55		

Fuente: 1989 ASHRAE Handbook - Fundamentals

Anexo 9. Datos para hallar el LM en paredes y ventanas

Lat.	Month	N	NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dec	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Jan/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	0
	Apr/Aug	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dec	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Jan/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Apr/Aug	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-5	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dec	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Jan/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Apr/Aug	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	0	-7
24	Dec	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Jan/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	9	3	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Apr/Aug	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dec	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Jan/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-15	-4	2	9	12
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Apr/Aug	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dec	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Jan/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Apr/Aug	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dec	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Jan/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Apr/Aug	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2

Fuente: 1998 ASHRAE Handbook - Fundamentals

Anexo 10. Datos para hallar el CLTD en Ventanas

Solar time, h	CLTD °F	Solar time, h	CLTD °F
0100	1	1300	12
0200	0	1400	13
0300	-1	1500	14
0400	-2	1600	14
0500	-2	1700	13
0600	-2	1800	12
0700	-2	1900	10
0800	0	2000	8
0900	2	2100	6
1000	4	2200	4
1100	7	2300	3
1200	9	2400	2

Fuente: 1998 ASHRAE Handbook - Fundamentals

Anexo 11. Datos para hallar el CLF en Ventanas

Fenestration Facing	Room Construction	Solar Time, h																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N (Shaded)	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.75	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.49	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.72	0.72	0.70	0.70	0.75	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NNE	L	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.26	0.43	0.47	0.44	0.41	0.40	0.39	0.39	0.38	0.36	0.33	0.30	0.26	0.20	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.24	0.38	0.42	0.39	0.37	0.37	0.36	0.36	0.36	0.34	0.33	0.30	0.27	0.22	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.26	0.39	0.42	0.39	0.36	0.35	0.34	0.34	0.33	0.32	0.31	0.28	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
ENE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.21	0.40	0.52	0.57	0.53	0.45	0.39	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.20	0.35	0.45	0.49	0.47	0.41	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.23	0.20	0.17	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.07	0.22	0.36	0.46	0.49	0.45	0.38	0.33	0.30	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.50	0.42	0.37	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.20	0.34	0.45	0.49	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
ESE	L	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.17	0.34	0.49	0.58	0.61	0.57	0.48	0.41	0.36	0.32	0.28	0.24	0.20	0.16	0.13	0.10	0.09	0.07	0.06
	M	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.16	0.31	0.43	0.51	0.54	0.51	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.22	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09
	H	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.19	0.32	0.43	0.50	0.52	0.49	0.41	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
SSE	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.15	0.29	0.43	0.55	0.63	0.64	0.60	0.52	0.45	0.40	0.35	0.29	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08
	M	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.08	0.16	0.26	0.38	0.48	0.55	0.57	0.54	0.48	0.43	0.39	0.35	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12
	H	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09	0.19	0.19	0.29	0.40	0.49	0.54	0.55	0.51	0.44	0.39	0.35	0.31	0.27	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.11	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.37	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15
SSW	L	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.06	0.09	0.11	0.15	0.19	0.27	0.39	0.52	0.62	0.67	0.65	0.58	0.46	0.36	0.28	0.23	0.19	0.15	0.12
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.25	0.35	0.46	0.55	0.59	0.59	0.53	0.44	0.35	0.30	0.25	0.22	0.19	0.16
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.21	0.27	0.37	0.46	0.53	0.57	0.55	0.49	0.40	0.32	0.26	0.23	0.20	0.18	0.16
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
WSW	L	0.12	0.10	0.09	0.07	0.05	0.06	0.07	0.09	0.12	0.12	0.13	0.17	0.26	0.40	0.52	0.62	0.66	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.15
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.24	0.35	0.46	0.54	0.58	0.55	0.42	0.34	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.19	0.26	0.36	0.46	0.53	0.56	0.51	0.38	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17	0.14
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16
WNW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.26	0.40	0.53	0.63	0.62	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.24	0.35	0.47	0.55	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.25	0.36	0.46	0.53	0.52	0.38	0.30	0.24	0.20	0.18	0.16
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.42	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.18	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15
NNW	L	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.25	0.27	0.29	0.30	0.33	0.44	0.57	0.62	0.44	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.10	0.12	0.15	0.18	0.21	0.23	0.26	0.27	0.28	0.31	0.39	0.51	0.56	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.23	0.25	0.26	0.28	0.28	0.31	0.38	0.49	0.53	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16
HOR	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.29	0.24	0.19	0.16	0.13
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.56	0.47	0.38	0.32	0.28			

Anexo 12. Factor de ganancia máxima solar a través de vidrios (W/m²), latitudes norte

12 GRADOS							16 GRADOS						
	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR		N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR
ENE	98	199	685	779	574	827	ENE	95	174	663	792	628	782
FEB	107	331	741	713	420	902	FEB	104	303	729	735	486	868
MAR	114	467	757	599	230	937	MAR	110	441	745	622	293	918
ABR	126	562	716	448	126	915	ABR	123	543	716	473	142	912
MAY	189	612	669	334	126	883	MAY	164	596	678	363	129	890
JUN	237	625	644	284	126	864	JUN	208	612	653	312	129	874
JUL	199	603	653	322	129	868	JUL	174	590	663	350	133	874
AGO	133	549	688	426	448	890	AGO	129	530	691	451	145	890
SEP	117	448	722	574	230	905	SEP	114	423	716	603	293	890
OCT	107	325	716	691	410	883	OCT	104	300	704	710	473	852
NOV	101	199	675	767	565	820	NOV	95	174	650	779	618	776
DIC	95	148	653	792	622	789	DIC	91	129	625	801	669	738

Fuente: Diseño y cálculo de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Anexo 13. Coeficiente de sombreado (CS) para vidrios con o sin sombreado.

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES		PERSIANAS EXTERIORES	
		COLOR CLARO	COLOR MEDIO	COLOR OSCURO	COLOR CLARO	EXTERIOR CLARO INTERIOR OSCURO	COLOR MEDIO	COLOR OSCURO
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO (3 mm)	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15
VIDRIO SENCILLO (6 mm)	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14
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
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10
VIDRIO DOBLE								
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,16
Vidrio interior ordinario								
Vidrio exterior absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10
VIDRIO TRIPLE								
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10
VIDRIO PINTADO								
Color claro	0,28							
Color medio	0,39							
Color oscuro	0,50							

Fuente: Diseño y cálculo de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Anexo 14. Factores de carga (CLF) para equipos y personas.

