

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN
SUPERIOR



UNIVERSIDAD
DE CIENFUEGOS

Tesis presentada en opción al grado de Ingeniero Mecánico

Título: Cálculos de cargas térmicas y diseño de la climatización y la cámara fría de la residencia de posgrado “Sede Conrado Benítez”.

Autor: Yudiel Consuegra Dorticós

Tutor(es): Dr. C Sergio Montelíer Hernández.

Ing. Jorge Tejeda García

Cienfuegos, 2020

Resumen:

En este proyecto fue realizado un estudio para conocer las necesidades de climatización en los diferentes locales de la residencia de posgrado “Sede Conrado Benítez”. Utilizando el software comercial Hourly Analysis Program (HAP) de la firma Carrier, para lograr climatizar cada uno de los locales según la temperatura interior exigida por estos de acuerdo a las normas cubanas. Para ello se lleva a cabo una caracterización de las habitaciones estudiadas y se definen elementos estructurales como los materiales con lo que se fabrican las paredes, la cubierta y el piso, también el número de ventanas, puertas y particiones internas. No solo se analizan los elementos físicos que conforman y delimitan la habitación, además se tienen en consideración las cargas internas adicionales debido a la iluminación, equipos eléctricos, ocupación o número de personas dentro del dormitorio y las infiltraciones de aire, además, se estudian varios equipos de acondicionamiento de aire que podrían ser empleados o tienden a emplearse para este tipo de instalaciones características. Luego de tener la potencia térmica demandada por cada uno de los locales estudiados, se hace la selección del equipo a instalar y se realiza un análisis de costo de la inversión.

Finalmente se realiza el estudio de las necesidades de conservación de alimentos por medio de la refrigeración que permitió realizar el diseño y la selección de los componentes de una cámara frigorífica para el área de cocina de la sede Conrado Benítez.

Summary:

In this project, a study was carried out to find out the air conditioning needs in the different rooms of the "Sede Conrado Benítez" graduate residence. Using Carrier's Hourly Analysis Program (HAP) commercial software, to air condition each of the rooms taking in consideration the indoor comfort conditions required by the Cuban standards. For this, a characterization of the rooms studied is carried out and structural elements are defined such as the materials with which the walls, roof and floor are manufactured, as well as the number of windows, doors and internal partitions. Not only are the physical elements that make up and delimit the room analyzed, but additional internal loads due to lighting, electrical equipment, occupancy or number of people inside the bedroom, and air infiltrations are also taken into consideration, in addition, various Air conditioning equipment that could be used or tends to be used for this type of characteristic installation. Instead of having the thermal power demanded by each one of the premises studied, the equipment to be installed is selected and an investment cost analysis is performed.

At the a study was carried out to find out the refrigeration loads for food preservation to select and design the equipment cold chamber of the Conrado Benítez campus.

Índice

Introducción:.....	1
Objetivo general:	3
Objetivos Específicos:	3
Capítulo I: Generalidades.....	4
1.1. Historia del aire acondicionado.	4
1.2. Acondicionamiento del aire.	5
1.3. Aspectos importantes para acondicionar un espacio.	6
1.3.1. Condiciones de diseño exterior.....	7
1.3.2. Condiciones de diseño interior.....	8
1.3.3. Características constructivas de la edificación.	12
1.4. Sistemas de acondicionamiento de aire.....	14
1.4.1. Unidades de ventanas.	15
1.4.2. Unidades portátiles o tipo pingüino.....	17
1.4.3. Unidades tipo mini Split y sistemas multi Split.....	18
1.4.4. Ventajas y desventajas de los sistemas de climatización centralizados sobre los descentralizados.....	19
1.5. Simulación energética de edificios. Generalidades de HAP.....	20
1.5.1. Herramienta HAP System Desig.....	20
1.5.2. Herramienta HAP Energy analysis.	21
1.5.3. Metodología del cálculo.	22
1.6. Cámara fría.	25
1.6.1. Definiciones básicas de una cámara fría.	25
1.6.2. Diseño estructural de una cámara fría.....	27
1.6.2.1. Aislamiento térmico de una cámara fría.	28
1.6.2.2. Barreras antivapor. Características y materiales.	29
1.6.2.3. Revestimientos.	30
1.6.2.4. Cerramientos.	30
1.7. Conclusiones parciales.	31
Capítulo II: Caracterización del local y metodología de cálculo con HAP.	32
2.1. Caracterización geográfica y climatológicas de la localidad.....	32
2.2. Características de la “Sede Conrado Benítez”.	33
2.3. Fundamento del cálculo de cargas térmicas.	35

2.4.	Desarrollo de cálculo de cargas térmicas (HAP).....	37
2.4.1.	Ganancias térmicas instantáneas.....	37
2.4.2.	Transmisión: Excepto paredes y techos.....	39
2.4.3.	Calor interno.....	41
2.4.4.	Cargas de refrigeración.....	44
2.5.	Metodología de cálculo de instalaciones frigoríficas.....	45
2.5.1.	Bases para el cálculo.....	45
2.5.2.	Flujo de calor a través de los cerramientos.....	47
2.5.3.	Entrada de aire exterior a la cámara.....	50
2.5.4.	Calor aportado por motores.....	51
2.5.5.	Calor aportado por las personas.....	52
2.5.6.	Calor liberado por la iluminación.....	53
2.5.7.	Conservación de la mercancía.....	53
2.5.8.	Refrigeración del alimento en las diferentes etapas.....	54
2.5.9.	Calor de respiración del alimento.....	55
2.5.10.	Refrigeración del embalaje.....	56
2.6.	Conclusiones parciales.....	56
Capítulo III: Resultado obtenidos y análisis económico.....		57
3.1.	Caracterización de la habitación tipo suite.....	57
3.2.	Desarrollo de cálculo cargas térmicas mediante el software HAP.....	58
3.2.1.	Introducción de datos.....	58
3.2.2.	Características del espacio acondicionado.....	60
3.2.3.	Características del sistema de aire acondicionado.....	68
3.2.4.	Ejecución del cálculo de cargas térmicas.....	69
3.2.5.	Propuesta del equipamiento necesario para cada local.....	71
3.2.6.	Análisis económico mediante SAP.....	72
3.2.7.	Propuesta de instalación y montaje de los equipos.....	72
3.3.	Desarrollo del cálculo para el diseño de la cámara frigorífica.....	73
3.3.1.	Humedad y temperatura de diseño.....	73
3.3.2.	Flujo de mercancía y condiciones de entrada.....	74
3.3.3.	Propiedades del producto.....	75

3.3.4.	Flujo de calor a través de los cerramientos.	75
3.3.5.	Entrada de aire exterior a la cámara.....	76
3.3.6.	Calor aportado por motores.....	76
3.3.7.	Calor aportado por las personas.....	76
3.3.8.	Calor liberado por la iluminación.....	77
3.3.9.	Conservación de la mercancía.	77
3.3.10.	Refrigeración del alimento en las diferentes etapas.	77
3.3.11.	Calor de respiración del alimento.	78
3.3.12.	Refrigeración del embalaje.	78
3.3.13.	Carga total de refrigeración.	78
3.4.	Selección del equipo frigorífico.	79
3.4.1.	Selección del compresor.	79
3.4.2.	Selección del evaporador.	80
3.4.3.	Selección del condensador.....	83
3.5.	Planeación y diseño de la cámara frigorífica.....	85
3.5.1.	Carga máxima de refrigerante.	85
3.5.2.	Cámara frigorífica. Diseño y construcción.	86
3.6.	Conclusiones parciales	88
	Conclusiones generales	89
	Bibliografía	90
	Anexo 1:	95
	Anexo 2:	96
	Anexo 3:	97
	Anexo 4:	98
	Anexo 5:	99
	Anexo 6:	100
	Anexo 7:	101
	Anexo 8:	102
	Anexo 9:	104
	Anexo 10:	106
	Anexo 11:	108
	Anexo 12:	109
	Anexo 13:	110

Introducción:

La función principal del acondicionamiento del aire es mantener, dentro de un espacio determinado, condiciones de confort y salud (conservación de la salud y prevención de enfermedades). Para conseguirlo debe instalarse un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año.

La carga térmica sobre un edificio, se entiende que se habla de un fenómeno que tiende a modificar la temperatura interior del aire o su contenido en humedad. En este sentido se puede establecer una clasificación de las cargas térmicas, según su incidencia, estas pueden ser cargas térmicas sensibles o cargas térmicas latentes, siendo el conocimiento de las cargas térmicas imprescindible, como paso previo para acometer la tarea de diseñar el sistema de acondicionamiento del aire interior de un edificio, dependencia o local. (NC 220-1, 2009)

El cálculo de la carga térmica de una instalación de aire acondicionado consiste en determinar las aportaciones de calor que deben extraerse a fin de obtener la temperatura y humedad de proyecto en el local a climatizar. Generalmente, es imposible medir las cargas reales máximas o parciales en un espacio dado, por lo que es preciso hacer el cálculo estimado de dichas cargas. Antes de hacer la estimación de la carga es necesario realizar un estudio completo que garantice la exactitud de evaluación de las componentes de carga. Si se examinan minuciosamente las condiciones del local y de la carga real instantánea, podrá proyectarse un sistema económico, de funcionamiento uniforme y exento de averías.

La selección de un determinado sistema para aplicarlo a ciertos y determinados locales o edificios es una decisión importante que, a veces, se toma a la ligera. De esta decisión depende la satisfacción del ocupante, así como la conveniencia o adaptación del sistema al edificio que sirve. Deben analizarse, seleccionarse o coordinarse muchos factores. Las consideraciones más importantes si se trata de

instalaciones complejas según recientes estudios de mercado, se prioriza los siguientes aspectos: La eficiencia energética, la capacidad de distribución uniforme del frío, la rapidez de esta distribución, la ausencia de ruido (Quadri, 2001).

En edificaciones existentes resulta difícil modificar su estructura, tanto para reducir la carga térmica como para adaptarle un sistema de climatización adecuado. Si se trata de un edificio en proyecto, este deberá cumplir la normativa vigente. Para realizar con éxito el acondicionamiento de un espacio o un edificio completo, el ingeniero proyectista debe considerar en primer lugar una definición correcta del problema. Dadas las condiciones externas y la carga interna, el sistema debe satisfacer la carga instantánea máxima y ser capaz también de trabajar en condiciones de carga parcial.

Actualmente la “Sede Pedagógica Conrado Benítez”, se encuentra anexada a la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” y ambas se distinguen por la calidad de la enseñanza tanto de estudiantes de pregrado como de postgrado. La sede está conformada por un conjunto de cuatro edificaciones: La escuela anexa y el docente; el rectorado; la residencia estudiantil y las bombas de agua y por último el cuarto de caldera y la cocina comedor.

El área residencial de posgrado “Sede Conrado Benítez”, está en una fase de proyecto, la entidad contratada para la realización de esta tarea fue la Empresa de Diseño e Ingeniería de Cienfuegos (IDEAR). Este edificio va a contar con un bloque de habitaciones en el primer y segundo piso, un área de dirección, un comedor, un centro recreativo, una cocina independiente y un bloque docente. Como este proyecto de modificación de una de las áreas del pedagógico no se ha ejecutado, resulta complicado determinar las cargas térmicas de la nueva instalación sin realizar aproximaciones. Del mismo modo la residencia necesita de una cámara de refrigeración para conservar los alimentos. Por lo que **la problemática de esta investigación** es que no se cuenta en la actualidad con un estudio de las cargas térmicas de los locales de la residencia de posgrado “Sede

Conrado Benítez”, que permita diseñar un sistema de climatización que garantice las condiciones de confort en los locales, así como tampoco se han realizados estudios para la selección e instalación de una cámara fría para la conservación de alimentos.

