

**UNIVERSIDAD INTERNACIONAL  
DE LAS AMÉRICAS**

**ESCUELA DE INGENIERÍA  
ELECTROMECAÁNICA**

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN PARA OPTAR POR  
EL GRADO DE BACHILLERATO EN INGENIERÍA  
ELECTROMECAÁNICA**

**“ESTUDIO DE FACTIBILIDAD EN CAMBIO DE  
TECNOLOGÍA EN SISTEMA DE AIRE  
ACONDICIONADO PARA CUARTO DE PRODUCCIÓN”**

**AUTOR:**

**MARLON JOSÉ CALDERÓN GARCÍA**

**TUTOR:**

**GILBERT MORA JIMÉNEZ**

**SAN JOSÉ, MARZO, 2023.**

## **Agradecimiento**

Quiero agradecer primeramente a Dios, por haberme permitido llegar hasta este punto de mi vida y de mi carrera, donde siempre me ha bendecido y fortalecido en los momentos más difíciles y no tan difíciles de toda mi vida y carrera profesional.

Quiero agradecer a mi tutor Gilbert Mora Jiménez, por haberme ayudado no solo en este proceso si no también en las materias impartidas en la carrera por compartir su conocimiento y tener la paciencia para enseñar a todos.

A la empresa donde laboro que, me brindó la oportunidad de poder realizar el trabajo con ellos, por la información suministrada y su tiempo.

Principalmente a mis padres, por apoyarme y darme la oportunidad de estudiar, por siempre estar a mi lado en toda la carrea y nunca dejarme solo.

Gracias a cada uno de ellos por creer en mí, Dios les bendiga hoy y siempre.

## **Dedicatoria**

De primer quiero agradecerle a Dios, por darme la oportunidad poder estudiar y ser profesional, por nunca dejarme caer y guiándome por el camino del bien. Por nunca dejar que me rindiera dándome las fuerzas necesarias para continuar con este sueño de ser un profesional.

A mi papá, por darme desde pequeño la oportunidad de poder estudiar y nunca dejarme solo en todo es proceso de ser un profesional, por siempre enseñarme el camino del bien y a tomar las mejores decisiones para la vida personal y laboral.

A mi madre, por siempre estar a mi lado dando la mejor formación personal para ser una persona buena, por siempre estar atenta a los avances de mis estudios y nunca dejar que me sintiera que no podía que todas cosas cuestan, pero se logran.

A mi futura esposa María Jossette, que siempre ha estado a mi lado desde que inicié con este sueño de ser un Ingeniero Electromecánico y nunca me ha abandonado siempre alentándome para seguir adelante y lograr conseguir sueños juntos.

A mi hermano Sebastián que a pesar de que es 10 años menor siempre ha estado en todo momento apoyándome y no me deja rendirme y a la vez me motiva porque siempre quiero hacer lo correcto ya que soy su ejemplo a seguir.

A las personas, que ya no se encuentran en este mundo con nosotros que las llevo en mi corazón y que desde siempre han sido parte de mi motivación, porque deseo que se sientan orgullosos de lo que he logrado.

Finalmente, a mi familia, siempre viviré agradecidos con ellos por todo el apoyo que me han brindado. Los amo y los amaré por siempre.

## Contenido

CÁPITULO I: INTRODUCCIÓN .....	12
Planteamiento del problema .....	12
Objetivo General.....	12
Objetivos Específicos.....	12
Justificación.....	13
Antecedentes .....	14
Antecedentes internacionales .....	14
Antecedentes nacionales .....	19
Resumen .....	26
Limitaciones .....	27
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.....	28
Aire acondicionado .....	28
Confort Térmico .....	29
Cálculo de carga térmica .....	29
Calor sensible .....	29
Calor latente .....	29
Ganancia de calor en recintos .....	29
Psicrometría .....	32
Carta Psicrométrica .....	35
Elementos fundamentales de un sistema de aire acondicionado.....	36
Ciclo de compresión por vapor.....	37
Condensador .....	38
Evaporador.....	38
Compresor.....	38
Válvula de expansión .....	38
Refrigerante.....	38
Equipos de Expansión Directa .....	38
Sistemas de volumen variable (VRF) .....	39
Aspectos Fundamentales de los Sistemas de agua helada .....	40
Chiller enfriado por aire .....	40
Chiller tipo Scroll enfriado por aire .....	42
Chiller tipo tornillo enfriado por aire .....	42

Chiller enfriado por agua.....	42
Chiller tipo Scroll enfriado por agua.....	43
Chiller tipo tornillo enfriado por agua.....	44
Chiller tipo centrifugo enfriado por agua.....	44
Diferencias entre un chiller enfriado por aire a un chiller enfriado por aire.....	44
Eficiencia energética.....	45
Potencia eléctrica.....	46
Consumo eléctrico.....	46
Consumo eléctrico pico.....	46
Consumo eléctrico valle.....	47
Consumo eléctrico nocturno.....	47
Facturación Eléctrica.....	48
Tarifa Media Tensión B.....	48
Conversión de kWh a dinero.....	49
Analizador de energía.....	49
Analizador de energía Fluke 1734.....	49
Factibilidad.....	51
Factibilidad técnica.....	51
Factibilidad económica.....	52
Análisis Financiero.....	52
Valor Actual Neto (VAN).....	52
Tasa Interna de Retorno.....	53
Capitulo III. MARCO METODOLÓGICO.....	54
CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	58
Condiciones actuales de consumo.....	58
Condiciones Climatológicas.....	63
Cálculos de carga térmica.....	65
Conducción a través de estructuras exteriores.....	65
Conducción a través de estructuras interiores.....	68
Ganancia de calor por alumbrado.....	69
Ganancia de calor debido a las personas.....	70
Ganancia de calor por medio de equipos.....	70
Total, de ganancias de calor.....	71

Selección de Tecnología para el sistema de climatización .....	73
Selección del equipo de agua helada .....	74
Ventajas del equipo seleccionado .....	75
Análisis Financiero .....	76
Análisis por demanda y consumo energético del equipo .....	77
<b>CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>83</b>
Conclusiones.....	83
Recomendaciones .....	85
<b>CAPÍTULO VI: PROPUESTA.....</b>	<b>86</b>
Descripción.....	86
Propuesta .....	86
Referencias.....	88
Anexos.....	91
Anexo 1: Plano del cuarto de producción.....	91
Anexo 2: Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) para techos. ....	92
Anexo 3: Diferencias de Temperaturas para carga de enfriamiento (DTCE) para cálculo de carga de paredes. ....	93
Anexo 4: Descripción de grupos de construcción de paredes.....	94
Anexo 5: Corrección de la DTCE para latitud y mes, para paredes y techos. ....	95
Anexo 6: Radiación solar a través de vidrio factores de ganancia máxima de calor solar para vidrio.....	96
Anexo 7: Coeficiente de sombreado para vidrio con o sin dispositivo de sombra interior. ...	98
Anexo 8: Factor de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior con piso sin alfombrar.....	98
Anexo 9: Factor de enfriamiento de vidrios .....	99
Anexo 10: Coeficiente de transferencia para vidrio .....	100
Anexo 11: Ganancias de calor de personas en espacios acondicionados .....	100
Anexo 12: Factores de carga de refrigeración por calor sensible para las personas .....	101
Anexo 13: Coeficiente global “U” de transferencia de calor para componentes de edificación .....	102
Anexo 14. Especificaciones técnicas de luminarias SYLVANIA .....	103
Anexo 15. Ganancia de calor de equipos de oficina según la ASHRAE .....	104
Anexo 16. Ganancia de calor de equipos de oficina según la Edward G Pita .....	106
Anexo 17. Nomenclatura del numero de modelo.....	107

Anexo 18: Características del Chiller enfriado por aire marca Smardt .....	108
Anexo 19. Tipo de cambio del dólar USA BCCR .....	110
Anexo 20: Coeficiente de transferencia pared metálica multipanel.....	110

## CÁPITULO I: INTRODUCCIÓN

### Planteamiento del problema

¿Es factible técnica y económicamente realizar el reemplazo de los equipos de expansión directa a un sistema enfriador de agua helada para el cuarto de producción en estudio, mediante los análisis de cargas de refrigeración y financiero, de manera que el funcionamiento del sistema sea más eficiente y que genere un ahorro energético a la empresa?

### Objetivo General

Determinar si es factible técnica y económicamente realizar el reemplazo de los equipos de expansión directa a un sistema enfriador de agua helada para el cuarto de producción en estudio, mediante los análisis de cargas de refrigeración y financiero, de manera que el funcionamiento del sistema sea más eficiente y que genere un ahorro energético a la empresa.

### Objetivos Específicos

- Identificar los equipos de expansión directa instalados actualmente que comprenden el cuarto de producción mediante un levantamiento en sitio con el fin de determinar cuántos equipos son los que se incluyen para el reemplazo por el sistema de agua helada.
- Medir el consumo de los equipos de expansión directa a reemplazar, a través de la utilización de analizadores de energía colocados en cada máquina para establecer el consumo energético actual.
- Realizar los cálculos de carga térmica mediante la cuantificación de las fuentes de calor del cuarto de producción para establecer los parámetros necesarios para la selección del nuevo equipo.
- Seleccionar qué tipo de sistema y equipo de agua helada es el más idóneo para mejorar las condiciones del cuarto de producción con base en los cálculos de carga térmica obtenidos y búsqueda en catálogos certificados para lograr un ahorro energético significativo.

- Realizar el estudio económico de los costos y la inversión necesaria mediante cotizaciones y determinación de ahorros en facturación energética para determinar la factibilidad económica del proyecto.

## **Justificación**

En los últimos años las Industrias Medicas se han estado alineando a la idea del aprovechamiento de la energía y la eficiencia en sus equipos, así como mejorar las condiciones de operación para mantener sus productos médicos en óptimas condiciones y en relación con este tema las Industrias tienen bastante por mejorar por sus altos consumos energéticos buscando reducir ese gasto en la mayor cantidad de áreas, intentando reducir la huella carbono, además de ideas o proyectos que los orienten a la mejora de sus condiciones de operación y a la gran gestión de la energía.

Estas empresas están siguiendo la norma internacional ISO 50001 que ayuda a estas entidades a como involucrarse al sistema de Gestión de la energía, identificando sus usos significativos de la energía además de establecer indicadores que permitan conocer el desempeño energético y con ello reducir sus consumos. La empresa adopto esta norma con el fin de obtener la certificación y en marzo del año 2021 es otorgada por parte de la empresa INTECO.

Además de haber recibido esta certificación la empresa está comprometido con la calidad del producto, por lo que siempre están pensando en mejorar las condiciones de las áreas de producción mediante proyectos de innovación de tecnologías que brinden seguridad para los productos médicos al igual que el confort para el personal.

Mediante el estudio de factibilidad técnica y económica se buscará el reemplazo de los equipos de expansión directa que abastecen el aire acondicionado al cuarto de producción y que generan un consumo energético alto por su característica de ser un sistema ON/OFF y deficiencias en las condiciones de operación debido la carga térmica del área, a un sistema de agua helada que sea modulable y que nos permita generar un ahorro energético y mejore la temperatura del cuarto.

## **Antecedentes**

### **Antecedentes internacionales**

Tesis N°1

Institución: Universidad Mayor de San Marcos del Perú, decana de América

Tema: Optimización de recursos mediante la evaluación y determinación de cargas térmicas en equipos de aire acondicionado del Laboratorio Blufstein.

Autor: Elvis Luis Rivera Dueñas

Año: 2019

Esta investigación tiene como objetivo principal la optimización del consumo energético mediante evaluación y determinación de cargas térmicas de los recintos del laboratorio Blufstein, para lograr este objetivo el autor realizar el cálculo de las cargas de todos los recintos para saber la cantidad de calor que debía ser extraído y, con ello por seleccionar los equipos más apropiados siempre buscando optimizar el uso de los recursos energéticos y obtener un ahorro en el consumo energético.

El autor realiza el cambio de equipos usando tecnología moderna que resulta más económico a mediano y largo plazo y la factibilidad de cambio del sistema convencional tipo Split por un sistema de caudal variable de Refrigerante (CVR) con tecnología Inverter, para esto tomó en cuenta aspectos técnicos y económicos pues supone una mejora para el medio ambiente y un ahorro monetario en lo que al pago de facturas de energía se refiere.

Esta tecnología de última generación tipo tecnología Inverter en sus compresores cuenta con la ventaja de que forma pueden modular la generación térmica y adaptarla perfectamente a la demanda real, con un ahorro energía de 10 al 50%. (LG, 2016).

El autor menciona que para lograr optimizar el uso de los recursos energéticos y lograr obtener ahorro es importante seguir las recomendaciones dadas tales como: capacitar temas de eficiencia energética a los empleados de la planta, ejecución de diagnósticos energéticos a las instalaciones

y que se realice el cambio del Sistema Convencional por el Sistema Inverter con lo cual tendría un ahorro del 27% anual en el pago de recibos de consumo eléctrico.

Tesis N°2

Institución: Universidad Autónoma del Caribe, Colombia

Tema: Diseño e implementación metodológica para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con chiller condensado por aire.

Autor: Samir Alejandro Cano Salcedo

Año: 2018

El autor tiene como objetivo diseñar e implementar una guía metodológica para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con tecnología tipo Chiller condensado por aire, haciendo referencia a la energía consumida por estos equipos además de las condiciones actuales del medio ambiente, el autor enfatiza en mejoras tecnológicas y operacionales en los equipos de climatización, que permitan hacer uso racional de la energía, lo que se traduce en disminución de los residuos sin afectar el nivel de producción de bienes o servicios.

El autor menciona que en el mercado de proyectos HVAC ha ido incrementando, se prevé que crecerá a una tasa anual compuesta (CAGR) alrededor del 6.71 %. De acuerdo con el informe del mercado de servicios de HVAC, uno de los principales impulsores de este mercado es el aumento de la actividad de la construcción. Como la demanda de equipos de HVAC aumenta, la demanda de servicios para diseñarlos, seleccionarlos, implementarlos y mantenerlos también. Las innovaciones en el diseño de edificios y el mayor enfoque en la eficiencia energética han creado una oportunidad para que los ingenieros de servicios de HVAC aumenten su posición en el mercado. El problema principal consiste en que técnicamente en la industria se están sobredimensionando en gran medida los sistemas de climatización, generando problemas de sobre costo, consumo excesivo de energía, impacto medio ambiental y altas tasas de emisión de CO<sub>2</sub>.

Tesis N°3

Institución: Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Perú

Tema: Diseño de un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de Ingeniería USAT-Chiclayo

Autor: Franco Antonio Germain Rodas Gómez

Año: 2018

El autor tiene como objetivo realizar el diseño de un sistema de aire acondicionado para oficinas administrativas a un bajo costo de operación debido a la problemática del calor en verano en la región de Lambayeque haciendo referencia a que la mayoría de los edificios cuentan con equipos convencionales de aire acondicionado para su climatización, lo que conlleva a un consumo elevado de energía eléctrica por su uso, no permitiendo en algunos casos, las condiciones para alcanzar el confort térmico. A esta problemática se añade la contaminación al usar fuentes de energía que se producen de manera convencional alterando con los años el equilibrio medioambiental del planeta.

Para la selección de equipos determina que para que exista un ahorro en la operación se necesita un equipo que funcione con energía barata es mejor seleccionar un sistema aire acondicionado por absorción, que tiene ventajas económicas claras en operación sobre el ciclo convencional de refrigeración cuando hay la posibilidad de obtener energía calorífica barata o gratis. La principal ventaja del sistema propuesto es el bajo consumo de energía eléctrica, siendo este valor anual de 3840 KWh comparado con el elevado consumo anual de un sistema convencional de 86 400 KWh, además de evitar la emisión de 40,8 Ton de CO<sub>2</sub> hacia el medio ambiente contribuyendo al cuidado medio ambiente. Además, concluye que también para minimizar consumos energéticos de los equipos a utilizar es fundamental que las paredes y techos estén aisladas térmicamente de manera adecuada. Para este proyecto se propone utilizar lana de fibra de vidrio que deben ser colocados en la superficie interna del techo y en el intermedio de los paneles de yeso de las paredes drywall.

Tesis N°4

Institución: Universidad Nacional de Colombia

Tema: Guía Metodológica de diseño basado en el uso eficiente de la energía para proyectos HVAC de edificaciones en países tropicales

Autor: Diego Alejandro Amariles Franco

Año: 2021

El Estudiante Diego Alejandro propuso como objetivo principal desarrollar una guía metodológica de diseño basado en el uso eficiente de la energía en sistemas de aire acondicionado para edificaciones en países tropicales, mediante la identificación de herramientas para comparar equipos, herramientas de decisión teniendo en cuenta el corto y largo plazo y herramientas que permitan seleccionar un área o volumen de trabajo donde sea la mayor eficiencia bajo diferentes condiciones de operación.

Llegando a la conclusión que las herramientas estadísticas en las etapas tempranas de diseño ayudan al diseñador a tener una mejor precisión en la toma de decisiones con poco gasto computacional y de ingeniería. Además, determinado que en el uso eficiente de la energía en sistemas HVAC, se deben implementar modelos disruptivos y holísticos, por ejemplo, optimizar el diámetro de una tubería, teniendo en cuenta las condiciones de operación según simulaciones energéticas, puede llevar a ahorros en la instalación y en la operación.

Determina una idea que rompe con una creencia de que el sistema más “eficiente es el mejor” y se cambia por una visión en la que una combinación de equipos no tan eficientes con respecto al mejor tienen mejor rendimiento conjunto en la operación, ya que lo común es que un sistema en una edificación trabaje por debajo de su carga de diseño, por lo que se puede pensar en que al colocar 4 sistemas pequeños en vez de uno solo se logra que el sistema sea más eficiente y confiable.

Tesis N°5

Institución: Universidad Cesar Vallejo, Perú

Tema: Diseño de Sistema de climatización para dos oficinas de la empresa DC Construcciones SAC.

Autor: Rosas Nole Anndy

Año: 2017

El autor para este trabajo se plantea como objetivo principal el diseño de un sistema de climatización que permita mantener temperaturas de confort en las dos oficinas comerciales de la empresa DC CONSTRUCCIONES S.A.C. en la ciudad de Lima evaluando las condiciones climáticas internas y externas y realizando un balance de cargas térmicas para poder determinar el equipo más óptimo.

El autor en la selección del refrigerante ha escogido un HFC porque sus características, se asemejan al cuidado del medio ambiente toda vez que a) son libres de cloro b) no es inflamable, c) no es toxico y d) no destruye la capa de ozono en caso se libere a la atmosfera.

El R410A (HFC) tiene una eficiencia frigorífica superior a otros asimismo su potencial de destrucción del ozono (ODP) es 0, su efecto invernadero directo (GWP) es de 1740, su rendimiento de climatización es superior Sus presiones a las que trabaja el R410A son entre 50% y 60% más altas que otros refrigerantes por estas razones escoge el R410A como refrigerante.

Algo que resaltar y tomar en cuenta es la mención que hace el autor en sus recomendaciones a elaborar un programa de mantenimiento preventivo para garantizar una larga vida útil de los equipos además de optimizar su rendimiento sin perjudicar su funcionamiento dentro de las oficinas y crear un malestar a los trabajadores además de realizar un estudio psicrométrico para mantener una calidad de aire en los ambientes toda vez que esto ayudaría a que los ocupantes realicen una mejor función en sus actividades diarias de trabajo.

Tesis N°6

Institución: Universidad Autónoma de México.

Tema: Optimización de energía en un sistema de climatización para un centro de datos.

Autor: José Luis Ortega Cruz.

Año: 2015

El autor de esta investigación propone como objetivo principal una metodología para el análisis de la eficiencia energética, realizando el estudio de la necesidad del ahorro energético considerando la generación eléctrica nacional relacionado con la utilización y el aumento de la demanda año tras año.

El ingeniero abarca la importancia de incluir nuevas tecnologías en equipos de acondicionamiento del aire, con una alta eficiencia energética que represente para una organización mayor competitividad; además de incluir proyectos de infraestructura que resulten sustentables; es decir, que se obtenga un beneficio energético al reducir el consumo de energía, que paralelamente permita elevar la competitividad y la calidad, así como la concienciación acerca del uso responsable de la energía.

### **Antecedentes nacionales**

Tesis N°1

Institución: Instituto Tecnológico de Costa Rica

Tema: Diseño del Sistema de Aire Acondicionado para la Sucursal de La Uruca del Banco Nacional de Costa Rica.

Autor: Felipe Alvarado García

Año: 2021

Este proyecto el autor estableció los siguientes objetivos: Diseñar el sistema de aire acondicionado para la sucursal del Banco Nacional de Costa Rica realizando los cálculos de carga térmica de todos los recintos y particiones requeridos en la Sucursal, seleccionar los equipos según el tipo de tecnología mediante un análisis integral de los recintos que constituyen el

establecimiento acorde con la disponibilidad de los espacios internos y externos, acceso a fuentes de potencia, características ambientales y necesidades específicas de la edificación; se justificó mediante el estudio económico la Viabilidad del proyecto.

Para este proyecto cabe resaltar la carga térmica calculada que el autor determina para el diseño en el cual la capacidad necesaria para climatizar la edificación es de 188.6 kW y de esto la capacidad sensible es de 78% del total, además de eso que en la selección de equipos tomo en cuenta varios aspectos tales como los espacios limitados entre el cielo suspendido y el entrepiso además de los cables eléctricos y de comunicación que son importantes para la realización de esta tesis debido a que se encuentra en las mismas condiciones y es por eso que escoge una tecnología de volumen de refrigerante variable.

Agregado a eso el autor hace énfasis en la importancia de la escogencia de los equipos que los refrigerantes sean amigables con el ambiente y aceptados por el MINAE con el propósito de utilizar sustancias que no produzcan daños a la capa de ozono. Las tecnologías de climatización modernas permiten la implementación de estas sustancias, por lo cual es imperativo realizar un cambio de equipos en este establecimiento e implementar soluciones con refrigerantes no agotadores de la capa de ozono ni declaradas sustancias de control como los hidrofluorocarbonos (HFCs), acordes con las Leyes #7223 y #9522 de la República de Costa Rica, respectivamente, siempre y cuando la oferta comercial de tecnologías para sistemas de aire acondicionado, lo permita.

Tesis N°2

Institución: Instituto Tecnológico de Costa Rica

Tema: Rediseño del sistema de aire acondicionado para el edificio D-15, de oficinas de 6 niveles, mediante un sistema de agua helada, en América Free Zone, Heredia.

Autor: José Alejandro Delgado Quirós

Año: 2019

Para este proyecto el Ingeniero establece como objetivo general realizar una propuesta alternativa de diseño al sistema de aire acondicionado actual, con un sistema de aire acondicionado por agua helada, en el edificio D-15, de oficinas de seis niveles, en AFZ, Heredia,

Costa Rica, el autor realiza una comparación de la carga térmica obtenida por dos métodos uno mediante un método teórico y otro por el software Hour Analysis Program (HAP) usando este último para la carga resultante para mayor exactitud, el análisis comparativo entre los métodos le arrojó un margen de error del 4.86%.

En este trabajo de investigación resalto la explicación de los sistemas de agua helada que son sistemas que utilizan el agua caliente o helada para el acondicionamiento del aire. Estos sistemas trabajan mediante el uso de chillers que son equipos que se rigen mediante el ciclo de refrigeración y son los encargados de enfriar el agua. Cuentan con evaporador, compresor, condensador, 37 válvula de expansión y es por este sistema que circula el refrigerante. Para el transporte del agua fría se hace uso de tuberías, bombas mecánicas, un sistema de depósito de agua y el sistema de control eléctrico. La gran diferencia en este tipo de sistemas es que el refrigerante no es el encargado de realizar la transferencia de calor directa con el recinto por acondicionar, si no que más bien va a absorbiendo calor del agua en el proceso, mientras le baja la temperatura, para que en un momento en específico se dé la absorción del calor del medio a acondicionar y se produzca una reducción de la temperatura del recinto.

Tesis N°3

Institución: Instituto Tecnológico de Costa Rica

Tema: Propuesta de mejora para el sistema de Agua Helada en el acondicionamiento de aire de la compañía Micro Technologies S.A.-Coyol de Alajuela; mediante el análisis y diagnóstico técnico, ambiental y financiero, según la norma ASHRAE.

Autor: José Ignacio Torres Araya

Año: 2022

La investigación de este proyecto establece como objetivo diseñar una propuesta de mejora para el sistema de aire acondicionado de la planta Micro Technologies S.A., estimando la carga térmica de la planta productiva y con ello estableció la selección de equipos que permitiera la correcta circulación de aire acondicionado en la planta, además de estimar la viabilidad

financiera sobre el costo-implementación de la propuesta de mejora en el diseño de aire acondicionado para la compañía por medio de un análisis económico.

Obteniendo como conclusión que la planta productiva tiene una carga térmica equivalente de 943871,33 W, convertidos en 3220621,11 BTU/h proporcionales a 268,39 ton, el autor realiza una evaluación del funcionamiento de los equipos físicos del sistema de acondicionamiento de aire en la planta comparando lo propuesto por el diseño del fabricante versus las operaciones actuales de los equipos. Se obtuvieron diferencias en materia de eficiencia, rendimiento y calidad por parte de estos. Se realiza el cálculo para la viabilidad financiera sobre el costo-implementación de la propuesta de diseño de aire acondicionado para la compañía, por medio de un análisis económico obteniéndose una inversión inicial de \$ 286740,10, con un escenario optimista de un VAN equivalente a \$ 203363,22, un valor del TIR proporcional a 28% y a su vez un plazo de recuperación aproximadamente al año 5 desde la implementación del proyecto.

Además, a eso me parece importante mencionar a la conclusión que el autor determina con los costos operativos entre el sistema de agua helada y uno de VRF menciona que tendrá un ahorro de \$1 432.03 mensuales, lo que equivale a un 9.5% con respecto al sistema VRF entonces es más viable económicamente en cuanto a costos operativos tener un sistema de agua helada que uno VRF.

Tesis N°4

Institución: Universidad de Costa Rica

Tema: Diseño del sistema de aire acondicionado y ventilación para el Edificio del Centro Nacional de control del dolor y cuidados paliativos.