HORAS TOTALES EN EL RECINTO	HORAS DESPUÉS DE CADA ENTRADA AL RECINTO																							
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0,49	0,58	0,17	0,13	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
4	0,49	0,59	0,66	0,71	0,27	0,21	0,16	0,14	0,11	0,10	0,18	0,07	0,06	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
6	0,50	0,60	0,67	0,72	0,76	0,79	0,34	0,26	0,21	0,18	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03
8	0,51	0,61	0,67	0,72	0,76	0,80	0,82	0,84	0,38	0,30	0,25	0,21	0,18	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04
10	0,53	0,62	0,69	0,74	0,77	0,80	0,83	0,85	0,87	0,89	0,42	0,34	0,28	0,23	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
12	0,55	0,64	0,70	0,75	0,79	0,81	0,84	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,45	0,36	0,30	0,25	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08
14	0,58	0,66	0,72	0,77	0,80	0,83	0,85	0,87	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,47	0,38	0,31	0,26	0,23	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11
16	0,62	0,70	0,75	0,79	0,82	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,96	0,49	0,39	0,33	0,28	0,24	0,20	0,18	0,16
18	0,66	0,74	0,79	0,82	0,85	0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,50	0,40	0,33	0,28	0,24	0,21

Fuente: Diseño y cálculo de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Anexo 15. Ganancia de calor debido a las personas de los recintos. (SHGp)

ACTIVIDAD	APLICACIONES TÍPICAS	CALOR TOTAL ADULTOS, MASCULINO (W)	CALOR TOTAL AJUSTADO ¹ (W)	CALOR SENSIBLE (W)	CALOR LATENTE (W)
Sentado en el teatro	Teatro, cine, sesión de tarde	115	95	65	30
Sentado en el teatro	Teatro, noche	115	105	70	35
Sentado, trabajo muy ligero	Oficinas, hoteles, apartamentos	130	115	70	45
Moderadamente activo, trabajo de oficina	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	130	75	55
De pie, trabajo ligero, caminando	Grandes almacenes, tiendas	160	130	75	55
De pie, caminando	Farmacia, banco	160	145	75	70
Sentado, comiendo	Restaurantes ²	145	160 ²	80	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	235	220	80	140
Baile moderado	Sala de baile	265	250	90	160
Caminando, trabajo con máquinas de coser	Fábricas	295	295	110	185
Bolos	Bolera	440	425	170	255
Trabajo pesado	Fábricas	440	425	170	255
Trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas, gimnasios	470	470	185	285
Ejercicios atléticos	Gimnasios	585	525	210	315

Fuente: Diseño y cálculo de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Anexo 16. Ganancia de calor debido a los motores de los recintos. (SHG)

Conversión: (1Hp =746W, 1CV=735W)

POTENCIA NOMINAL (CV)	RENDIMIENTO A PLENA CARGA (%)	POSICIÓN DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO O A LA CORRIENTE DE AIRE		
		MOTOR DENTRO APARATO DENTRO	MOTOR FUERA APARATO DENTRO	MOTOR DENTRO APARATO FUERA
1/20	40	92	37	55
1/12	49	125	61	64
1/8	55	167	92	75
1/6	60	204	123	82
1/4	64	287	184	103
1/3	66	371	245	126
1/2	70	525	368	158
3/4	72	766	552	215
1	79	931	736	196
1 1/2	80	1.379	1.103	276
2	80	1.839	1.471	368
3	81	2.724	2.207	518
5	82	4.485	3.678	807
7 1/2	85	6.490	5.516	973
10	85	8.653	7.355	1.298

POTENCIA NOMINAL (CV)	RENDIMIENTO A PLENA CARGA (%)	POSICIÓN DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO O A LA CORRIENTE DE AIRE		
		MOTOR DENTRO APARATO DENTRO	MOTOR FUERA APARATO DENTRO	MOTOR DENTRO APARATO FUERA
15	86	12.828	11.033	1.796
20	87	16.908	14.710	2.198
25	88	20.895	18.388	2.507
30	89	24.792	22.065	2.727
40	89	33.056	29.420	3.636
50	89	41.320	36.775	4.545
60	89	49.584	44.130	5.454
75	90	61.292	55.163	6.129
100	90	81.722	73.550	8.172
125	90	102.153	91.938	10.215
150	91	121.236	110.325	10.911
200	91	161.648	147.100	14.548
250	91	202.060	183.875	18.185

Fuente: Diseño y cálculo de instalaciones de climatización – Carlos González sierra

Anexo 17. Catalogo del Equipo Chiller Seleccionado para el diseño

Enfriadoras y bombas de calor 163

R410A

METASYS
COMPATIBLE



Sistemas de agua

Tempo YLAA

Enfriadora de agua refrigerada por aire sólo frío con recuperación de calor y compresor Scroll Capacidad Frigorífica: 310-512 kW

CARACTERÍSTICAS

Nuestra nueva y evolucionada gama de enfriadoras YORK® Tempo combina máxima eficiencia y bajo nivel sonoro en una enfriadora que supone un verdadero avance respecto a todas las demás. Con el ingenio de sus componentes, el desarrollo global y una serie de pruebas rigurosas, hemos logrado crear una enfriadora con clasificación de eficiencia energética Eurovent, clase A, y un nivel sonoro de 54 dB(A) a 10 metros – apoyando de este modo nuestra cultura de un mundo más cómodo, seguro y sostenible.

La gama YORK® Tempo ofrece diez modelos diferentes según la capacidad, que va de 310kW a 521kW tanto en formato estándar como en el de alta eficiencia. Con las más avanzadas tecnologías del mundo, un diseño compacto, alta eficiencia energética y gran variedad de opciones, YORK® Tempo se ajusta a sus necesidades perfectamente.

Las principales características son:

Ventiladores eficientes y silenciosos

Carcasa de aislamiento acústico

Compresores de alta eficiencia para mayor reducción de los costes operativos

Tecnología micro-channel. Baterías de aluminio en el condensador

La instalación es rápida y fácil

Idóneo para lugares con espacio limitado

Eficiencia de recuperación de calor

Interfaz para protocolos BACnet o MODBUS.

CON
RECUPERACIÓN
DE CALOR

Opcionales / Accesorios

- **Opciones eléctricas:** Arrancador suave, correctores del factor de potencia.
- **Idiomas en pantalla y teclado:** Inglés, alemán, francés, italiano, español.
- **Hidrokit:** Bombas individuales o dobles, alta o baja presión disponible.
- **Opción de reducción acústica:** Encapsulamiento acústico para el compresor, ventiladores de baja sonoridad o de doble velocidad.
- **Paneles de cerramiento:** Paneles de rejilla de ventilación o de alambre.
- **Soportes Antivibratorios:** Antivibratorios de Neopreno o Muelles.
- **Kits de válvulas de seguridad:** Única o doble válvula de seguridad por presión.



Datos nominales eficiencia estándar

Modelo YLAA-SE	0360	0400	0435	0485
Capacidad Frigorífica kW (1)	344	386	418	466
EER (1)	2.7	2.6	2.7	2.6
Presión sonora a 10 metros	55	55	57	57
Pr./An./Al. metros	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5
Peso en funcionamiento kg	2824	2908	3107	3290

Datos nominales alta eficiencia

Modelo YLAA-HE	0300	0350	0390	0440	0455	0515
Capacidad Frigorífica kW (1)	310	346	386	429	451	521
EER (1)	3.1	3.1	3.0	3.0	3.1	3.1
Presión sonora a 10 metros	54	55	56	56	57	57
Pr./An./Al. metros	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5	3.6/2.2/2.5	4.8/2.2/2.5	4.8/2.2/2.5	4.8/2.2/2.5
Peso en funcionamiento kg	2610	2805	3151	3421	3489	3779

(1) Capacidad de refrigeración en condiciones Eurovent, temperatura en el evaporador de entrada/salida 12°C/7°C, temperatura ambiente 35°C.