Como **hipótesis** se plantea que, al desarrollarse los cálculos de las cargas térmicas, se podrá realizar la selección del equipamiento adecuado para satisfacer las demandas de confort en los locales de la residencia de posgrado “Sede Conrado Benítez” en la ciudad de Cienfuegos y a su vez dotar a la instalación de una cámara fría atendiendo a las necesidades del mismo.

Objetivo general: Determinar las cargas térmicas de climatización de los locales de la residencia de posgrado, y la capacidad de refrigeración requerida que permita dimensionar y seleccionar de forma adecuada los sistemas climatización y refrigeración de “Sede Conrado Benítez.

Objetivos Específicos:

1. Revisar la bibliografía actualizada referente a la climatización, cámaras frías y parámetros necesarios para el cálculo de cargas térmicas.
2. Caracterizar el edificio de la sede universitaria Conrado Benítez para realizar el cálculo de cargas térmicas.
3. Determinar las dimensiones de una cámara frigorífica según las necesidades frigoríficas.
4. Realizar los cálculos de las cargas térmicas de climatización con el software HAP (Hourly Analysis Program) de Carrier.
5. Seleccionar el equipamiento de climatización y definir la ubicación y el montaje de los equipos para los diferentes locales.
6. Realizar una valoración económica de la propuesta implementada.

Capítulo I: Generalidades

La definición más general que puede darse es la de climatización, más aún que la de acondicionamiento de aire. Se define climatización como el conjunto de operaciones destinadas a regular el ambiente de un local.

La climatización es el proceso de tratamiento del aire que controla simultáneamente su temperatura, limpieza y distribución para responderá las exigencias del espacio climatizado.

1.1. Historia del aire acondicionado.

En 1842, Lord Kelvin inventó el principio del aire acondicionado. Con el objetivo de conseguir un ambiente agradable y sano, el científico creó un circuito frigorífico hermético basado en la absorción del calor a través de un gas refrigerante. Para ello, se basó en 3 principios:

- El calor se transmite de la temperatura más alta a la más baja.
- El cambio de estado del líquido a gas absorbe calor.
- La presión y la temperatura están directamente relacionadas.

En 1902, el estadounidense Willis Haviland Carrier sentó las bases de la refrigeración moderna, al encontrarse con los problemas de la excesiva humidificación del aire enfriado, desarrollando el concepto de climatización de verano. El joven se puso a investigar con tenacidad como resolver el problema y diseñó una máquina que controlaba la temperatura y la humedad por medio de tubos enfriados, dando lugar a la primera unidad de aire acondicionado de la historia.

El invento hizo feliz al impresor de Brooklyn, que por fin pudo tener un ambiente estable que le permitió imprimir a cuatro tintas sin ninguna complicación. El “Aparato para trata el aire” fue patentado en 1906. Aunque Willis Haviland Carrier es reconocido como “el padre del aire acondicionado”, en 1906 el término “aire acondicionado” fue utilizado por primera vez por el ingeniero Stuart H. Cramer.

En 1911, Carrier reveló su Fórmula Racional Psicométrica básica a la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos. La fórmula sigue siendo hoy en día la base de todos los cálculos fundamentales para la industria del aire acondicionado. Las industrias florecieron con la nueva habilidad para controlar la temperatura y los niveles de humedad durante la producción.

En 1915, entusiasmados por el éxito, Carrier y seis amigos ingenieros reunieron 32 600 dólares para formar la Compañía de Ingeniería Carrier, dedicada a la innovación tecnológica de su único producto, el aire acondicionado. En 1921, Willis Haviland Carrier patentó la máquina de refrigeración centrífuga. También conocida como enfriadora centrífuga o refrigerante centrifugado, fue el primer método para acondicionar el aire en grandes espacios. El nuevo sistema se estrenó en 1924 en la tienda departamental Hudson de Detroit, Michigan. El éxito fue tal, que inmediatamente se instalaron este tipo de máquinas en hospitales, oficinas, aeropuertos y hoteles.

Actualmente en la sociedad muchos productos y servicios vitales dependen del control del clima interno; la comida, la ropa que vestimos y la biotecnología de donde se obtienen químicos, plásticos y fertilizantes. El aire acondicionado juega un rol importante en la medicina moderna, desde sus aplicaciones en cuidados de bebés y las salas de cirugía hasta sus usos en laboratorios de investigación.

1.2. Acondicionamiento del aire.

Muchos consideran el acondicionamiento del aire como una industria muy importante. Una industria que se desarrolla con una rapidez extraordinaria y que proporciona trabajo a miles de hombres con la instrucción adecuada y más comodidad y mejor salud a muchas personas en sus hogares y en sus lugares de trabajo.

Correctamente empleado, el término acondicionamiento del aire significa controlar la temperatura, la circulación, la humedad y la pureza del aire que respiramos y en el que vivimos o, hablando en términos más generales, el

acondicionamiento completo del aire significa calentar el aire en invierno, enfriarlo en verano, circular el aire y renovarlo en esas dos estaciones del año, secarlo (quitarle humedad) cuando el aire está demasiado húmedo, humedecerlo (añadirle humedad) cuando es demasiado seco y filtrar o lavar el aire para privarle del polvo y los posibles microbios que contenga tanto en el verano como en el invierno, cualquier sistema que sólo realiza una o dos de esas funciones, pero no todas ellas, no es un sistema completo de acondicionamiento del aire.

Si se reflexiona sobre las posibilidades del acondicionamiento del aire, es fácil de ver el enorme efecto que puede tener sobre la comodidad, la eficiencia y la salud en la vida diaria del hogar y del trabajo, si se realiza dentro de locales cerrados. Es fácil ver porque el acondicionamiento del aire ha interesado a gentes de todos los países y porque tiene ante sí un porvenir tan extraordinario. Para que un sistema de acondicionamiento lleve a cabo su función en forma adecuada debe operar en forma simultánea y continua sobre las magnitudes siguientes:

- Temperatura: Calefacción, Refrigeración.
- Humedad: Humidificación, Deshumidificación.
- Velocidad: Ventilación mecánica, Extracción del aire.
- Pureza: Filtrado, Esterilizado.

Al planear un sistema de calefacción o refrigeración para una casa o un edificio de otro tipo, hay que tener en cuenta el tamaño del edificio, la superficie total de las paredes y las ventanas, el aislamiento, la diferencia máxima de temperatura entre el exterior y el interior, la importancia de las pérdidas y ganancias de calor, para así calcular mejor la carga total de calor o enfriamiento y el tamaño de la unidad de calefacción o refrigeración que se necesita.

1.3. Aspectos importantes para acondicionar un espacio.

Para una estimación realista de las cargas de refrigeración es requisito fundamental el estudio riguroso de los componentes de las cargas en el espacio que va a ser acondicionado. Es indispensable en la estimación que el estudio sea

preciso y completo no debiendo subestimarse su importancia. Forman parte de este estudio los planos de detalles arquitectónicos y mecánicos, croquis de localización y del terreno, y en algunos casos fotografías sobre aspectos importantes del local.

La selección de las condiciones de diseño del área a climatizar resulta de gran importancia en la realización de un proyecto, puesto que de esto dependen los resultados del cálculo de cargas térmicas de los locales; y consecuentemente, la selección más económica de los equipos y accesorios necesarios para vencer de un modo más eficiente dicha carga (Wang & Lavan, 1999).

1.3.1. Condiciones de diseño exterior.

Se denominan condiciones de diseño exterior a los valores de:

- Temperatura de bulbo seco.
- Temperatura de bulbo húmedo.
- Humedad relativa.
- Variación diurna de temperatura.
- Velocidad y dirección de los vientos predominantes.

Todos estos valores están determinados por las condiciones climatológicas del lugar donde se encuentra ubicada la instalación a climatizar, dado que las condiciones ambientales del aire son variables en los días, meses y estaciones del año, resulta necesaria una investigación estadística de las mediciones meteorológicas de la zona climática en cuestión, para poder establecer correctamente las condiciones de diseño exterior del proyecto.

La selección de dichas condiciones se debe realizar sobre la base de un estudio racional, técnico y económico que evite que la instalación proyectada resulte de capacidad excesiva, con un alto costo inicial y de operación, por el contrario, una capacidad insuficiente con grandes intervalos de tiempo en que no se cumplan las condiciones deseadas en el interior de los locales a acondicionar. Para realizar

esta investigación se hace necesario el empleo de los conceptos siguientes (Wang & Lavan, 1999):

- Temperatura promedio máxima y mínima diaria: para obtener estos valores, se realizan mediciones diariamente, tabulándose los máximos y mínimos de temperatura; estos valores son promediados para cada mes del año y tabulados durante varios años. Al promediar estos valores se obtienen los valores de temperaturas promedio máxima diaria y temperatura promedio mínima diaria para cada mes del año y lugar particular.
- Temperatura promedio máxima y mínima mensual: los valores extremos de temperatura máximos y mínimos de cada mes son tabulados durante determinado número de años; del promedio de estos resulta la temperatura promedio máxima mensual y la temperatura promedio mínima mensual. La diferencia entre las temperaturas promedio máximas y mínimas mensuales define la variación diurna de la temperatura para los meses de verano o de invierno según el caso.

1.3.2. Condiciones de diseño interior.

Se denomina condiciones de diseño interior al conjunto de valores de:

- Temperatura de bulbo seco.
- Nivel de ruido.
- Temperatura de bulbo húmedo.
- Iluminación.
- Humedad.
- Velocidad y pureza del aire.

Estas condiciones deben mantenerse, independientemente de las variaciones en el exterior, y están en función del uso que se pretenda dar al espacio a climatizar, ya sea para el confort humano o para fines tecnológicos.

Cuando la climatización se realiza con el objetivo de lograr el confort humano, en el local deberán lograrse las condiciones micro-climáticas óptimas, que no provoquen variaciones del estado general y funcional del organismo, que hagan necesario el esfuerzo que requiere la termorregulación; garantizándose de esta forma el confort térmico del hombre, y por tanto, condiciones óptimas para su rendimiento (Quadri, 2001).

El confort térmico se define, según la Norma Internacional ISO 7730, como: esa condición de mente en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico.

No obstante, no resulta fácil definir exactamente las condiciones ambientales bajo las cuales la mayoría de las personas se sienten satisfechas, puesto que sucede a menudo, que las reacciones de una o varias personas, son completamente diferentes a las reacciones de otras bajo idénticas condiciones micro-climáticas. El bienestar de una persona dependerá de la rapidez con que se transfiere calor entre el cuerpo y el medio circundante.

El cuerpo humano trata de mantener el balance térmico, o sea, el equilibrio entre las ganancias y las pérdidas de calor, y con ello lograr el mantenimiento de la temperatura corporal (interna). El intercambio de calor entre el hombre y el medio ambiente, se efectúa principalmente, mediante los mecanismos que se verán a continuación (Quadri, 2001):

- Convección: El aire en movimiento transporta el calor del cuerpo al medio o del medio al cuerpo. La cantidad de calor intercambiada dependerá de la diferencia de temperatura que exista entre el cuerpo y el aire, y de la velocidad del aire; si la temperatura del aire es mayor que la de la piel, el individuo gana calor por convección y si la temperatura del aire es menor que la de la piel, este pierde calor por convección. La velocidad relativa entre el aire y la piel determina esta pérdida o ganancia de calor, siendo mayor a medida que aumenta la velocidad.
- Radiación: La superficie del cuerpo transmite calor a las superficies del ambiente o absorbe calor de las mismas. La cantidad de calor intercambiado

depende de la diferencia entre las temperaturas de la superficie que circundan al individuo, la temperatura de la piel y el valor del ángulo sólido que abarca dichas superficies en relación con el hombre.