Autor: Luis Andrés Flores Quirós

Año: 2017

El autor tiene como objetivo Diseñar utilizando técnicas y componentes contemporáneos un sistema de climatización a la medida de las necesidades y requerimientos especiales de un centro de control de dolor dando como resultado el diseño final de un sistema de agua helada.

El Autor realiza un análisis para determinar si existía la posibilidad de contaminación cruzada entre aposentos considerados críticos para el análisis se consideró que el proyecto coexiste

espacios diferentes clasificados, pues se encuentran recintos de uso íntegramente hospitalarios, como salas de cirugía, farmacia o atención de pacientes; espacios de tipo oficina, tales como área administrativa, biblioteca; y zonas donde se puede encontrar concentraciones de personas como las aulas y la capilla. Esto influyo en la determinación de parámetros tales como la temperatura y humedad de diseño de los recintos, necesidad de filtración, flujo de aire y otros, las cuales varían según los requerimientos de los diferentes espacios. Estas diferencias finalmente se vieron reflejadas en los equipos considerados para cada uno de los recintos, y complementadas con requerimientos específicos tales como facilidad de mantenimiento y limpieza, así como el costo inicial y de operación, fueron tomados en cuenta para la selección de las unidades acondicionadas utilizadas en el diseño. Por ejemplo, se decidió utilizar unidades manejadoras de aire de construcción tipo “doble parde” en todos los recintos, independientemente de si suministran aire a un ambiente de uso estrictamente hospitalario, debido a que la contaminación cruzada entre espacios puede representar un riesgo tanto para los pacientes como para el personal que labora en los diferentes recintos.

Tesis N°5

Institución: Tecnológico de Costa rica

Tema: Propuesta de diseño para climatización de Planta 2 de la empresa Florida Retail.

Autor: Michael Steven Morales Arias

Año: 2019

El autor Michael Steven propone el diseño del sistema de climatización por amoniaco y agua helada de la planta de producción 2 de la empresa Florida Retail dando un buen enfoque a la investigación en el tema del cuidado del medio ambiente con la selección de equipos por el tema del refrigerante, además la importancia de que los refrigerantes deben recuperarse de manera segura para su reutilización, reciclaje, recuperación o destrucción durante el servicio o al final de la vida útil del equipo.

Además de eso cabe resaltar la comparación que realiza entre los chillers enfriados por aire o por agua helada tema que es muy importante para el proyecto actual porque se tiene que seleccionar un equipo, en general nos menciona lo siguiente el chiller enfriado por aire tiene una menor capacidad por la menor tasa de transferencia de calor, con la ventaja de que posee menos mantenimiento ya que no le afecta las incrustaciones formadas por el agua producida en los tubos de los intercambiadores de los chiller que son enfriados por agua (IIASE, 2018). Además, un chiller enfriado por agua requerirá agua de reposición, tratamiento de agua y desagües. En cuanto a costos iniciales el chiller enfriado por aire tiene menor costo inicial que el chiller enfriado por agua ya que los enfriados por aire no requieren de torres de enfriamiento, bombas de condensación de agua ni otros componentes asociados a los sistemas de aire acondicionado (IIASE, 2018). El coeficiente de convección “h” es mucho mayor en el agua que en el aire, entre 10 y 100 veces mejor, por tal razón el condensador enfriado por agua es recomendado para instalaciones grandes tipo industrial y el chiller enfriado por aire para aplicaciones más pequeñas (IIASE, 2018).

Tesis N°6

Institución: Universidad Internacional de las Américas

Tema: Propuesta de reglamentación técnica en eficiencia energética para equipos de aire acondicionado menores de 17.5 Kw (60.000 BTU/h) de enfriamiento, y sus posibles beneficios para Costa Rica.

Autor: Ing. Bryan Arias Obando

Año: 2018

El Ingeniero propone como objetivo establecer una reglamentación técnica más adecuada para la fiscalización y evaluación de la eficiencia energética de los equipos de aire acondicionados menores de 17,5 kW (60.000BTU/h) de enfriamiento, en Costa Rica, mediante el cálculo de la eficiencia de los equipos así como definir requerimientos mínimos de eficiencia energética que con los que deberán cumplir los equipos de aire acondicionado importados a Costa Rica, tomando como referencia la normativa vigente.

El autor menciona que un análisis de Pareto o sobre la base de datos de aduanas, facilitada por DIGECA, de las importaciones de los equipos de aire acondicionado definió 20% de las marcas que generaron 80% de las importaciones en el periodo 2015-2017. Entre las cuatro marcas de mayor importación se encuentran: Innovair, Carrier, Panasonic, Midea, ya que entre estas representaron 44%, 33% y 37% en los años 2015, 2016, 2017, respectivamente.

Esta base de datos no suministraba la información necesaria para realizar la evaluación técnica, ya que como datos útiles solo suministraba el modelo y la cantidad de unidades. Al realizar la investigación se encontraron errores de nomenclatura en los modelos los cuales incidieron en que solo 49% de los equipos se pudieran ligar con la información técnica necesaria para la evaluación del estudio. Los rubros investigados a partir de cada modelo fueron la capacidad de enfriamiento, el certificado AHRI y las eficiencias EER y SEER.

La normativa actual está estructurada para fiscalizar equipos con tecnología de carga completa (EER); no obstante, debería modificarse la reglamentación técnica para que sea de atención obligatoria. Además, debería contemplar los equipos de velocidad variable (SEER), ya que de los 134.826 equipos de los que se obtuvo información 55% eran de velocidad variable y 45% de carga completa.

## **Resumen**

El departamento de Facilidades se enfoca en la búsqueda de soluciones ambientales y operativas para la mejora de los cuartos de producción en temas de aire acondicionado para el confort de sus empleados y seguridad del producto, además de eso el ahorro energético con la búsqueda de equipos más eficientes. Debido al crecimiento de la producción se ha incrementado las personas laborando en el área, esto ha implicado la integración de nuevos equipos.

Con el objetivo de abarcar esa necesidad se propone un estudio de factibilidad para el posible reemplazo de los equipos de expansión directa por un sistema de agua helada para el cuarto de producción de CR4. Para esta investigación es necesario realizar el estudio de la carga térmica del cuarto, además determinar y evaluar la tecnología, mediante los datos obtenidos realizar la selección de sistema o equipos que nos den la carga estimada y, que nos genere un ahorro en comparación con los equipos actualmente instalados, además de recomendaciones para lograr obtener un ahorro energético y una mayor eficiencia en los equipos.

Esta comparación se realiza haciendo un levantamiento de los equipos actualmente instalados que son de expansión directa y medir su consumo y realizar la comparación con los nuevos equipos seleccionados.

Finalmente, para asegurar la viabilidad del proyecto, se debe de realizar un análisis financiero que debe incluir la inversión inicial del proyecto y el costo de la energía para determinar el VAN, TIR.

## **Limitaciones**

Un proyecto de este nivel tiene varias limitaciones, entre la más importante se encuentra el tema del costo final del proyecto debido que es un proyecto muy grande tal vez la empresa no tenga contemplado realizar una inversión grande porque también se encuentra invirtiendo en otros proyectos que también le genera ahorro y beneficios a la organización.

Otra limitante es la cantidad de personas y equipos que se puedan encontrar en el área dado que es un área de producción de bombas de infusión y depende de la demanda de producción no es preciso saber cuántas personas y equipos abran en tiempos determinados siempre será un promedio por lo tanto la selección de equipos se realizara a máxima carga y capacidad.

Otro factor limitante es la ubicación donde se pretende instalar el equipo nuevo, porque para temas del personal el acceso está super bien, pero ya para ingresar un equipo nuevo si se necesita hacer un estudio para determinar cuál es la mejor forma de llegarlo hasta el lugar indicado.

## CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

### Aire acondicionado

El Aire acondicionado es un invento que surgió hace bastantes años atrás en el antiguo Egipto para combatir el calor. Los egipcios emplearon varias técnicas para conseguir que el faraón disfrutara de temperaturas agradables. El palacio del faraón estaba revestido de grandes piedras, por lo que, para enfriar la estancia, miles de esclavos desmantelaban las paredes durante la noche para trasladar las piedras al desierto del Sáhara.

Pero el aire acondicionado tal y como lo conocemos hoy tiene su origen en 1842 gracias a Lord Kelvin, que trabajó en la invención de un sistema que fuera capaz de crear un ambiente agradable. Para conseguirlo, creó un sistema frigorífico hermético capaz de absorber el calor gracias a un gas refrigerante.

Pero otros muchos sitúan el origen del aire acondicionado en 1902, cuando el estadounidense Willis Haviland Carrier comenzó a sentar las bases sobre la refrigeración actual. Primero desarrolló la tecnología para solucionar problemas derivados de la excesiva humidificación del aire que se enfriaba.

Poco después Carrier diseñó una máquina capaz de controlar la humedad y la temperatura del ambiente a través de una serie de tubos enfriados. A esta se le puede considerar como la primera máquina de aire acondicionado. Este invento se patentó en 1906 como aparato para tratar el aire, porque el concepto de aire acondicionado no se utilizó hasta que el ingeniero Stuart H. Cramer patentó un equipo que expulsaba vapor de agua en las industrias textiles, que permitía acondicionar el hilo.

Se define el acondicionamiento del aire como un proceso que consiste en tratar un ambiente interior con el objetivo de establecer y mantener unas determinadas condiciones de temperatura, humedad, limpieza y movimiento del aire. Con los sistemas de aire acondicionado modernos lo que busca es acondicionar el área ya sea para enfriar o calentar, humedeciendo o deshumedeciendo, limpiando o purificándolo con lo que requiera el área. (González, 2015, p.6)

## **Confort Térmico**

El confort térmico es cuando un espacio no tiene sensaciones de frío ni de calor es decir cuando las condiciones de temperatura, ventilación y humedad ofrecen una sensación agradable y adecuada para la realización de las actividades propias de dicho espacio. Según la norma ISO 7730, se conoce como confort térmico a “la condición de la mente en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico”. Las personas cuentan con una condición de autorregulación para su propio control de la temperatura. (Tech Costa Rica school of engineering, 2022)

## **Cálculo de carga térmica**

### **Calor sensible**

El calor sensible es aquel que recibe un cuerpo y hace que su temperatura aumente sin afectar su estructura molecular y su estado. El calor sensible también es aquel que es percibido por el sentido del tacto y los cambios de temperatura producidos por él pueden ser medidos por el termómetro común de bulbo seco.

### **Calor latente**

El calor latente es cuando se produce el cambio de estado físico, es cuando la sustancia puede pasar de sólido a líquido, de líquido a gas y viceversa. El calor sensible y latente son similares ya que la energía es aportada o extraída de un objeto o sistema. El calor total de un objeto o material es la suma de los calores sensible y latente, que se requieren para llevarle una condición propia, desde una condición original de cero absoluto.

### **Ganancia de calor en recintos**

Conviene agrupar en dos partes esas ganancias de calor: las que proceden de fuentes externas, y las que se generan internamente (Pita,1994, p.136).

Esta carga de enfriamiento del recinto es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor de él y es la suma de cada una de las ganancias netas corregidas para el recinto.

### Conducción a través de estructuras exteriores.

Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techos y vidrios que dan al exterior se calculan con la siguiente ecuación: (Pita,1994, p.136),

$$Q = U \times A \times DTCE_e$$

#### Ecuación 1. Conducción a través de la Estructura Exterior. Fuente (Pita,1994).

Siendo Q la ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio, Btu/h (W), U coeficiente de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, Btu/h- ft<sup>2</sup>·°F (W/m<sup>2</sup>), A es el área del techo, pared o vidrios, ft<sup>2</sup> (m<sup>2</sup>) y *DTCEe* el diferencial de carga de enfriamiento corregido, la DTCE es una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor. Las tablas 6.1 y 6.2 de este mismo libro presentan los valores de DTCE. Los valores *DTCE<sub>e</sub>* se realiza mediante la siguiente formula:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) \times K + (78 - tR) + (t_o - 85)] \times f$$

#### Ecuación 2 DTCE Corregido. Fuente: (Pita,1994)

Donde *DTCE<sub>e</sub>* es el valor corregido de DTCE, °F, LM es la corrección para latitud al color y mes tabla 6.4, K es la corrección debido al color de la superficie, tR temperatura del recinto, t<sub>o</sub> es la temperatura de diseño exterior promedio, °F y f es el factor de corrección por tipo de techo.

### Conducción a través de estructuras interiores

El calor que pasa desde los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielos rasos, se calcula de la siguiente manera: (Pita,1994, p.142).

$$Q = U \times A \times DT$$

#### Ecuación 3 Conducción a través de estructuras interiores. Fuente: (Pita,1994).

Donde Q es la velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso (BTU/h) (W), U es el coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, Btu/h- ft<sup>2</sup>·°F, (W/m<sup>2</sup>), A es el área de la división, piso o cielo raso, ft<sup>2</sup> (m<sup>2</sup>) y DT diferencia de temperatura entre espacio acondicionado y no acondicionado, °F.

Nota: Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionarse emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5 °F menos que la temperatura exterior. Los espacios con fuente de calor, como los cuartos de calderas, pueden estar a temperaturas mucho mayores (Pita,1994, p.142).

### **Radiación solar a través de vidrio**

La energía radiante del sol pasa a través de materiales transparentes tales como el vidrio y se transforma en ganancia de calor al recinto. Su valor varía con la hora, la orientación, el sombreado y el efecto almacenamiento. La ganancia neta de calor se puede calcular mediante la siguiente ecuación: (Pita,1994, p.142).

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE$$

#### **Ecuación 4 Radiación solar a través de vidrios. Fuente: (Pita, 1994).**

Donde Q es la carga de enfriamiento (BTU/h) (W), FGCS es el factor de ganancia máxima de calor solar Btu/h-ft<sup>2</sup>(W/m<sup>2</sup>), A es el área del vidrio ft<sup>2</sup> (m<sup>2</sup>), CS es el coeficiente de sombreado °F, FCE es el factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

### **Alumbrado**

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

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

#### **Ecuación 5 Ganancia de calor por alumbrado. Fuente (Pita, 1994).**

Donde Q es la carga de enfriamiento (BTU/h) (W), W es la capacidad del alumbrado, Watts, FB factor de balastro, FCE es factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

El término W es la capacidad nominal de las luces en uso, se expresa en watts. En muchas aplicaciones todo el alumbrado este encendido siempre, pero si no lo está, se debe emplear la cantidad real. El valor de 3.4 es para convertir watts a Btu/h. El factor FB toma en cuenta las pérdidas de calor en la balastra de las unidades fluorescentes, pero se debe verificar si hay dudas. Un valor típico de FB es 1.25 para el alumbrado fluorescente, pero se debe verificar si hay dudas. Para el alumbrado incandescente no hay perdidas adicionales y el FB=1.0. (Pita,1994, p.149).

El factor FCE toma en cuenta el almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado. El efecto de almacenamiento depende de cuánto tiempo este encendido el alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, así como de la construcción del edificio, el tipo de unidades de alumbrado y la cantidad de ventilación (Pita,1994, p.149).

### **Personas**

La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente, que resultan de la transpiración. Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto de almacenamiento de calor, pero no el calor latente. (Pita,1994, p.151).

Las ecuaciones son la siguientes

$$QS = q \times n \times FCE$$

**Ecuación 6. Ganancia por calor sensible por persona. Fuente: (Pita, 1994).**

$$QL = q \times n$$

**Ecuación 7. Ganancia por calor latente por persona. Fuente: (Pita, 1994).**

Donde QS y QL son calor sensible y calor latente respectivamente, qs y ql son las ganancias de calor sensible y latente por persona respectivamente, n son los números de personas, FCE es el factor de carga de enfriamiento para las personas.

### **Equipo**

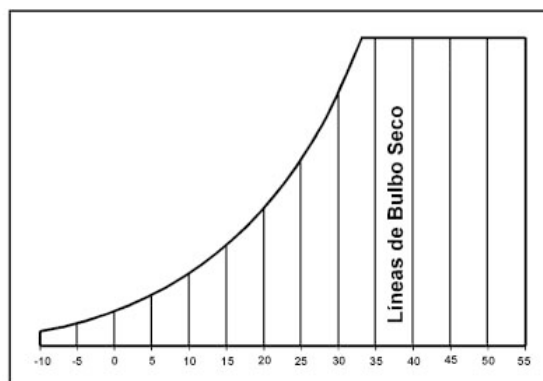
La ganancia de calor debida al equipo se puede calcular, en ocasiones, en forma directa consultando al fabricante o a los datos de placa, tomando en cuenta si su uso es intermitente, algunos equipos producen calor latente como sensible (Pita,1994, p.151).

### **Psicrometría**

Es una rama de la ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano. Es mediante esta rama que se puede estudiar cómo influyen las propiedades termodinámicas del aire húmedo en el confort humano en el interior de un determinado lugar (S&P, 2020).

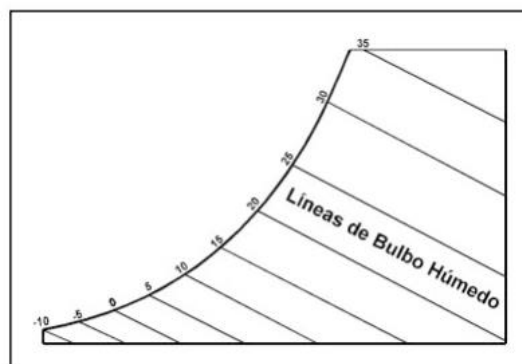
Para lograr entender este estudio es importante conocer las siguientes definiciones:

1. Temperatura de bulbo seco: La temperatura de bulbo seco ( $T$ ) es la temperatura del aire húmedo y, por tanto, la de sus componentes, el aire seco y el vapor de agua, tal como la indica un termómetro (González, 2015, p.122).



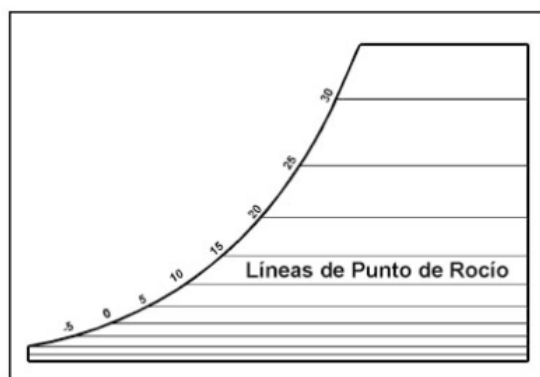
**Figura 1. Líneas de temperatura de bulbo seco. Fuente: Climas Monterrey.**

2. Temperatura de bulbo húmedo: La temperatura húmeda o de bulbo húmedo ( $T_h$ ), es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una gasa empapada en agua, y que se expone a una corriente de aire sin saturar que fluye a velocidades cercanas a 5 m/s (también puede hacerse que el termómetro sea el que se mueva) (González, 2015, p.137).



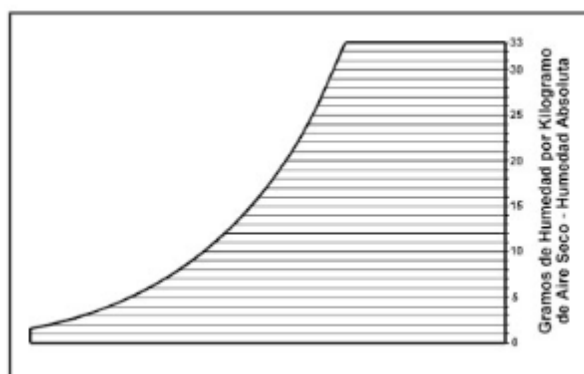
**Figura 2. Líneas de temperatura de bulbo húmedo. Fuente: Climas Monterrey**

3. Punto de rocío: Esta es la temperatura a la cual el vapor en el aire se comienza a condensar si se enfría el aire a presión constante (Pita,1994, p.178).



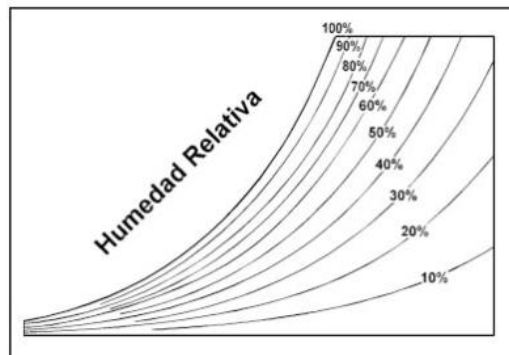
**Figura 3. Líneas de temperatura de punto de rocío. Fuente: Climas Monterrey.**

4. Relación de Humedad: Es el peso de vapor de agua por libra de aire seco, expresado en lb/lb de aire seco, o en gramos de agua por libra de aire seco. También se le conoce como humedad específica (Pita,1994, p.151).



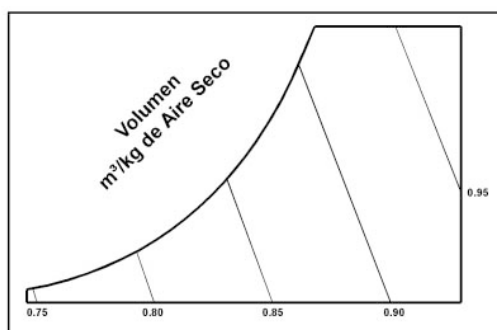
**Figura 4. Líneas de Humedad específica. Fuente: Climas Monterrey.**

5. Humedad relativa (HR): La humedad relativa es la relación presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco (Pita,1994, p.151).



**Figura 5. Líneas de humedad relativa. Fuente: Climas Monterrey.**

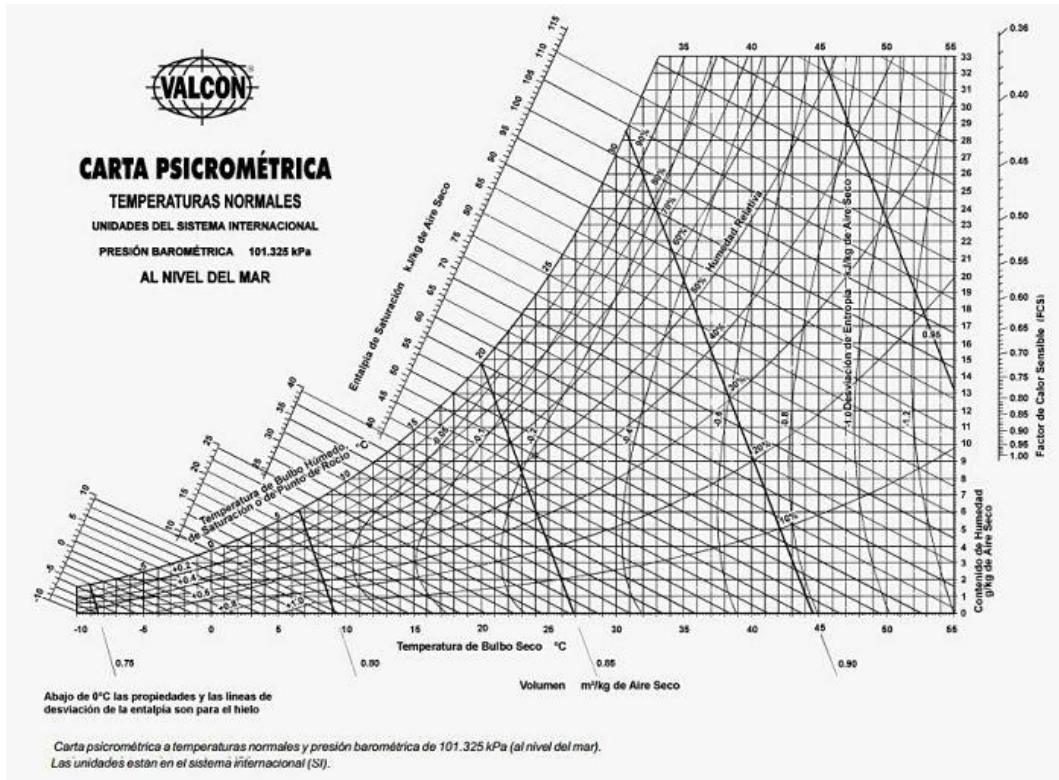
6. Volumen específico: el volumen del aire por unidad de peso de aire seco se expresa en  $ft^3 / l$ . (Pita,1994, p.151).



**Figura 6. Líneas del volumen específico. Fuente: Climas Monterrey.**

### Carta Psicrométrica

Las cartas psicrométricas son gráficos integrados por una familia de curvas, las cuales son trazadas a partir del cálculo de ecuaciones de estado. Estas ecuaciones relacionan los parámetros que caracterizan la mezcla de aire-vapor de agua. A continuación, se muestra la tabla que se utilizará.



**Figura 7: Tabla Psicométrica Utilizada. Fuente: Climas Monterrey.**

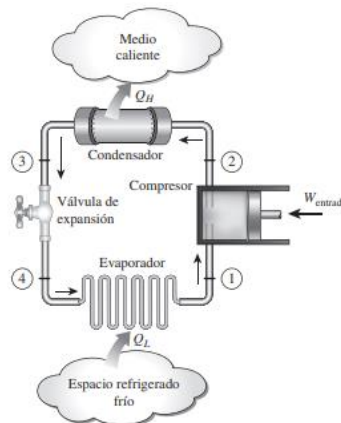
### **Elementos fundamentales de un sistema de aire acondicionado**

Para lograr entender los sistemas de climatización o aire acondicionado es importante conocer elementos fundamentales y la función de cada uno de ellos para lograr una selección de un sistema eficiente. Es importante mencionar que el acondicionamiento del aire es posible mediante un proceso termodinámico denominado ciclo de refrigeración en donde el calor es extraído de un espacio o recinto con mayor nivel térmico y se transporta un nivel térmico más bajo.

El ciclo de compresión por vapor es el más utilizado en aplicaciones de refrigeración y climatización.

## Ciclo de compresión por vapor

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime 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 en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores. El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo (Cengel, 2012. pp.618-619).



**Figura 8 Ciclo de Compresión de Vapor. Fuente: (Cengel, 2012).**

Para que este ciclo se lleve a cabo es necesario tener 4 componentes esenciales se describen a continuación:

## **Condensador**

El condensador es el componente de los sistemas de refrigeración que se encarga de reducir la temperatura del refrigerante cuando está en estado vapor para convertirlo en líquido. Su nombre se debe a que, con esta cesión de energía, el refrigerante alcanza un punto de saturación en el que se condensa para cambiar de estado.