El fabricante se reserva el derecho a cambiar las especificaciones sin previo aviso.
by johnson controls

Fuente: Catalogo General 2008-2009 Johnson controls

Anexo 18. Catalogo del equipo Air handling units TM-DS/DK

UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE

Air handling units

Doble panel sándwich de 25/50 mm / double skin 25/50 mm V400/3ph/50Hz

TM-DS/DK

Modelos/Versions

"TM-DS/H"-V"

"DK"



Características generales

Las unidades de la serie "TM-DS/H/V", "NS" se fabrican con 8 tamaños estándar con una gama de caudales de aire entre 1.000 y 20.000 m³/h. Se pueden realizar construcciones especiales para aplicaciones civiles e industriales en hoteles, oficinas, centros comerciales, hospitales etc. Diseñados para una máxima flexibilidad a nivel de selección y plazos de entrega. Entre otras ventajas podemos resolver fácilmente varias aplicaciones como aportaciones de aire primario, climatizaciones convencionales estándares entre otras muchas. Posibilidad de altas presiones disponibles con distribuciones horizontales y verticales. Gran número de accesorios adicionales como etapas de filtraje especiales, cámaras de mezcla, baterías de expansión directa, etc. La construcción estándar es de doble panel sándwich con espuma de poliuretano inyectado de un espesor mínimo de 25 mm. Entre el ventilador y la batería se puede instalar una lámpara germicida de alta eficacia. Estas lámparas no sólo evitan el riesgo de contaminación, sino que también permiten un elevado ahorro energético (15%) manteniendo perfectamente limpias las aletas de la batería de forma constante. Aplicación ideal para museos, bibliotecas, hoteles, clínicas etc.

Motores V230-400/3/50-60Hz IP 55 Clas "F" - 1 velocidad - 4Poles - transmisión con poleas y motor regulable.

Batería Cu/Al - 24 Bar - T_{max} 120°C - geom. 25*22 mm - tubos de 3/8"

Estructura portante construida en perfil de aluminio extruido de 30 mm.

Rejilla de aspiración en acero galvanizado y aletas fijas.

Filtro estándar plano regenerable, eficiencia 85% - clase EU3-G3-M1

Bandeja de condensados en acero inoxidable (Inox AISI), aislada exteriormente con aislamiento ignífugo clase '1' sp. 5 mm

Ventilador centrífugo a doble aspiración con palas hacia delante acoplado al motor con bancada incorporada y poleas regulables.

Embalaje de protección mediante palet y celofán de alta densidad y dureza.

Puertas de acceso completamente desmontables para un fácil acceso y mantenimiento, fijadas a la estructura mediante tornillos de las perlas de las puertas. La

accesibilidad al ventilador está protegida con un micro-switch en cumplimiento a la Norma CE de seguridades.

Panel sándwich con panel externo en acero galvanizado con pintura plástica de alta densidad, RAL 9010 sp.0,8 mm. Pared interna de acero galvanizado sp. 0,6 mm con aislamiento interno térmico-acústico de lana de roca de una densidad de 20 kg/m³. Espesor del panel mínimo de 50 mm. (*) **Versión pared simple** : Acero galvanizado de 12/10 mm con aislamiento interno ignífugo de 10 mm.

Unidades especiales con paneles en acero inoxidable o aluminio. Motores de doble polaridad (4-8 polos). Baterías de expansión directa.

(*) Para unidades de tratamiento de aire superiores y otras configuraciones y caudales (series DK Plus - DK Sanitary), consultar nuestro catálogo específico de UTA, programa de cálculo o departamento comercial.

General information

Air Handling Units series "TM-H/V" "DK" are produced in 8 sizes and include air flow range from 1.000 to 20.000 m³/h. For sizes consult superior series DK Plus, DKH Sanitary. Those units are proper to realize heating and air conditioning installations for civil or industrial applications on offices, hotels, hospitals, etc ... on large buildings they may be installed one each floor at a very attractive cost avoiding the high impact related to one main unit for a centralized installation. Working affidability, efficient heat transfer for each unit permit to realize air conditioning installations with security, flexibility and exercise saving. Those units may be ducted to diffuse air in ambient or installed directly in the room with a plenum to diffuse the air. Those units are very flexible because can be installed both vertical or horizontal and allow all the possible configurations. As standard supplied with double skin panels having 50 mm polyurethane foam internal insulation. Also available with direct expansion coil and with roof top for external installation. Between fan on coil it may be mounted germicide lamp wich eliminate risk of contamination but also allow relevant energy saving (15%) by keeping aluminium fins perfectly clean and avoiding expensive and unseful chemical treatment.

Motor V230-400/3/50-60Hz IP 55 Class "F" - 1 speed - 4 Poles (or two poles on demand) with adjustable belt and pulley

Coil Cu/Al - 24 Bar - T_{max} 120°C - geom. 25*22 mm - tubes 3/8" with manual air vent and drain FF

Chassis Self supporting extruded alu frames 30 mm thickness

Intake grill Painted single fixed blades

Filter standard Cleanable eff. 85% - class EU3-G3-M1 acrylic

Bacinnella Inox AISI externally insulated with 5 mm polythene closed cells '1' fire proof

Fan Centrifugal double inlet forwardly curved blades coupled to the motor with adjustable belt and pulley

Packing Plastic film protection

Inspection doors Totally dismountable fixed to the main frames with screwed knobs. Fan inspection door includes micro switch and net in accordance with safety standard

Panels Double skin 50 mm rockwool foam density 20 Kg/m³ external pre-coated galvanized RAL 9010 panel 0,8 mm thickness internal galvanized panel 0,6 mm thickness.

(*) single skin version with galvanized steel 12/10 th. and internal insulation 10 mm polythene closed cells class '1' fire proof

Not std version Motors with 4/8 poles double speed, metal panels with higher thickness, direct expansion coils (on demand)

(*) For air handling units with other configurations and superior airflow (series DKH Plus - Sanitary DKH Plus), see our calculator or sales department.

52



Datos nominales TM standrd hasta 20.000 m3/h / nominal data TM standard up to 20.000 m3/h

Tamaño	Size	TM-DS	025	040	060	080	105	130	160	200
Caudal de aire nominal	Nominal air flow		2500	4000	6000	8000	10500	13000	16000	20000
Velocidad del aire sin filtro	Air velocity on filter		2,27	2,28	2,28	2,23	2,28	2,16	2,17	2,21

Potencia frío / Cooling capacity : aire/air 27°C 50% acqua/water 7/12°C

Potencia frigorífica total	Total cooling capacity	4R	kW	16,15	26,34	39,31	53,12	69,20	86,93	107,13	133,31
				5R	kW	17,74	29,26	43,82	58,77	76,58	96,77
Potencia frigorífica sensible	Sensible capacity	4R	kW	10,72	17,15	25,57	34,36	45,02	56,23	69,21	86,11
				5R	kW	11,85	19,04	28,54	38,23	49,94	62,73
Caudal de agua	Water flow rate	4R	l/h	2771	4520	6745	9114	11873	14915	18382	22856
				5R	l/h	3044	5021	7520	10084	13139	16604
Pérdida de carga agua	Water pressure drop	4R	kPa	29,8	55,2	43,8	50,2	45,2	46,0	42,1	44,9
				5R	kPa	23,5	47,9	43,1	43,3	37,2	45,7
		6R	kPa	30,6	35,3	46,4	36,9	30,6	43,4	42,2	53,8