Esta transmisión de calor está determinada por tres factores:

- Vapor de agua exhalado por los pulmones.
- Transpiración a través de la piel.
- Sudoración.

El sudor que se encuentra sobre la superficie de la piel se evapora, con lo cual el cuerpo pierde una determinada cantidad de calor. Esta pérdida de calor no dependerá solamente de que el individuo sude, ya que si la humedad del aire es muy elevada el sudor no se evaporará. La velocidad del aire sobre la piel favorecerá dicha evaporación. Por lo tanto, la magnitud de la pérdida de calor por evaporación depende, de la humedad y de la velocidad del aire, y tiene un máximo fisiológico que está en dependencia de la capacidad de sudoración del individuo.

En un ambiente de confort, el cuerpo humano no debe sudar, pero si aumenta la temperatura del aire ambiente, existirá una tendencia a incrementar la temperatura del cuerpo y su mecanismo de control actuará de modo tal, que se comenzará a ceder mayor cantidad de calor, y si los mecanismos de transferencia por convección y radiación son insuficientes, aparecerá la sudoración.

Existen otros factores que influyen en la selección de las condiciones de diseño interior para confort humano, algunos de estos factores son explicados a continuación (Quadri, 2001):

- Aclimatación y diferencias de estaciones: generalmente las personas que viven en zonas de clima más frío se sienten confortables a temperaturas efectivas más bajas que las personas de climas más cálidos. Las personas de clima más cálido, acostumbradas al uso de ventiladores prefieren un movimiento de aire más perceptible que las de clima más frío. Con la humedad relativa sucede algo similar; personas de climas más secos

prefieren humedades más bajas que los de clima húmedo. También existen variaciones en cuanto a las estaciones, en invierno se prefiere un grado efectivo más bajo que en verano.

- Tiempo de ocupación: la experiencia indica que a medida que el tiempo de estancia es menor, las condiciones de confort (temperatura efectiva) tiende a alejarse de las correspondientes a un valor óptimo para estancias continuas en la dirección de la temperatura efectiva exterior. Esta diferencia, aunque no resulte demasiado grande, es suficiente como para tenerla en consideración en cuanto al costo por grado de temperatura de enfriamiento en grandes instalaciones. Lo antes señalado es un aspecto a considerar en la realización de proyectos de climatización en tiendas departamentales, edificios de oficinas, teatros, restaurantes y muchas otras instalaciones comerciales; donde la mayoría de las personas entran y salen varias veces al día, prefiriendo por lo tanto temperaturas efectivas más altas. En muchas instalaciones comerciales, las temperaturas efectivas que deben ser mantenidas en sus interiores, deben constituir un término medio entre las necesarias para asegurar el bienestar de los empleados, y las requeridas para evitar que los clientes sufran los efectos de un contraste demasiado grande entre la temperatura interior y la del exterior (a este fenómeno se le denomina efecto de choque).
- Efecto de choque: es el cambio de temperatura brusco que se percibe y ocurre con la entrada súbita al local acondicionado o viceversa y fundamentalmente durante los meses de verano, por ser estos los meses de mayor temperatura en el exterior, por tanto, mayor diferencia de temperaturas entre el interior del local climatizado y el exterior. Para evitar este desagradable efecto se deben utilizar vestíbulos o corredores con temperaturas intermedias entre la interior y la exterior del local.
- Grado de abrigo o vestimenta: en la selección de las condiciones de diseño interior es preciso tener presente las características de las ropas utilizadas en cada país y el tipo de ropa usada de acuerdo al uso del local acondicionado.

La diferencia entre el peso de la ropa usada por hombres y mujeres requiere un acomodo en la mayoría de las aplicaciones.

- Actividades: las personas que realizan trabajos que demandan esfuerzo físico, requieren una temperatura efectiva más baja para su bienestar, esta deberá ser menor a medida que mayor sea la actividad.
- Calor radiado: en locales con gran densidad de personas (cines, auditorios, etc.) el intercambio de calor radiante entre los ocupantes es lo suficientemente grande como para que se requiera una leve disminución en las temperaturas efectivas requeridas.

1.3.3. Características constructivas de la edificación.

Para realizar el cálculo de cargas térmicas de una edificación es importante realizar un levantamiento detallado de las características constructivas de la misma. Los principales parámetros constructivos a considerar son (Montelíer Hernández, 2008):

- Forma y dimensiones.
- Número de muros exteriores.
- Orientación de los muros exteriores.
- Aislamiento y espesores.
- Color de los muros exteriores.
- Equipamiento eléctrico.
- Tipo de división interior.
- Tipo de techo y de piso.
- Área de cristales y su tipo.

Para una estimación realista de las cargas de refrigeración es requisito fundamental el estudio riguroso de los componentes de las cargas en el espacio que va a ser acondicionado. Es indispensable en la estimación que el estudio sea preciso y completo no debiendo subestimarse su importancia. Forman parte de este estudio los planos de detalles arquitectónicos y mecánicos, croquis de

localización y del terreno, y en algunos casos fotografías sobre aspectos importantes del local.

Este diseño es válido y necesario para comodidad y proceso industrial al quedar enmarcado dentro del siguiente criterio general, que en todo caso deben enmarcarse los aspectos físicos (ASHRAE, 2009):

- Orientación del edificio: situación del local a condicionar con respecto a los puntos cardinales para conocer los efectos del sol y viento, las estructuras permanentes próximas por los efectos de sombra y las superficies reflejantes como pueden ser el agua, la arena y lugares de estacionamiento.
- Uso del espacio: hospital, oficina, teatro, fábrica, taller, etc.
- Dimensiones físicas del espacio: largo, ancho y alto.
- Altura a plafón: altura de piso a piso, piso a plafón suspendido y loza a trabes.
- Columnas: tamaño, peralte, distribución y desarrollo.
- Materiales de construcción: material, espesor y conductividad térmica de muros, losas, plafones, muros diversos y posición relativa en la estructura.
- Condiciones de medio circulante: color exterior de muros y losas, sombreado por edificios adyacentes y marquesinas, espacios de áticos con ventilación o sin ella, ventilación forzada o natural, espacios adyacentes acondicionados o sin acondicionar, temperatura de espacio adyacente no acondicionado, piso sobre tierra, cimentación, etc.
- Ventanas: tamaño y localización, marcos de madera o metal, cristal simple o múltiple, tipo de persiana dimensiones de los salientes de las ventanas y distancia de la ventana al marco exterior de la pared.
- Puertas: situación, tipo, dimensiones, y frecuencia de uso.
- Escaleras, elevadores y escaleras mecánicas: localización, temperatura del espacio adyacente si no está acondicionado, potencia de los motores, con ventilación o sencilla.

- Ocupantes: número, tiempo de ocupación naturaleza de su actividad, alguna concentración especial. Algunas veces es preciso estimar los ocupantes a base de metros cuadrados por persona o promedio de circulación.
- Alumbrado o iluminación: carga máxima, tipo; incandescente, fluorescente, empotrada o expuesta. Si las lámparas son empotradas el flujo de aire sobre ellas, inyección, retorno o extracción deberá preverse.
- Utensilios, maquinaria comercial, equipo eléctrico: potencia indicada, consumo de vapor o de gas, cantidad de aire extraído o necesario y su empleo. Puede obtenerse más precisión midiendo los consumos de energía eléctrica o gas durante las horas pico.
- Ventilación: en función del recinto y del nivel de bienestar deseado, respetando las condiciones mínimas exigidas por la normativa vigente. Pueden expresarse como caudal en metros cúbicos por persona o por metro cuadrado de superficie ocupada.
- Almacenamiento térmico: comprende el horario de funcionamiento del sistema (12,16 o 24 horas al día) con especificaciones de las condiciones exteriores y la variación admisible de temperatura en el recinto durante el día.
- Funcionamiento continuo o intermitente: si el sistema debe funcionar cada día laborable, durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones, como ocurre en las iglesias o salas de baile. Si el funcionamiento es intermitente hay que determinar el tiempo disponible para la refrigeración previa o pre enfriamiento.

1.4. Sistemas de acondicionamiento de aire.

Un sistema de aire acondicionado consiste básicamente en un conjunto de equipos que proporcionan aire y mantienen el control de su temperatura, humedad y pureza en todo momento y con independencia de las condiciones climáticas. Sin embargo, suele aplicarse de forma impropia el término “aire acondicionado” al aire refrigerado. Muchas unidades llamadas de aire acondicionado son sólo unidades de refrigeración equipadas con ventiladores, que proporcionan un flujo de aire

fresco filtrado. Existen dos alternativas de sistemas de climatización utilizadas en las edificaciones climatizadas (Quadri, 2001).

La primera alternativa es el empleo de unidades tradicionales de climatización localizada en unidades de ventana o de tipo “Split”, que son equipos pequeños para enfriar locales de no muy grandes dimensiones, estas unidades requieren de una inversión inicial pequeña y su instalación es relativamente fácil y poseen la desventaja, desde el punto de vista de la gestión energética, que aunque tienen determinadas funciones de autodiagnóstico para ahorrar energía, no es posible su control desde una unidad central de mando.

Una segunda alternativa la constituyen los sistemas de climatización centralizados, en los que se concentra la generación del fluido térmico a baja temperatura, el cual se transporta y distribuye a los locales a climatizar. Estos sistemas se dividen en: todo-aire, aire-agua y todo-agua.

En un sistema tipo Split, un gabinete de metal exterior contiene el serpentín del condensador y el compresor, y el gabinete interior contiene el serpentín del evaporador.

En un sistema tipo compacto, el evaporador, el condensador y el compresor están todos localizados dentro de un mismo gabinete, el cual es corrientemente colocado sobre bases sólidas sobre el techo y es utilizado en pequeños edificios comerciales. El aire de suministro y de retorno viene desde adentro del ambiente a través de paredes exteriores mediante los ductos, y van conectados directamente hacia este equipo.

1.4.1. Unidades de ventanas.

Un aparato de aire acondicionado de ventana es aquel que consta de una única unidad que se instala en el hueco de una ventana o muro exterior, quedando medio equipo fuera y medio dentro. Los aires acondicionados de ventana tienen la ventaja de tener un bajo costo de instalación y fácil mantenimiento y su desventaja

es que su consumo energético es bastante alto y que la producción de sonido es hasta cierto grado incómoda.

Técnicamente, este sistema se denomina sistema de aire acondicionado "unitario" y consta de una unidad de aire acondicionado autónoma. En el sistema unitario, todos los componentes de enfriamiento vienen en una caja compacta, como se logra ver en la figura 1.1. Ésta expulsa el calor por un extremo e inyecta aire enfriado por el otro extremo (Carrier, 1980).