## **Evaporador**

En el evaporador el líquido se evapora a una temperatura y presión constante gracias al calor latente suministrado por el refrigerante. La presión se mantiene constante a pesar de que la temperatura del vapor aumenta debido al sobrecalentamiento. El refrigerante se evapora completamente en el evaporador.

## **Compresor**

La función de estos es reducir el volumen del gas en un espacio confinado para de esta manera lograr un aumento en su presión y temperatura.

## **Válvula de expansión**

La válvula de expansión lo que busca es controlar el flujo del refrigerante en su trayecto del condensador al evaporador.

## **Refrigerante**

El refrigerante es el medio por el cual el calor sale del recinto que se desea acondicionar para posteriormente liberar este calor hacia el medio ambiente en la etapa correspondiente del ciclo.

### **Equipos de Expansión Directa**

Los sistemas de expansión directa son equipos de climatización que se componen de dos partes, una que se sitúa en el interior de la zona a climatizar y otra exterior, esta unidad es la que contiene el compresor y el condensador. Estos equipos son válidos para climatizar viviendas, oficinas, empresas, comercios.

Un sistema de expansión directa se caracteriza por que traslada el calor o el frío, del interior hacia el exterior, siendo el refrigerante el encargado de absorberlo, dependiendo si va a proporcionarnos frío o calor el refrigerante se condensa o evapora, El compresor juega un papel importante a la hora de cambiar el estado del líquido refrigerante, aumentando la presión el fluido se condensa con más facilidad, la válvula de expansión se encarga de lo contrario disminuirla, lo

que facilita la evaporación del fluido. El compresor también se encarga de hacer circular el refrigerante por el serpentín de enfriamiento que va enfriando el aire.



**Figura 9 Equipo expansión directa. Fuente Trane**

### **Sistemas de volumen variable (VRF)**

Es un sistema de climatización para grandes superficies como hoteles, hospitales y centros comerciales, e compone de una unidad exterior que se sitúa en la azotea del edificio y que se conecta por medio de tubos de cobre a muchas unidades interiores ubicadas dentro del local. Existen sistemas de VRF de dos tubos que solo generan frío o calor, pero no ambos a la vez; y de tres tubos, capaces de proporcionar frío y calor al mismo tiempo, pero son más costosos. (González, 2021)

El funcionamiento del VRF es bastante similar al de cualquiera de los tipos de aire acondicionado tradicionales: un gas refrigerante (normalmente gas R32) es sometido a cambios de presión y, con ello, de temperatura para absorber el calor del aire de la sala y expulsarlo al exterior y, al contrario si trabaja en modo calor. El sistema VRF cuenta con una unidad exterior (en la que se encuentra el compresor y el condensador), unas tuberías de cobre por donde circula el gas refrigerante y varias unidades interiores (que contienen la válvula de expansión y el evaporador). (González, 2021)

Los VRF disponen de un compresor inverter que modula la velocidad en función de las necesidades de climatización, de esta forma pueden proporcionar la presión idónea independientemente del número de unidades interiores que estén en funcionamiento (González, 2021).



**Figura 10 Equipo VRF. Fuente Carrier**

### **Aspectos Fundamentales de los Sistemas de agua helada**

Los sistemas de agua helada son los equipos que más se están utilizando en las industrias ya que manejan capacidades desde las toneladas hasta más de 2000 toneladas estos equipos tienen la capacidad de generar agua helada a diferentes equipos tales como Manejadoras, Fan & Coil, Evaporadores a cualquier distancia por medio de sistemas de bombeo con tuberías.

El enfriamiento del agua para sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire se hace con un equipo enfriador conocido como “Chiller”. Existen diferentes tipos de Chiller los enfriados por aire y los enfriados por agua, a continuación, se describen.

#### **Chiller enfriado por aire**

Los chillers tornillo enfriados por aire son una unidad central de aire acondicionado, la cual utiliza aire en el condensador para disipar el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador. Debido a su capacidad de enfriamiento, este tipo de unidades son la solución para aplicaciones en las que contratistas, consultores y propietarios de edificios buscan mayores rendimientos y una calidad superior en sistemas de refrigeración.

Una de sus grandes ventajas es que no requieren de una torre de enfriamiento, por lo que la inversión inicial y costos de mantenimiento son menores, en comparación con los chillers enfriados por agua.

Su funcionamiento está basado en el llamado ciclo de Carnot, en el cual el refrigerante entra al evaporador y es forzado a experimentar un cambio de estado, convirtiéndolo en gas a baja presión. Esto es posible porque el refrigerante toma el calor del agua indirectamente por los tubos de cobre, y es en esta sección donde se produce el enfriamiento. Posteriormente, el agua es conducida a las unidades interiores para climatizar el recinto y el refrigerante (en estado gaseoso) pasa al compresor, el cual aumenta la temperatura y presión de este. Este gas sobrecalentado a alta presión ingresa al condensador, que a su vez transfiere el calor del refrigerante al exterior.

En el caso de los chiller enfriados por aire, esta transferencia se realiza por medio de ventiladores, los cuales obligan al refrigerante a convertirse nuevamente en líquido mediante un flujo de aire que circula a través de las aletas de aluminio. El refrigerante fluye entonces en los tubos de cobre del condensador y, una vez que se enfría, regresa al evaporador a través de la válvula de expansión electrónica que controla el flujo de refrigerante para repetir el ciclo.

Para las unidades de este tipo las temperaturas de salida y entrada de agua corresponden a 5 y 15 grados centígrados, con un máximo diferencial de temperatura de 8 grados Celsius. Cabe destacar que entre más grande sea el diferencial de temperatura en el sistema de refrigeración, mayor será la transferencia de calor, lo que reduce costos de operación.



**Figura 11 Chiller enfriado por aire. Fuente Carrier**

Existen diferentes tipos de chillers enfriados por aire que se describen a continuación:

### **Chiller tipo Scroll enfriado por aire**

Tiene un rango de capacidad de 10 a 150 toneladas, el compresor es tipo Scroll que proveen una alta eficiencia, bajo ruido, tolerancia al líquido insuperable, así como gran confiabilidad.

### **Chiller tipo tornillo enfriado por aire**

El Chiller de tornillo enfriado por aire es una máquina basada en un circuito de refrigeración a compresión, destinada al enfriamiento de caudales de líquido, de gran utilidad en rangos de potencia frigorífica media y alta, con condensador enfriado por agua o aire, caracterizada por la confiabilidad y rendimiento que ofrece el compresor de tornillo. Este tipo de chiller con el compresor de tornillo es una máquina para aumentar la presión de gas refrigerante que sale del evaporador del chiller, y llevarlo con alta presión, al condensador de la enfriadora de agua.

Los chillers con compresor de tornillo son enfriadoras compactas y livianas disponibles con una capacidad de enfriamiento que va desde 20 toneladas hasta 1,000 toneladas.

### **Chiller enfriado por agua**

Los Chillers enfriados por agua son máquinas destinadas a la “producción” de agua a bajas temperaturas usando para ello un ciclo de refrigeración mayormente por compresión.

El Ciclo de Refrigeración por compresión del chiller se encarga de recoger el calor del agua para bajarle suficientemente la temperatura y convertirla en la llamada “Agua helada”, este proceso ocurre en el evaporador del chiller, luego el compresor se encarga de llevar el refrigerante al condensador del ciclo de refrigeración que es enfriado por un circuito de agua secundario que no tiene nada que ver con el circuito de agua helada, el agua que enfría al condensador del ciclo de refrigeración recoge el calor proveniente del refrigerante, este calor es trasladado por el circuito de agua secundaria hacia una torre de enfriamiento, donde el agua puede abandonar el calor y regresar a su temperatura inicial para volver a retornar al condensador del circuito de refrigeración, después del condensador el refrigerante dentro del circuito de refrigeración llega al dispositivo de expansión para retornar la presión original y volver a estar frío para reiniciar el ciclo.



**Figura 12 Chiller enfriado por agua. Fuente Carrier**

Existen diferentes tipos de chillers enfriados por agua que se describen a continuación:

### **Chiller tipo Scroll enfriado por agua**

Este tipo de chiller contiene las siguientes características: (Mora, mundochiller, 2021)

- Se utiliza en un rango de baja potencia sé que se clasifica entre baja y media.
- La capacidad de este tipo de chillers es generalmente menor a 25 toneladas de refrigeración.
- Para lograr alcanzar un valor de potencia importante se necesita varios compresores Scroll trabajando en paralelo para lograr sumar una mayor capacidad.
- Logran una eficiencia volumétrica de 100% por lo que reduce costos.
- Se elimina las pérdidas en las válvulas esto porque no tienen válvulas de succión.
- La principal desventaja del chiller con compresor scroll, de capacidad media, es que, al tener mayor cantidad de compresores, aumentamos la probabilidad de fallas, por número de componentes del sistema.

- Otra desventaja es el control de la lubricación de los compresores en paralelo, que debe ser riguroso y lo más automático posible. Además, se requiere un sistema de equalización de aceite, diseñado para un rendimiento, y fiabilidad correcta en todo el entorno operativo.

### **Chiller tipo tornillo enfriado por agua**

Los Chillers Tipo Tornillo Enfriados por Agua, son unidades enfriadoras de líquido o generadoras de agua helada y son la solución ideal para sus requerimientos de Aire Acondicionado; pueden ser monitoreadas en todas sus funciones por medio de un Software, estos equipos tienen la ventaja de llevar el agua refrigerada a las manejadoras a cualquier distancia mediante el bombeo adecuado. Los Chillers Tipo Tornillo Enfriados por Agua, funcionan con carga completa de gas refrigerante R-134<sup>a</sup>. Los Chillers Tipo Tornillo Enfriados por Agua, son ideales para su uso en Industrias, oficinas, edificios con departamentos, hospitales, escuelas, centros comerciales, subestaciones eléctricas, industrias farmacéuticas, naves industriales plazas de comercio, edificios gubernamentales.

### **Chiller tipo centrífugo enfriado por agua**

Es una máquina encargada al enfriamiento de un caudal de líquido. Generalmente de gran capacidad de enfriamiento, que trabaja con un ciclo de refrigeración convencional, caracterizada por trabajar con uno o varios compresores del tipo centrífugo (Mora, mundochiller, 2021).

La principal ventaja de los compresores centrífugos es su alta capacidad de manejar caudales grandes de refrigerante, y sus buenas características de eficiencia.

### **Diferencias entre un chiller enfriado por agua a un chiller enfriado por aire**

Realizando una comparación general un chiller enfriado por agua posee una mayor capacidad de enfriamiento que está dada por la tasa de transferencia de calor del agua y por lo tanto es más recomendable en grandes edificaciones. En cambio, el Chiller enfriado por aire tiene menos capacidad debido a la menor tasa de transferencia de calor, pero tiene la ventaja que este tipo de Chiller tiene menos mantenimiento ya que no le afecta las incrustaciones del agua que se produce en los tubos de los intercambiadores de calor del Chiller enfriado por agua.

Los chillers enfriados por agua tienen una vida más larga, una mayor eficiencia, una mayor capacidad y también una mayor contención refrigerante. Mientras que las desventajas de los chillers enfriados por aire es que tienen una menor eficiencia, una esperanza de vida comparativamente menor y están disponibles en la gama de baja capacidad.

Otra diferencia muy importante es a nivel de costos iniciales, los chillers enfriados por aire son menores de los chillers de agua fría ya que los sistemas de aire frío no necesitan torres de enfriamiento, bombas de condensación de agua ni otros componentes asociados a los sistemas de aires acondicionados.

### **Eficiencia energética**

El término eficiencia energética hace referencia a la capacidad para obtener los mejores resultados en cualquier actividad empleando la menor cantidad posible de recursos energéticos. Nos permite reducir el consumo de cualquier tipo de energía y con ello los posibles impactos ambientales asociados a ella. Esto es aplicable desde la generación de dicha energía hasta su consumo final.

Con la eficiencia energética tratamos por tanto de mantener el mismo rendimiento de nuestra actividad, pero incorporando una serie de modelos de gestión sostenibles, hábitos responsables e inversiones en innovación tecnológica.

La capacidad de refrigeración (QB) es el calor adsorbido en el serpentín evaporado y la carga de refrigeración es la energía térmica que presenta la carga. El trabajo del compresor (W) y el calor adsorbido (QB).

Para hallar la eficiencia se debe hablar de los siguientes términos:

EER: Ratio de eficiencia energética

$$EER = (QB, \text{ BTU/h}) / \text{Watt}$$

**Ecuación 9. Ratio de eficiencia energética. Fuente: (acr Latinoamérica, 2020).**

Es el cociente entre la potencia de refrigeración y la potencia eléctrica absorbida en unas condiciones específicas de temperatura con la unidad a plena carga.

SEER: Ratio de eficiencia energética estacional

$$\text{SEER} = (\text{QB, BTU/año}) / \text{Watt-h}$$

**Ecuación 10. Ratio de eficiencia energética estacional. Fuente: (ACR Latinoamérica, 2020).**

Es la eficiencia energética estacional de una unidad, calculada para la demanda anual de refrigeración, factor de eficiencia energética estacional.

### **Potencia eléctrica**

La potencia eléctrica es un parámetro que nos indica la cantidad de energía eléctrica que es transferida de una fuente generadora a un elemento o dispositivo consumidor por unidad de tiempo y su unidad de medida de medida es el vatio (W) en el Sistema Internacional de Unidades.

El cálculo de la potencia eléctrica se obtiene al tener la carga eléctrica, también conocida como tensión eléctrica, que pasa en un tiempo limitado a través de una diferencia de potencia, denominada intensidad. El resultado, se obtiene al multiplicar la tensión por la intensidad. Generalmente la tensión se pone en Voltios (V) y la Intensidad en Amperios (A).

### **Consumo eléctrico**

El consumo eléctrico es la cantidad de energía consumida en un periodo determinado de facturación por parte del usuario. El consumo eléctrico se mide en Kilowatts hora (kWh) y son varios factores que influyen en la cantidad de consumo a pagar, dependiendo de la empresa a la cual le contratemos el servicio va a variar el precio. Existen varios tipos de consumidores eléctricos: Industria, servicios y residencial.

### **Consumo eléctrico pico**

También conocida como demanda máxima es el consumo de energía eléctrica mas alta que se ha dado en un periodo de tiempo específico. La demanda pico son términos utilizados en la gestión de la demanda de energía que describen un período en el que se espera que se proporcione energía eléctrica durante un período sostenido a un nivel de suministro significativamente superior al promedio. Las fluctuaciones máximas de la demanda pueden

ocurrir en los ciclos diarios, mensuales, estacionales y anuales. Para una empresa de servicios eléctricos, el punto real de demanda máxima es un período de media hora u hora que representa el punto más alto de consumo de electricidad de los clientes.

La Empresa de Servicio Públicos de Heredia establece dos horarios de demanda pico:

- Pico 1: 10:00 AM - 12:30 PM
- Pico 2: 5:30 PM – 8:00 PM

### **Consumo eléctrico valle**

El consumo eléctrico en las horas valle forman las franjas horarias en las que se produce un menor consumo eléctrico y, por lo tanto, el precio de la energía eléctrica es menor debido a su bajada de demanda. Las horas valle son las horas más baratas de una tarifa eléctrica de discriminación horaria. De este modo, las horas valle comprenden la franja horaria diaria en la que, al haber una menor demanda eléctrica, el precio de cada kWh es menor.

La Empresa de Servicio Públicos de Heredia establece dos horarios de horas valle:

- Valle 1: 6:00 AM – 10:00 AM
- Valle 2: 12:30 PM – 5:30 PM

### **Consumo eléctrico nocturno**

Es el consumo eléctrico donde se establece un precio más barato para la energía consumida de noche, ofreciendo así la posibilidad de conseguir un ahorro importante trasladando las acciones de mayor consumo a estas horas donde se paga menos por la electricidad.

La Empresa de Servicios Públicos de Heredia establece el siguiente horario para las horas nocturnas:

- Nocturna: 8:00 PM - 6:00 AM

## **Facturación Eléctrica**

La facturación eléctrica es el recibo o justificante en el cual se especifica nuestro consumo de electricidad y cuánto debemos pagar por él. Estas facturas se empiezan a emitir desde el instante en que damos de alta la luz y se reciben, generalmente, en el domicilio o a través del correo electrónico. La factura dependerá el tipo de tarifa que tengamos contratada, de la potencia, de si es una tarifa con discriminación horaria o no, de nuestros hábitos energéticos.

## **Tarifa Media Tensión B**

Según la ESPH empresa que abastece el servicio de energía a esta empresa que la tarifa media tensión B es para el suministro de energía y potencia a servicios eléctricos servidos en media tensión, con una vigencia de 24 meses contados a partir del 1° de enero del 2020 hasta el 31 de diciembre del 2021, sujeta a revisiones en posteriores solicitudes tarifarias, bajo contrato, con una vigencia mínima de un año, prorrogable por periodos anuales, debiendo comprometerse el cliente a consumir 1 000 000 kWh por mes y 2 000 kW por mes en al menos 10 de los últimos doce meses, así como comprometerse como mínimo a mantener el consumo histórico.

También podrán acceder a esta tarifa aquellos clientes que cuenten con una certificación ISO 50001, en las que certifiquen al cliente en el uso eficiente de la energía por medio de un sistema de gestión de la energía, mismos que se les podrá excluir del requisito mínimo de consumo de energía y potencia, previa valoración de cada caso en particular en función del consumo histórico.

Si el consumo mínimo no se cumple, en la facturación del doceavo mes se agregarán los kWh necesarios para completarlo, a los que se les aplicará el precio de la energía en periodo punta. Esta tarifa solo aplicará a aquellos con la condición de que muestren sostenidamente al menos durante diez meses de los últimos doce meses el consumo de energía y potencia establecido anteriormente.

Para los clientes nuevos, estos deberán cumplir con las restricciones de consumo mínimo de energía y potencia señaladas anteriormente, sin embargo, podrá excluirse el requisito del cumplimiento del consumo histórico de los últimos 12 meses. Una vez que ingresen a esta tarifa, si durante los últimos doce meses no alcanzan en al menos diez el consumo establecido, pierden la categoría y al tercer mes de incumplimiento regresan a la tarifa original de procedencia.

Esta categoría tarifaria establece precios mediante una banda. Los valores entre los precios mínimos y máximos inclusive pueden aplicarse al consumo de energía y potencia de los usuarios que puedan acceder a la tarifa, según sea requerido y previa valoración de la ESPH S.A. de cada caso en particular en función del consumo entre otras variables

### **Conversión de kWh a dinero**

Para realizar la conversión primero se debe de saber es la potencia del equipo o equipos, seguido de eso se multiplica por las horas en las cuales se encuentra operando y seguido a eso se multiplica por el costo del kWh que tiene la empresa que brinda el servicio eléctrico.

### **Analizador de energía**

Un analizador de redes eléctricas es una herramienta que permite realizar un análisis de las propiedades de una instalación. Este instrumento permite verificar la capacidad de carga, conocer el consumo, detectar problemas en los armónicos y controlar el voltaje y la sobretensión.

Un analizador de redes eléctricas tiene el objetivo de examinar y proporcionar información sobre las propiedades de una red eléctrica. Sin embargo, solo mide algunas propiedades específicas que sirven para conocer el estado general de la red; en especial, los parámetros que se relacionan con la transmisión y propagación de las señales eléctricas. Por lo general, estos dispositivos cuentan con cables para conectarlos a la red e, incluso, al computador. El profesional que los opere simplemente debe configurar el aparato, conectarlo e iniciar la medición.

### **Analizador de energía Fluke 1734**

Estas son las características más importantes de este analizador o registrador de energía.

- **Mediciones clave:** Capture y registre automáticamente la tensión, corriente, potencia, factor de potencia, energía y valores asociados.
- **Compatible con Fluke Connect®:** Visualice datos localmente en el instrumento mediante la aplicación móvil y software para equipos Fluke Connect o a través de la infraestructura de Wi-Fi en sus instalaciones.
- **Alimentación práctica del instrumento:** Alimente el instrumento directamente desde el circuito medido.

- **La clasificación de seguridad más alta del sector:** calificación: 600 V CAT IV/1000 V CAT III para su uso desde la acometida de servicio en adelante.
- **Mida las tres fases:** Incluye 3 sondas flexibles de corriente.
- **Registros integrales:** Se pueden almacenar más de 20 sesiones de registro distintas en los instrumentos. En realidad, todos los valores medidos se registran automáticamente para que no pierda las tendencias de medición. Incluso se pueden revisar durante las sesiones de registro y antes de descargarlos para su análisis en tiempo real.
- **Interfaz de usuario optimizada:** La configuración rápida, guiada y gráfica garantiza que capture datos precisos siempre, y la función de verificación inteligente indica las conexiones correctas que se realizaron, lo que reduce la incertidumbre del usuario.
- **Pantalla táctil brillante a color:** Lleve a cabo análisis en el campo y comprobaciones de datos en forma práctica con una pantalla completamente gráfica.
- **Interfaz de usuario optimizada:** Capture datos precisos siempre mediante una configuración rápida, guiada y gráfica, y reduzca la incertidumbre acerca de las conexiones con la función de verificación inteligente.
- **Complete configuraciones “en el campo” a través del panel frontal:** No es necesario regresar al taller para descargar, configurar o llevar un equipo al panel eléctrico.
- **Registro totalmente integrado:** Conecte otros dispositivos Fluke Connect al registrador 1734 de Fluke para registrar simultáneamente hasta dos parámetros de medición adicionales, prácticamente cualquier parámetro disponible en un multímetro o módulo digital inalámbrico Fluke Connect\*
- **Software de aplicación Energy Analyze Plus:** Descargue y analice cada detalle del consumo de energía con nuestra generación de informes automatizada.



**Figura 13 Fluke 1734 Energy Logger**

## **Factibilidad**

Un estudio de factibilidad es una herramienta que nos ayuda a orientar la toma de decisiones durante la evaluación de un proyecto y se considera que es la última fase de la operación y ciclo del proyecto. Se realiza el estudio mediante toda la información que tiene la menor incertidumbre posible para medir las posibilidades de que sea un éxito o un fracaso el proyecto de inversión, teniendo en cuenta lo anterior se tomara la decisión de proceder o no con su implementación.

Del estudio de factibilidad se puede esperar, o abandonar el proyecto por no encontrarlo suficientemente viable o conveniente; o mejorarlo, elaborando un diseño definitivo, teniendo en cuenta las sugerencias y modificaciones que surgirán de los analistas representantes de las alternas fuentes de financiación, o de funcionarios estatales de planeación en los diferentes niveles, nacional, sectorial, regional, local o empresarial. (Miranda, 2005, p.36)

En consecuencia, los objetivos de cualquier estudio de factibilidad se pueden resumir en los siguientes términos:

- Verificación de la existencia de un mercado potencial o de una necesidad no satisfecha.
- Demostración de la viabilidad técnica y la disponibilidad de los recursos humanos, materiales, administrativos y financieros.
- Corroboración de las ventajas desde el punto de vista financiero, económico y social de asignar recursos hacia la producción de un bien o la prestación de un servicio. El estudio de factibilidad. (Miranda, 2005, p.36).

## **Factibilidad técnica**

Realiza una evaluación del equipo están disponibles y tiene las capacidades técnicas por cada alternativa de diseño que se está considerando. Los estudios de factibilidad técnica también consideran las interfases entre los sistemas actuales y el nuevo.

Los estudios de factibilidad técnica también consideran si la organización tiene el personal que posee la experiencia técnica para diseñar, implementar, operar y mantener el sistema propuesto. Si el personal no cuenta con la experiencia necesaria se puede entrenar.

### **Factibilidad económica**

La factibilidad económica es el análisis de los costos e ingresos de un proyecto objetivo por ver si resulta o no lógico y posible poder completarlo. Es un tipo de análisis de costo-beneficio del proyecto examinado, que evalúa si es posible implementarlo.

El análisis de factibilidad económica es el método más utilizado para determinar la eficiencia de un nuevo proyecto. También conocido como análisis de costos, ayuda a identificar la ganancia esperada contra la inversión de un proyecto.

### **Análisis Financiero**

El análisis financiero permite evaluar la situación actual y pasada de una organización, y prever así su evolución. Se trata de una herramienta fundamental para la administración y dirección de empresas. Y es que, el análisis financiero de una empresa ayuda a un mayor conocimiento de esta y a la identificación de posibles amenazas y oportunidades. Esta información resulta también de gran interés para los agentes involucrados, ya sean externos o internos.

### **Valor Actual Neto (VAN)**

El VAN es el acrónimo del Valor Actual Neto, también conocido como Valor Presente Neto (VPN). Es uno de los indicadores financieros para valorar y determinar la viabilidad y la rentabilidad de un proyecto de inversión, más conocidos y utilizados. Se determina mediante la actualización de los flujos de gastos e ingresos futuros del proyecto, menos la inversión inicial. Si el resultado de esta operación es positivo, es decir, si refleja ganancia se puede decir que el proyecto es viable. La fórmula utilizada para determinar el VAN es:

$$\text{VAN} = \text{Beneficio Neto Actualizado (BNA)} - \text{Inversión Inicial (I}_0\text{)}$$

#### **Ecuación 11. Formula del VAN. Fuente: (Economía3)**

Donde el BNA es el valor actualizado del flujo de caja que se obtiene al estipular el valor de venta a futuro y aplicarle una tasa de descuento para actualizar su valor al presente. Es decir, se calcula el valor en que podrías vender en el futuro y le aplicas una tasa de interés inversa para estimar ese valor hoy en día.

Esta operación nos arrojará 3 posibles resultados que nos servirán para determinar la viabilidad del proyecto en cuestión:

- **VAN = 0.** Sí el resultado es igual a cero (0), se determina que el proyecto no dará ganancias ni pérdidas, o sea, es indiferente.
- **VAN > 0.** Cuando el valor obtenido es mayor a cero (0) se asume que el proyecto será rentable.
- **VAN < 0.** Si el valor obtenido es menor a cero (0) se considera el proyecto no viable.