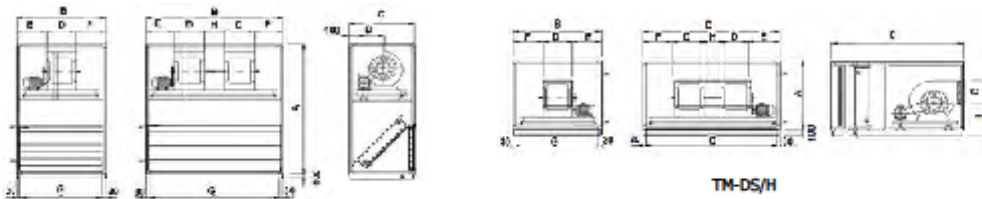
Potencia calorífica / Heating capacity : aia/air 20°C acqua/water 70/60°C

Potencia calorífica	Heating capacity	1R	kW	14,76	23,26	35,04	47,24	61,32	77,61	95,26	118,10
				2R	kW	23,85	37,90	56,65	76,31	99,82	125,27
Caudal de agua	Water flow rate	4R	l/h	33,50	53,47	80,11	107,33	140,40	175,36	215,76	268,81
				5R	kW	35,97	57,56	86,34	115,41	151,00	188,62
Pérdida de carga agua	Water pressure drop	4R	kPa	28,1	49,5	39,2	43,9	39,9	39,7	36,5	38,8
				5R	kPa	21,2	40,4	36,2	35,8	31,1	37,0
		6R	kPa	25,6	29,0	36,9	29,3	24,6	33,5	32,6	41,0

Motor / motor : 1 velocidad/speed Class F (155°C) - V380-400/3/50Hz - 4P - IP55

Potencia nominal motor	Motor nominal power	4R	kW	0,55	0,75	1,1	3,0	4,0	5,5	5,5	5,5
				5R	kW	0,55	1,1	1,1	3,0	4,0	5,5
Potencia absorbida motor	Nominal absorbed motor current	4R	A	1,5	1,9	2,8	6,9	8,7	11,6	11,6	11,6
				5R	A	1,5	2,8	2,8	6,9	8,7	11,6
RPM nominales	Nominal RPM	4R	RPM	1187	943	676	1335	1171	1039	898	815
				5R	RPM	124	985	716	1372	1205	1071
P. disponible standard	ESP available	4R	Pa	176	185	184	182	185	177	179	181
				5R	Pa	198	209	209	206	209	201
		6R	Pa	223	232	234	230	233	224	225	230

Dimensiones mod. TM-V / Dimensions mod. TM-V (mm)



TM-V	A	B	C	D	E	F	G	H
025	1.250	900	600	260	440	200	840	—
040	1.400	1.050	700	325	475	250	990	—
060	1.500	1.300	850	405	595	300	1.240	—
080	1.450	1.550	1.050	325	325	325	1.490	250
105	1.550	1.700	1.100	365	345	345	1.640	280
130	1.700	1.900	1.250	405	387,5	387,5	1.840	315
160	1.800	2.050	1.300	455	392,5	392,5	1.990	355
200	2.000	2.250	1.400	510	415	415	2.190	400

TM-H	A	B	C	D	E	F	G	H	I
025	600	900	1.150	260	440	200	840	—	245
040	700	1.050	1.350	325	475	250	990	—	270
060	850	1.300	1.650	405	595	300	1.240	—	310
080	900	1.550	1.850	325	325	325	1.490	250	270
105	950	1.700	1.950	365	345	345	1.640	280	290
130	1.050	1.900	2.050	405	387,5	387,5	1.840	315	350
160	1.150	2.050	2.150	455	392,5	392,5	1.990	355	375
200	1.250	2.250	2.250	510	415	415	2.190	400	400

53



Anexo 19. Catalogo del equipo Air handling low height CR-05/BC

Climatizador baja silueta y panel sándwich de 25 mm Air handling low height Double skin units 25 mm

Presión disponible hasta a 100 Pa / Concealed up to 100 Pa

CR-DS

Modelo/Version



CR-DS/EC



Imagen modelo con periferia



Características generales

Batería Cu/Al 3R DN Gas Fem. 24 Bar T_{max} 120°C
Motor V230/1/50Hz IP 42 Clase 'B' 6 velocidades PSC/AOM
Filtro Regenerable clase G3-ELU3-M1 sp. 23 mm
Grupo ventilador de acero galvanizado y ventilador de aluminio.

Estructura con panel sándwich de 25 mm con lana de roca, exterior con pintura plástica RAL 9010, sp. 0,8 mm de espesor de pared interna, de acero galvanizado sp. 0,6 mm con aislamiento interno absorbente en lana de roca, densidad 20 kg/m3 clase A1 resistente al fuego, espesor del panel de 25 mm: Rw 31 dB(A) RW: Atenuación sonora (NRC) según DIN 52210. Opcionalmente con periferia de aluminio. Opcionalmente ejecución vertical.

Modelo vertical con panel sándwich (CRI-DS)

Diseñados para la instalación vertical sin carcasa. Un cuidado diseño en nuestros ventiladores incorporando bobinas, motores y ventiladores, dan lugar a unidades particularmente silenciosas y de gran fiabilidad. Los motores tienen 6 velocidades de las cuales 3 son conectables a termostato. Aspiración frontal o inferior con descarga horizontal o vertical. Grupo motor-ventilador con presiones disponibles hasta 50 Pa. Bandeja de condensados (alargada) incorporada de serie y totalmente aislada, pudiendo incorporar opcionalmente el Kit Hidráulico. También las conexiones de la batería se pueden invertir con un sencillo cambio de posición.

Modelo horizontal con panel sándwich (CR-DS)

Para la instalación en falso techo. Grupo motor-ventilador con presiones disponibles hasta 50 Pa. Los motores tienen 6 velocidades de las cuales 3 son conectables a termostato. Aspiración frontal o inferior con descarga horizontal. El regulador de la velocidad del motor puede ser montado en la pared. Como en las unidades verticales, la bandeja de condensados es alargada y esta incorporada de serie. Bandeja totalmente aislada pudiendo incorporar opcionalmente el Kit Hidráulico. También las conexiones de la batería se pueden invertir con un sencillo cambio de posición.

General information

Coil Cu/Al 3-rows DN Gas Female 24 Bar T_{max} 120°C
Motor V230/1/50-60Hz IP 40 Class 'B' 6-speed PSC/AOM
Filter Class G3-ELU3-M1 cleanable
Fan Galvanized involute, aluminium fan impeller

Sandwich panel 25 mm th. outside skin sheet steel RAL 9010 0,8 mm th SP polyester coated, film thickness min 20 µm, corrosion protection, internal skin galvanized sheet steel 0,6 mm th. Insulating material Rockwool, non-combustible, fire class A1 20 kg/m³: Rw 31 dB(A) RW: Sound Transmission Loss.

Vertical Chassis double skin Unit (CRI-DS)

Designed for installation behind an architectural face. The advanced design of our fan coils incorporates accurate balancing of fans, which result in particularly quiet units. The discharge spigot is reversible allowing top or front discharge. High static motor-fans. Drain pan is extended on both sides consequently no insulation on valve kit and no auxiliary drain pan is requested. Also coil connections can be reversed on job site (just in case).

Horizontal Chassis double skin Unit (CR-DS)

For installation where floor space is at a premium and where units are to be hidden above a ceiling: high static fans for air is to be ducted and a damper system can be provided for fresh air. The motor speed controller can be wall mounted. As in the vertical units, drain pan is extended on both sides.