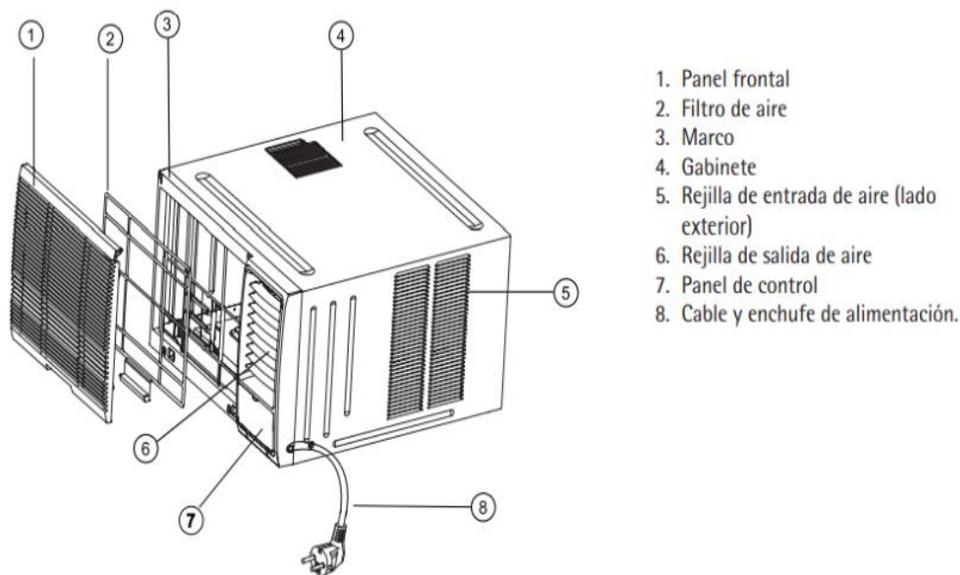


Fig. 1.1. Aire acondicionado de ventana

Este aire acondicionado de ventana puede ajustar la temperatura de la habitación y deshumidificar el cuarto con lo cual le proporcionara todos los requerimientos del ambiente a controlar. Con el paso del tiempo, muchos de los sistemas actuales del tipo ventana son dispositivos multifuncionales, enfrían e intercambian aire para la habitación con altos ahorros en eficiencia y consumos de energía.

Estas unidades modernas pueden ser instaladas en toda clase de lugares incluyendo fábricas, minas, restaurantes, hospitales, hoteles, hogares, laboratorios, cuartos de computadoras, etc. En los cuales el control y ajuste de la temperatura, así como la humedad del lugar son necesarios.

1.4.2. Unidades portátiles o tipo pingüino.

Son aquellos aparatos de aire acondicionado portátiles que se colocan en el suelo y se pueden mover fácilmente de una habitación a otra; estos tienen un diseño que permite ser usados sin necesidad de instalación previa, únicamente la conexión eléctrica y alguna abertura que permita expulsar el aire caliente del recinto; su peso es ligero y se adaptan fácilmente a ambientes ya existentes; la flexibilidad del tubo de expulsión permite adaptarse a alturas de expulsión y a distancias de piso y operación. La corriente que usan es de 110-120 voltios; su capacidad en toneladas va desde 0.5 a una tonelada, es decir capacidad de manejar de 6000 a 12000 BTU/s (media y una tonelada de refrigeración respectivamente) (Ver figura 1.2).



Fig. 1.2. Unidades portátiles

1.4.3. Unidades tipo mini Split y sistemas multi Split.

Sistemas separados o Split system (Split en inglés: dividido o partido) o Mini Split se diferencian de los de ventana porque están repartidos o divididos en dos muebles, uno exterior y otro interior (ver figura 1.3), con la idea de separar en el circuito de refrigeración la zona de evaporación en el interior de la zona de condensación en el exterior. Ambas unidades van unidas por medio de tuberías de cobre para la conducción del gas refrigerante.

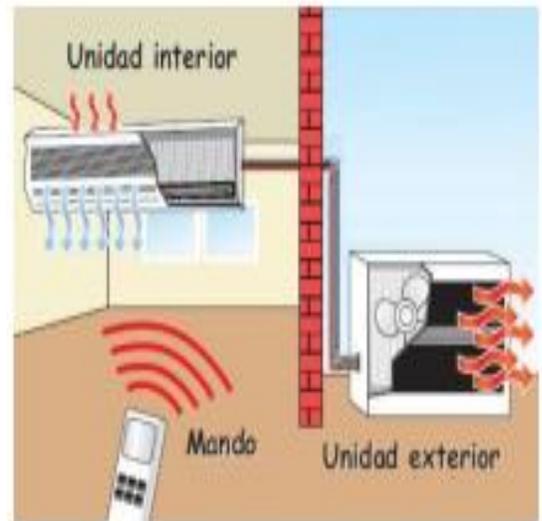


Fig. 1.3. Esquema de un Split



Fig. 1.4. Sistema multi-Split

También existen los sistemas multi-Split, que consisten en una unidad condensadora exterior, que se puede vincular con dos o más unidades interiores. Se han desarrollado equipamientos que permiten colocar gran cantidad de secciones evaporadoras con solo una unidad condensadora exterior mediante la regulación del flujo refrigerante, denominado VRV. Todas estas unidades son enfriadas por aire mediante un condensador y aire exterior circulando mediante un ventilador (Loarca Martinez, 2015).

1.4.4. Ventajas y desventajas de los sistemas de climatización centralizados sobre los descentralizados.

Diversos autores han analizado y estudiado cuidadosamente las ventajas y desventajas que pueden presentar los sistemas centralizados de climatización para edificaciones sobre los sistemas no centralizados, como puede ser el caso de los aires de ventana, los Split o los multi-split. Los sistemas centralizados desde el punto de vista del consumo energético pueden ser mucho más eficientes, pero traen consigo otros reveses como pueden ser el alto costo de la instalación, el difícil montaje y mantenimiento entre otras (Ruano Mamud, 2019).

Ventajas:

- Permite mediante conductos abastecer con la temperatura deseada a grandes superficies de la edificación. Aconsejado especialmente para más de 5 habitaciones.
- Si los conductos se instalan por dentro de la pared, la estética de la habitación no se altera, quedando muy elegante y compacto.
- Permite un control único de todos los cuartos involucrados en el sistema, resultando práctico para el ajuste de acuerdo al clima exterior.
- Presenta una eficiencia mayor a los sistemas convencionales, ya que la distribución del aire es homogénea en el ambiente.

Desventajas:

- Alto costo: En general la máquina central es un aparato de medianas o grandes proporciones, siendo complejo su funcionamiento e instalación.
- No permite controlar la temperatura de las habitaciones por separado.
- Instalación complicada: Estos sistemas requieren una adaptación especial de la edificación, siendo necesario un lugar exclusivo para colocar el núcleo generador de aire, además de la consecuente adaptación de las paredes para contener los conductos distribuidores.

- Difícil mantenimiento: En caso de atascarse el sistema, es necesario llamar a algún personal técnico para realizarle limpieza y mantenimiento de los conductos y de los filtros de aire.

1.5. Simulación energética de edificios. Generalidades de HAP.

El software HAP (Hourly Analysis Program) de Carrier es una herramienta de ordenador orientada a ayudar a aquellos profesionales que quieren diseñar sistemas HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning) en edificios principalmente del sector terciario (comercial). HAP son dos herramientas en una:

- Primero, es una herramienta para el cálculo de cargas y diseño de sistemas de climatización.
- Segundo, se trata de una herramienta para la simulación del consumo de energía y el cálculo del coste de operación de la misma.

Es una herramienta útil para cumplir los criterios de energía en las certificaciones LEED®, VERDE, BREEAM y otras en el diseño tanto esquemático como a nivel de detalle de las evaluaciones del coste de la energía. HAP utiliza el método ASHRAE de las funciones de transferencia para los cálculos de cargas y las técnicas de simulación energética detallada para las 8.760 horas (anuales) para el análisis de energía. Este programa se presenta como dos productos, similares pero separados (Fang, 2010):

- "HAP System Design Load" para el diseño del sistema con las herramientas de estimación de cargas.
- El programa completo "HAP", que además de los contenidos para el diseño del sistema, incluye las herramientas para el análisis energético.

1.5.1. Diseño de sistema con el uso de HAP.

HAP estima las cargas de diseño de refrigeración y calefacción en edificios de tipo terciario, de cara a dimensionar los componentes del sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC). El programa proporciona información

necesaria para la selección y especificación de los equipos. En concreto el programa realiza las siguientes tareas:

- Cálculo de las cargas de diseño de refrigeración y calefacción en cada espacio, en cada zona y en cada batería de los equipos del sistema HVAC.
- Determinación de los caudales de aire requeridos en cada espacio, en cada zona y en el sistema.
- Dimensionamiento de las baterías de los equipos de refrigeración y calefacción.
- Dimensionamiento de los ventiladores.
- Dimensionamiento de las centrales de producción (por ejemplo, enfriadoras y calderas).

1.5.2. Herramienta HAP para análisis de energía.

HAP estima el consumo anual de energía y los costes energéticos en los sistemas de consumo de un edificio, tanto de HVAC como los no relacionados con la climatización, mediante la simulación del funcionamiento de dicho edificio a lo largo de cada una de las 8.760 horas de un año. Los resultados del análisis energético se usan para comparar el consumo y coste de diferentes diseños con sistemas HVAC, y así se puede elegir el mejor. En concreto, HAP realiza las siguientes tareas durante el análisis energético (Álvarez Nuevo, 2010):

- Simula la operación hora a hora de todos los sistemas de calefacción y refrigeración en el edificio.
- Simula la operación hora a hora de todos los equipos de producción del edificio.
- Simula el funcionamiento hora a hora de todos los sistemas no-HVAC, como iluminación y equipos.
- Utiliza los resultados de la simulación hora a hora para calcular el consumo total de energía por año y su coste. Los costes se calculan utilizando las distintas variantes de la tarifa actual como la tarifa por escalones, tarifa

según consumo del momento del día y otras cargas según demanda, si se desean tener en cuenta en el programa.

- Genera unos informes con datos en gráficos y en tablas, que pueden ser por horas, diarios, mensuales e incluso anuales.

Para comparar los costes energéticos, HAP ofrece dos alternativas, una para la fase preliminar del proyecto y otra para la fase de diseño ya detallada del mismo (Álvarez Nuevo, 2010):

- En la **fase de diseño preliminar o esquemático**, se pueden tener en mente distintos sistemas HVAC y equipos. El objetivo del análisis de energía en este momento del proyecto es comparar rápidamente el consumo de energía de las distintas alternativas para identificar la selección de diseños con la mejor ejecución, para un estudio posterior más detallado. En este momento puede ser interesante aplicar la simplificación y aproximación, puesto que puede que todavía no conozcamos totalmente el edificio y la rapidez es muy interesante para evaluar las distintas alternativas.
- En la **fase de diseño detallada** de un proyecto se están considerando uno o unos pocos diseños de HVAC. El objetivo del análisis de energía en esta fase es analizar cuidadosamente y optimizar el diseño. Incluso puede querer pretenderse generar documentación para el Credit 1 de LEED Energía y Atmósfera. Con estos objetivos se requiere una definición más detallada del edificio y de sus equipos de HVAC.

1.5.3. Metodología del cálculo.

HAP utiliza el **Método de la Función de Transferencia (TFM)** al realizar los cálculos de diseño de refrigeración y también para los cálculos de cargas en la simulación energética. HAP fue desarrollado por Carrier partiendo de otra herramienta de cálculo de cargas que funcionaba en el sistema operativo DOS, una de las primeras en su género. Este hecho brinda a HAP una experiencia dilatada en el tiempo que pocos programas tienen.

La herramienta se concibió para el diseño de sistemas de HVAC que permitiese dar soporte técnico a CARRIER. Si bien es un programa “marcado” por un fabricante, al ser éste uno de los más grandes del mundo, abarcó prácticamente la totalidad de los sistemas de HVAC que se utilizan en EEUU (Fang, 2010).