### **Tasa Interna de Retorno**

TIR o Tasa Interna de Retorno es uno de los métodos de evaluación de proyectos de inversión más recomendables. Se utiliza frecuentemente para analizar la viabilidad de un proyecto y determinar la tasa de beneficio o rentabilidad que se puede obtener de dicha inversión. Estrechamente ligado al VAN, el TIR también es definido como el valor de la tasa de descuento que iguala el VAN a cero, para un determinado proyecto de inversión. Su resultado viene expresado en valor porcentual. Se determina mediante la siguiente fórmula:

$$TIR = \sum_{T=0}^n \frac{Fn}{(1+i)^n} = 0$$

#### **Ecuacion12. Formula TIR. Fuente: (economía3).**

En donde Fn es el flujo de caja en el período n, n es el número de períodos y I es el valor de la inversión inicial.

Y sus resultados se interpretan de la siguiente manera identificando “r” como la tasa de descuento.

- Si la TIR es < r se determina que el proyecto debe ser rechazado.
- Si la TIR es > r entonces el proyecto será viable y puede ser aprobado.
- En el caso de que la TIR = 0, el proyecto en principio debe ser rechazado. Es cierto, que desde el punto de vista estratégico puro, se podría decidir invertir, pero a nivel financiero no compensa asumir dicho riesgo.

### Capítulo III. MARCO METODOLÓGICO

Objetivo	Variable	Indicador	Definición Conceptual	Definición Operacional	Definición Instrumental
Implementación de sistema de agua helada para reemplazo de equipos de expansión directa por medio del estudio económico y técnico	-Carga térmica	Btu/h	-Carga Térmica: cantidad de calor que debe ser retirada del sitio por refrigerar para reducir o mantener la temperatura deseada.	Todas las cargas térmicas se tabularán en tablas de Excel donde se obtendrá el valor total.	Aplicación Excel Microsoft Office 2021. 365
	-VAN	Dólares	-VAN: El valor actual neto (VAN) nos indica mediante sus ecuaciones si la inversión del proyecto es positiva o es negativa.	Se tabularán todos los datos en tablas de Excel para obtener los resultados de la rentabilidad del proyecto	Aplicación Excel Microsoft Office 2021. 365
	-TIR	Porcentaje	-TIR: es la rentabilidad que ofrece una inversión.	Se tabularán todos los datos en tablas de Excel para obtener los resultados de la inversión.	Aplicación Excel Microsoft Office 2021. 365

Identificación de equipos de expansión directa instalados actualmente.	Numero de equipos.	Cantidad	Es la Cantidad de equipos instalados en el sitio.	Se realizará una visita a sitio para determinar la cantidad de equipos que comprenden el área de producción.	Aplicación Excel Microsoft 365 Office 2021.
Medición del consumo de los equipos de expansión directa para establecer el consumo energético actual.	Consumo energético.	Kilowatts hora (kWh).	Consumo energético es el gasto total de energía en un periodo de tiempo de los equipos actualmente instalados que conforman el cuarto de producción.	Se colocará el medidor en los equipos por varios días y los resultados serán descargados y tabulados en tablas de Excel.	Analizador de energía Fluke 1734 Energy Logger y Aplicación Excel Microsoft 365 Office 2021.
Cálculos de carga térmica para determinar parámetros para la selección de equipos.	Carga Térmica del cuarto de producción.	kW (Btu/h)	Cantidad de energía que un área necesita para conservar o conseguir condiciones de temperatura y	Los resultados de todas las cargas térmicas se tabularán con sus fórmulas respectivas en tablas de Excel	Aplicación Excel Microsoft 365 Office 2021.

			humedad.	para el obtener el resultado final de la carga térmica.	
Selección del tipo de sistema y equipo a utilizar.	Capacidad de enfriamiento.	Toneladas de refrigeración.	Es la cantidad de calor extraído del espacio por refrigerar y se mide en toneladas de refrigeración.	Búsqueda en catálogos certificados de varios fabricantes y se compraran cual es la mejor opción para el proyecto	Mediante catálogos de fabricantes certificados.
	Eficiencia del equipo.	EER	Es el nivel en la que un equipo es productivo cuando está en funcionamiento.	Búsqueda en catálogos certificados de varios fabricantes y se compraran cual es la mejor opción para el proyecto	Mediante catálogos de fabricantes certificados.
Estudio económico	-VAN	Dólares	-VAN: El valor actual neto (VAN) nos indica mediante sus ecuaciones si la inversión del proyecto es positiva o es negativa.	Se tabularán todos los datos en tablas de Excel para obtener los resultados de la rentabilidad del proyecto	Aplicación Excel Microsoft 365 Office 2021.

	-TIR	Porcentaje	-TIR: es la rentabilidad que ofrece una inversión.	Se tabularán todos los datos en tablas de Excel para obtener los resultados de la inversión.	Aplicación Excel Microsoft Office 2021. 365
--	------	------------	--	--	---

## CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE RESULTADOS

### Condiciones actuales de consumo

Actualmente la planta cuenta con varios sistemas de refrigeración establecidos cada uno para cada área, en el caso del piso de producción cuenta con un sistema de aire acondicionado alimentado por cuatro unidades independientes de expansión directa llamadas DXs, la DX 08 con una capacidad de 30 toneladas de refrigeración, la DX 09 con una capacidad de 40 toneladas de refrigeración, la DX 10 con una capacidad de 20 toneladas de refrigeración y la DX 11 con una capacidad de 20 toneladas de refrigeración. En la siguiente tabla podemos observar el consumo de cada unidad con respecto a su dato de placa y el tiempo de operación varía dependiendo de la programación dado que en las noches no hay tanta producción como en el día.

**Tabla 1. Consumo de kWh según dato de placa**

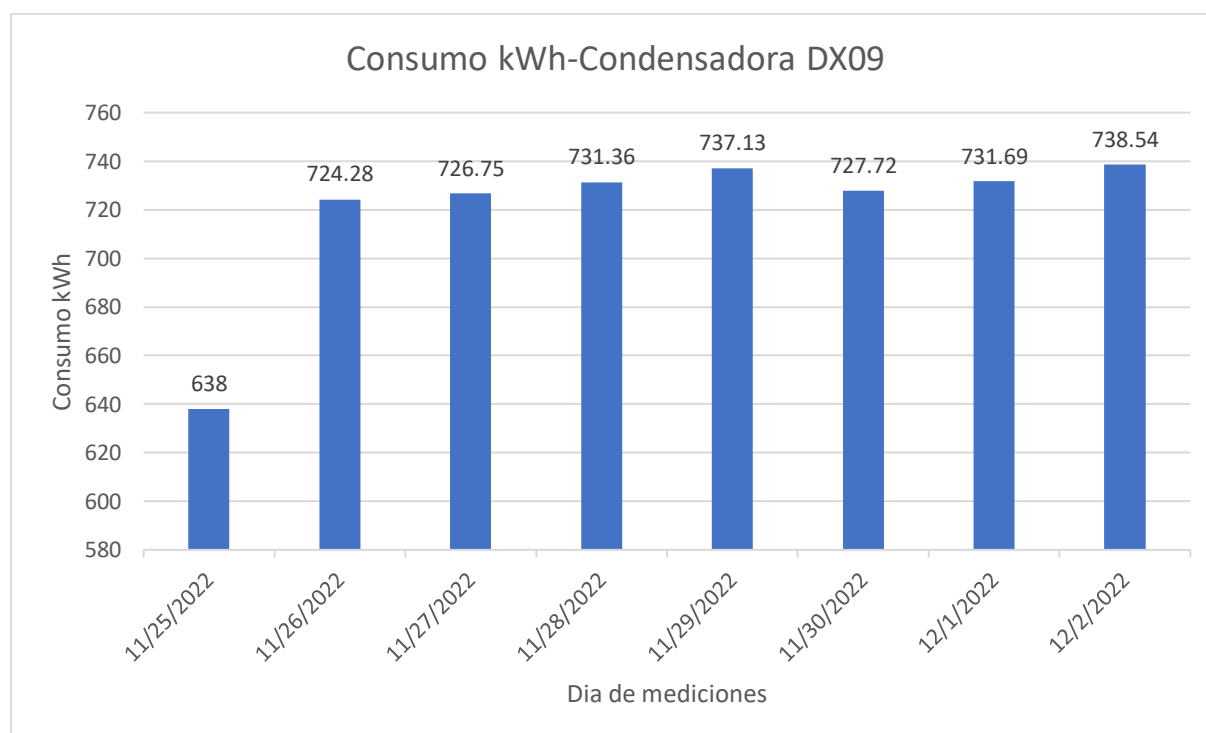
Equipo	Dato de placa (kW)	Horas de operación	Consumo kWh
Condensadora DX08	56,8	20	1136
Condensadora DX09	76,2	10	762
Condensadora DX10	39	15	585
Condensadora DX11	39	10	390

Fuente: Elaboración propia (2023).

Para determinar el consumo energético real de cada equipo se realizaron mediciones mediante el analizador de energía “Fluke 1734 Energy Logger”, estas lecturas se realizaron durante 7 días, tiempo que fue considerado suficiente para tener bastante data para determinar el promedio de kWh de cada máquina al día y así conocer cual el consumo promedio de las 4 unidades.

Es importante mencionar que algunas de estas cuatro máquinas no están todas las 24 horas trabajando debido a que en el área de producción hay varios sectores que no laboran en turnos nocturnos, por la tanto el sistema de monitoreo y control se programan para que a ciertas horas de las madrugadas se apaguen, y el cuarto en vez de operar con 4 máquinas normalmente opera con 2 durante ese tiempo. Pero a nivel de medición de consumo de energía se midió todas las horas del día.

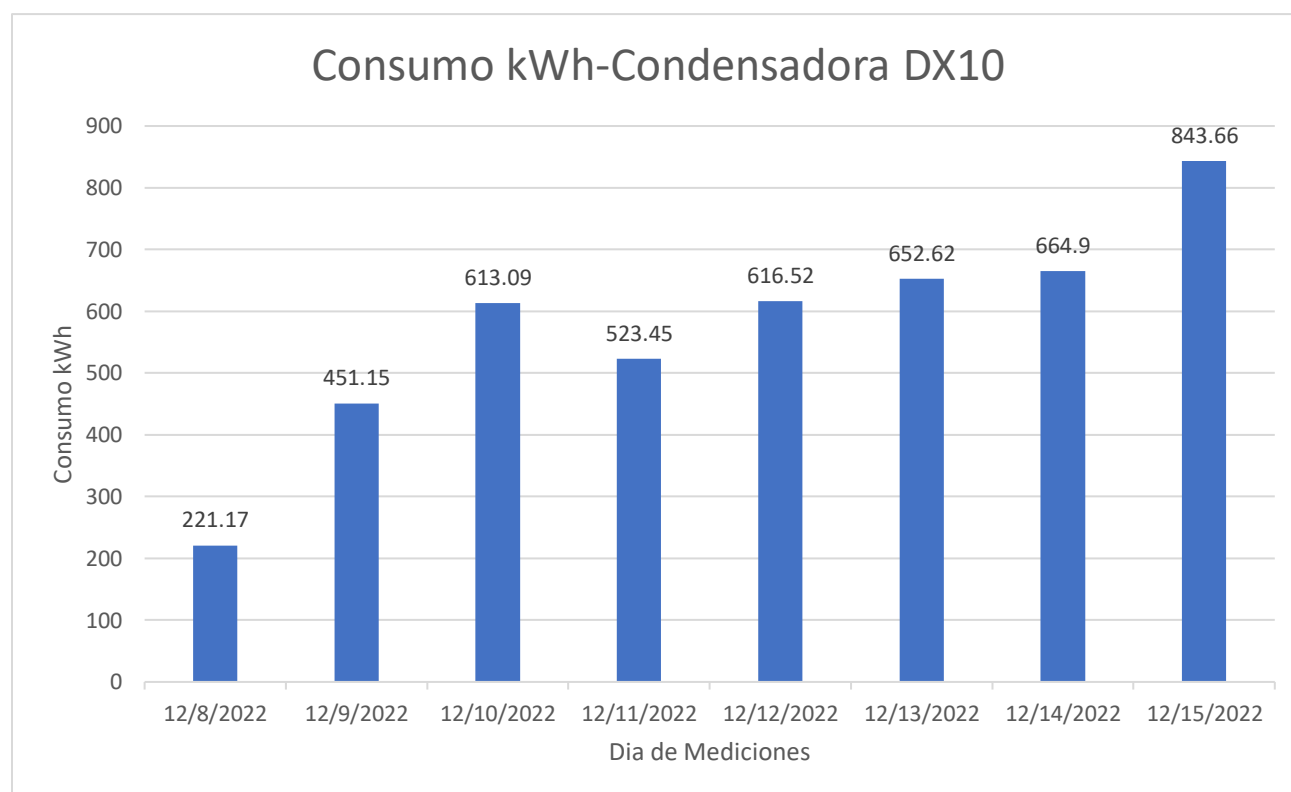
En las siguientes gráficas veremos el consumo promedio por día de cada condensadora y evaporadora, estos datos se tuvieron que convertir a días dado que el equipo hace mediciones cada 5 minutos por lo tanto. son bastantes datos.



**Figura 14. Consumo en kWh Condensadora DX9**

Fuente: Elaboración propia (2023).

El gráfico de la Figura 14 corresponde a las mediciones realizadas a la condensadora DX 09, estas mediciones fueron realizadas del día 25 de diciembre del 2022 al 02 de diciembre del 2022, donde podemos observar que se mantiene un valor bastante similar en la mayoría de los días a excepción del día 25 dado que el analizador es colocado a las a las 20:30 por lo tanto la medición solo fue de 4 horas, no obstante, el promedio de consumo para los días de medición es de 719,43 kWh.

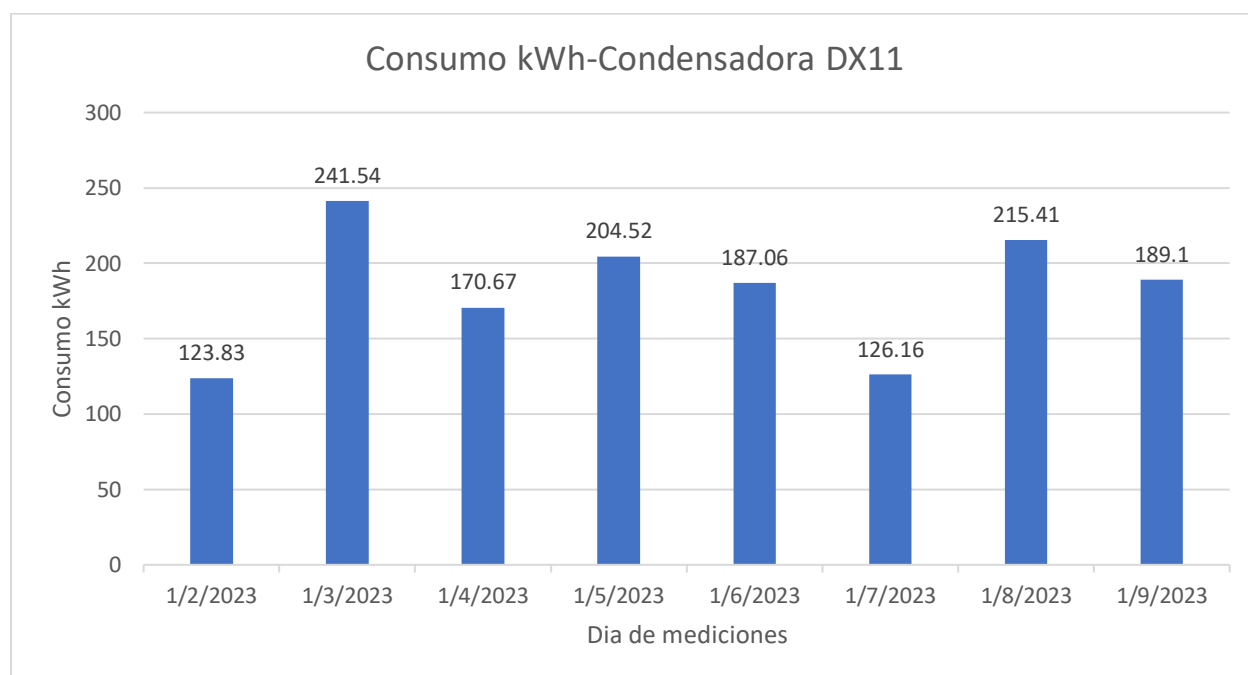


**Figura 15. Consumo en kWh Condensadora DX10.**

Fuente: Elaboración propia (2023).

El gráfico de la Figura 15 corresponde a las mediciones realizadas a la condensadora DX 10, estas mediciones fueron realizadas del día 8 de diciembre del 2022 al 15 de diciembre del 2022, donde podemos observar que se mantiene un valor bastante similar en la mayoría de los días a excepción del día 08 dado que el analizador es colocado a las a las 20:44 por lo tanto la medición solo fue de 3 horas aproximadamente, el día 9 corresponde a día de mantenimiento

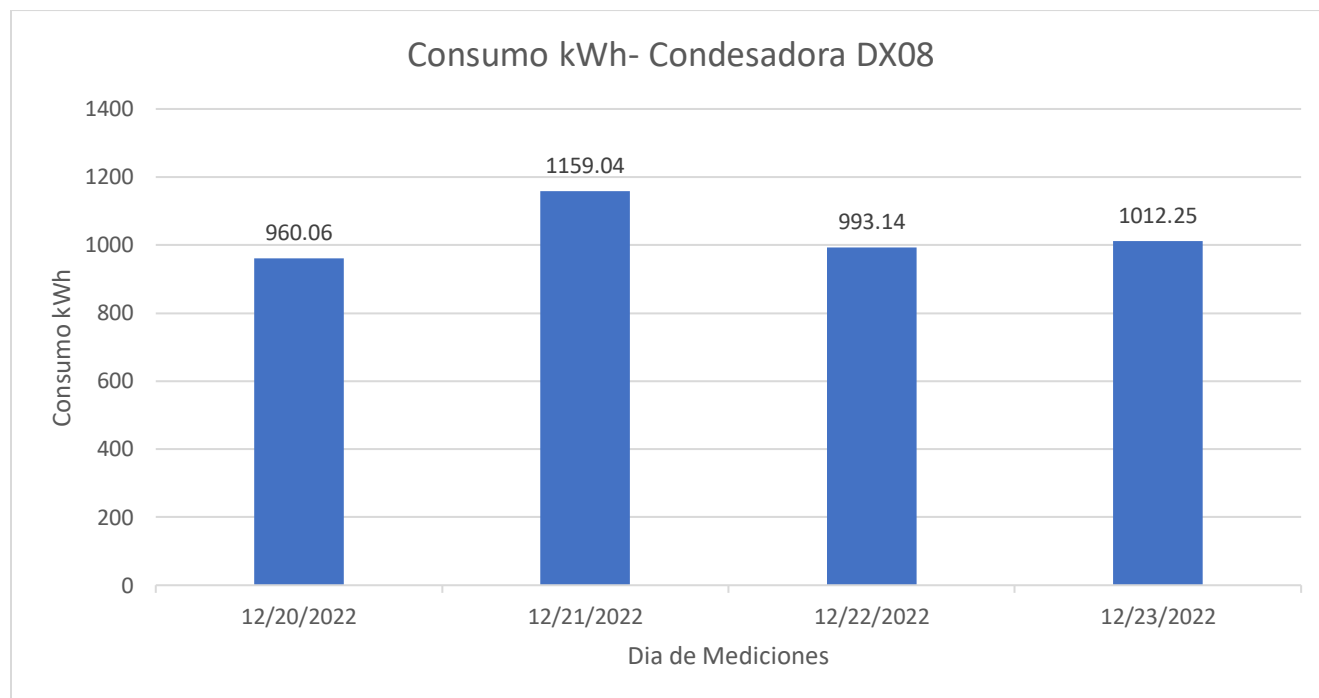
preventivo por lo tanto pasa varias horas apagada y es por eso que obtenemos menos lecturas y el día 11 que corresponde al fin de semana por lo que no hay personal en el área y la carga térmica disminuye haciendo que la máquina tenga bastantes lapsos en stand by, el promedio de consumo para estos días de medición es de 573,32 kWh.



**Figura 16. Consumo en kWh Condensadora DX11**

Fuente: Elaboración propia (2023).

El gráfico de la Figura 16 corresponde a las mediciones realizada a la condensadora DX 11, estas mediciones fueron realizadas del día 2 de enero del 2023 al 9 de enero del 2023, donde podemos observar que se mantiene un valor bastante similar en la mayoría de los días a excepción del día 2 dado que el analizador es colocado a las a las 1400 por lo tanto la medición solo fue de 10 horas aproximadamente, el día 4 corresponde a un fallo menor en la máquina, por ende, estuvo varias horas fuera de servicio y es por eso que obtenemos menos lecturas y el día 07 que corresponde al fin de semana por lo que no hay personal en el área y la carga térmica disminuye haciendo que la máquina tenga bastantes lapsos en stand by, el promedio de consumo para los días de medición es de 182,28 kWh.



**Figura 17. Consumo en kWh Condensadora DX08**

Fuente: Elaboración propia (2023).

El grafico de la Figura 17 corresponde a las mediciones realizada a la condensadora DX 08, estas mediciones fueron realizadas del día 20 de diciembre del 2022 al 23 de diciembre del 2022, esta máquina tiene menos días de mediciones que las demás dado que la planta a partir del día 23 de diciembre se encontraba en shutdown eléctrico, sin embargo, podemos ver en la gráfica que los valores de los días medidos son muy similares entre si no existe una variación significativa, el promedio de consumo para estos días de medición es de 1031,12 kWh.

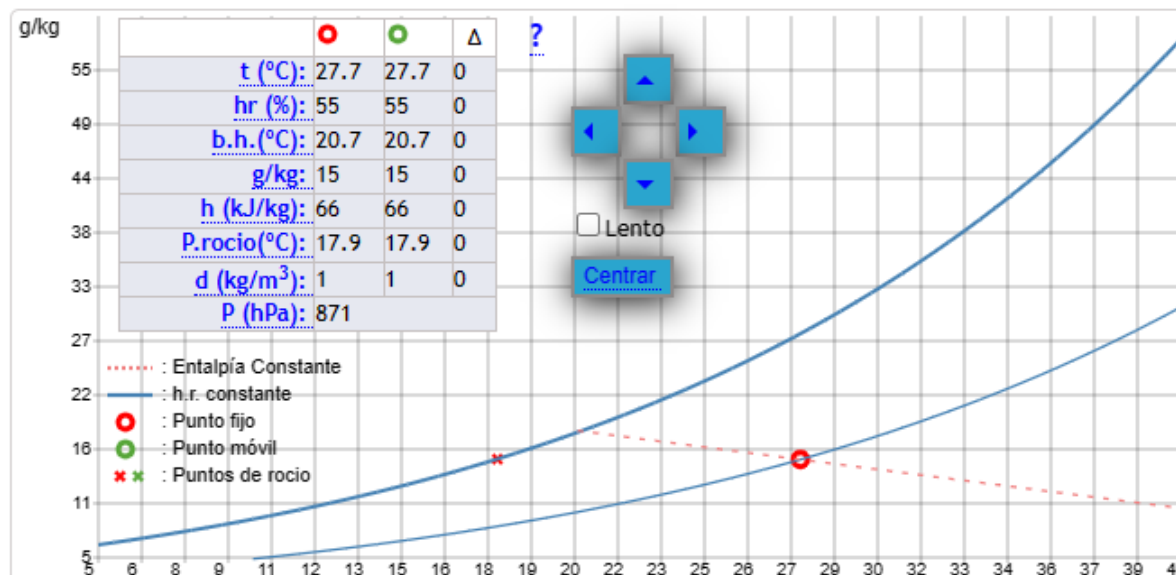
## Condiciones Climatológicas

Actualmente la página del Instituto Meteorológico Nacional genera una serie de reportes para especificar y documentar las condiciones climatológicas de cada región del país que se experimentan durante todo el año. Los datos son de suma importancia porque son una herramienta muy útil ya que funcionan como base para determinar las condiciones climatológicas exteriores a las que están expuestas los equipos de climatización y así basar el análisis de la data que fue recopilada durante un año. Para este proyecto se utilizó la data recopilada en el 2022 del Boletín Meteorológico Mensual de abril 2022.

Región Climática	Nombre de la estación	Altitud msnm	Humedad Relativa promedio (%)		Temperaturas promedio del mes (°C)			Temperaturas extremas absolutas en el mes (°C)			
			Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Media	Máxima	Día	Mínima	Día
Valle Central	Aeropuerto Tobías Bolaños (Pavas)	997	89	47	27,8	18,3	21,8	29,6	19	15,1	21
	CIGEFI (San Pedro de Montes de Oca)	1200	93	51	26,7	17,4	20,6	29,3	22	15,5	21
	RECOPE La Garita	1060	95	41	30,6	18,8	23,6	33,0	2	16,3	21
	Aeropuerto Juan Santamaría (Alajuela)	890	89	44	29,1	18,2	22,7	32,9	2	15,0	21
	Belén (San Antonio de Belén)	900	100	40	ND	ND	ND	ND	ND	ND	ND
	Linda Vista del Guarco (Cartago)	1400	ND	ND	25,0	15,8	20,4*	27,0	6	11,0	21
	Finca #3 (Llano Grande)	2220	99	75	18,3	10,4	14,4*	20,2	12	8,2	19
	IMN (San José)	1172	87	47	26,0	17,8	20,6	28,7	7	16,2	12
	RECOPE Ochomogo	1546	99	52	24,2	14,3	17,9	26,5	7	11,7	7
	Instituto Tecnológico de Costa Rica (Cartago)	1360	100	54	24,1	15,1	18,4	26,2	7	12,6	12
	Estación Experimental Fabio Baudrit (La Garita)	840	94	44	30,0	18,5	22,9	31,8	16	16,2	21
	Universidad Técnica Nacional (Balsa, Atenas)	437	96	47	32,2	20,6	25,2	34,7	16	18,5	21
	Santa Lucía (Heredia)	1200	92	45	26,1	14,4	19,2	27,7	4	10,8	7
	Volcán Irazú (Oreamuno)	3359	95	50	15,0	5,0	8,7	18,4	4	0,8	20
	Potrero Cerrado	1950	94	54	20,9	12,8	15,9	23,1	7	10,5	21

**Figura 18. Condiciones climatológicas para el mes de abril del 2022. Fuente: IMN**

Es importante mencionar que los valores son tomados de la estación más cercana (Santa Lucía Heredia) a nuestro lugar de estudio los datos nos indica que el mes más caliente del 2022 para la Región de Heredia corresponde abril con el día más caliente para el 04 de abril con una temperatura de 27.7 °C y con una humedad relativa promedio entre 92% y 45% para efectos de este proyecto se trabajara con 55%. Esta planta se ubica en el cantón Central de Heredia que cuenta con 09° 59' 23" latitud norte y 84° 09' 16" longitud oeste y una altura sobre el nivel del mar de 1262 m. En el siguiente diagrama psicrométrico se muestra los datos.