42

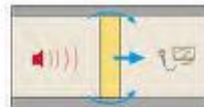
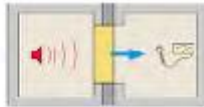


Datos nominales / nominal data

Tamaño	Size	Velocidad/Speed	CR-DS	09	11	17	20	23	32
Caudal de aire nominal (OPa) con filtro standard	Nominal Air Flow (OPa) with std filter	Alta/High	m ³ /h	715	1080	1400	1480	2125	2780
		Media/Medium	m ³ /h	685	970	1270	1360	1975	2600
		Baja/Low	m ³ /h	620	745	970	1070	1640	2135
Capacidad frigorífica		Cooling capacity		3R 10T 12FPI DN ½"					
Potencia frigorífica total	Total cooling capacity	Alta/High ⁽¹⁾	W	4429	6691	8778	10003	13595	17791
Potencia frigorífica sensible	Sensible capacity		W	2885	4358	5720	6383	8709	11411
Caudal de agua	Water flow rate		l/h	760	1148	1506	1716	2333	3053
Perdida de carga lado agua	Water pressure drops		kPa	46,8	41,4	35,2	51,5	59,5	45,5
Capacidad calorífica		Heating capacity		3R 10T 12FPI DN ½"					
Calor	Heating capacity	Alta/High ⁽¹⁾	W	5456	8221	10738	11870	16382	21458
Perdida de carga lado agua	Water pressure drops		kPa	41,1	35,9	30,3	43,9	50,4	38,4
Potencia calorífica	Heating capacity	Alta/High ⁽¹⁾	W	9186	13876	18078	19980	27509	36079
Caudal de agua	Water flow rate		l/h	807	1219	1588	1746	2416	3169
Perdida de carga lado agua	Water pressure drops		kPa	45,1	39,1	32,5	43,9	52,0	39,7
Capacidad calorífica		Heating capacity		1R 8T 12FPI DN ½"					
Potencia calorífica	Heating capacity	Alta/High ⁽¹⁾	W	4454	6728	8540	97960	13238	17679
Caudal de agua	Water flow rate		l/h	391	591	750	860	1163	1553
Perdida de carga lado agua	Water pressure drops		kPa	25,5	66,1	19,1	27,6	53,3	107,5
Datos generales		General data		3R					
Potencia absorbida motor	Absorbed motor power	Alta/High	W	178	224	253	294	420	570
Potencia absorbida corriente	Absorbed motor current	Alta/High	A	1,00	1,02	1,16	1,44	2,11	2,89
Potencia sonora (Lw)	Sound Power Level (Lw)	Alta/High	dB(A)	62,7	62,8	63,2	65,2	67,6	67,7
Presión sonora (Lp)	Sound Pressure Level (Lp)	Alta/High	dB(A)	44,7	44,8	45,2	47,2	49,6	49,7
Potencia nominal	Motor nominal power		W	147	147	147	147	2*147	2*147
Largo batería	Length of coil	10T=H250 mm	mm	400	600	800	1000	1200	1600
Superficie frontal batería	Coil face area	3R-10T	m ²	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40
Contenido agua batería	Coil water content	3R-10T	lt	0,90	1,38	1,83	2,28	2,73	3,66
Resistencia eléctrica	Electric heaters	EE-V230	W	700	1000	1500	2000	2500	4000
Resistencia eléctrica alta capacidad	High capacity electric heaters	BH-V230	W	1000	1200	2000	2500	3000	5000

Condiciones/conditions: (1) aire/air 27°C 50% - agua/water 7/12°C (2) aire/air 20°C agua/water 50°C caudal de agua en refrigerador/water flow rate as cooling mode - (3) aire /air 20°C agua/water 70/80°C. Nivel sonoro/Sound level: en cámara reverberante medurado según Eurovent 8/2 y con la normativa Europea UNI/EN/ISO 3741/2003/measured in a Reverberant Chamber as Eurovent 8/2 rec. In accordance with UNI/EN/ISO 3741:2001 - ruido de fondo /background noise 24,1 dB - Valor global referido a global values is related to SWL = octave band center frequency from 125 to 8000 Hz. Nivel de presión sonora (SPL) referido a unidad canalizada en impulsión y aspiración con una atenuación ambiental del local de 21 dB (CR 09+23) y de 23 dB (CR32)./The SPL values are for a unit installed in a false ceiling and equipped with insulated duct at air discharge with total attenuation level of 21dB (size 09+23) and 23 dB (size32) /The SPL values are for a unit installed in a false ceiling and equipped with insulated duct at air discharge with total attenuation level of 24,1 Db.

Sandwich panel 25 mm th. outside skin sheet steel RAL 9010 0,8 mm th SP polyester coated, film thickness min 20 µm, corrosion protection, internal skin galvanized sheet steel 0,6 mm th. Insulating material Rockwool, non-combustible, fire class A1 20 kg/m³; R'w31 dB(A) R'w: Sound Transmission Loss. Panel sound-proofing level R'w/R'w(ISO 140-10) R'w= L_c-L_p laboratory test R'w = R'w+10 log(S/A) apparente (in opera)



A111

Motor EC



Diversos tipos de montaje de kits hidráulicos DN ½" y ¾"

43

DIMATEK S.L. Avda. Corra Caballeros, 5-7 2ª PL. 08173 - Sant Cugat del Valld (Barcelona) Spain. Telf. +34 93 9458686 Fax. +34 93 5528505
info@dimatek.es www.dimatek.es



Fuente: Catalogo unidades terminales de agua de Dimatek

Anexo 20. Catalogo del equipo Fan coil concealed TO-EC

Fan-coils canalizados / Fan-coil concealed / Motor EC

Fan-coil canalizable hasta 200 Pa motor Brushless de volumen de aire variable 0-100%
Fan-coil concealed up to 200 Pa Brushless DC motor 0-100% variable air volume

TO//TOM-EC

Modelos/Versions



Características generales

Las unidades de tratamiento de aire "TO-EC" tienen una aplicación para instalaciones que requieran grandes caudales de aire como centros comerciales, oficinas, restaurantes, bancos o diversas aplicaciones industriales. Ventiladores estándar con motor de 6 polos. Estas unidades ofrecen una instalación rápida y sencilla, con una larga vida de operabilidad debido a la utilización de componentes de gran calidad. Con 6 tamaños disponibles (consultar otros tamaños), se cubre un rango de caudales de aire de 725 a 8.560 m³/h, con una presión disponible máxima de 120 Pa. Disponible con lámparas germicidas de alta eficiencia. Estas lámparas no sólo evitan el riesgo de contaminación, sino que también permiten altos ahorros de energía (aproximadamente un 15%). Así mismo se mantiene constantemente limpia la batería. Muy aconsejable para centros hospitalarios, bibliotecas, museos etc.

Modelo horizontal sin envoltorio (TO-EC)

La impulsión y retorno del aire puede ser canalizada. La unidad de control está prevista en la pared. Filtro regenerable montado en la aspiración (lavable fácilmente durante las operaciones de limpieza o mantenimiento). Opcionalmente se puede suministrar una bandeja de recogida de condensados.

Modelo vertical sin envoltorio (TI-EC)

Diseñado para instalaciones verticales sin mueble para empotrar. La impulsión y retorno del aire puede ser canalizada, pudiendo ser frontal o inferior cambiando la posición del panel. Opcionalmente se puede suministrar una bandeja de recogida de condensados.