Frente al gran número de sistemas contemplados por HAP, los sistemas de calefacción no se desarrollan con igual intensidad. De acuerdo a la definición de ASHRAE, HAP aplica el modelo clásico de estimación directa “Forward classic approach” que utiliza una metodología de definición del modelo, considerado el siguiente diagrama de flujo (ver figura 1.5):

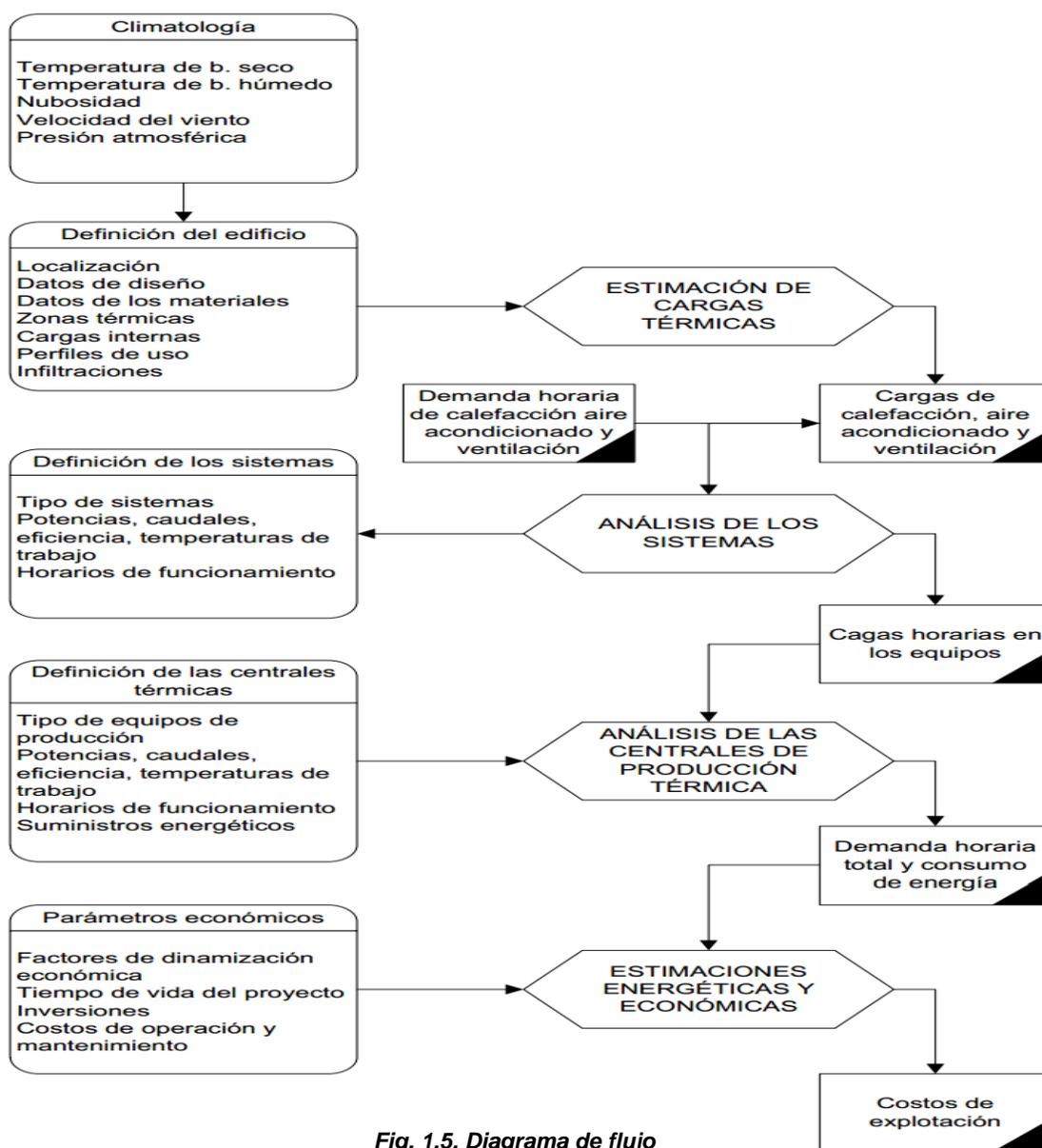


Fig. 1.5. Diagrama de flujo

HAP es un programa con un modelo cerrado predefinido, frente a otros programas en los que se puede definir el tipo de modelo, como en el caso de MatLab o TRNSYS.

Una de las ventajas principales de utilizar un programa predefinido, para realizar la modelización es la de disponer de una base de datos estructurada para un fin particular, en nuestro caso modelos energéticos edificatorios. De esta manera, la reutilización de estos datos se facilita, tanto para la modificación del proyecto como para definición de otros nuevos proyectos aprovechando los existentes.

Antes de empezar a definir un proyecto en HAP, se debe considerar lo que se pretende conseguir del modelo. Un mismo edificio puede ser modelado de distintas maneras en función de lo que se pretende evaluar. En particular existirán dos situaciones que podrán o no convivir en un mismo modelo:

- **Dimensionar los equipos de HVAC.** El modelo ha de responder al tipo de sistema que se ha de implantar en el edificio, en cuanto a la definición de los espacios acondicionados. De esta manera, los cálculos y reportes de los sistemas reflejarán de forma simplificada las características de los sistemas, relacionando estos con los espacios a los que atienden. A este respecto, sólo definir los espacios necesarios acorde con los sistemas.
- **Calcular el consumo de energía.** Para el caso anterior, agrupando los sistemas del mismo tipo con horarios y condiciones térmicas similares (agrupando por fachadas) y a partir de obtener el mínimo de sistemas, definir los espacios que permitan calcular estos sistemas.

En general, lo que se deberá hacer es simplificar en la medida de lo posible los modelos, agrupando espacios, sistemas y plantas, si estos elementos se comportan de forma similar. Cuando se empieza a plantear el proyecto es fundamental realizar este análisis y documentarlo, ya que en la fase de introducción de datos es frecuente tender a complicar nuevamente el modelo.

1.6. Cámara fría.

La literatura define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Más específicamente, se define refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior con respecto al ambiente que lo rodea.

Para lograrlo se debe extraer calor del cuerpo o ambiente que será refrigerado y se transfiere a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la de dicho cuerpo o ambiente. Debido a que el calor absorbido de los productos o espacios es transferido a otro cuerpo, es evidente que el proceso de calefacción y refrigeración son en realidad los extremos opuestos del mismo proceso. Se podría decir que se distingue uno de otro nada más que por el resultado que presenta cada uno.

Una cámara frigorífica es un local refrigerado destinado a la conservación a largo o corto plazo de productos alimenticios. La temperatura en su interior esta normalmente por debajo o por encima de los 0 °C, pero siempre por debajo de la temperatura de trabajo de un sistema de climatización como aires acondicionado, Split u otros. Las condiciones en el interior de una cámara frigorífica están en dependencia del período de conservación del producto y del producto en sí.

1.6.1. Definiciones básicas de una cámara fría.

El R.D. 168/1985, de 6 de febrero en su artículo 3 de la Reglamentación técnico-sanitaria sobre las condiciones generales de almacenamiento frigorífico de alimentos y productos alimentarios establece las siguientes definiciones básicas (Torres Cicuéndez, 2014):

- **Alimento congelado:** Es aquel en que la mayor parte de su agua de constitución (agua libre) se ha transformado en hielo, al ser sometido a un proceso de congelación y especialmente concebido para preservar su integridad y calidad y para reducir, en todo lo posible, las alteraciones físicas, bioquímicas y microbiológicas, tanto durante la fase de congelación como en la conservación ulterior.

- **Alimento conservado por el frío:** Es aquel que, previamente refrigerado o congelado, ha sido envasado y sometido a un almacenamiento frigorífico en las condiciones adecuadas.
- **Alimento refrigerado:** Se entiende por tal aquel que ha sido enfriado hasta la temperatura óptima de almacenamiento, de forma que todos sus puntos sean superiores a la de su punto de congelación.
- **Almacén frigorífico (Frigorífico):** Es un establecimiento industrial integrado por locales, instalaciones y equipos dedicados de forma permanente o circunstancial al almacenamiento frigorífico de alimentos, pudiendo constituir por sí mismo una industria frigorífica autónoma, ser ajeno de otro establecimiento principal o disponer los ajenos de su actividad.
- **Antecámara:** Las Antecámaras Frigoríficas cumplen funciones de recintos de tránsito, ya sea de recepción de producto, despacho, o ambas. Pueden atender mercadería fresca o congelada, y generalmente son requeridas para mantener una temperatura ambiente entre 0°C y +10°C, de esta manera se evita que durante el proceso de carga y descarga de productos las cámaras se encuentren expuestas a las altas temperaturas ambientales externas. Además, su superficie es utilizada de área de acopio durante el proceso de tránsito.
- **Cámara frigorífica:** Es todo local aislado térmicamente, en cuyo interior pueden mantenerse razonablemente constantes la temperatura y la humedad relativa requeridas mediante la acción de una instalación frigorífica.
- **Cámara frigorífica para productos congelados:** Cámara frigorífica concebida para recibir y almacenar alimentos y productos alimentarios previamente congelados.
- **Cámaras frigoríficas para productos refrigerados:** Cámara frigorífica concebida para recibir y almacenar alimentos y productos alimentarios previamente refrigerados.
- **Cámara frigorífica mixta:** Se denominan mixtas (enfriamiento y conservación refrigerada) aquellas con suficiente capacidad frigorífica instalada para poder enfriar en un plazo máximo de veinticuatro horas los

productos introducidos en las mismas a temperatura ambiente, manteniéndolos luego a la temperatura de almacenamiento adecuada.

Las tipologías de cámara suelen clasificarse en función de dos factores: la temperatura de almacenamiento y el área de aplicación. En función de la temperatura de almacenamiento, nos encontramos con cámaras de: Refrigeración ($T > 0^{\circ}\text{C}$) y Congelación ($T < 0^{\circ}\text{C}$) (Torres Cicuéndez, 2014)

En función del área de aplicación dependerá del uso al que este destinado, siendo de ámbitos tan diversos como la farmacéutica, la floristería, la ingeniería, la investigación científica y hasta en la informática. Es por ello que, en nuestro caso, nos centraremos sólo en las cámaras para conservación y congelación de alimentos.

1.6.2. Diseño estructural de una cámara fría.

Para el diseño de una cámara frigorífica es necesario tener en cuenta el lugar donde va a estar ubicada y las condiciones climáticas de dicha localización con el objetivo de calcular las cargas térmicas que son generadas por las condiciones climáticas. Además, hay que tener en cuenta otros factores como el tipo de aislamiento y el presupuesto requerido para lograr que sea eficiente, pero a la vez se justifiquen los costos. Los elementos básicos y auxiliares para el diseño de una cámara:

- El aislamiento de las paredes suelos y techos.
- Necesidad de crear una barrera antivapor
- Cálculo correcto de los revestimientos.
- Válvulas de equilibrado de presiones.
- Tipo de puertas frigoríficas según uso o necesidad.
- Cerramientos.
- Prevención de posibles congelaciones en el suelo.
- Necesidades de desagües, ventanos, huecos de renovación o ventilación de aire o posibles usos o transferencias.

- Equipos de inyección de gases, equipos de humidificación, capacidad frigorífica, volúmenes de almacenamiento, necesidades de iluminación, paso o tráfico de mercancías, separación de las mismas para mantenimientos, etc. (SENASA, 2015)

1.6.2.1. Aislamiento térmico de una cámara fría.

El aislamiento tiene por objeto reducir en lo posible las pérdidas de frío a través de paredes, techos, puertas y otros elementos. Se trata de hacer la cámara lo más adiabática posible, para reducir al mínimo la entrada de calor, y así poder mantener las condiciones interiores con independencia del exterior (Ceballos Maya, 2016).