**Figura 19. Diagrama psicrométrico para Heredia abril 2022. Fuente: Herramientas de ingeniería**

#### Presiones

Presión barométrica:  hPa

Presión de vapor:  hPa

Presión de vapor saturación:  hPa

#### Temperaturas

Temperatura de bulbo seco:  °C

Temperatura de bulbo húmedo:  °C

Punto de rocío:  °C

#### Humedad

Humedad relativa:  %

g de agua/kg aire seco:  g/kg

Humedad Específica:

Humedad Absoluta:  g/m<sup>3</sup>

#### Otros

Densidad:  kg/m<sup>3</sup>

Entalpía específica:  kJ/kg

**Figura 20. Resumen del Diagrama psicrométrico para Heredia abril 2022. Fuente: Herramientas de ingeniería**

Según la ASHRAE (2017), el confort térmico para un cuarto o recinto industrial pueden estar entre los 18 °C a 26 °C en temperatura de bulbo seco y la humedad relativa entre los 50% a 60%, por solicitud de la empresa ellos necesitan un valor de 20 °C en temperatura de bulbo seco y una humedad relativa del 50%.

## Cálculos de carga térmica

El estudio y análisis de carga térmica se realizaron mediante las herramientas y conceptos descritos en la literatura Acondicionamientos de aire: Principios y sistemas, del autor Edward G Pita (1994). Se explicará de manera breve algunos coeficientes importantes utilizados para los cálculos, así como la tabulación de algunas tablas para poder tener una visualización más sencilla de los valores.

La empresa actualmente cuenta con un sistema de enfriamiento que se lleva a cabo por expansión directa que parte de este sistema abarca el cuarto de producción que posee un área de 2621 m<sup>2</sup> Ver anexo 1, la propuesta de este proyecto es poder seleccionar tecnología más eficiente y para ello utilizaremos los cálculos de carga térmica detallados a continuación

## Conducción a través de estructuras exteriores

La conducción a través de estructuras exteriores es la ganancia de calor que presentan las diferentes estructuras u obra al contacto de las condiciones externas. Estas obras civiles se componen de diferentes materiales como concreto, zinc y vidrio.

El tipo de material del cual están conformados las diferentes estructuras es de gran importancia definirlos esto porque la literatura de Acondicionamientos de aire: Principios y sistemas nos pide que detallemos bien para precisar al momento de utilizar o seleccionar el coeficiente de transferencia para la estructura exterior (techos, vidrios, paredes) llamado “factor U” estos valores se encuentran en la tabla del Anexo 4 para las estructuras de concreto y para la pared metálica multipanel lo podemos ver en el Anexo 20.

Para las paredes externas tenemos dos diferentes materiales unas con concreto y otra metálica multi panel en la siguiente tablea veremos los datos de estos materiales.

**Tabla 2. Coeficiente de transferencia de calor para paredes externas.**

Tipo de Estructura	Dirección	U (Btu/h-ft <sup>2</sup> - °F)	U (W/m <sup>2</sup> -°C)
Concreto de 101.6 mm (4in)	Norte	0,585	3,3217
Concreto de 101.6 mm (4in)	Oeste	0,585	3,3217
Pared metalica multipanel	Este	0,04	0,2271

Fuente: Elaboración propia (2023).

A los factores vistos en la tabla anterior tenemos que realizarle un ajuste (DTCE corregido) esto porque van a depender de la orientación del edificio, latitud y la zona horaria. Dado que por sus ubicaciones las paredes del edificio van a tener una carga solar diferente lo que nos dará una ganancia térmica distinta en cada ubicación. Ver anexo 3 y 5. En la siguiente tabla se muestran los valores necesarios para poder determinar el DTCE corregido.

**Tabla 3 Factores necesarios para el DTCE Corregido.**

Estructura	Dirección	U (Btu/h-ft <sup>2</sup> -°F)	U (W/m <sup>2</sup> -°C)	DTCE (°F)	DTCE (°C)	LM	K	Temperatura Interior °F	Temperatura Interior °C	Temperatura Exterior °F	Temperatura Exterior °C	Factor de corrección	DTCE Corregido (°F)	DTCE Corregido (°C)
Concreto de 101.6 mm (4in)	Norte	0,585	3,3217	15	-9,4444	1	2	69	20,55	81,86	27,7	1,1	22,86	-5,0777
Concreto de 101.6 mm (4in)	Oeste	0,585	3,3217	20	-6,6666	1	-1	69	20,55	81,86	27,7	1,1	24,86	-3,9666
Pared metálica multipanel	Este	0,04	0,2271	30	-1,1111	1	-1	69	20,55	81,86	27,7	1,1	34,86	1,5888
Vidrio Doble	Norte	0,61	3,4637	13,5	-10,2777	-	-	69	20,55	81,86	27,7	1,1	19,36	-7,0222
Vidrio Doble	Oeste	0,61	3,4638	13,5	-10,2777	-	-	69	20,55	81,86	27,7	1,1	19,36	-7,0222

Fuente: Elaboración propia (2023).

En el caso de las ventanas también fue necesario utilizar el coeficiente de transferencia de calor para vidrios (Anexo 10), siempre tomando en cuenta el tipo de vidrio utilizado que para este caso el vidrio es doble de un ¼ cada uno. En la siguiente tabla podemos ver el valor de este coeficiente.

**Tabla 4 Coeficiente de transferencia para vidrios**

Tipo de Vidrio	U (Btu/h-ft <sup>2</sup> - °F)	U (W/m <sup>2</sup> -°C)
Vidrio Doble	0,61	3,4637

Fuente: Elaboración propia (2023).

A las ventanas también debemos realizar el ajuste del DTCE esto porque también va a depender de la ubicación del edificio y va a tener carga térmica diferente en cada ventana del edificio. En la tabla 2 podemos ver los valores necesarios para determinar el valor del DTCE corregido para las ventanas.

Los datos de ganancia de calor total a través de estructuras exteriores los podemos ver en la siguiente tabla.

**Tabla 5. Ganancia de calor por conducción de estructuras exteriores**

Estructura	Dirección	U (Btu/h-ft <sup>2</sup> - °F)	U (W/m <sup>2</sup> -°C)	Area total ft <sup>2</sup>	Area total m <sup>2</sup>	Factor de corrección	DTCE Corregido (°F)	DTCE Corregido (°C)	Q Total BTU/h	Q Total kW
Concreto de 101.6 mm (4in)	Norte	0,585	3,3217	1101,148	102,30	1,1	22,86	-5,0777	16198,339	4,7472
Concreto de 101.6 mm (4in)	Oeste	0,585	3,3217	294,853	27,39	1,1	24,86	-3,9666	4716,8843	1,3823
Pared metalica multipanel	Este	0,04	0,2271	1598,44	148,50	1,1	34,86	1,5888	2451,7512	0,7185
Vidrio Doble	Norte	0,61	3,4637	511,5	47,52	1,1	19,36	-7,0222	6644,671	1,9473
Vidrio Doble	Oeste	0,61	3,4638	139,5	12,95	1,1	19,36	-7,0222	1812,183	0,5310

Fuente: Elaboración propia (2023).

### Radiación solar a través de vidrio

La ganancia de calor mediante la radiación a través de vidrios es considerada como una de las fuentes de calor más considerables para un recinto ya que la energía emitida por el sol atraviesa con facilidad el vidrio, esto debido a su material transparente, por lo que causa altas temperaturas en los recintos que cuenta con ventanas hacia el exterior. Los valores de ganancia van a depender de la ubicación geográfica, si existe sombra y la hora del día. Para la planta en la ubicación del piso de producción existe ventanas hacia el norte, estos vidrios en total cuentan con un área de 511,5 ft<sup>2</sup> y también se cuenta con una pequeña ventana al oeste con un área total de 139.5 ft<sup>2</sup>.

Los factores de ganancia máxima de calor solar (FGCS) para cada ventana se determina a 8° latitud norte para el mes de abril, valor más cercano a Heredia Costa Rica. Ver anexo 6. El coeficiente de sombreado (CS) corresponde al valor para un vidrio doble con un espesor de ¼ y sin sombreado Ver anexo 7. Los factores de carga de enfriamiento para los vidrios (FCE), se escogen para las 1500 horas, para una construcción pesada y para vidrio doble Ver anexo 9.

En la tabla siguiente podemos ver todos los datos tabulados que se utilizaron para determinar la ganancia de calor.

**Tabla 6. Coeficientes para el cálculo de ganancia de calor por radiación solar a través de vidrio**

Tipo de vidrio	Dirección	Area total ft <sup>2</sup>	Area total m <sup>2</sup>	Sombra	FGCS	CS	FCE	Factor de corrección	Q Total BTU/h	Q Total kW
Doble	Norte	511,5	47,52	-	117	0,81	0,82	1,1	43724,32	12,814
Doble	Oeste	139,5	12,95	-	225	0,81	0,72	1,1	20135,71	5,9011

Fuente: Elaboración propia (2023).

### Conducción a través de estructuras interiores

Para este proyecto la transferencia de calor por medio de estructuras internas se presenta mediante tres formas las cuales son pisos, cielos y paredes. Dado que este piso de producción se encuentra en un segundo nivel tenemos el mismo material para el cielo y el piso este corresponde a concreto ligero de 6 in, que según la tabla del anexo 12 el coeficiente de transferencia de calor tiene un valor de 0.10 Btu/h-ft<sup>2</sup>- °F. En el primer nivel solo contamos con oficinas, baños y la cafetería por lo tanto la temperatura promedio del área es de 72 °F y el tercer son pocas oficinas y una bodega grande y cuenta con una temperatura promedio de 74 °F, para la temperatura del espacio sin acondicionar tenemos un valor de 77.7 °F, esto fue medido mediante los charts recorder del área en el shutdown eléctrico dado que todo estaba apagado. Para la pared sur y oeste el material corresponde a bloque de concreto de 4 in que tiene un coeficiente de transferencia de 0.585 Btu/h-ft<sup>2</sup>- °F, el espacio acondicionado que influye con esta pared es un warehouse que según las mediciones mediante charts recorders nos da un valor de 75 °F. En las siguientes tablas veremos los valores de ganancia de calor generado por los pisos y cielos.

**Tabla 7 Ganancia de calor en interiores por medio de cielos, pisos y paredes**

	Material	U (Btu/h-ft <sup>2</sup> -°F)	U (W/m <sup>2</sup> -°C)	Area total ft <sup>2</sup>	Area total m <sup>2</sup>	Temperatura cuarto acondicionado °F	Temperatura cuarto acondicionado °C	Temperatura cuarto sin acondicionar °F	Temperatura cuarto sin acondicionar °C	Factor de correccion	Q Total BTU/h	Q Total kW
Cielos	Concreto ligero de 152.4 mm (6 in)	0,1	0,5678	23218	2157,02	72	22,22	77,7	25,38	1,1	14557,69	4,27
Pisos	Concreto ligero de 152.4 mm (6 in)	0,1	0,5678	23218	2157,02	74	23,33	77,7	25,39	1,1	9449,726	2,77
Pared Sur	Bloque E-Concreto de 106.1 mm (4 in)	0,585	3,3217	786,41	73,06	75	23,89	77,7	25,39	1,1	1346,348	0,39
Pared Oeste	Bloque E-Concreto de 106.1 mm (4 in)	0,585	3,3217	532,81	49,50	72	22,22	77,7	25,39	1,1	1954,32	0,54

Fuente: Elaboración propia (2023).

### Ganancia de calor por alumbrado

Para obtener esta ganancia es necesario conocer la cantidad total de watts de iluminación para todo el recinto. Para este caso la iluminación son tubos Fluorescente Led, estos tienen una potencia de 18 W, Modelo T8, código P26221, temperatura de color de 4000K, Luz blanco neutral, marca Sylvania, Ver anexo 14.

Este recinto cuenta con un total de 423 lámparas cada una con 4 tubos Leds, en la siguiente tabla veremos los valores de ganancia de calor para el recinto.

**Tabla 8 Ganancia de calor por alumbrado**

Tipo	Cantidad	Watts	Factor de conversion	FB	FCE	factor de correccion	Q total BTU/h	Q Total kW
Led	423	72	3,41	1	1	1,1	114240,5	33,480

Fuente: Elaboración propia (2023).

### Ganancia de calor debido a las personas

Esta ganancia de calor generado por las personas tiene dos factores muy importantes los cuales son el calor sensible y el calor latente. Para el caso de este proyecto la manera en que se referencio la cantidad de personas que laboran en el piso de producción, se realizó la consulta a la gerencia del área para determinar el dato, en este caso la cantidad de personas operando en cuarto es alrededor de 200 personas por turno.

Para el cálculo del calor generado por las personas se utilizó la tasa de ganancias de calor de personas en espacios acondicionados según su función o actividad conforme el anexo 11, se utilizan los valores de calor sensible y calor latente para un trabajo ligero de banco. Otra de la variable a considerar es la de factor de carga de enfriamiento tomada del anexo 12, donde nos indica un valor de 0,84 por estar en el lugar durante 8 horas laborales.

Los resultados se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla 9 Ganancia de calor debido a personas**

Numero de personas	FCE	Calor sensible por persona BTU/h	Calor sensible por persona kW	Calor latente por persona BTU/h	Calor latente por persona kW	Calor sensible BTU/h	Calor sensible kW	Calor latente BTU/h	Calor latente kW	Factor de correccion	Q Total BTU/h	Q Total kW
200	0,84	345	0,1011	435	0,1275	63756	18,68	80388	23,55	1,1	144144	42,24

Fuente: Elaboración propia (2023).

### Ganancia de calor por medio de equipos

El valor de ganancia de calor generada por los equipos es tomado de la norma ASHRAE (2017) de las tablas: tabla 8A, tabla 8B, tabla 8C, tabla 8D, tabla 9, tabla 11. Ver anexo 16. Y de la literatura de Edward G Pita Ver anexo 16 y 17. Donde nos da datos de cuanto es la ganancia en Watts de los equipos, también realizamos un levantamiento de equipos y comparamos esos datos con los datos de placas de cada componente. A continuación, la tabla con los equipos del área con las ganancias de calor:

**Tabla 10 Ganancia de calor debido a equipos**

Equipo	Potencia	Cantidad	Ganancia BTU/h	Ganancia Kw/h	Factor de correccion	Q <sub>total</sub> BTU/h	Q <sub>total</sub> kW/h
Monitor PC	-	650	85,3	0,025	1,1	60989,5	17,875
Computadora Desktop	-	300	221,79	0,065	1,1	73190,7	21,45
Laptop	-	50	201,31	0,059	1,1	11072,05	3,245
Impresora	-	3	1477,45	0,433	1,1	4875,585	1,4289
Motores	1/4	8	1000	0,29	1,1	8800	2,552
Chamber	-	1	40969,61	12	1,1	45066,571	13,2
Bombas de infusion	-	1500	170,7	0,05	1,1	281655	82,5
<b>Total</b>						<b>485649,406</b>	<b>142,2509</b>

Fuente: Elaboración propia (2023).

### Total, de ganancias de calor

En la siguiente tabla veremos el total de cargas y su total, recordar que se consideró un 10% de factor de seguridad sugerido por las normas ASHRAE 2017 capítulo 14 “información de diseño”, donde nos indica que es una regla general muy aproximada que se le aplique un porcentaje a la condición de diseño de enfriamiento.

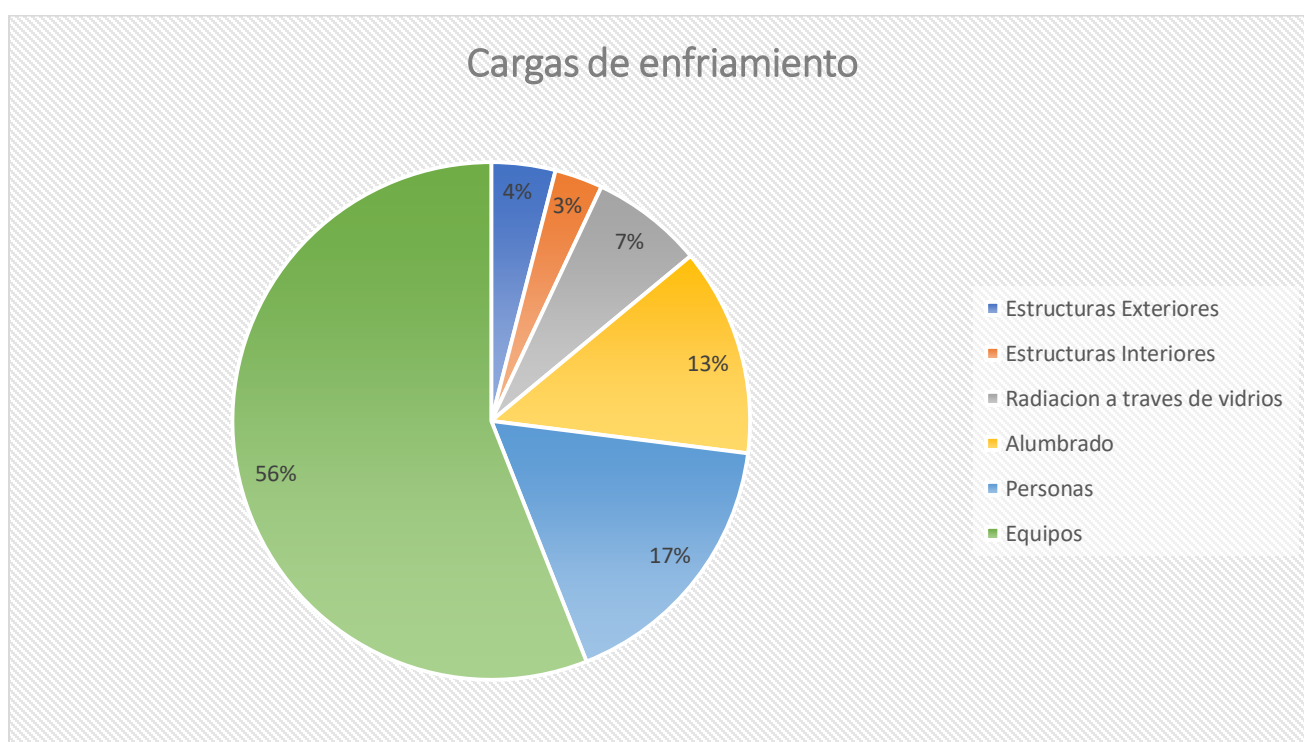
**Tabla 11 Total de Cargas de enfriamiento**

Tipo de Carga	Q BTU/h	Q kW	Q TR
Estructuras Exteriores	31823,83	9,32	2,65
Estructuras Interiores	27328,08	8	2,27
Radiación a traves de vidrios	63860,03	18,71	5,32
Alumbrado	114240,5	33,48	9,51
Personas	144144	36,96	12,02
Equipos	485649,4	142,25	40,47
<b>Total</b>	<b>867045,8</b>	<b>248,72</b>	<b>72,24</b>

Fuente: Elaboración propia (2023).

En el gráfico 1 mostrado podemos observar la distribución porcentual de todas las cargas, donde se evidencia que el mayor aporte de carga de enfriamiento es dado por los equipos debido que al ser un área de producción cuentan con bastantes equipos de monitoreo y control además de bombas de infusión en todo su proceso de fabricación estos representa un 56%, seguido por la ganancia de calor que generan las personas y el alumbrado con un 17% y 13% respectivamente y para el menor aporte tenemos las estructuras interiores que solo representa el 3% esto porque no hay muchas divisiones al ser un cuarto de producción.

**Gráfico 1. Representación gráficas de cargas**



Fuente: Elaboración propia (2023).

## **Selección de Tecnología para el sistema de climatización**

Dado que este es una planta de producción ya construida cuenta con una serie de condiciones que son importantes tomarlas en cuenta para la selección de la tecnología por proponer. Por ejemplo, el entre cielo cuenta con tubería del sistema contra incendio, cableado del sistema de control contra incendios, tubería EMT que se utilizan para suministrar el fluido eléctrico de las luminarias y polos donde están los tomacorrientes, cableado Ethernet para la conexión a internet y tubería de aire comprimido, además que ya cuenta con los ductos de suministro y retorno que actualmente se encuentran instalados con el sistema de climatización existente.

Debido a las condiciones mencionadas anteriormente no se va a realizar ningún cambio de las manejadoras de aire ni cambio en los ductos de suministro y retorno de aire, solo se realiza el cambio de las unidades condensadoras por un equipo más eficiente y que se ajuste a las necesidades de la planta.

Se consideraron 2 opciones para la selección de equipos, la primera opción que sea un equipo centralizado que abarque las 4 unidades instaladas y la segunda opción que se realice el cambio máquina por máquina, esta segunda opción es un poco más complicada debido a que nos aumentaría el costo de la inversión inicial del proyecto por el costo de cada equipo e instalación, además que el espacio que actualmente se cuenta para instalar estos equipos es donde se ubican las DXs actualmente y al quitarlas y modificar el espacio para 4 equipos más grandes ya se vuelve un espacio ajustado con problemas de acceso para los servicios de mantenimiento.

Otros aspectos para considerar es que esta planta de producción está comprometida con la reducción de la huella de carbono y la protección del medio ambiente, por lo que se busca implementar tecnologías que sean eficientes y que se aprovechen todos los recursos, una tecnología que sea de alta confiabilidad y redundancia, dado que la ubicación de las condensadoras es al aire libre se necesita que el nuevo equipo tenga protección contra la corrosión, además que sea una tecnología donde el mantenimiento sea sencillo esto para mejorar tiempos de intervenciones.

Considerando los aspectos antes mencionados se puede determinar las principales características que debe tener la tecnología a proponer en este proyecto. Se toma la decisión de proponer un chiller enfriado por aire debido a que es un sistema que se ajusta a las necesidades de la planta de un sistema de agua helada.

### Selección del equipo de agua helada

Con base en los datos obtenidos de la carga térmica, se selecciona un equipo que cumpla con la demanda respectiva y las características antes mencionadas, se selecciona el fabricante Smardt dado que ha sido el proveedor que en los últimos proyectos que ha ofrecido el mejor servicio, además que es una empresa número uno a nivel mundial en enfriadores centrífugos sin aceite y que cuentan con tecnologías muy modernas. Los datos del equipo se encuentran en la siguiente tabla.

**Tabla 12 Características de equipo seleccionado**

Equipo	Modelo	Capacidad			Refrigerante
		Btu/h	TR	kW	
Chiller Enfriado por aire Clase T	AE028.1B.F4HADA.A004DX.010	888000	74	260,47	R134a

Fuente: Elaboración propia (2023).

En la tabla 12 se puede apreciar que es un equipo externo dado que se tiene que colocar en la parte de afuera de la planta en un espacio donde actualmente se ubican todas las condensadoras que abastecen el edificio de producción, también podemos ver la capacidad nominal del equipo es de 260,47 kW o 74 toneladas de refrigeración se ajusta perfectamente a lo que necesitamos para cubrir el área de producción. En el anexo 17 y 18 podemos observar la nomenclatura del modelo a seleccionar ahí especifica qué significa cada número o letra y la información más importante de este equipo.

Este equipo al poder entregar 74 toneladas de refrigeración y el cuarto de producción contempla una carga térmica de 72,24 toneladas de refrigeración le da a la empresa la posibilidad de tener un factor de ampliación de un 2%. Sin embargo por el momento no tienen ningún proyecto de agregar más líneas de producción o equipos al área, pero a futuro lo podrían realizar siempre y cuando sea dentro del factor antes mencionado.

Es importante mencionar que para optar por la segunda opción se requería la instalación de un equipo de la marca Smardt por solicitud de la empresa y esta empresa no cuenta con equipos con capacidades de enfriamiento menores a 57 TR por lo tanto los equipos hubieran quedado sobredimensionados y no siendo eficientes.

### **Ventajas del equipo seleccionado**

El chiller enfriado por aire clase T cuenta con un condensador extensible de alta eficiencia, con gran variedad de opciones de rendimiento que está construido alrededor de un marco estructural compacto, pero robusto, esta tecnología de compresor sin aceite es gracias a sus cojinetes magnéticos que logran un rendimiento óptimo del intercambiador de calor y sin pérdidas de fricción, también elimina el 99% de las vibraciones inducidas por el compresor y reduce los niveles de sonido emitidos por la enfriadora.

Su sistema de alta eficiencia aparte de la tecnología del compresor utiliza serpentines de aluminio/cobre de alto rendimiento y tecnología de ventilador EC para un mejor circuito de refrigeración altamente eficiente.

Este equipo utiliza refrigerante R134a el cual no tiene potencial de agotamiento de la capa de ozono, no es tóxico, no es dañino. Además, presenta una construcción de marco duradero esto utilizando una armazón que es construida por secciones estructurales de galvanizado para brindar un mejor soporte y una protección mayor a la corrosión por sus materiales de acero inoxidable y aluminio grado marino.

En temas de confiabilidad y redundancia presenta una gran ventaja porque el aislamiento mecánico y eléctrico proporciona una redundancia significativa y seguridad contra fallas. En el caso de una interrupción del compresor, el controlador de Smardt ajustará automáticamente su lógica para continuar sirviendo la carga de agua enfriada con los compresores restantes disponibles. En caso de que un compresor requiera mantenimiento, puede aislarse rápida y fácilmente, incluso retirarse, sin detener el enfriador.