Modelo horizontal con mueble (TOM-EC)

Rejilla de impulsión y aspiración de color gris claro (RAL 7047), bajo demanda con rejillas de aluminio anodizado. Este equipo permite el montaje en pared. Aspiración inferior con el filtro montado directamente sobre la rejilla para un rápido y sencillo mantenimiento

Baterías Construidas con tubos de cobre y aletas de aluminio de alta calidad y eficacia a partir de 9.52 mm (3/8"), escalonadas para un mayor traspaso térmico. Funcionamiento en agua o expansión directa. Colectores de salida muy robustos (hierro). Éstos incorporan conexiones hembra - macho con purgadores incluidos en cada batería. Las baterías están disponibles para la instalación 3R 16T h=400 mm (2 tubos) y para instalaciones a 4 tubos 4R+1 8T, siendo también posible ejecuciones especiales con doble batería y baterías de SR. Las unidades estándar siempre tienen las conexiones de batería a la derecha vistas de frente. Disponibles conexiones de lados izquierdos. Es posible invertir la dirección de los colectores efectuando una sencilla maniobra de cambio de batería. La presión de funcionamiento máxima es 24 bar con una temperatura máxima de trabajo de 120°C.

Bandeja de condensados en chapa galvanizada de acero zincado y barnizado. La bandeja de condensados de las unidades horizontales esta totalmente aislada con espuma aislante ignífuga de 5 mm con una resistencia al fuego clase 1' std Europeo. En unidades verticales, el aislamiento sólo cubre la zona donde se recopilan los condensados en la bandeja, que está inclinada. Se puede aplicar opcionalmente un aislamiento completo hasta 25 mm. Opcionalmente con varios tipos de aislamiento y bandejas de drenaje de acero inoxidable.

Filtro de aire en fibra sintética lavable clase EU3-G3-M1 espesor de 23 mm incorporado en marco metálico galvanizado. Fácilmente extraíble para su limpieza y mantenimiento. Opcionalmente filtros planos o de alta eficacia.

Grupo motor-ventilador de doble aspiración de bajos niveles sonoros construidos con acero galvanizado. Turbinas de aluminio equilibradas estática y dinámicamente. El grupo ventilador es fácilmente desmontable para su inspección y mantenimiento montado sobre soporte con dos tornillos. Monofásicos de 4 polos con condensador permanentemente conectado (PSC/AOM). Se pueden utilizar también motores a 6 polos en la serie TO. Tres velocidades de ventilador conectables a un conmutador de velocidad o termostato. IP22 clase "B" con protección térmica incorporada V230, 1/50 Hz. Montados sobre soportes elásticos antivibrantes.

Kit hidráulico disponibles con válvulas de 2,3 y 4 vías. Pueden suministrarse sueltos o equipados cableados y probados de fábrica. También es posible el montaje en fábrica de cualquier otra marca de control. Todos los kits se ensamblan para permitir la facilidad de inspección y mantenimiento. Es aconsejable técnicamente el montaje de los kits en fábrica ya que facilita el trabajo posterior de instalación de la unidad. possiamo installare valvole di molte case costruttrici scelte e fornite dal Cliente con un kit completamente smontabile per consentire una facile manutenzione.

(*) Disponible versión con doble panel sándwich de 25 mm y aislamiento interior de lana de roca, serie TO-DS consulte página 41

23

DEWATEX S.L. Avda. Cortes Catalanes, 5-7 1ª Pl. 08173 - Sant Cugat del Valles (Barcelona) Spain. Telf. +34 93 5459686 Fax. +34 93 5528501
info@dewatex.es www.dewatex.es



General information

Air handling units are installed where relevant air flow and large ducted distribution system are requested such as commercial mall, offices, restaurants, banks... Air flow range moves from 725 to 6.870 m³/h splitted in 6 sizes. Available the utilization of high efficiency germicide lamps. These lamps not only avoid risk of contamination but also permit relevant energy saving (approx 15%) maintaining perfectly clean the heat exchange fins. Ideal applications: museum, hotel, clinic....

Horizontal Chassis Concealed Unit (TO-EC)

Air delivery can be ducted and a damper system can be provided for fresh air. The motor speeds controller can be wall mounted. An auxiliary drain pan is available to be extended below motorized valve kit. Cleanable filters are clipped on air return to be easily dismounted during usual periodic maintenance or can be mounted inside a rigid frame in case of ducted air return.

Vertical Chassis Concealed (TI)

Designed for installation behind an architectural fascia. Motors have 3 speeds can be wired to the electric terminal block. The discharge spigot is reversible allowing top or front discharge and can be ducted. An auxiliary drain pan is available to collect condensate of control valves.

Horizontal Cased (TOM-EC)

For installation where floor space is at a premium and where units can be ceiling mounted. Steel supply grille and cabinet are painted with epoxy powder colour RAL 9010 (puro white). It is necessary to leave space at rear of unit to allow filter extraction and sufficient air intake (not less 350 mm)

Finned Coils Tubes are manufactured from 9,52 mm (3/8") OD copper and are staggered for greater heat transfer. High efficiency louvered aluminum fins 10FPI are bonded into the tubes and coils are available for water or for DX version. Water coils includes heavy steel headers screwed gas Female. Standard 2-pipe coils 4-Rows, and an additional 1R heating coils are available for 4 pipe systems. Manual drain and manual or automatic air vent applied on prolonged Units are supplied as standard with pipe connections on the right when viewed from the front. Left sided connections are available when specified at order but it is also possible to reverse the handling on site. The max working pressure is 24 bars and max water temperature 120°C.

Drain Trays manufactured from galvanized sheet steel with an epoxy paint finish on both sides. The drain tray is fully insulated with 5 mm closed cell politeness foam which has a class "1" European standard fire proof. Stainless steel drain trays are also possible.

Air Filters The synthetic media is cleanable and enclosed in a galvanized frame with wire mesh support. Efficiency is to class EU3-G3-M1 th.23 mm. If ducted return air is required, a galvanized filter frame is available with bottom or side filter removal. Are also available washable filters or aluminum mesh.

EC motor : Electronically Commutated Motors (EC Motors) are a brushless DC motor and have no mechanical commutator. They use microprocessor technology with electronic filter to control the level of current through the windings. This electronic operation offers a significant advantage over traditional AC motors namely; high efficiency, energy savings, continuously variable speed control, compact design, long life and direct connection to AC mains. V230+10% 50/60Hz, IP20, Class B, max ambient temp. 50°C, Input signal 1...10Vdc, variable speed 300 to 1500 RPM, overload protection, life expectancy 50.000 hours

On-Off and Modulating Valve Kit are available with 2 or 3-port valves. They can be supplied loose, or factory fitted, when they are wired and tested. It is also possible to factory fit any other leading brand of controls and these are normally free issued to us from the client. All kits are assembled to allow ease of maintenance and removal.