La importancia del aislamiento es mayor cuanto menor es la temperatura inferior, de modo que debe prestársele una especial atención en espacios destinados a congelación, como es en nuestro caso. Es de vital importancia también, disponer de una adecuada protección contra la entrada de vapor de agua en el recinto, que produciría la formación de hielo o escarcha sobre nuestro producto almacenado. Los aislantes se pueden clasificar de acuerdo a su origen, estructura y temperatura, dependiendo de su clasificación varían en su forma, costo y uso; como se muestra en la tabla 1.1:

Tabla 1.1: Clasificación de los aislantes según origen y reino. (Ceballos Maya, 2016)

Origen	Reino	Aislantes
Inorgánico	Mineral	Kieselguhr, magnesia, amianto, fibra de vidrio, lana de roca, lana de basalto, vidrio celular o expandido, piedra pómez, vermiculita, perlita, silicato, espuma de vidrio, espumas de urea.
Orgánico contemporáneo	Vegetal	Corcho (aglomerado, embreado, expandido, fibra de madera, paja, coco, algas, algodón, crin vegetal, entre otros.
	Animal	Fieltro, lana, seda, crin animal.
Orgánico geológico	Aislantes sintéticos	Espumas de poliestireno (expandido y extruido), espumas de poliuretano, espumas de P.V.C. expandido, espumas de goma o caucho celular, espumas de resinas de fenol, espumas de polietileno.

Para este caso será utilizada la espuma de poliuretano inyectado, considerado el aislante más común para la construcción de paneles prefabricados en la actualidad. Este material es obtenido por la reacción entre dos componentes (poliol y nato) con ayuda de catalizadores, con esto se obtiene una espuma rígida en forma de bloque que luego puede ser cortado a las medidas deseadas, Otra forma de elaboración se realiza en máquinas de producción continua, estas generan placas con espesores comerciales y con revestimiento de barreras anti-vapor o sin él.

Normalmente la densidad del material varía entre 30 a 40 Kg/m³ utilizado en trabajos corrientes. Puede llegar hasta 80 Kg/m³ ya que la resistencia del material aumenta la densidad del mismo. Por ejemplo, se resiste de 2 a 3 Kg/c m² para densidades de 35 a 40 Kg/ m³ a 20°C (Ceballos Maya, 2016).

Es importante tener en cuenta que en la cámara frigorífica el aislante estará expuesto al fenómeno de la condensación, el cual aumenta el coeficiente de conductividad térmica. Cuando la temperatura del exterior disminuye al punto de llegar a la temperatura de rocío, es posible que la condensación que humedecería el aislante y el cerramiento. Para evitar dicha condensación, la temperatura en cualquier punto del cerramiento debe ser superior a la temperatura del rocío.

1.6.2.2. Barreras antivapor. Características y materiales.

De lo expuesto hasta el momento se deduce la necesidad de establecer barreras antivapor en las cámaras frigoríficas, ya que con ello conseguiremos (Saldías Becerra, 2003):

- Mantener el valor de la conductividad térmica del material aislante.
- Evitar deterioros en el aislante y en la obra de albañilería que constituye los paramentos verticales u horizontales.
- Un menor consumo energético y mayor vida útil tanto de cerramientos y de materiales aislantes como de la maquinaria frigorífica.

Su ejecución debe ser esmerada, además de estar situada en la cara caliente del aislamiento, no dejar discontinuidades en ningún punto del perímetro aislado y estar constituida por materiales muy impermeables al vapor de agua (prácticamente nula).

1.6.2.3. Revestimientos.

Se hacen necesarios por varias razones:

- Razones mecánicas. Las protecciones evitan la rotura accidental del material aislante.
- Son una protección contra la penetración del agua, acción de un posible fuego y evitan el crecimiento de microorganismos en el aislante.
- Presentan superficies lisas que facilitan su limpieza y permiten cumplir con las reglamentaciones técnico-sanitarias.

1.6.2.4. Cerramientos.

Los cerramientos verticales se construyen con ladrillos o bloques de hormigón de fábrica, enfoscados y fratasados con mortero de cemento para ser pintados a continuación. Suelen estar protegidos por un bordillo o murete de hormigón armado en su base, con objeto de proteger el revestimiento del aislamiento y al propio aislamiento de posibles golpes de carretillas elevadoras, al tiempo que facilitan la circulación de aire entre la mercancía y el paramento vertical (Cuevas, Pérez, Simón, & Velásquez, 2005).

Los techos se construyen en materiales ligeros si no han de soportar carga. Para el soporte suelen utilizarse estructuras auxiliares metálicas, uniéndose el material aislante a estas evitando puentes térmicos. Los suelos, tras haber compactado el terreno mediante la aportación de materiales adecuados, suele establecerse una capa de hormigón de limpieza que al mismo tiempo que permite nivelar la superficie y formar las pendientes de la cámara en caso necesario. Los suelos deben ser protegidos contra la congelación, en el caso de cámaras con temperatura negativa (Cuevas, Pérez, Simón, & Velásquez, 2005).

Para nuestro caso en particular el primer elemento será un pre piso de hormigón perfectamente nivelado y sobre este la colocación y fijación de los paneles de pared. Lugo se realizará la colocación de dos planchas una sobre otra de poliuretano desnudo de 40mm de espesor con sus respectivas barreras de vapor sobre y debajo de estas (nylon). Por ultimo sobre estas planchas se funde una capa de hormigón armado de 12cm, con pendiente de 1% hacia la puerta para facilitar la limpieza de esta. La terminación del piso será con un recubrimiento especial (acrilico o epóxico) de espesor 5mm, manta plastificada o similar garantizando hermeticidad, resistencia a temperatura, al peso y manipulación de cargas sobre caretilas avalado por un certificado de tropicalización.

1.7. Conclusiones parciales.

- La revisión bibliográfica facilitó el acercamiento teórico a los principales conceptos empleados en la investigación, entre los que destaca la climatización, cámara frigorífica y la carga térmica.
- Se establecieron los aspectos más importantes a tener en cuenta para acondicionar un espacio de diseño exterior e interior, se describen las potencialidades del Hourly Analysis Program (HAP) como una herramienta informática capaz de determinar la carga térmica de climatización.
- Se realizó un desglose de los principales elementos a la hora de diseñar una cámara fría y los materiales que componen sus partes principales.

Capítulo II: Caracterización del local y metodología de cálculo con HAP.

En este capítulo se realiza una caracterización tanto de la entidad como la del local a climatizar. Además, se expone la metodología de cálculo para la determinación de cargas térmicas mediante la utilización del software Hourly Analysis Program (HAP). Para determinar las cargas térmicas internas se han tenido en cuenta los datos de coeficientes de transmisión de los cerramientos, así como las cargas internas derivadas de las personas, equipos, iluminación, etc, tal y como se refleja en los anexos de cálculo.

El programa informático utilizado para el cálculo está basado en el método empleado para el cálculo de cargas térmicas mediante “Funciones de Transferencia”. Se consideran en el cálculo los siguientes efectos:

- Inercia térmica y almacenamiento de energía.
- Simultaneidad de cargas en las distintas zonas térmicas.
- Se han considerado de manera detallada los efectos de sombras sobre el edificio.
- Horarios de funcionamiento y variación de las condiciones exteriores hora a hora y día a día.
- Se realiza el cálculo para todas las horas del año.
- El método de cálculo es dinámico y por lo tanto se aproxima de manera muy notable a la realidad.

2.1. Caracterización geográfica y climatológicas de la localidad.

Cuba se ubica geográficamente en la zona central del continente americano, en el centro del Mar Caribe, es una isla caribeña bañada por un clima tropical donde las temperaturas, la humedad relativa y las precipitaciones son altas, variando indistintamente en todo el año.

La edificación escogida como caso de estudio corresponde a la “Sede Pedagógica Conrado Benítez”, se encuentra anexada a la Universidad de Cienfuegos “Carlos

Rafael Rodríguez” ubicado en la provincia de Cienfuegos, República de Cuba. La provincia, está ubicada a 23° latitud norte, -82° longitud oeste y a una altitud de 24 msnm (metros sobre el nivel del mar) (Ortíz Morejón, 2016).

A partir de los datos climatológicos históricos de la provincia, suministrados por el CEEMA (Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente), se determinaron las condiciones de diseño exterior siguiendo el método de la frecuencia de ocurrencia de las temperaturas horarias para una frecuencia de ocurrencia del 2.5% (Tabla 2.1).

Tabla 2.1. Condiciones de diseño exterior del caso de estudio.

Temperatura de bulbo seco	Temperatura de bulbo húmedo	Humedad relativa
32.8 °C	31.2 °C	89%

Para la climatización destinada al confort humano en habitaciones residenciales, las normas ANSI/ASHRAE Standard 55 – 1981, ANSI/ASHRAE Standard 62 – 1989 y ASHRAE/IES Standard 90.1 – 1989, recomiendan las condiciones para el diseño interior que se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Condiciones de diseño interior del caso de estudio.

Temperatura de bulbo seco	Humedad relativa	Velocidad del aire	Cambios de aire por personas	Nivel de ruido
24 °C	50%	< 0.25 m/s	34 m ³ /h	30 – 35 dB

2.2. Características de la “Sede Conrado Benítez”.

La sede está conformada por un conjunto de cuatro edificaciones (Ortíz Morejón, 2016):

- La Escuela Anexa y el docente está situada en el sector este de la SCB mientras que el docente abarca toda la zona central de dicha instalación. En estas áreas están ubicadas aulas, laboratorios de computación, oficinas, bibliotecas y cafeterías, siendo estas últimas las principales consumidoras de energía eléctrica en este sector.

- El rectorado se encuentra en el centro sur de la SCB, en esta zona se hallan las principales oficinas de la SCB y un grupo de laboratorios climatizados que se encuentran conectados a la misma red eléctrica de este.
- La residencia estudiantil y las bombas de agua se encuentran ubicadas en el sector oeste de la SCB. En el área de la residencia se encuentra un edificio de cinco plantas. En la primera planta de este se hallan ubicados algunos almacenes, la enfermería de los becados, talleres de mantenimiento y oficinas. Las restantes plantas corresponden a los dormitorios, los cuales están seccionados para estudiantes extranjeros y nacionales. Actualmente se encuentran residiendo en este lugar un total de 350 estudiantes entre nacionales y extranjeros. En área aledaña al edificio está el cuarto de bombas en el cual se encuentran instaladas dos bombas de agua y los accesorios necesarios para el funcionamiento de estas.
- El cuarto de caldera y la cocina comedor. El cuarto de calderas de la SCB está diseñado para tener dos calderas, pero en la actualidad cuenta con una caldera modelo Jonh Thompson Conrad, con una capacidad de generación de vapor 660kg. La zona en que se encuentra ubicada la cocina - comedor está dividida en varias secciones, en las cuales se cuenta con dos comedores, área de elaboración y conservación de los alimentos y oficinas.

El área residencial de posgrado “Sede Conrado Benítez”, está en una fase de proyecto, la empresa contratada para la realización de esta tarea fue la Empresa de Diseño e Ingeniería de Cienfuegos (IDEAR). Este edificio va a contar con un bloque de habitaciones en el primer y segundo piso, un área de dirección, un comedor, un centro recreativo, una cocina independiente y un bloque docente (ver anexo 1 y 2).

Durante la realización de esta tarea de proyección vamos a tomar como caso de estudio las áreas del bloque de habitaciones, enfocándonos en las habitaciones de tipo suite (ver anexo 3), la cual contiene dos locales a climatizar. En el área del primer nivel son trece habitaciones sencillas y dos suites siendo en total quince habitaciones.