### **Análisis Financiero**

Para poder realizar el análisis financiero de este proyecto primero debemos saber algunos aspectos importantes que según los cálculos dados en la tabla 11 el recinto de producción estima una carga térmica de 72,24 toneladas de refrigeración, que toma como inicio para realizar y analizar la factibilidad económica de lo que será la propuesta de mejora en el sistema de aire acondicionado del área en estudio.

Para el sistema de agua helada se realizó la cotización a la empresa E&B International Trading LLC que son los distribuidores de la marca Smardt en Costa Rica, con esto ya tenemos los costos con respecto a equipo, instalación y mantenimiento. Se trabajará con la moneda tipo dólar estadounidense y la conversión a colones costarricenses.

Dado el informe por parte del Banco Central de Costa Rica nos indica que la referencia equivalente en compra USD de ₡ 553,21 y venta USD de ₡ 562,15. Ver anexo 19. Para los datos de costos de equipo, instalación y mantenimiento se observan la siguiente tabla.

**Tabla 13 Costos de inversión Inicial del Proyecto**

Rubro	Monto \$	Monto ₡
Equipo e instalación	\$ 230 000,00	₡ 127 238 300,00
Costo por acometida	\$ 30 000,00	₡ 16 596 300,00
Costo Mantenimiento	\$ 4 000,00	₡ 2 212 840,00
Monto total de inversión	\$ 264 000,00	₡ 146 047 440,00

Fuente: Elaboración propia (2023).

Para este proyecto en el costo del equipo ya viene incluido el precio por instalación del equipo, agregado a eso el costo anual del mantenimiento recordemos que este equipo al ser un enfriador libre de aceite no tiene piezas que se desgaste y no hay necesidad de hacerle cambios de aceite/filtros, la única pieza que se puede desgastar es el banco de capacitores y la vida útil es de 8 años. Por lo tanto, el costo por mantenimiento es relativamente bajo. También se agrega el costo por cambio en la acometida principal del equipo debido a que debemos cambiar elementos eléctricos como cables, tubería, desconectores etc. Para poder cumplir con las especificaciones de consumo del equipo.

### **Análisis por demanda y consumo energético del equipo**

Se realiza el análisis de la demanda y el consumo del equipo que se seleccionó para instalar en la planta de producción, recordemos que este equipo es un gran consumidor de potencia y más que tiene que sustituir 4 condensadoras.

El consumo en kWh diario será el que se tome para la estimación mensual. Esta jornada laboral se contempla de lunes a domingo es decir 7 días con un tiempo de operación de 24 horas.

Para el enfriador el análisis se efectuó mediante el coeficiente de eficiencia energética. Recordemos que la relación de la capacidad frigorífica y el consumo de energía nos indica que entre más alto sea el valor de este coeficiente el rendimiento del equipo va a hacer más óptimo.

Debemos proporcionar la carga de enfriamiento que entregara el enfriador. Al trabajar con el ERR, despejamos la potencia de entrada y ya con este dato hacemos la aproximación del consumo mensual. La EER es dividir los BTU/h entre los W.

En la siguiente tabla podemos ver los datos de kWh del nuevo equipo, así como el valor de EER.

**Tabla 14 Demanda y consumo energético del equipo a instalar**

Equipo	Modelo	Cantidad	Btu/h x recinto	Tonelas x recinto	EER	Potencia (W)	Potencia (kW)	Consumo (kWh)
Chiller	AE028.1B.F4HADA.A004DX.010	1	867045,8	72,24	3,49	248720	248,72	5969,28
Total diario								5969,28
Total Semanal								41784,96
Total Mensual								179675,3

Fuente: Elaboración propia (2023).

Se realiza la comparación para determinar si las cargas de enfriamiento calculadas coinciden con el consumo de los equipos actuales, se utiliza el coeficiente de desempeño para realizar el análisis, determinando que el consumo actual esta por debajo de lo que debería consumir con una capacidad de refrigeración de 72,24 TR, porque la carga térmica fue calculada para el caso mas critico y en el momento de las mediciones el cuarto estaba consumiendo 2506,15 kWh que equivalen alrededor de 65 TR, esto se pudo haber dado por condiciones climáticas, por falta de personal, falta de equipos de producción. En la siguiente tabla podemos ver los valores obtenidos.

**Table 15. Comparación de cargas de enfriamiento vs consumo actual de equipos**

Carga Térmica (TR)	Coeficiente de rendimiento actual	Consumo (kW)	Consumo (kWh)	Consumo actual medido (kWh)
72,24	3,36	242,7264	3155,443	2506,15

Fuente: Elaboración propia (2023).

Seguido de haber calculado la demanda del equipo nuevo y el consumo energético, es importante investigar sobre las tarifas vigentes que ofrece la Empresa de Servicios de Heredia (ESPH) para el sector industrial. Esto para determinar el consumo a nivel de facturación eléctrica.

Según lo investigado por el departamento de Facilidades de la empresa se rige mediante la Tarifa Media Tensión B donde los precios establecidos por la ESPH se dividen de la siguiente manera:

**Tabla 16 Tarifa eléctrica TMTB**

<b>Tarifa en colones</b>			
<b>Código</b>	<b>Tipo</b>	<b>Bloque de Consumo</b>	<b>Valor(¢)</b>
APU (KWH)		0 a 9999999	3.38
DEM (KW)	PUNTA	0 a 9999999	3037.58
	VALLE	0 a 9999999	2120.51
	NOCTURNO	0 a 9999999	1358.86
ENE (KWH)	PUNTA	0 a 9999999	103.42
	VALLE	0 a 9999999	35.53
	NOCTURNO	0 a 9999999	22.8

Fuente: ESPH

En la siguiente tabla se observará el gasto total mensual que tendrá el nuevo equipo, así como el gasto que tienen los equipos actualmente instalados, esto para realiza una comparación para un posible ahorro.

**Tabla 17. Costo total de consumo de energía de los equipos instalados vs el equipo por instalar**

Datos			Equipos Instalados			Equipo por Instalar		
Tarifa	Tarifa en colones	Tarifa en dolares	Consumo kWh	Gasto Mensual en colones	Gasto Mensual en Dolares	Consumo kWh	Gasto Mensual en colones	Gasto Mensual en Dolares
Pico 1 (10 AM-12:30 PM)	₡ 103,42	\$ 0,19	3116,14	₡ 8 314 596,93	\$ 15 029,73	621,8	₡ 1 935 627,34	\$ 3 498,90
Pico 2 (5:30PM- 8 PM)	₡ 103,42	\$ 0,19	2805,66	₡ 7 486 163,02	\$ 13 532,23	621,8	₡ 1 935 627,34	\$ 3 498,90
Valle 1 (12:30 PM-5:30 PM)	₡ 35,53	\$ 0,06	2735,62	₡ 2 507 671,73	\$ 4 532,95	1243,6	₡ 1 329 971,75	\$ 2 404,10
Valle 2 (6 AM-10 AM)	₡ 35,53	\$ 0,06	2974,65	₡ 2 726 784,31	\$ 4 929,02	994,88	₡ 1 063 977,40	\$ 1 923,28
Nocturno (8 PM-6 AM)	₡ 22,80	\$ 0,04	2512,92	₡ 1 478 200,06	\$ 2 672,04	2487,2	₡ 1 706 915,62	\$ 3 085,47
Total				₡ 22 513 416,05	\$ 40 695,97		₡ 7 972 119,44	\$ 14 410,66

Fuente: Elaboración propia (2023).

**Table 18. Costo total de consumo de energía por demanda de los equipos instalados vs el equipo por instalar**

Datos			Equipos Instalados			Equipo por Instalar		
Tarifa	Tarifa en colones	Tarifa en dolares	Consumo maximo kW	Gasto Mensual en colones	Gasto Mensual en Dolares	Consumo maximo kW	Gasto Mensual en colones	Gasto Mensual en Dolares
Pico 1 (10 AM-12:30 PM)	₡ 3,037.58	\$ 5.49	196.49	₡ 596,854.09	\$ 1,078.89	80.16	₡ 243,492.41	\$ 440.14
Pico 2 (5:30PM- 8 PM)	₡ 3,037.58	\$ 5.49	195.53	₡ 593,938.02	\$ 1,073.62	80.16	₡ 243,492.41	\$ 440.14
Valle 1 (12:30 PM-5:30 PM)	₡ 2,120.51	\$ 3.83	192.97	₡ 409,194.81	\$ 739.67	80.16	₡ 169,980.08	\$ 307.26
Valle 2 (6 AM-10 AM)	₡ 2,120.51	\$ 3.83	186.5	₡ 395,475.12	\$ 714.87	80.16	₡ 169,980.08	\$ 307.26
Nocturno (8 PM-6 AM)	₡ 1,358.86	\$ 2.46	172.45	₡ 234,335.41	\$ 423.59	80.16	₡ 108,926.22	\$ 196.90
Total				₡ 2,229,797.45	\$ 4,030.65		₡ 935,871.21	\$ 1,691.71

Fuente: Elaboración propia (2023).

De acuerdo con los datos obtenidos podemos realizar la sumatoria de cuanto es el consumo de energía el total del nuevo equipo corresponde a \$16 102,37 y realizando la comparación con el consumo de los equipos instalados actualmente tenemos un ahorro del 64 % que en dinero sería \$28 624,25 mensuales.

Por lo tanto, se realiza la inversión total para la posible implementación del cambio de tecnología a agua helada. El valor final de inversión corresponde a y se puede observar en la siguiente tabla.

**Tabla 19 Total de costos para la implementación de nueva tecnología**

Rubro	Monto \$	Monto €
Equipo e instalación	\$ 230 000,00	€ 127 238 300,00
Costo por acometida	\$ 30 000,00	€ 16 596 300,00
Costo Mantenimiento	\$ 4 000,00	€ 2 212 840,00
Costo de consumo energético	\$ 16 102,37	€ 8 907 992,11
Monto total de inversión	\$ 280 102,37	€ 154 955 432,11

Fuente: Elaboración propia (2023).

Seguido de haber calculado y determinado cual es la inversión para el proyecto, necesitamos realizar el estudio de factibilidad económica para conocer si el proyecto es viable y genera algún beneficio a la empresa o bien si no es viable para la empresa. En la siguiente tabla se mostrará el cálculo para demostrar la factibilidad.

**Tabla 20 Cálculo de factibilidad económica**

Inversión	\$ 280,102.37					
Costos variables	\$ 193,228.41					
Costos fijos	\$ 6,000.00					
Ahorro	\$ 343,491.03					
TSD	8%					
Van flujo	\$ 542,938.02					
Inversión inicial	\$ -280,102.37					
Van proyecto	\$ 262,835.65					
TIR	29%					
Retorno de inversión	3 años					

Inversion	\$ 280,102.37	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Ahorro		\$ 343,491.03	\$ 315,423.73	\$ 315,423.73	\$ 315,423.73	\$ 315,423.73
Costos fijos		\$ -193,228.41	\$ -195,160.69	\$ -197,112.30	\$ -199,083.42	\$ -201,074.26
Costos variables		\$ -6,000.00	\$ -6,300.00	\$ -6,615.00	\$ -6,945.75	\$ -7,293.04
FNE	\$ -280,102.37	\$ 144,262.62	\$ 113,963.03	\$ 111,696.42	\$ 109,394.55	\$ 107,056.43
Valor presente		\$ 133,576.50	\$ 105,521.33	\$ 103,422.62	\$ 101,291.25	\$ 99,126.32
PRD		\$ -146,525.87	\$ -41,004.54	\$ 62,418.07	\$ 163,709.33	\$ 262,835.65

Fuente: Elaboración propia (2023).

En la tabla anterior se observan varios factores importantes para determinar la rentabilidad del proyecto como los costos fijos, costos variables que como su nombre lo dice son costos que tiene la empresa, los costos fijos son muy estables durante el tiempo, sin embargo, puede tener un incremento año a año los expertos no precisan cuanto es el porcentaje de crecimiento, pero consideramos un 1% por lo estable que es y para los costos variables esto va depender de la producción del equipo, la materia prima, horas del personal, igual no precisan un porcentaje por lo que se considera un 5% como variación año a año.

El VAN del proyecto corresponde a \$ 262 835,65 lo que nos indica es que el proyecto es factible, porque cuando el VAN es mayor a cero nos dice que el proyecto es rentable para la empresa.

Para el caso del TIR este valor nos da 29% lo que también nos indica que el proyecto es rentable para la empresa, porque nos indica la teoría que si el resultado del TIR es mayor a la TSD el proyecto se considera rentable.

Para esta propuesta de cambio de tecnología en el sistema de aire acondicionado por un sistema de agua helada tenemos un período de recuperación aproximadamente de 3 años, logrando que sea un proyecto bastante atractivo y beneficioso para la empresa.

## CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### Conclusiones

1-Se logra determinar la factibilidad técnica y económica para realizar el reemplazo de los equipos de expansión directa a un sistema enfriador de agua helada para el cuarto de producción, mediante los análisis de cargas de refrigeración obteniendo que la carga total es de 248,72 kW, que son 867045,8 Btu/h proporcionales a 72.24 toneladas de refrigeración y un análisis financiero obteniendo un ahorro mensual de un 64 % que en dinero sería \$28 624,25 comparado con el dato de los equipos instalados actualmente y para la factibilidad económica se obtuvo un valor del VAN de \$ 262 835,65 y un TIR de 29% indicando que el proyecto es bastante rentable y beneficioso para la empresa con esto logrando que el funcionamiento del sistema sea más eficiente y que genere un ahorro energético a la empresa.

2-Se identificaron los equipos de expansión directa instalados actualmente que enfrían el cuarto de producción mediante un levantamiento en sitio se determinó que existen 4 equipos para abarcar esa área (DX08, DX09, DX10, DX11), estos equipos serán los que se reemplazarán por el sistema de agua helada.

3-Se realiza la medición del consumo de los equipos de expansión directa a reemplazar, utilizamos los analizadores de energía marca Fluke que se colocaron en cada máquina por varios días para establecer el consumo energético actual, obteniendo que el consumo promedio diario de la maquina DX08 es de 1031,12 kWh, DX09 es de 719,43 kWh, DX10 es de 573,32 kWh y DX11 es de 182,28 kWh.

4- Se calculó la carga térmica cuantificando las fuentes de calor del cuarto de producción y estableciendo los valores conforme las herramientas y conceptos descritos en la literatura Acondicionamientos de aire: Principios y sistemas, del autor Edward G Pita (1994), obteniendo un valor de 248,72 kW, que son 867045,8 Btu/h proporcionales a 72.24 toneladas de refrigeración.

5-Se seleccionó el equipo necesario para mejorar las condiciones del cuarto de producción con base en los cálculos de carga térmica obtenidos y búsqueda en catálogos certificados, obteniendo que la mejor opción es un chiller enfriado por aire marca Smadrt modelo AE028.1B. F4HADA.A004DX.010.

6- Se realizó el estudio económico de los costos y la inversión necesaria conforme a las cotizaciones y la determinación de ahorros en facturación energética, obteniendo un ahorro mensual de un 64 % que en dinero sería \$28 624,25 comparado con el dato de los equipos instalados actualmente y para la factibilidad económica se obtuvo un valor del VAN de \$ 262 835,65 y un TIR de 29% indicando que el proyecto es bastante rentable y beneficioso para la empresa.

## **Recomendaciones**

1-Se recomienda realizar un estudio más detallado del consumo energético de los equipos instalados actualmente donde se pueda colocar los analizadores de energía por más tiempo y poder determinar un mejor resultado de cuanto está consumiendo los equipos actualmente y de ahí valorar realizar algún cambio necesario en el sistema.

2-Se sugiere realizar un estudio que abarque el estado de las manejadoras que comprenden el área de producción esto para poder descartar cualquier anomalía que tengan que pueda estar afectando las condiciones actuales del cuarto.

3-Realizar un análisis estructural adecuado en donde se tiene contemplado colocar el nuevo equipo esto para tener un correcto soporte y fácil acceso para los servicios de mantenimiento.

4-Se sugiere determinar mediante un levantamiento o análisis de planos que tan cerca se ubican las tuberías de agua de torres de enfriamiento esto para que también exista la posibilidad de poder instalar un chiller enfriado por agua que también puede generar un buen ahorro energético a la empresa.

5-Se recomienda instalar más charts recorder en todo el cuarto de producción para poder tener una mejor lectura de la temperatura en las áreas de trabajo.

6-Se sugiere hacer una mejor distribución de las áreas de trabajo esto con el fin de poder ubicar mejor al personal en sus tareas diarias y evitar aglomeraciones de personas que generen una gran concentración de calor y que sientan el aire acondicionado no está funcionando.

7-Se sugiere que los técnicos del departamento que reciban un entrenamiento de cómo es el funcionamiento y el mantenimiento del nuevo equipo.

8-Generar los mantenimientos preventivos que sugiera el fabricante o proveedor sobre el nuevo chiller que se instalaría.

## CAPÍTULO VI: PROPUESTA

### Descripción

El presente trabajo de investigación busca determinar la viabilidad de realizar un cambio de tecnología en el sistema de aire acondicionado para un cuarto de producción, sustituyendo los 4 equipos de expansión directa instalados actualmente por un sistema de agua helada siendo más específicos un chiller enfriado por aire.

La idea principal del cambio es mejorar las condiciones de temperatura del cuarto de producción, para que tenga un mejor confort tanto para el personal como el producto que se encuentra en proceso de formación, otra idea importante es poder actualizar la tecnología de estos equipos para obtener un mejor eficiencia y consumo energético dado que los equipos actuales son bajo el criterio ON/OFF, encienden y apagan cuando llegan a sus temperaturas máximas y mínimas ya con este nuevo equipo vamos a lograr una modulación de esa carga y tendremos mejores resultados energéticos. La planta elegida para esta investigación se ubica en la Aurora de Heredia y se encarga de la fabricación de dispositivos médicos.

### Propuesta

Para iniciar con la investigación se evalúa el cuarto de producción identificando cuales son los equipos de refrigeración que abastecen el área para conocer cuántas máquinas son las que requieren ser incluidas en el cambio de tecnología. Posteriormente se le coloca a cada equipo un analizador de energía para determinar cuánto es el consumo de kWh estableciendo un tiempo de toma de datos de 7 días por cada equipo. Según lo anterior se determina lo siguiente: un consumo promedio diario de la maquina DX08 es de 1031,12 kWh , DX09 es de 719,43 kWh, DX10 es de 573,32 kWh y DX11 es de 182,28 kWh.

Luego se realizó el análisis de cargas térmicas, que permitió determinar cuáles y cuántas eran las cargas térmicas que tiene el cuarto de producción, estableciendo las siguientes cargas: conducción a través de estructuras exteriores, radiación solar a través de vidrios, conducción a través de estructuras interiores, conducción a través de pisos y techos, ganancia de calor por alumbrado, ganancia de calor debido a personas y ganancia de calor por medio de equipos, determinando una carga total de 248,72 kW, que son 867045,8 Btu/h proporcionales a 72.24 toneladas de refrigeración.

En función de lo antedicho, se selecciona el equipo del sistema de agua helada el chiller enfriado por aire marca Smadrt modelo AE028.1B. F4HADA.A004DX.010, este equipo de enfriamiento cuenta con valor requerido para abarcar la carga térmica del cuarto de producción y lograr sustituir las 4 condensadoras actuales, además de obtener características muy positivas en cuanto a eficiencia y consumo energético.

Finalizada la etapa de estudio de cargas y escogencia de equipo, fue posible efectuar el análisis financiero, en el cual se logró determinar que, económicamente el proyecto es viable al dar un valor del VAN de \$ 262 835,65 y un TIR de 29% indicando que el proyecto es bastante rentable y beneficioso para la empresa, además de genera un ahorro mensual de un 64 % que en dinero sería \$28 624,25 comparado con el dato de los equipos instalados actualmente.

## Referencias

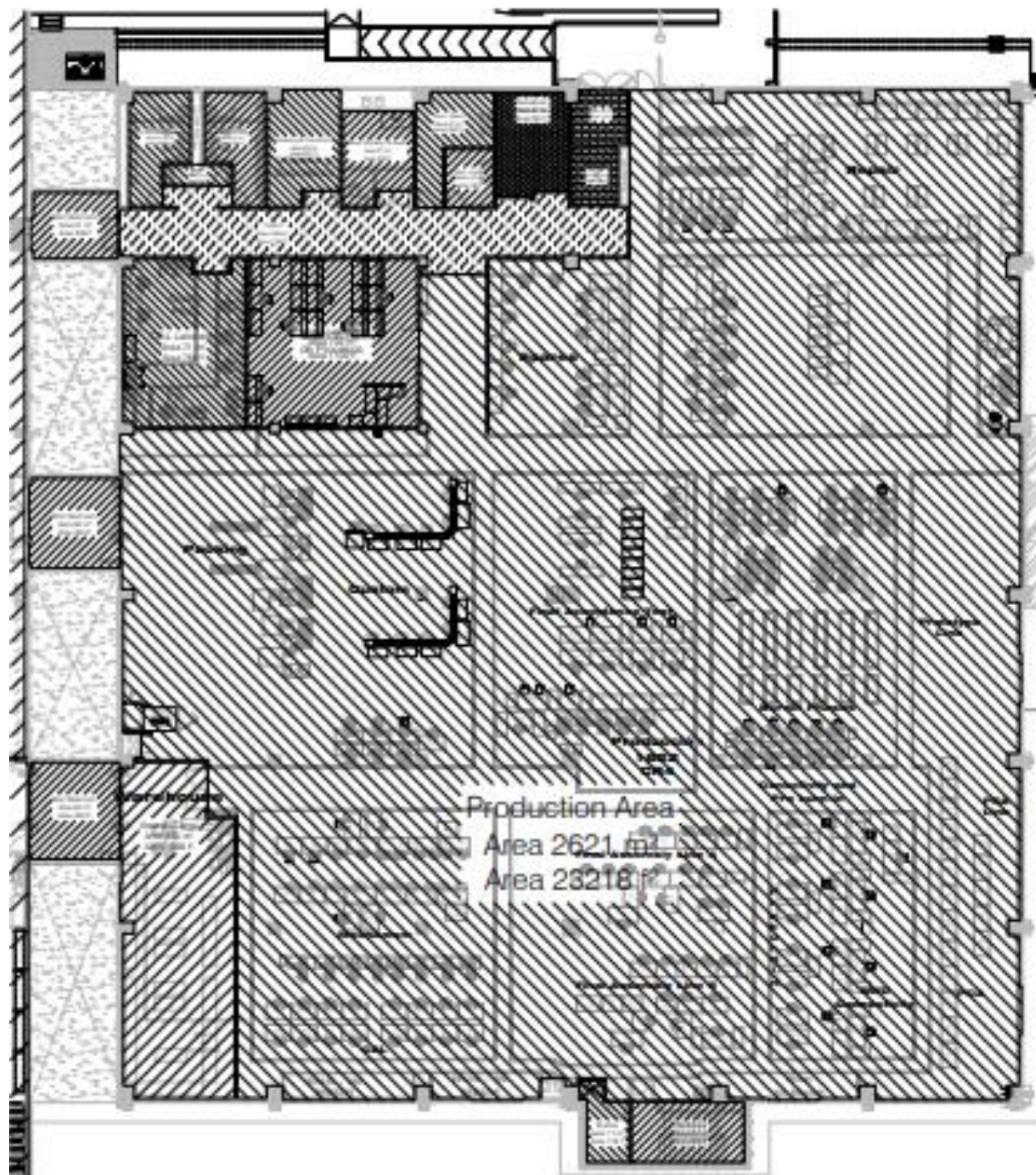
- Araya, J. I. (2022). Propuesta de mejora para el sistema de Agua Helada en el acondicionamiento de aire de la compañía Micro Technologies S.A.-Coyol de Alajuela; mediante el análisis y diagnóstico técnico, ambiental y financiero, según la norma ASHRAE. *Tesis Licenciatura*. Instituto Tecnológico de Costa Rica, Costa Rica. Obtenido de <https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/13943>
- Arias, M. S. (2019). Propuesta de diseño para climatización de Planta 2 de la empresa Florida Retail. *Tesis Licenciatura*. Instituto Tecnológico de Costa Rica, Costa Rica. Obtenido de Propuesta de diseño para climatización de Planta 2 de la empresa Florida Retail
- Ashrae. (2017). *Ashrae Fundamentals* . 2017.
- Banco Central de Costa Rica. (02 de marzo de 2023). Obtenido de [gee.bccr.fi.cr](https://gee.bccr.fi.cr): <https://gee.bccr.fi.cr/indicadoreseconomicos/Cuadros/frmVerCatCuadro.aspx?idioma=1&CodCuadro=%20400>
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). Termodinamica Septima Edicion. En *Termodinamica Septima Edicion*.
- Climas Monterrey. (s.f.). *climasmonterrey*. Obtenido de [www.climasmonterrey.com/que-son-las-cartas-psirometricas](http://www.climasmonterrey.com/que-son-las-cartas-psirometricas): <https://www.climasmonterrey.com/que-son-las-cartas-psirometricas>
- Cruz, J. L. (2015). Optimizavion energetica de un sistema de climatizacion para un centro de datos. *Tesis Licenciatura*. Universidad Nacional Autonoma de Mexico, Mexico. Obtenido de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/5994/3/Tesis.pdf>
- Dueñas, E. L. (2019). Optimizacion de recurso mediante la evaluacion y determinacion de cargas termicas en equipos de aire acondicionado del Laboratorio Blusfstein. *Tesis Profesional*. Universidad Mayor de San Marcos del Peru. Decana de America, Peru. Obtenido de <https://cybertesis.unmsm.edu.pe/handle/20.500.12672/10561>
- Empresa Servicios Publicos de Heredia. (10 de Marzo de 2023). *esph-sa*. Obtenido de [www.esph-sa.com](http://www.esph-sa.com): <https://www.esph-sa.com/energia-electrica/tarifas-vigentes>
- Fluke. (08 de Marzo de 2023). Obtenido de Fluke: <https://www.fluke.com/es-cr/producto/comprobacion-electrica/calidad-electrica/1732-1734>
- García, F. A. (2021). Diseño del Sistema de Aire Acondicionado para la Sucursal de La Uruca del Banco Nacional de Costa Rica. *Tesis Licenciatura*. Instituto Tecnológico de Costa Rica, Costa Rica. Obtenido de <https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/13408>
- Gomez, F. A. (2018). Diseño de un Sistema de aire acondicionado de bajo costo de operacion para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingenieria USAT-Chiclayo. *Tesis Bachillerato*. Universidad Catolica Santo Toribio de Mogrovejo, Peru. Obtenido de <https://tesis.usat.edu.pe/handle/20.500.12423/1857>

- Gonzalez, O. M. (17 de setiembre de 2021). *preciogasbyselecta*. Obtenido de [preciogas.com/instalaciones/equipamiento/aire-acondicionado/vrv](https://preciogas.com/instalaciones/equipamiento/aire-acondicionado/vrv): <https://preciogas.com/instalaciones/equipamiento/aire-acondicionado/vrv>
- Herramientas de Ingenieria* . (12 de Febrero de 2023). Obtenido de Herramientas de Ingenieria : <https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/psicrometricos/psicrometricos.html>
- IAASE. (s.f.). <https://iaase.com>. Obtenido de <https://iaase.com.mx/diferencias-entre-chiller-enfriado-por-agua-y-chiller-enfriado-por-aire-en-los-sistemas-de-aire-acondicionado/>: <https://iaase.com.mx/diferencias-entre-chiller-enfriado-por-agua-y-chiller-enfriado-por-aire-en-los-sistemas-de-aire-acondicionado/>
- ISHSA COMERCIAL S.A DE C.V. (s.f.). *cishsacom*. Obtenido de [cishsacom.com.mx/sistemas-de-agua-helada/](https://cishsacom.com.mx/sistemas-de-agua-helada/): <https://cishsacom.com.mx/sistemas-de-agua-helada/>
- LINACAL S.L. (s.f.). *linacal.com*. Obtenido de [historia-del-aire-acondicionado](https://linacal.com/historia-del-aire-acondicionado/): <https://linacal.com/historia-del-aire-acondicionado/>
- Metal-panel solo con lideres. (2016). *Especificacion Tecnica panel isocop*.
- Miranda, J. J. (2005). *Gestion de Proyectos*.
- Mora, G. (1 de Junio de 2021). *mundochiller*. Obtenido de <https://mundochiller.com/chiller-con-compresor-scroll/>: <https://mundochiller.com/chiller-con-compresor-scroll/>
- Mora, G. (14 de Junio de 2021). *mundochiller*. Obtenido de <https://mundochiller.com/chiller-con-compresor-centrifugo/>: <https://mundochiller.com/chiller-con-compresor-centrifugo/#:~:text=El%20Chiller%20Centr%C3%ADfugo%20es%20una,varios%20compresores%20del%20tipo%20centrifugo.>
- Mora, G. (7 de Junio de 2021). *mundochiller*. Obtenido de <https://mundochiller.com/chiller-con-compresor-de-tornillo/>: <https://mundochiller.com/chiller-con-compresor-de-tornillo/>
- Nole, A. R. (2017). Diseño De Sistema De Climatización Para Dos Oficinas De La Empresa Dc Construcciones Sac. *Tesis Profesional*. Universidad Cesar Vallejo, Peru. Obtenido de <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/23069>
- Obando, B. A. (2018). PROPUESTA DE REGLAMENTACIÓN TÉCNICA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA PARA EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO MENORES DE 17,5kW (60.000 BTU/h) DE ENFRIAMIENTO, Y SUS POSIBLES BENEFICIOS PARA COSTA RICA. *Tesis Licenciatura*. Universidad Internacional de las Americas, Costa Rica. Obtenido de <https://uia.ac.cr/estudiante/biblioteca-virtual>
- Osaka Electronics*. (03 de Marzo de 2023). Obtenido de Osaka Electronics: <https://osakaelectronicsltda.com/blog/recomendaciones/como-funciona-un-analizador-de-redes-electricas>
- Pita, E. G. (1994). *Acondicionamiento de Aires*. 1944.
- Pita, E. G. (s.f.). *Acondicionamiento de aire Principios y Sistemas*. 2002.