Datos nominales / nominal data

Tamaño	Ducted	Velocidad/Speed	TO/I-EC	20 TOM	25 TOM	30 TOM	35 TOM	50	60
Caudal de aire nominal (0 Pa.) con filtro standard	Nominal air flow (0Pa) with std filter	Alta/High	m ³ /h	2500	3060	3745	4180	5225	6870
		Baja/Low	m ³ /h	725	1710	1920	2280	2515	2140
Capacidad frigorífica	Cooling capacity	4R 16T 12FPI							
Caudal de agua	Water flow rate		l/h	2541	3110	3847	4300	5340	6673
Potencia frigorífica total	Total cooling capacity	Alta/High (1)	W	14810	18124	22418	25060	31124	38891
Potencia frigorífica sensible	Sensible capacity		W	9902	12139	14880	16846	20613	25945
Perdida de carga agua	Water pressure drops		kPa	13,8	12,3	13,6	11,5	13,8	15,2
Capacidad calorífica	Heating capacity	4R 16T 12FPI							
Potencia calorífica	Heating capacity	Alta/High (2)	W	18537	22719	27941	31278	38589	48967
Perdida de carga agua	Water pressure drops		kPa	12,9	11,5	12,8	10,8	13,1	14,4
Potencia calorífica	Heating capacity	Alta/High (3)	W	31138	38512	47070	52944	65205	83004
Caudal de agua	Water flow rate		l/h	2756	3382	4134	4650	5727	7290
Perdida de carga agua	Water pressure drops		kPa	15,2	13,6	14,8	12,7	15,1	17,2
Capacidad calorífica	Heating capacity	1R 16T 12FPI							
Potencia calorífica	Heating capacity	Alta/High (4)	W	12812	16079	19435	22235	26777	33647
Caudal de agua	Water flow rate		l/h	1125	1412	1707	1953	2352	2955
Perdida de carga agua	Water pressure drops		kPa	39,0	63,5	20,9	29,3	25,3	42,0
Datos generales	General data	4R							
Potencia nominal	Absorbed motor power	Alta/High	W	340	320	540	580	610	1080
Potencia absorbida	Absorbed motor current	Alta/High	A	2,25	2,08	3,68	3,76	3,86	5,86
Largo batería	Length of coil	16T=H400 mm	mm	800	1000	1200	1400	1600	1800
Superficie frontal	Coil face area	4R-16T	m ²	0,32	0,40	0,48	0,56	0,64	0,72
Contenido de agua	Coil water content	4R-16T	lt	3,93	4,91	5,89	6,87	7,85	8,84
El. Eléctrico standard	Electric heaters	EE-V230	W	1500	2000	2500	3000	4000	4000
El. Eléctrico alta capacidad	High capacity electric heaters	EH-V230	W	2000	2500	3000	4000	5000	5000
Potencia sonora (Lw)	Sound Power Levels (Lw)	Alta/High	dB(A)	68,9	64,9	69,1	70,3	69,9	74,6
Presión sonora (Lp) TO	Sound Pressure Levels (Lp)	Alta/High	dB(A)	50,9	46,9	51,1	52,3	51,9	56,6

(*) Otros tamaños consultar

Las condiciones de trabajo estándar siguientes cumplen con la normativa Eurovent y la norma europea UNI/EN/ISO 3741/2001/the following standard rating Eurovent conditions are in accordance with European std: (1) aire/air 27°C 50% - agua/water 7/12°C (2) aire/air 20°C agua/water 50°C caudal de agua en refrigeración/water flow rate as cooling mode - (3) aire/air 20°C agua/water 70/50°C. Motor/Motor: 3 velocidades disponibles/3 speed available - Class 'B' PSC/ADM - V230/1/50Hz - IP22 con protección térmica (Klixon)/with thermal protection, bronze/sintered sleeve bearings life lubricated. Batería/Coil: Louver Rins, DN 1 Gas Female water connectors. Máxima pérdida de carga lado agua a media vel. 60 Kpa. Nivel sonoro/Sound level: en cámara reverberante medurado según Eurovent 8/2 y con la normativa Europea UNI/EN/ISO 3741/2001/measured in a Reverberant Chamber as Eurovent 8/2 rec. In accordance with UNI/EN/ISO 3741-2001 - ruido de fondo /background noise 24,1 dB - Valor global referido a a/global values is related to SWL = octave band central frequency from 125 to 8MHz. Nivel de presión sonora (SPL) referido a unidad canalizada en impulsión y aspiración con una atenuación ambiental del local de 22 dB /The SPL values are for a unit installed in a false ceiling and equipped with insulated duct at air discharge with total attenuation level of 21dB /The SPL values are for a unit installed in a false ceiling and equipped with insulated duct at air discharge with total attenuation level of 24,1 Db

24

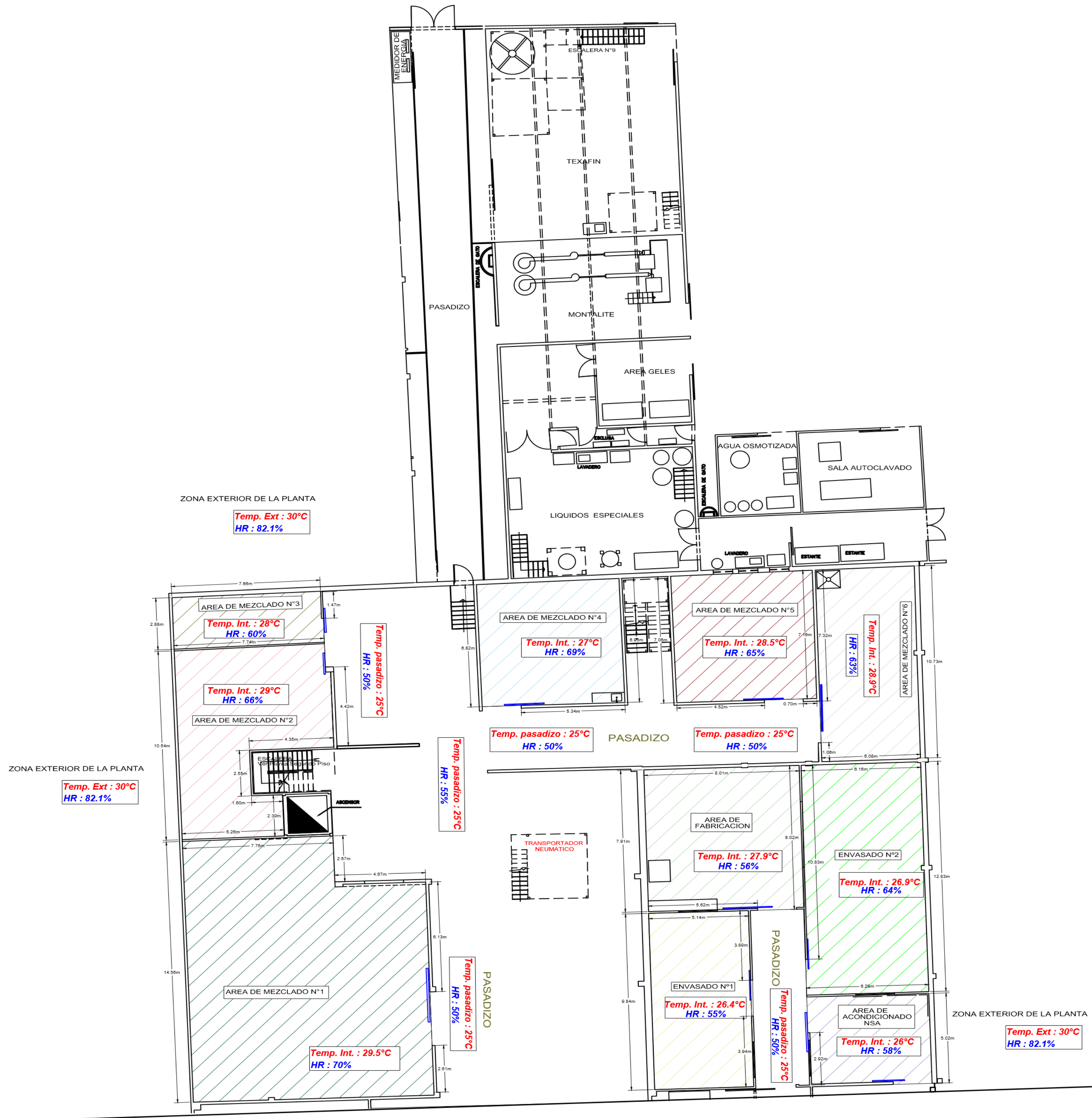
DIMATEK S.L. Avda. Corra Caballeros, 5-7 2ª Pl. 08173 - Sant Cugat del Valld (Barcelona) Spain Telf. +34 93 9458886 Fax. +34 93 5528501

info@dimatek.es www.dimatek.es



Fuente: Catalogo unidades terminales de agua de Dimatek

Anexo 21: Plano de las condiciones climatológicas de las salas del área de nutrición-Salud-animal