La edificación estará construida con una estructura de concreto con paredes exteriores de bloque doble de quince centímetros y paredes interiores de bloque sencillo, con ventanas de cristal sencillo en el edificio principal con vista a la parte norte y puertas de madera en el pasillo sur. Los coeficientes de transferencia de calor de estos elementos se encuentran en la base de datos del software utilizado. Teniendo en cuenta las características constructivas de paredes, techos, cantidad de personas, iluminación, equipamiento eléctrico, entre otras; se obtuvo la simulación de las condiciones de explotación de los locales.

2.3. Fundamento del cálculo de cargas térmicas.

Para el cálculo de las cargas térmicas en edificios, sistemas de refrigeración y climatización, se emplean herramientas que simulan las condiciones de explotación de los locales, esa simulación se realiza utilizando indicadores térmicos para edificios, en nuestro caso el software HAP, ya que dicho programa computacional permite determinar el comportamiento energético y describir características importantes de los componentes de las edificaciones.

Son los diferentes tipos de energía provenientes de diversas fuentes eliminadas mediante equipos de refrigeración diseñados para mantener en el local las condiciones requeridas (Ramírez León, 2007).

Cargas Exteriores:

- Cargas a través de paredes, techos y suelos: Existe un tipo de carga sensible, producto de la transferencia de calor que se da a través de las superficies de la edificación. Esta situación aportará un calor que hará que se aumente la temperatura del aire.
- Cargas través de superficies acristaladas y ventanales: Es en su totalidad carga sensible. Se da una transmisión de calor a través de superficies semitransparentes, lo que induce en gran parte una transferencia de calor por radiación.

- Cargas por ventilación: En muchas edificaciones se toma el aire externo, ya sea para mantener la pureza en el aire o para facilitar la respiración. Debido a que este aire se encuentra a diferente temperatura, y que tiene un porcentaje diferente de vapor de agua; se puede hablar de carga latente y carga sensible.
- Carga por infiltración: Las edificaciones cuentan con puertas y ventanas por medio de las cuales entra una cierta cantidad de aire del exterior que no es controlada; e induce en una cierta cantidad de carga latente y sensible.

Cargas Interiores:

- Cargas por ocupantes: Los seres humanos, teniendo en cuenta la actividad que ejecuten y la temperatura ambiente a la que se encuentren, disipan una cierta cantidad de calor. Esta carga se da bajo forma sensible y latente.
- Cargas por Iluminación: La iluminación sustenta cierto consumo de energía, la cual se transformará en energía térmica. Esta incide en la edificación bajo la forma de carga sensible.
- Carga debido a máquinas y motores: La cantidad de calor que disipen depende de la naturaleza de la máquina. Sin embargo, son capaces de aportar tanto carga sensible como latente.
- Cargas por infiltración y ventilación: son ocasionadas por las infiltraciones de aire o por la necesidad de ventilación y renovación del aire interior de los locales a climatizar.

Para realizar el estimado de la carga de enfriamiento requerida con la mayor exactitud posible en espacios y edificios, las siguientes condiciones son de las más importantes para evaluar:

- Datos atmosféricos del sitio.
- La característica de la edificación, dimensiones físicas.
- La orientación del edificio, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar.

- El momento del día en que la carga llega a su pico.
- Espesor y características de los aislamientos.
- La cantidad de sombra en los vidrios.
- Concentración de personas en el local.
- Las fuentes de calor internas.
- La cantidad de ventilación requerida.

2.4. Desarrollo de cálculo de cargas térmicas (HAP).

Para realizar los cálculos de cargas térmicas del proyecto, vamos a seguir el método desarrollado por la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). Esta metodología está basada en la conversión de ganancias instantáneas de calor a cargas de refrigeración en las denominadas funciones de transferencia. (Ruano Mamud, 2019)

A continuación, se muestran las fórmulas relativas a cada una de las ganancias consideradas por el programa.

2.4.1. Ganancias térmicas instantáneas.

Corresponden a la ganancia de calor instantánea de cada mes y hora debida a cada uno de los siguientes elementos:

- **Ganancia solar cristal:**

Corresponde a la insolación que incide a través de los acristalamientos que están expuestos al exterior.

$$Q_{gan,t} = CS \cdot A \cdot SHGF \cdot n \quad (2.1)$$

Donde:

$$SHGF = GSd + Ins \cdot GSt \quad (2.2)$$

Que depende del mes, de la hora solar y de la latitud. Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia instantánea de calor sensible (vatios)

A = Área de la superficie acristalada (m^2)

CS = Coeficiente de sombreado

n = N° de unidades de ventanas del mismo tipo

$SHGF$ = Ganancia solar para el cristal tipo (DSA)

GSt = Ganancia solar por radiación directa ($vatios/m^2$)

Gsd = Ganancia solar por radiación difusa ($vatios/m^2$)

Ins = Porcentaje de sombra sobre la superficie acristalada

- **Transmisión paredes y techos:**

Aplicable a cerramientos opacos al exterior, excepto aquellos en los que no inciden rayos solares directamente. La ganancia instantánea para cada hora se calcula usando la siguiente función de transferencia (ASHRAE):

$$Q_{gan,t} = A \cdot \left[\sum_{n=0} b_n (T_{sat,t-n\Delta}) - \sum_{n=1} d_n \cdot \frac{(Q_{gan,t-n\Delta})}{A} - t_{ai} \sum_{n=0} c_n \right] \quad (2.3)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el ambiente a través de la superficie interior del techo o pared (W)

A = Área de la superficie interior (m^2)

$T_{sat,t-n\Delta}$ = Temperatura sol aire en el instante $t - n\Delta$

Δ = Incremento de tiempos igual a 1 hora

t_{ai} = Temperatura del espacio interior supuesta constante

b_n, d_n, c_n = Coeficientes de la función de transferencia según el tipo de cerramiento

La temperatura sol-aire se utiliza para corregir el efecto de los rayos solares sobre la superficie exterior del cerramiento:

$$t_{sa} = t_{ec} + \alpha \cdot \frac{I_t}{h_0} - \frac{\Delta R}{h_0} \cdot \cos(90^\circ - \beta) \quad (2.4)$$

Siendo:

t_{sa} = Temperatura sol-aire para un mes y hora dados ($^\circ C$)

t_{ec} = Temperatura seca exterior corregida según mes y hora ($^\circ C$)

I_t = Radiación solar incidente en la superficie (w/m^2)

h_0 = Coeficiente de termo transferencia de la superficie ($w/m^2 \text{ } ^\circ C$)

α = Absorbencia de la superficie a la radiación solar (en función del color)

β = Ángulo de inclinación del cerramiento respecto de la vertical (horizontales 90°)

ε = Emitancia hemisférica de la superficie

ΔR = Diferencia de radiación superficie/cuerpo negro (w/m^2)

2.4.2. Transmisión: Excepto paredes y techos.

- **Cerramientos al interior:**

Corresponde a las ganancias por transmisión en cerramientos opacos interiores y que no están expuestos a rayos solares.

$$Q_{gan,t} = K \cdot A \cdot (t_i - t_{ai}) \quad (2.5)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el instante t (W)

K = Coeficiente de transmisión del cerramiento ($w/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = Área de la superficie interior (m^2)

t_i = Temperatura del local contiguo ($^\circ C$)

t_{ai} = Temperatura del espacio interior supuesta constante ($^\circ C$)

- **Acristalamientos al exterior:**

Corresponde a las ganancias instantáneas correspondientes a la transmisión en superficies acristaladas al exterior.

$$Q_{gan,t} = K \cdot A \cdot (t_{ec} - t_{ai}) \quad (2.6)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el instante t (W)

K = Coeficiente de transmisión del cerramiento ($w/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = Área de la superficie interior (m^2)

t_i = Temperatura exterior corregida ($^\circ C$)

t_{ai} = Temperatura del espacio interior supuesta constante ($^\circ C$)

- **Puertas al exterior:**

Corresponde a las ganancias por transmisión en puertas al exterior.

$$Q_{gan,t} = K \cdot A \cdot (t_i - t_{ai}) \quad (2.7)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el instante t (W)

K = Coeficiente de transmisión del cerramiento ($w/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = Área de la superficie interior (m^2)

t_{t_i} = Para orientación Norte: Temperatura exterior corregida ($^{\circ}C$)

t_{ai} = Temperatura del espacio interior supuesta constante ($^{\circ}C$)

2.4.3. Calor interno.

- **Ocupación:**

Calor generado por las personas que se encuentran dentro de cada local. Este calor es función principalmente del número de personas y del tipo de actividad que están desarrollando.

$$Q_{gan,t} = Q_s \cdot n \cdot 0.01 \cdot Fd_t \quad (2.8)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el instante t (W)

Q_s = Ganancia sensible por persona (W). Depende del tipo de actividad

n = Número de ocupantes

Fd_t = Porcentaje de ocupación para el instante t (%)

Se considera que 67% del calor sensible se disipa por radiación y el resto por convección.

$$Q_{gan,t} = Q_l \cdot n \cdot 0.01 \cdot Fd_t \quad (2.9)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor latente en el instante t (W)

Q_l = Ganancia latente por persona (W). Depende del tipo de actividad

n = Número de ocupantes

Fd_t = Porcentaje de ocupación para el instante t (%)

- **Alumbrado:**

Calor generado por los aparatos de alumbrado que se encuentran dentro de cada local. Este calor es función principalmente del número y tipo de aparatos.

$$Q_{gan,t} = Q_s \cdot n \cdot 0.01 \cdot Fd_t \quad (2.10)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el instante t (W)

Q_s = Potencia por luminaria (w). Para fluorescente se multiplica por 1,25.

n = Número de luminarias.

Fd_t = Porcentaje de funcionamiento para el instante t (%)

- **Aparatos eléctricos:**

Calor generado por los aparatos exclusivamente eléctricos que se encuentran dentro de cada local. Este calor es función principalmente del número y tipo de aparatos.

$$Q_{gan,t} = Q_s \cdot n \cdot 0.01 \cdot Fd_t \quad (2.11)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el instante t (W)

Q_s = Ganancia sensible por aparato (W). Depende del tipo.

n = Número de aparatos.

Fd_t = Porcentaje de funcionamiento para el instante t (%)

Se considera que el 60% del calor sensible se disipa por radiación y el resto por convección.

- **Aire primario:**

Ganancias instantáneas de calor debido al aire exterior de ventilación. Estas ganancias pasan directamente a ser cargas de refrigeración.

$$Q_{gan,t} = 0.34 \cdot f_a \cdot V_{ae} \cdot 0.01 \cdot Fd_t \cdot (t_{ec} - t_{ai}) \quad (2.12)$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el instante t (W)

f_a = Coeficiente corrector por altitud geográfica.

V_{ae} = Caudal de aire exterior (m^3/h).

t_{ec} = Temperatura seca exterior corregida ($^{\circ}C$).

t_{ai} = Temperatura del espacio interior supuesta constante ($^{\circ}C$)

Fd_t = Porcentaje de funcionamiento para el instante t (%)

Se considera que el 100% del calor sensible aparece por convección.

$$Q_{gan,t} = 0.83 \cdot f_a \cdot V_{ae} \cdot 0.01 \cdot Fd_t \cdot (X_{ec} - X_{ai}) \quad (\text{ec. 12})$$

Siendo:

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor sensible en el instante t (W)

f_a = Coeficiente corrector por altitud geográfica.

V_{ae} = Caudal de aire exterior (m^3/h).

X_{ec} = Humedad específica exterior corregida (*gr. agua/kg aire*)

X_{ai} = Humedad específica del espacio interior (*gr agua/kg aire*)

Fd_t = Porcentaje de funcionamiento para el instante t (%)

2.4.4. Cargas de refrigeración.

La carga de refrigeración depende de la magnitud y naturaleza de la ganancia térmica instantánea, así como del tipo de construcción del local, de su contenido, tipo de iluminación y de su nivel de circulación de aire.