- Que calor. (s.f.). *quecalor.com*. Obtenido de <https://www.quecalor.com/chillers-tipos>:  
<https://www.quecalor.com/chillers-tipos>
- Quirós, J. A. (2019). Rediseño del sistema de aire acondicionado para el edificio D-15, de oficinas de 6 niveles, mediante un sistema de agua helada, en America Free Zone, Heredia. *Tesis Licenciatura*. Instituto Tecnológico de Costa Rica, Costa Rica. Obtenido de <https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/10916>
- Quirós, L. A. (2019). Diseño del sistema de aire acondicionado y ventilación para el edificio del Centro Nacional de Control del Dolor y Cuidados Paliativos. *Tesis de Maestría*. Universidad de Costa Rica, Costa Rica. Obtenido de <https://repositoriosidca.csuca.org/Record/RepoKERWA78375/Details>
- S&P. (11 de Febrero de 2019). *solerpalau*. Obtenido de [www.solerpalau.com/es-es/blog/calor-latente](http://www.solerpalau.com/es-es/blog/calor-latente):  
<https://www.solerpalau.com/es-es/blog/calor-latente/#:~:text=Calor%20sensible%20y%20calor%20espec%C3%ADfico,por%20lo%20tanto%20su%20estado>.
- S&P. (02 de Noviembre de 2020). *solerpalau*. Obtenido de [/www.solerpalau.com/es-es/blog/diagrama-psirometrico](http://www.solerpalau.com/es-es/blog/diagrama-psirometrico): <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/diagrama-psirometrico/#:~:text=La%20psirometr%C3%ADa%20es%20una%20rama,materiales%20y%20el%20confort%20humano>.
- Salcedo, S. A. (2018). Diseño e Implementación Metodológica para el Desarrollo de Proyectos de Aire Acondicionado con Chiller Condensado por Aire. *Tesis Maestría*. Universidad Autónoma del Caribe, Colombia. Obtenido de <http://repositorio.uac.edu.co/handle/11619/3785>
- Sierra, C. G. (2015). *Diseño y Cálculo de Instalaciones de Climatización*.
- Sylvania Costa Rica*. (12 de enero de 2023). Obtenido de Sylvania Costa Rica:  
<https://sylvaniacostarica.com/wp-content/uploads/P26221-Tubo-LED-UL-DLC-T8-18W-4100K.pdf>
- Tech Costa Rica school of engineering. (viernes de julio de 2022). *techtitute*. Obtenido de [www.techtitute.com/cr/ingenieria/blog/confort-termico](http://www.techtitute.com/cr/ingenieria/blog/confort-termico):  
<https://www.techtitute.com/cr/ingenieria/blog/confort-termico/#:~:text=Se%20habla%20de%20confort%20t%C3%A9rmico,actividades%20propias%20de%20dicho%20espacio>.

## Anexos

### Anexo 1: Plano del cuarto de producción



Fuente: Propia

Anexo 2: Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) para techos.

TABLE 6.1 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM FLAT ROOFS, F

Roof No	Description of Construction	Weight, lb/ft <sup>2</sup>	U-value, BTU/h·ft <sup>2</sup> ·°F	Solar Time																								Hour of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Without Suspended Ceiling																															
1	Steel sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3	14	-5	79	84
2	1-in. wood with 1-in. insulation	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9	16	-3	74	77
3	4-in. lightweight concrete	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13	16	-3	73	76
4	2-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	29 (0.122)	0.206	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17	16	-1	67	68
5	1-in. wood with 2-in. insulation	9	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7	16	-7	64	71
6	6-in. lightweight concrete	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28	18	1	64	63
7	2.5-in. wood with 1-in. ins.	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34	19	6	56	50
8	8-in. lightweight concrete	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40	20	7	54	47
9	4-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30	18	8	53	45
10	2.5-in. wood with 2-in. ins.	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35	19	8	51	43
11	Roof terrace system	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37	20	13	46	33
12	6-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34	19	14	45	31
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40	22	16	43	27

TABLE 6.1 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM FLAT ROOFS, F (Continued)

Roof No	Description of Construction	Weight, lb/ft <sup>2</sup>	U-value, BTU/h·ft <sup>2</sup> ·°F	Solar Time																								Hour of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
With Suspended Ceiling																															
1	Steel sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5	15	-4	78	82
2	1-in. wood with 1-in. ins.	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61	58	51	44	37	30	25	17	2	62	60
3	4-in. lightweight concrete	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24	17	0	65	65
4	2-in. heavyweight concrete with 1-in. insulation	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32	18	13	47	34
5	1-in. wood with 2-in. ins.	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29	18	5	57	52
6	6-in. lightweight concrete	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	54	47	42	37	20	7	54	47
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37	21	15	44	29
8	8-in. lightweight concrete	33	0.093	39	36	3	3	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	44	42	21	14	46	32
9	4-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) ins.	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33	19	20	38	18
10	2.5-in. wood with 2-in. ins.	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37	21	18	41	23
11	Roof terrace system	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32	22	22	33	11
12	6-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31	20	21	34	13
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	23	21	37	16

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Anexo 3: Diferencias de Temperaturas para carga de enfriamiento (DTCE) para cálculo de carga de paredes.

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	Mini- CLTD	Maxi- CLTD	Differ- ence
<b>Group A Walls</b>																												
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	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	19	19	20	21	22	23	24	24	25	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	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	20	23	14	20	6
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	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	24	25	26	26	1	18	27	9
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7	
<b>Group B Walls</b>																												
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	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	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	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	9
<b>Group C Walls</b>																												
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	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	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	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	10	27	17
<b>Group D Walls</b>																												
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	25	28	33	34	34	35	34	33	32	30	28	19	7	25	18
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	31	30	28	27	26	24	18	8	33	28	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	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	28
<b>Group E Walls</b>																												
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	20	24	25	25	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
<b>Group F Walls</b>																												
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	23
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	11	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	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	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
<b>Group G Walls</b>																												
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	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

## Anexo 4: Descripción de grupos de construcción de paredes

TABLE 6.3 WALL CONSTRUCTION GROUP DESCRIPTION

Group No.	Description of Construction	Weight (lb/ft <sup>2</sup> )	U-Value (BTU/h•ft <sup>2</sup> •°F)
4-in. Face brick + (brick)			
C	Air space + 4-in. face brick	83	0.358
D	4-in. common brick	90	0.415
C	1-in. insulation or air space + 4-in. common brick	90	0.174–0.301
B	2-in. insulation + 4-in. common brick	88	0.111
B	8-in. common brick	130	0.302
A	Insulation or air space + 8-in. common brick	130	0.154–0.243
4-in. Face brick + (heavyweight concrete)			
C	Air space + 2-in. concrete	94	0.350
B	2-in. insulation + 4-in. concrete	97	0.116
A	Air space or insulation + 8-in. or more concrete	143–190	0.110–0.112
4-in. Face brick + (light or heavyweight concrete block)			
E	4-in. block	62	0.319
D	Air space or insulation + 4-in. block	62	0.153–0.246
D	8-in. block	70	0.274
C	Air space or 1-in. insulation + 6-in. or 8-in. block	73–89	0.221–0.275
B	2-in. insulation + 8-in. block	89	0.096–0.107
4-in. Face brick + (clay tile)			
D	4-in. tile	71	0.381
D	Air space + 4-in. tile	71	0.281
C	Insulation + 4-in. tile	71	0.169
C	8-in. tile	96	0.275
B	Air space or 1-in. insulation + 8-in. tile	96	0.142–0.221
A	2-in. insulation + 8-in. tile	97	0.097
Heavyweight concrete wall + (finish)			
E	4-in. concrete	63	0.585
D	4-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	63	0.119–0.200
C	2-in. insulation + 4-in. concrete	63	0.119
C	8-in. concrete	109	0.490
B	8-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	110	0.115–0.187
A	2-in. insulation + 8-in. concrete	110	0.115
B	12-in. concrete	156	0.421
A	12-in. concrete + insulation	156	0.113
Light and heavyweight concrete block + (finish)			
F	4-in. block + air space/insulation	29	0.161–0.263
E	2-in. insulation + 4-in. block	29–37	0.105–0.114
E	8-in. block	47–51	0.294–0.402
D	8-in. block + air space/insulation	41–57	0.149–0.173
Clay tile + (finish)			
F	4-in. tile	39	0.419
F	4-in. tile + air space	39	0.303
E	4-in. tile + 1-in. insulation	39	0.175
D	2-in. insulation + 4-in. tile	40	0.110
D	8-in. tile	63	0.296
C	8-in. tile + air space/1-in. insulation	63	0.151–0.231
B	2-in. insulation + 8-in. tile	63	0.099
Metal curtain wall			
G	With/without air space + 1- to 3-in. insulation	5–6	0.091–0.230
Frame wall			
G	1-in. to 3-in. insulation	16	0.081–0.178

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Fuente: (Pita, 2002)

## Anexo 5: Corrección de la DTCE para latitud y mes, para paredes y techos.

TABLE 6.4 CLTD CORRECTION FOR LATITUDE AND MONTH APPLIED TO WALLS AND ROOFS, NORTH LATITUDES, F

Lat.	Month	N	NNE 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	-7	-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

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 6: Radiación solar a través de vidrio factores de ganancia máxima de calor solar para vidrio

**TABLE 6.6** MAXIMUM SOLAR HEAT GAIN FACTOR (SHGF) BTU/HR • FT<sup>2</sup> FOR SUNLIT GLASS, NORTH LATITUDES

20° N. Lat											36° N. Lat										
N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR		
Jan.	29	29	48	138	201	243	253	233	214	232	22	22	24	90	166	219	247	252	252	155	
Feb.	31	31	88	173	226	244	238	201	174	263	26	26	57	139	195	239	248	239	232	199	
Mar.	34	49	132	200	237	236	206	152	115	284	30	33	99	176	223	238	232	206	192	238	
Apr.	38	92	166	213	228	208	158	91	58	287	35	76	144	196	225	221	196	156	135	262	
May	47	123	184	217	217	184	124	54	42	283	38	107	168	204	220	204	165	116	93	272	
June	59	135	189	216	210	173	108	45	42	279	47	118	175	205	215	194	150	99	77	273	
July	48	124	182	213	212	179	119	53	43	278	39	107	165	201	216	199	161	113	90	268	
Aug.	40	91	162	206	220	200	152	88	57	280	36	75	138	190	218	212	189	151	131	257	
Sep.	36	46	127	191	225	225	199	148	114	275	31	31	95	167	210	228	223	200	187	230	
Oct.	32	32	87	167	217	236	231	196	170	258	27	27	56	133	187	230	239	231	225	195	
Nov.	29	29	48	136	197	239	249	229	211	230	22	22	24	87	163	215	243	248	248	154	
Dec.	27	27	35	122	187	238	254	241	226	217	20	20	20	69	151	204	241	253	254	136	

24° N. Lat											40° N. Lat										
N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR		
Jan.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133	
Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180	
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223	
Apr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283	34	71	140	190	224	223	205	170	154	252	
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265	
June	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267	
July	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262	
Aug.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247	
Sep.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215	
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177	
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132	
Dec.	26	26	29	112	180	234	247	247	237	199	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113	

28° N. Lat											44° N. Lat										
N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR		
Jan.	25	25	35	117	183	235	251	247	238	196	17	17	17	64	138	189	232	248	252	109	
Feb.	29	29	72	157	213	244	246	224	207	234	22	22	43	117	178	227	246	248	247	160	
Mar.	33	41	116	189	231	237	221	182	157	265	27	27	87	162	211	236	238	224	218	206	
Apr.	36	84	151	205	228	216	178	124	94	278	33	66	136	185	221	224	210	183	171	240	
May	40	115	172	211	219	195	144	83	58	280	36	96	162	201	219	211	183	148	132	257	
June	51	125	178	211	213	184	128	68	49	278	47	108	169	205	215	203	171	132	115	261	
July	41	114	170	208	215	190	140	80	57	276	37	96	159	198	215	206	179	144	128	254	
Aug.	38	83	149	199	220	207	172	120	91	272	34	66	132	180	214	215	202	177	165	236	
Sep.	34	38	111	179	219	226	213	177	154	256	28	28	80	152	198	226	227	216	211	199	
Oct.	30	30	71	151	204	236	238	217	202	229	23	23	42	111	171	217	237	240	239	157	
Nov.	26	26	35	115	181	232	247	243	235	195	18	18	18	64	135	186	227	244	248	109	
Dec.	24	24	24	99	172	227	248	251	246	179	15	15	15	49	115	175	217	240	246	89	

32° N. Lat											48° N. Lat										
N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR		
Jan.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85	
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138	
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188	
Apr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226	
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247	
June	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252	
July	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244	
Aug.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223	
Sep.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182	
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136	
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85	
Dec.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65	

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Fuente: (Pita, 2002).

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

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

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

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

32 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252
Abr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277
Jun.	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276
Jul.	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273
Agos.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265
Sept.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175
Dic.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158

40 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133
Feb.	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180
Mar.	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223
Abr.	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252
May	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265
Jun.	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267
Jul.	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262
Agos.	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247
Sept.	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215
Oct.	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177
Nov.	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132
Dic.	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113

48 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85
Feb.	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138
Mar.	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188
Abr.	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226
May	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247
Jun.	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252
Jul.	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244
Agos.	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223
Sept.	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182
Oct.	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136
Nov.	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85
Dic.	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65

56 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	10	10	10	21	74	126	169	194	205	40
Feb.	16	16	21	71	139	184	223	239	244	91
Mar.	22	22	65	136	185	224	238	241	241	149
Abr.	28	58	123	173	211	223	223	213	210	195
May	36	99	149	195	215	218	206	187	181	222
Jun.	53	111	160	199	213	213	196	174	168	231
Jul.	37	98	147	192	211	214	201	183	177	221
Agos.	30	56	119	165	203	216	215	206	203	193
Sept.	23	23	58	126	171	211	227	230	231	144
Oct.	16	16	20	68	132	176	213	229	234	91
Nov.	10	10	10	21	72	122	165	190	200	40
Dic.	7	7	7	7	47	92	135	159	171	23

Fuente: (Pita, 2002).

## Anexo 7: Coeficiente de sombreado para vidrio con o sin dispositivo de sombra interior.

TABLE 6.7 SHADING COEFFICIENTS FOR GLASS WITHOUT OR WITH INTERIOR SHADING DEVICES

Type of Glazing	Nominal Thickness, in (Each light)	Without Shading	With Interior Shading					
			Venetian Blinds		Roller Shades			
			Medium	Light	Dark	Light	Light	
Single glass								
Clear	¼	0.94	0.74	0.67	0.81	0.39	0.44	
Heat absorbing	¼	0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36	
Double glass								
Clear	¼	0.81	0.62	0.58	0.71	0.35	0.40	
Heat absorbing	¼	0.55	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	

Note: Venetian blinds are assumed set at a 45° position. Adapted with permission from the 1993 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Fuente: (Pita, 2002).

## Anexo 8: Factor de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior con piso sin alfombrar

Dir.	Room	Solar Time																							
		0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
N	L	.00	.00	.00	.00	.01	.64	.73	.74	.81	.88	.95	.98	.98	.94	.88	.79	.79	.55	.31	.12	.04	.02	.01	.00
	M	.12	.09	.07	.06	.05	.33	.45	.53	.61	.69	.76	.82	.85	.86	.85	.81	.80	.70	.60	.43	.32	.24	.19	.15
	H	.24	.21	.19	.18	.16	.43	.48	.51	.56	.61	.66	.71	.73	.74	.73	.71	.71	.62	.52	.42	.36	.32	.29	.26
NE	L	.00	.00	.00	.00	.01	.51	.83	.88	.72	.47	.33	.27	.24	.23	.20	.18	.14	.09	.03	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.03	.02	.02	.02	.02	.24	.45	.57	.58	.49	.41	.36	.32	.29	.27	.24	.21	.17	.13	.10	.07	.06	.05	.04
	H	.08	.07	.07	.06	.06	.27	.43	.49	.45	.37	.32	.29	.28	.27	.26	.24	.22	.19	.16	.14	.12	.11	.10	.09
E	L	.00	.00	.00	.00	.00	.42	.76	.91	.90	.75	.51	.30	.22	.18	.16	.13	.11	.07	.02	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.03	.02	.02	.02	.01	.20	.41	.57	.65	.64	.55	.44	.36	.31	.26	.23	.19	.16	.12	.09	.07	.06	.04	.04
	H	.08	.08	.07	.06	.06	.24	.40	.50	.53	.50	.41	.33	.30	.28	.26	.24	.22	.19	.16	.14	.13	.11	.10	.09
SE	L	.00	.00	.00	.00	.00	.27	.58	.81	.93	.93	.81	.59	.37	.27	.21	.18	.14	.09	.03	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.04	.03	.02	.02	.02	.13	.31	.48	.62	.69	.69	.61	.50	.41	.35	.30	.25	.20	.15	.12	.09	.07	.06	.05
	H	.10	.09	.08	.08	.07	.18	.32	.45	.53	.56	.54	.47	.39	.35	.32	.29	.26	.23	.19	.17	.15	.14	.12	.11
S	L	.00	.00	.00	.00	.00	.07	.15	.23	.39	.62	.82	.94	.93	.80	.59	.38	.26	.16	.06	.02	.01	.00	.00	.00
	M	.05	.04	.04	.03	.02	.05	.09	.14	.24	.38	.53	.65	.72	.71	.63	.52	.42	.33	.24	.18	.14	.11	.09	.07
	H	.13	.12	.10	.09	.09	.11	.14	.17	.25	.36	.47	.55	.58	.56	.49	.41	.36	.30	.25	.21	.19	.17	.16	.14
SW	L	.00	.00	.00	.00	.00	.04	.09	.13	.16	.19	.23	.39	.62	.82	.94	.94	.81	.54	.19	.07	.03	.01	.00	.00
	M	.08	.07	.05	.04	.03	.05	.07	.09	.12	.15	.17	.26	.40	.54	.66	.73	.72	.61	.43	.31	.23	.17	.13	.10
	H	.15	.14	.12	.11	.10	.11	.12	.14	.15	.17	.18	.26	.37	.48	.56	.59	.57	.47	.33	.27	.23	.21	.19	.17
W	L	.00	.00	.00	.00	.00	.03	.07	.10	.13	.15	.16	.18	.31	.55	.78	.92	.93	.73	.25	.10	.04	.01	.01	.00
	M	.08	.07	.05	.04	.04	.04	.06	.08	.10	.12	.13	.15	.21	.35	.50	.63	.71	.67	.46	.33	.24	.18	.14	.11
	H	.14	.13	.12	.11	.10	.10	.11	.12	.13	.14	.15	.16	.21	.33	.45	.54	.58	.52	.33	.26	.22	.19	.18	.16
NW	L	.00	.00	.00	.00	.00	.04	.09	.14	.17	.20	.22	.23	.24	.31	.53	.78	.92	.81	.28	.10	.04	.02	.01	.00
	M	.08	.06	.05	.04	.03	.05	.07	.10	.13	.15	.17	.19	.20	.24	.36	.51	.64	.66	.46	.32	.23	.17	.13	.10
	H	.13	.12	.11	.10	.09	.10	.12	.13	.15	.16	.17	.18	.19	.23	.33	.46	.55	.53	.33	.25	.21	.18	.16	.15
Hor.	L	.00	.00	.00	.00	.00	.08	.25	.45	.64	.80	.91	.97	.97	.91	.80	.64	.44	.23	.08	.03	.01	.00	.00	.00
	H	.07	.06	.05	.04	.03	.06	.14	.26	.40	.53	.64	.73	.78	.80	.77	.70	.59	.45	.33	.24	.19	.14	.11	.09

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 9: Factor de enfriamiento de vidrios

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

Latitud norte.		Hora solar, h																							
Ventana viendo hacia el	Construcción del recinto	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.05	0.70	0.65	0.65	0.74	0.81	0.87	0.91	0.91	0.88	0.84	0.77	0.80	0.92	0.27	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08
	M	0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.09
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.09	0.75	0.67	0.66	0.74	0.80	0.86	0.89	0.88	0.85	0.80	0.73	0.76	0.88	0.23	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10
NE	L	0.02	0.01	0.01	0.01	0.02	0.55	0.76	0.75	0.60	0.39	0.31	0.28	0.27	0.25	0.23	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
	M	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
	H	0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.57	0.77	0.74	0.58	0.36	0.28	0.26	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.11	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
E	L	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.45	0.71	0.80	0.77	0.64	0.43	0.29	0.25	0.23	0.20	0.17	0.14	0.10	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
	M	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.80	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
	H	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.48	0.72	0.80	0.75	0.61	0.40	0.25	0.22	0.21	0.19	0.16	0.14	0.10	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
SE	L	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.29	0.56	0.74	0.82	0.81	0.70	0.52	0.35	0.30	0.26	0.22	0.18	0.13	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
	M	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.30	0.56	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
	H	0.04	0.04	0.04	0.03	0.04	0.31	0.57	0.74	0.81	0.79	0.67	0.48	0.31	0.27	0.23	0.20	0.17	0.13	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05
S	L	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.08	0.15	0.22	0.37	0.58	0.75	0.84	0.82	0.71	0.53	0.37	0.29	0.20	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	M	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.22	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05
	H	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.11	0.17	0.24	0.39	0.59	0.75	0.82	0.79	0.67	0.49	0.33	0.26	0.18	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
SW	L	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.18	0.22	0.38	0.59	0.76	0.84	0.83	0.72	0.48	0.18	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06
	M	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.23	0.39	0.59	0.75	0.82	0.80	0.68	0.43	0.14	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06
W	L	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.05	0.08	0.11	0.13	0.14	0.15	0.17	0.30	0.53	0.72	0.83	0.83	0.63	0.19	0.14	0.11	0.08	0.07	0.06
	M	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.31	0.54	0.71	0.81	0.80	0.59	0.15	0.11	0.09	0.07	0.06	0.06
NW	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.83	0.71	0.19	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05
	M	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.09	0.08	0.07	0.06
	H	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15																

## Anexo 10: Coeficiente de transferencia para vidrio

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro <sup>a</sup>	Transmisión solar <sup>b</sup>	Sin sombreado interior $h_g = 4.0$	Tipo de sombreado interior				
					Persianas venecianas		Persianas enrollables		
					Medio	Claro	Opacas	Translúcidas	Claro
VIDRIO SENCILLO	Sencillo	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1.00					
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94					
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
	Claro	1/2	0.67	0.87					
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83					
	Absorbente de calor, con figuras <sup>c</sup>	1/8		0.83					
	Absorbente de calor <sup>c</sup>	3/16 a 1/4	0.46	0.69					
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
	Coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69					
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.60	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
	Absorbente de calor <sup>c</sup>	3/8	0.34	0.60					
	Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	0.53	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
	Vidrio recubierto reflector			0.30	0.25	0.23			
			0.40	0.33	0.29				
			0.50	0.42	0.38				
			0.60	0.50	0.44				
VIDRIO AISLANTE	Doble <sup>d</sup>	3/32, 1/8	0.71 <sup>e</sup>	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
	Claro afuera								
	Claro adentro								
	Claro afuera	1/4	0.61 <sup>e</sup>	0.81					
	Claro adentro								
	Absorbente de calor afuera	1/4	0.36 <sup>e</sup>	0.55					
Claro adentro				0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	
Vidrio recubierto reflector			0.20	0.19	0.18				
			0.30	0.27	0.26				
			0.40	0.34	0.33				
Triple	Claro	1/4		0.71					
	Claro	1/8		0.80					

Fuente: (Pita, 2002).