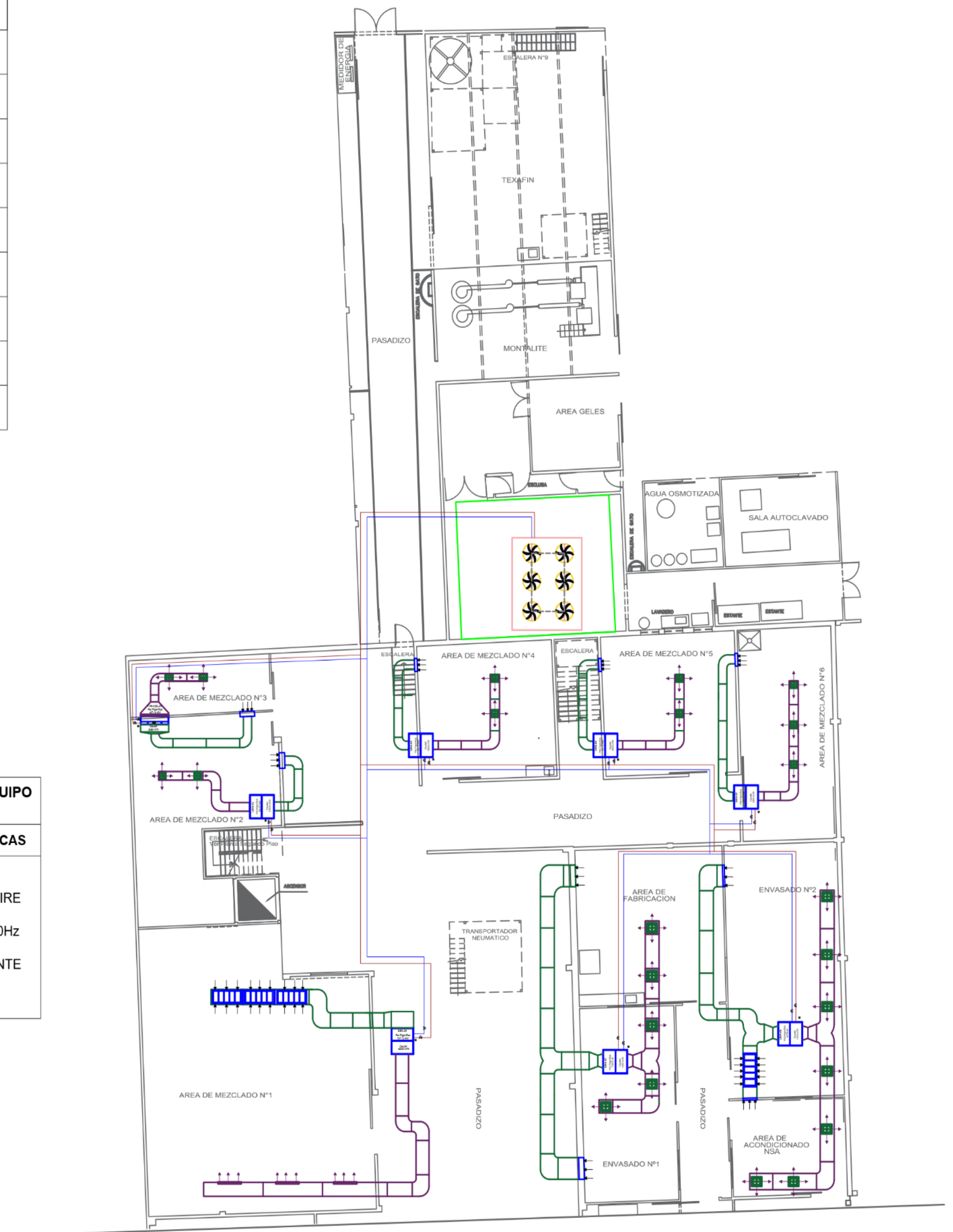
DESCRIPCION	CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS DE LAS SALAS DE PRODUCCION NSA		ESCALA	1/200
PROPIETARIO	MONTANA S.A		FECHA	AGOSTO 2020
DIBUJADO	BACHILLER.ING.CARLOS CARDENAS		VISTA	PLANTA
			ÁREA	NUTRICIÓN-SALUD-ANIMAL



CUADRO DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADOS INSTALADOS EN LAS SALAS DE NSA			
EQUIPO	ÁREAS DONDE ESTAN INSTALADAS	CAUDAL DE AIRE	POTENCIA FRIGORIFICA
UMA-01	ÁREA DE MEZCLADO N°1	16000 m³/h	107.13 KW
UMA-02	ÁREA DE MEZCLADO N°2	13000 m³/h	86.93 KW
FAN COIL-01	ÁREA DE MEZCLADO N°3	3060 m³/h	107.13 KW
UMA-03	ÁREA DE MEZCLADO N°4	8000 m³/h	53.12 KW
UMA-04	ÁREA DE MEZCLADO N°5	8000 m³/h	53.12 KW
UMA-05	ÁREA DE MEZCLADO N°6	8000 m³/h	53.12 KW
UMA-06	ÁREA DE ENVASADO N°2 Y ACONDICIONADO NSA	1400 m³/h	8778 W
UMA-07	ÁREA DE ENVASADO N°1 Y FABRICACIÓN	1480 m³/h	10003 W

LEYENDA	
	EQUIPO CHILLER
	EQUIPO UMA
	EQUIPO FAN COIL
	DIFUSOR DE 4 SALIDAS INYECCIÓN DE AIRE
	REJILLAS DE RETORNO Y EXTRACCIÓN DE AIRE
	VÁLVULA ESFÉRICA
	PUNTO DE DRENAJE
	SUMINISTRO DE AGUA HELADA
	RETORNO DE AGUA HELADA

CUADRO DE CARACTERISTICA DEL EQUIPO CHILLER	
CARACTERISTICAS	CARACTERISTICAS
1. CANT.	01
2. TIPO	ENFRIADO POR AIRE
3. CAP.NOMINAL(T.R.)	88.14 TR
4. CARACT.ELÉCTRICAS	310 KW/380/3ph/60Hz
5. TIPO DE COMPRESOR	R410a
6. GAS REFRIGERANTE	GAS REFRIGERANTE
7. PESO MÁXIMO(Kg)	2610Kg



DESCRIPCIÓN DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LAS SALAS NSA		ESCALA 1/200		
PROPIETARIO MONTANA S.A		FECHA DICIEMBRE 2020		VISTA PLANTA
DIBUJADO BACHILLER.ING.CARLOS CARDENAS		ÁREA NUTRICIÓN-SALUD - ANIMAL		