## Anexo 11: Ganancias de calor de personas en espacios acondicionados

TABLE 6.13 RATES OF HEAT GAIN FROM OCCUPANTS OF CONDITIONED SPACES

Degree of Activity		Total Heat Adults		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h
		Adult Male	Adjusted M/F <sup>a</sup>		
Seated at theater	Theater—matinee	390	330	225	105
Seated at theater, night	Theater—night	390	350	245	105
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200
Standing, light work; walking	Department store, retail store	550	450	250	200
Walking; standing	Drug store, bank	550	500	250	250
Sedentary work	Restaurant <sup>b</sup>	490	550	275	275
Light bench work	Factory	800	750	275	475
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625
Bowling <sup>c</sup>	Bowling alley	1500	1450	580	870
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090

## Notes

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry-bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.

<sup>a</sup> Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

<sup>b</sup> Adjusted total heat gain for *Sedentary work, Restaurant*, includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent.)

<sup>c</sup> Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Reprinted with permission from the 1997 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

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

Fuente: (Pita, 2002).

## Anexo 12: Factores de carga de refrigeración por calor sensible para las personas

TABLE 6.14 SENSIBLE HEAT COOLING LOAD FACTORS FOR PEOPLE

Total hours in space	Hours After Each Entry Into Space																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	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	0.08	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	0.03	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

CLF = 1.0 for systems shut down at night and for high occupant densities such as in theaters and auditoriums.  
Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 13: Coeficiente global “U” de transferencia de calor para componentes de edificación

TABLA A.7. (Continuación)

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft <sup>2</sup> -°F	
	Verano	Invierno
<b>CIELOS Y PISOS</b>		
Mazo (piso de loseta asfáltica, triplay de 5/8 in, contrapiso de madera de 2 5/32 in, cielo raso terminado) Flujo de calor hacia arriba Flujo de calor hacia abajo	.23 .20	.23 .19
Concreto (piso de loseta asfáltica, cubierta de concreto de 4 in, espacio de aire, cielo raso terminado) Flujo de calor hacia arriba Flujo de calor hacia abajo	.34 .28	.33 .25
<b>TECHO (techo plano, sin cielo raso)</b>		
Cubierta de acero: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.64 .23 .15	.66 .25 .18
Cubierta de madera de 1 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.40 .19 .12	.48 .21 .13
→ Cubierta de madera de 2.5 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) ← Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.25 .15 .10	.26 .18 .11
Cubierta de madera de 4 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.17 .12 .09	.18 .12 .09
<b>TECHO Y CIELO RASO (techo plano, cielo raso terminado)</b>		
Cubierta de acero: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.30 .17 .12	.40 .19 .13
Cubierta de madera de 1 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.26 .15 .11	.29 .16 .11
Cubierta de madera de 2.5 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.18 .12 .09	.20 .13 .10
Cubierta de madera de 4 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.14 .10 .08	.15 .10 .08
Cubierta de concreto ligero de 4 in: Sin aislamiento	.14	.15
Cubierta de concreto ligero de 6 in: Sin aislamiento	.10	.11
Cubierta de concreto ligero de 8 in: Sin aislamiento	.08	.09
Cubierta de concreto normal de 2 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.32 .17 .11	.38 .19 .12
Cubierta de concreto normal de 4 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.30 .16 .11	.36 .18 .12
Cubierta de concreto normal de 6 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.29 .16 .11	.33 .17 .12



Fuente: (Pita, 2002).

## Anexo 14. Especificaciones técnicas de luminarias SYLVANIA

TUBO LED UL T8 18W

SYLVANIA


---

---

Interiores / Indoor
Oficinas/Offices
Residencial / Residencial

---




**DESCRIPCIÓN:**

- Fácil instalación / Easy installation
- Difusor de vidrio opaco que evita el deslumbramiento / Frost and glass diffuser that prevents glare.
- Alimentación eléctrica por un lado / Energized for one side

---

DIMENSIONES / DIMENSIONS



A	B	Unid.
1200	25.7	mm

ESPECIFICACIONES FOTOMÉTRICAS / PHOTOMETRIC SPECIFICATIONS

Característica	Dato	Unidad
Flujo Luminoso / Luminous flux	2200	lm
Temp. de Color (CCT) / Color temp	4100	K
Color de luz / Light Color	Blanco neutro / Cool white	
Eficacia / Efficacy	≥122	lm/W
IRC / CRI	≥80	%
Angulo de apertura / Beam angle	100	°

ESPECIFICACIONES ELÉCTRICAS / ELECTRICAL SPECIFICATIONS

Potencia / Wattage	18	W
Tensión de Entrada / Input voltage	120 a 277	V~
Frecuencia / Frequency	50/60	Hz
Controlador / Driver	No	-
Corriente eléctrica / Electrical current	152 @ 120V / 66 @ 277V	mA
Atenuable / Dimmable	No	-
Factor de Potencia / Power factor	0.99	-
THD en corriente / THD current	0.78	%

ESPECIFICACIONES FÍSICAS / PHYSICAL SPECIFICATIONS

Vida útil / Lifespan	50 000	h
Protección IP / Protection IP	No	-
Acabado cuerpo / Finish housing	Blanco / White	-
Temp. de operación / Operat. Temp.	-20 a 40	°C
Difusor / Diffuser	Vidrio / Glass	-
Empaque / Packing	Caja Unitaria	-
Garantía / Warranty	3	Años
Peso / Weight	0.15	kg

CURVA FOTOMÉTRICA / PHOTOMETRIC CURVE



Diagrama de conexión



1 Los valores de flujo luminoso y potencia son nominales y tienen una tolerancia de + / - 10% / Luminous flux and power values are nominal and they have a tolerance of +/- 10%

2 Garantía aplica para condiciones normales de operación / Warranty applies to normal operating conditions

3 Sylvania se reserva el derecho de hacer modificaciones, sin previo aviso / Sylvania reserves the right to make changes without prior notice

<http://www.sylvania-latam.com> / Versión: 02 - Fecha última modificación: 12/10/20



Anexo 15. Ganancia de calor de equipos de oficina según la ASHRAE

**Table 8A Recommended Heat Gain for Typical Desktop Computers**

Description	Nameplate Power, <sup>a</sup> W	Peak Heat Gain, <sup>b, d</sup> W
<b>Manufacturer 1</b>		
3.0 GHz processor, 4 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	83
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 8	NA	50
3.5 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 2	NA	42
3.6 GHz processor, 16 GB RAM, <i>n</i> = 2	NA	66
3.3 GHz processor, 16 GB RAM, <i>n</i> = 2	NA	52
4.0 GHz processor, 16 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	83
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	84
3.7 GHz processor, 32 GB RAM, <i>n</i> = 1	750	116
	NA	102
3.5 GHz processor, 16 GB RAM, <i>n</i> = 3 <sup>c</sup>	550	144
	NA	93
<b>Manufacturer 2</b>		
3.6 GHz processor, 32 GB RAM, <i>n</i> = 8	NA	80
3.6 GHz processor, 16 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	78
3.4 GHz processor, 32 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	72
3.4 GHz processor, 24 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	86
3.50 GHz processor, 4 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	26
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	78
3.20 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	61
3.20 GHz processor, 4 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	44
2.93 GHz processor, 16 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	151
2.67 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	137

7 ASHRAE, Inc.

**Table 8B Recommended Heat Gain for Typical Laptops and Laptop Docking Station**

Equipment Description	Nameplate Power, <sup>a</sup> W	Peak Heat Gain, <sup>b, c</sup> W
Laptop computer		
Manufacturer 1, 2.6 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	46
Manufacturer 2, 2.4 GHz processor, 4 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	59
<b>Average 15-min peak power consumption (range)</b>		53 (46-59)
Laptop with docking station		
Manufacturer 1, 2.7 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	38
1.6 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 2	NA	45
2.0 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	50
2.6 GHz processor, 4 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	51
2.4 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	40
2.6 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	35
2.7 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	59
3.0 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 3	NA	70
2.9 GHz processor, 32 GB RAM, <i>n</i> = 3	NA	58
3.0 GHz processor, 32 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	128
3.7 GHz processor, 32 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	63
3.1 GHz processor, 32 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	89

**Table 8C Recommended Heat Gain for Typical Tablet PC**

Description	Nameplate Power, <sup>a</sup> W	Peak Heat Gain, <sup>b</sup> W
1.7 GHz processor, 4 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	42
2.2 GHz processor, 16 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	40
2.3 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	30
2.5 GHz processor, 8 GB RAM, <i>n</i> = 1	NA	31

**Table 8D Recommended Heat Gain for Typical Monitors**

Description <sup>a</sup>	Nameplate Power, W	Peak Heat Gain, <sup>b, c</sup> W
<b>Manufacturer 1</b>		
1397 mm LED flat screen, <i>n</i> = 1 (excluded from average because atypical size)	240	50
686 mm LED flat screen, <i>n</i> = 2	40	26
546 mm LED flat screen, <i>n</i> = 2	29	25
<b>Manufacturer 2</b>		
1270 mm 3D LED flat screen, <i>n</i> = 1 (excluded from average because atypical size)	94	49
<b>Manufacturer 3</b>		
864 mm LCD curved screen, <i>n</i> = 1 (excluded from average because atypical size and curved)	130	48
584 mm LED flat screen, <i>n</i> = 3	50	17
584 mm LED flat screen, <i>n</i> = 1	38	21
584 mm LED flat screen, <i>n</i> = 1	38	14
<b>Manufacturer 4</b>		
610 mm LED flat screen, <i>n</i> = 1	42	25
<b>Manufacturer 5</b>		
600 mm LED flat screen, <i>n</i> = 1	26	17
546 mm LED flat screen, <i>n</i> = 1	29	22
<b>Manufacturer 6</b>		
546 mm LED flat screen, <i>n</i> = 1	28	24

Table 9 Recommended Heat Gain for Typical Printers

Equipment	Description	Max. Printing Speed, Pages per Minute	Nameplate Power, W	Peak Heat Gain, <sup>a</sup> W
Multifunction printer (copy, print, scan)	Large, multiuser, office type	40	1010	540 (Idle 29 W)
		30	1300	303 (Idle 116 W)
		28	1500	433 (Idle 28 W)
<b>Average 15-min peak power consumption (range)</b>		425 (303-540)		
	Multiuser, medium-office type	35	900	732 (Idle 18 W)
	Desktop, small-office type	25	470	56 (Idle 3 W)
Monochrome printer	Desktop, medium-office type	55	1000	222
		45	680	61
<b>Average 15-min peak power consumption (range)</b>		142 (61-222)		
Color printer	Desktop, medium-office type	40	620	120
Laser printer	Desktop, small-office type	14	310	89
		24	495	67
		26	1090	65
<b>Average 15-min peak power consumption (range)</b>		74 (65-89)		
Plotter	Manufacturer 1		1600	571
		Manufacturer 2	270	173
<b>Average 15-min peak power consumption (range)</b>		372 (173-571)		
Fax machine	Medium		1090	92
	Small		600	46
<b>Average 15-min peak power consumption (range)</b>		69 (46-92)		

Table 10 Recommended Heat Gain for Miscellaneous Equipment

Equipment	Nameplate Power, <sup>a</sup> W	Peak Heat Gain, <sup>b</sup> W
Vending machine		
Drinks, 280 to 400 items	NA	940
Snacks	NA	54
Food (e.g., for sandwiches)	NA	465
Thermal binding machine, 2 single documents up to 340 pages	350	28.5
Projector, resolution 1024 × 768	340	308
Paper shredder, up to 28 sheets	1415	265
Electric stapler, up to 45 sheets	NA	1.5
Speakers	220	15
Temperature-controlled electronics soldering station	95	16
Cell phone charger	NA	5
Battery charger		
40 V	NA	19
AA	NA	5.5
Microwave oven, 25 to 34 L	1000 to 1550	713 to 822
Coffee maker		
Single cup	1400	385
Up to 12 cups	950	780
With grinder	1350	376
Coffee grinder, up to 12 cups	NA	73
Tea kettle, up to 6 cups	1200	1200
Dorm fridge, 88 L	NA	57
Freezer, 510 L	130	125
Fridge, 510 L	NA	387 to 430
Ice maker and dispenser, 9 kg bin capacity	NA	658
Top mounted bottled water cooler	NA	114 to 350
Cash register	25	9
Touch screen computer, 380 mm standard LCD and 2.2 GHz processor	NA	58
Self-checkout machine	NA	15

ingle user © 2017 ASHRAE, Inc.

Table 11 Recommended Load Factors for Various Types of Offices

Type of Use	Load Factor*, W/m <sup>2</sup>	Description
100% laptop, docking station		
light	3.67	15.5 m <sup>2</sup> /workstation, all laptop docking station use, 1 printer per 10
medium	4.91	11.6 m <sup>2</sup> /workstation, all laptop docking station use, 1 printer per 10
50% laptop, docking station		
light	4.75	15.5 m <sup>2</sup> /workstation, 50% laptop docking station/50% desktop, 1 printer per 10
medium	6.35	11.6 m <sup>2</sup> /workstation, 50% laptop docking station/50% desktop, 1 printer per 10
100% desktop		
light	5.83	15.5 m <sup>2</sup> /workstation, all desktop use, 1 printer per 10
medium	7.79	11.6 m <sup>2</sup> /workstation, all desktop use, 1 printer per 10
100% laptop, docking station		
2 screens	7.44	11.6 m <sup>2</sup> /workstation, all laptop docking station use, 2 screens, 1 printer per 10
100% desktop		
2 screens	9.06	11.6 m <sup>2</sup> /workstation, all laptop use, 2 screens, 1 printer per 10
3 screens	10.33	11.6 m <sup>2</sup> /workstation, all desktop use, 3 screens, 1 printer per 10
100% desktop		
heavy, 2 screens	11.00	7.9 m <sup>2</sup> /workstation, all desktop use, 2 screens, 1 printer per 8
heavy, 3 screens	12.49	7.9 m <sup>2</sup> /workstation, all desktop use, 3 screens, 1 printer per 8
100% laptop, docking station		
full on, 2 screens	12.23	7.9 m <sup>2</sup> /workstation, all laptop docking use, 2 screens, 1 printer per 8, no diversity
100% desktop		
full on, 2 screens	14.35	7.9 m <sup>2</sup> /workstation, all desktop use, 2 screens, 1 printer per 8, no diversity
full on, 3 screens	16.48	7.9 m <sup>2</sup> /workstation, all desktop use, 3 screens, 1 printer per 8, no diversity

Anexo 16. Ganancia de calor de equipos de oficina según la Edward G Pita

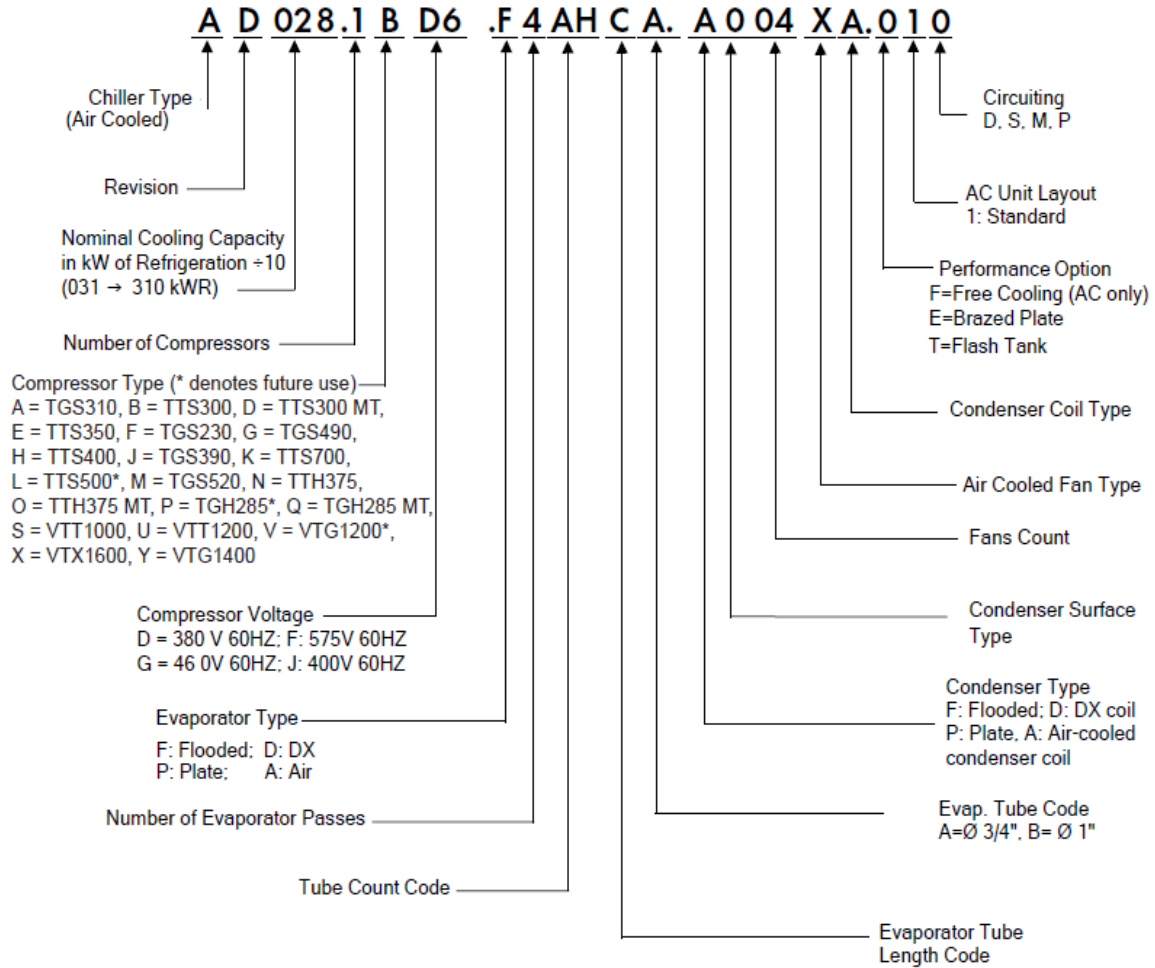
**TABLA 6.14. PRODUCCIÓN DE CALOR DE EQUIPO MOTORIZADO, BTU/H**

Potencia del motor	Ubicación del equipo con respecto a la corriente de aire o al espacio acondicionado		
	Motor y máquina dentro	Motor fuera, dentro máquina	Motor dentro, máquina fuera
1/8	580	320	260
1/6	710	430	280
1/4	1,000	640	360
1/3	1,290	850	440
1/2	1,820	1,290	640
3/4	2,680	1,930	750
1	3,220	2,540	880
1-1/2	4,770	3,820	960
2	6,380	5,100	1,280
3	9,450	7,850	1,800
5	15,600	12,800	2,800
7-1/2	22,500	19,100	3,400
10	30,000	26,500	4,500
15	44,500	38,200	6,300
20	58,500	51,000	7,500
25	72,400	63,800	8,800

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 17. Nomenclatura del numero de modelo

**Model Number Nomenclature**



Fuente: Catálogo Smardt

## Anexo 18: Características del Chiller enfriado por aire marca Smardt

## AE028.1B.F4HADA.A004DX.010 PERFORMANCE SPECIFICATION

\*API version: AC21\_08\_0\_AZ\_02 - Feb 23, 2023

Design Conditions			
Chiller Water Supply Temp	42.00 °F	Design Capacity	74.00 TonR
Chiller Water Return Temp	54.00 °F	Average Efficiency	0.6293 kW/TonR
Ambient Dry Bulb	95.0 °F	Full Load Efficiency	1.110 kW/TonR
Ambient Wet Bulb	Not Specified		

**74 TonR Evap: 54.00/42.00 – Cond: 95.0 ( 10 load pts )**

Load (%)	Capacity (TonR)	Efficiency (kW/TonR)	Power (kW)	Evap PD (psi)	CHW Flow (gpm)	CHWR (°F)	CHWS (°F)	Amb DB (°F)	Sound Pressure dB(A)
100	74.00	1.110	82.11	4.11	147.7	54.00	42.00	95.0	66.60
90	66.00	0.8999	59.39	4.11	147.7	52.70	42.00	89.0	66.60
80	59.00	0.7674	45.28	4.12	147.7	51.56	42.00	83.0	66.50
70	51.00	0.6601	33.66	4.13	147.7	50.26	42.00	77.0	64.90
60	44.00	0.5662	24.91	4.13	147.7	49.13	42.00	71.0	63.80
50	37.00	0.4754	17.59	4.14	147.7	47.99	42.00	65.0	62.50
40	29.00	0.4616	13.39	4.15	147.7	46.70	42.00	65.0	61.70
30	22.00	0.4638	10.20	4.16	147.7	45.57	42.00	65.0	61.00
19	14.00	0.5644	7.902	4.16	147.7	44.27	42.00	65.0	60.80
10	7.72	0.9120	7.045	4.17	147.7	43.26	42.00	65.0	59.60

**Installation Information**

Chiller Electrical Data		Environmental Information	
Electrical Input (V/Ph/Hz)	460/3/60	Sound Power - Lw dB(A)	84.3 dB(A)
Power Input	82.11 kW	Sound Pressure - Lp(A) @ 1 m	66.6 dB(A)
Rated Load Amps (RLA)	113 A	Type of Refrigerant	R134a
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	150 A	Refrigerant Charge	368 lbs
Maximum Over Current Protection (MOCP)	262 A		

**Design Data**

Evaporator Information		Condenser Information	
Evaporator Passes	4	No. of Fans	4
Evaporator Connection Size	5 inch	Fan Type	EBM AxiBlade W3G910 KS3503 850RPM Fan (Standard)
Evaporator Fluid	Water	Coil Type	Copper Tube - Aluminium Fin w/ Standard Coating (1000hrs Salt Spray Resistance)
Evaporator Design Flow Rate	147.7 gpm	Elevation above sea level	1262 m
Evaporator Minimum Flow	67.84 gpm	External Static Pressure	0.00 in H2O
Evaporator Pressure Drop	4.11 psi	External Static Volume	0.00 cfm
Evaporator Fouling Factor	0.000100 ft <sup>2</sup> °F/Btu		

**Sound Data @ 0 m**

Description	Global	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz
Lp(A) @ 100% Load	66.6	43.8	45.9	51.9	58.8	62.9	60.3	56.0	53.5

**AE028.1B.F4HADA.A004DX.010 OTHER PERFORMANCE REPORT****74 TonR NPLV.IP – 0.5242 kW/TonR**

Load (%)	Capacity (TonR)	Efficiency (kW/TonR)	Power (kW)	Evap PD (psi)	CHW Flow (gpm)	CHWR (°F)	CHWS (°F)	Amb DB (°F)	Sound Pressure dB(A)
100	74.00	1.110	82.11	4.11	147.7	54.00	42.00	95.0	66.60
75	55.00	0.7116	39.14	4.12	147.7	50.91	42.00	80.0	66.00
50	37.00	0.4754	17.59	4.14	147.7	47.99	42.00	65.0	62.50
24	18.00	0.3315	5.967	4.16	147.7	44.92	42.00	55.0	59.60

Fuente: Catálogo Smartdt

## Anexo 19. Tipo de cambio del dólar USA BCCR

**Tipo cambio de compra y de venta del dólar de los Estados Unidos de América**

Referencia del Banco Central de Costa Rica

En colones costarricenses

	TIPO CAMBIO COMPRA	TIPO DE CAMBIO VENTA
2 Feb 2023	556.19	562.84
3 Feb 2023	564.58	570.60
4 Feb 2023	567.55	576.23
5 Feb 2023	567.55	576.23
6 Feb 2023	567.55	576.23
7 Feb 2023	574.12	581.69
8 Feb 2023	577.12	586.15
9 Feb 2023	580.07	586.26
10 Feb 2023	576.51	583.27
11 Feb 2023	571.59	579.95
12 Feb 2023	571.59	579.95
13 Feb 2023	571.59	579.95
14 Feb 2023	568.02	576.20
15 Feb 2023	564.54	571.70
16 Feb 2023	560.53	568.07
17 Feb 2023	558.05	564.84
18 Feb 2023	556.68	563.74
19 Feb 2023	556.68	563.74
20 Feb 2023	556.68	563.74
21 Feb 2023	555.94	562.13
22 Feb 2023	557.94	563.30
23 Feb 2023	559.63	566.93
24 Feb 2023	560.05	565.99
25 Feb 2023	558.05	565.39
26 Feb 2023	558.05	565.39
27 Feb 2023	558.05	565.39
28 Feb 2023	556.40	564.27
29 Feb 2023		
1 Mar 2023	555.10	562.73
2 Mar 2023	553.21	562.15

Fuente: Banco Central de Costa Rica

## Anexo 20: Coeficiente de transferencia pared metálica multipanel

## Coeficiente de Transferencia Térmica U\*

Esesor del panel (in)	3/8	1"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	8"
Esesor del panel (mm)	9.5	25.4	38.1	50.8	63.5	76.2	101.4	127	152.4	203.2
U [W/m²K]	2.10	0.81	0.56	0.42	0.34	0.28	0.21	0.17	0.14	0.12
U [Btu/Hft²F]	0.37	0.14	0.10	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.01

Fuente: Metal-panel