Las ganancias instantáneas de calor latente, así como las partes correspondientes de calor sensible que aparecen por convección pasan directamente a ser cargas de refrigeración. Las ganancias debidas a la radiación y transmisión se transforman en cargas de refrigeración por medio de la función de transferencia siguiente:

$$Q_{REF,t} = v_0 \cdot Q_{gan,t} + v_1 \cdot Q_{gan,t-\Delta} + v_2 \cdot Q_{gan,t-2\Delta} - w_1 \cdot Q_{REF,t-\Delta} \quad (2.13)$$

Siendo:

$Q_{REF,t}$ = Carga de refrigeración para el instante t (W)

$Q_{gan,t}$ = Ganancia de calor en el instante t (W)

Δ = Incremento de tiempo igual a una hora

v_0, v_1 y v_2 = Coeficientes en función de la naturaleza de la ganancia térmica instantánea.

w_1 = térmica instantánea. Coeficiente en función del nivel de circulación del aire en el local.

2.5. Metodología de cálculo de instalaciones frigoríficas.

La metodología seguida en el cálculo de la carga térmica puede variar según la bibliografía, así como el orden de exposición y el nombre para definir los diferentes términos de tipo técnico. Todo y las aparentes discrepancias, no existen grandes diferencias en los resultados obtenidos según uno u otro método utilizado.

La carga térmica de refrigeración es el calor que se debe extraer de la cámara, con el fin de que mantenga la temperatura de diseño en su interior. Este calor coincide con el calor que entra o que se genera dentro de la cámara frigorífica. Son muchos los factores que intervienen, y es por este motivo que se distribuyen en apartados denominados “partidas”, cada una de estas partidas tiene en cuenta el calor introducido o generado por una causa concreta. El cálculo de las necesidades frigoríficas de una cámara, es una operación rutinaria y que resulta repetitiva, ya que siempre intervienen los mismos datos y partidas.

Para los cálculos de la carga térmica, se utilizan una serie de ecuaciones matemáticas simples, cada una relacionada a las diferentes partidas existentes. También es necesario el uso de tablas, con el fin de simplificar el cálculo y obtener resultados de manera casi directa.

2.5.1. Bases para el cálculo.

En la práctica, es habitual para las cámaras que utilizan temperaturas de refrigeración superiores a 0°C, una estimación de la duración horaria del grupo de frío en 16 horas por día. Teniendo 8 horas diarias para desescarche del evaporador.

Cuando la temperatura de trabajo de la instalación es inferior a 0 °C, **como en el caso de estudio (-18°C)**, el tiempo de trabajo del equipamiento es aproximadamente 18 horas diarias, en ese caso se utiliza descongelación por resistencia eléctrica. Para mantener el frío en una cámara y todo el material almacenado en su interior, es necesario extraer el calor inicial y después todo el calor que se absorbe por diferentes motivos (Rapin, 2004).

La extracción total de calor, Q , se puede expresar de la siguiente manera:

$$Q = Q_{\text{productos}} + Q_{\text{otros}} \quad (2.14)$$

$$Q_{\text{productos}} = Q_{P1} + Q_{P2} + Q_{P3} + Q_{P4} + Q_{P5} \quad (2.15)$$

$$Q_{\text{otros}} = Q_{u1} + Q_{u2} + Q_{u3} + Q_{u4} \quad (2.16)$$

Donde:

$Q_{\text{productos}}$ – Representa las partidas que están relacionadas con la eliminación del calor sensible, del calor latente de solidificación, de las reacciones químicas, del embalaje y del calor absorbido por la congelación del agua de los alimentos o de los productos que se desean refrigerar.

Q_{otros} – Incluye entre otros los flujos de calor a través de los cerramientos de la cámara por transmisión de paredes, suelos y techos, la refrigeración del aire exterior que entra, la ventilación, las cargas térmicas debidas a los ventiladores, bombas, iluminación eléctrica, personas que manipulan los productos, etc.

Es habitual la práctica de aplicar un factor de seguridad aumentando Q_{total} en un 10%, para prever posibles variaciones de carga (calor del desescarche, infiltración de aire del exterior,...) A consecuencia, hablaremos de una potencia total necesaria de: $Q_{\text{total}} = 1.10 * Q$

Como el calor generado en las 24 horas del día debe extraerse en un tiempo menor, en las t horas de funcionamiento diario, la potencia de la maquinaria NR deberá ser superior a la potencia calculada para extraer en las 24 horas. Su valor será el siguiente:

$$N_R = Q_{\text{total}} * \frac{24}{t} \quad (2.17)$$

Para optimizar las dimensiones y características técnicas del evaporador y de la instalación frigorífica en general es necesario considerar las siguientes partidas de calor.

Partidas correspondientes a Q_{otros} :

- Flujo de calor a través de los cerramientos (Q_{P1}).
- Entrada de aire exterior a la cámara (Q_{P2}).
- Calor de los ventiladores del evaporador y otros motores (Q_{P3}).
- Calor liberado por las personas (Q_{P4}).
- Calor liberado por la iluminación (Q_{P5}).

Partidas correspondientes a $Q_{producto}$:

- Conservación del producto (Q_{u1}).
- Refrigeración del alimento en las diferentes etapas (antes de la congelación, calor latente de congelación y después de la congelación) (Q_{u2}).
- Calor de respiración del alimento (Q_{u3}).
- Refrigeración del embalaje (Q_{u4}).

2.5.2. Flujo de calor a través de los cerramientos.

La entrada de calor por paredes, techo y suelo de la cámara es inevitable, pero puede reducirse eficazmente con la disposición de material aislante en toda la superficie interior del espacio frío. El cálculo del valor de esta partida debe hacerse para cada superficie por separado, sumándolas después. Consiguiendo de esta manera un resultado más exacto, excepto en el caso de que los valores de U y de Δt sean idénticos para todos los cerramientos de la cámara.

La tasa total de calor que entra en la cámara debido a los cerramientos, viene dada por la siguiente expresión:

$$Q_{P1} = K * S * \Delta t \quad (2.18)$$

Donde:

Q_{P1} – Tasa de calor en W según los datos.

K – Coeficiente global de transmisión de calor de pared o techo, en $W/(m^2 \cdot K)$

S – Superficie de cada cerramiento en m^2 .

Δt – Diferencia de temperatura entre el exterior e interior de la cámara. (Existen valores que pueden hacer modificar este incremento de temperaturas, como son el color y la orientación de los cerramientos exteriores de la cámara, cuando estos están en contacto directo con los rayos del sol).

Los valores usuales de K se pueden obtener por cálculo o bien utilizando tablas como la 2.3 en las que se relacionan los materiales aislantes más comunes en estas aplicaciones, con los valores de K dependiendo de su espesor.

Tabla 2.3. Coeficiente global de transmisión de calor para aislantes. (Solano, 2002)

Espesor en mm	Corcho	Fibra de vidrio	Poliestireno	Poliuretano	Lana mineral
	W/m ² .K				
50	0,928	0,812	0,696	0,464	0,905
75	0,626	0,568	0,464	0,313	0,603
100	0,464	0,429	0,348	0,232	0,452
125	0,371	0,336	0,278	0,186	0,359
150	0,313	0,220	0,174	0,116	0,220

Se define el flujo de calor que traspasa los cerramientos como:

$$q = Q_{P1}/S \quad (2.19)$$

Como recomendación del Reglamento de instalaciones Térmicas en Edificios (RITE), dependiendo del tipo de cámara (conservación o congelación), se consideran admisibles los siguientes valores:

- $q = 8 \text{ W/m}^2$ cámaras de conservación.
- $q = 6 \text{ W/m}^2$ cámaras de congelación.

De esta manera, podemos encontrar fácilmente el calor de transferencia:

$$Q_{P1} = q * S \quad (2.20)$$

Y posteriormente el coeficiente de transmisión:

$$K = q / \Delta t \quad (2.21)$$

Podemos expresar como:

$$\Delta t = t_{ext} - t_{int} + t' \quad (2.22)$$

Donde:

t_{ext} – Temperatura exterior de diseño.

t_{int} – Temperatura interior de diseño.

t' – Factor de los rayos solares sobre las paredes de la cámara.

El valor que se utiliza para los cálculos como temperatura exterior de diseño, lo obtenemos según las características geográficas del terreno: latitud, altitud. Este dato es de fácil acceso mediante tablas geográficas. Como es lógico, la temperatura interior de diseño viene dada por las necesidades térmicas necesarias, según el tipo de producto, el tiempo de almacenaje, etc.

El suplemento de temperatura t' trata de compensar el efecto del sol sobre las paredes, que provocan una mayor pérdida de calor. De igual modo, entre las paredes expuestas al sol causarán más pérdidas aquellas que sean de colores oscuros, dado que el color blanco tiende a reflejar la radiación solar. (El suplemento solo se aplica en aquellas paredes que formen parte del cerramiento exterior del local, y que reciben una incidencia directa de radiación).

2.5.3. Entrada de aire exterior a la cámara.

En el recinto refrigerado debe existir ventilación suficiente para sustituir periódicamente el aire viciado por aire fresco. Esta ventilación se realiza principalmente con el uso de las puertas de la cámara, pero de no ser así suficiente, se debe proceder a la utilización de sistemas de ventilación. Para el cálculo de esta partida es necesario hacer una estimación de las condiciones de temperatura y humedad relativa del exterior, para poder calcular su entalpía, ya que la expresión que se aplica es:

$$Q_{P2} = n * V * \Delta h \quad (2.23)$$

Donde:

Q_{P2} – Potencia enfriamiento aire de renovación, en KJ/día.

n – Número de renovaciones de aire por día.

V – Volumen interior de la cámara, en m^3 .

Δh – Diferencias de entalpias entre el aire del exterior e interior de la cámara, en KJ/m^3 .

En la siguiente tabla podemos observar los valores normalmente utilizados para cámaras negativas (por debajo de $0^{\circ}C$) y para cámaras positivas (por encima de $0^{\circ}C$), en función de su volumen.

Tabla 2.4. Número de renovaciones de aire por día. (Solano, 2002)

Volumen cámara (m^3)	Renovaciones por día		Volumen cámara (m^3)	Renovaciones por día	
	Conservación	Congelación		Conservación	Congelación
2.5	52	70	100	6.8	9
3	47	63	150	5.4	7
4	40	53	200	4.6	6
5	35	47	250	4.1	5.3

7.5	28	38	300	3.7	4.8
10	24	32	400	3.1	4.1
15	19	26	500	2.8	3.6
20	16.5	22	600	2.5	3.2
25	14.5	19.5	800	2.1	2.8
30	13.0	17.5	1000	1.9	2.4
40	11.5	15.0	1500	1.5	1.95
50	10.0	13.0	2000	1.3	1.65
60	9.0	12.0	2500	1.1	1.45
80	7.7	10.0	3000	1.05	1.05

La entalpía del aire (h) podemos calcularla si sabemos la temperatura (t) y su humedad absoluta (W), que podemos extraer fácilmente del diagrama psicométrico del aire húmedo. La entalpía será:

$$h = C_{pa} * t + W * (L_o + C_{pw} * t) \quad (2.24)$$

Donde:

C_{pa} – Es calor específico del aire seco. (1,004 KJ/Kg °C)

t – Es la temperatura del aire en °C.

L_o – Es el calor latente de ebullición a 0°C. (2500,6 KJ/Kg)

C_{pw} – Es el calor específico del vapor de agua. (1,86 KJ/Kg °C)

W – Es la humedad absoluta en Kg vapor / Kg aire seco.

2.5.4. Calor aportado por motores.

Es el calor debido al trabajo de los motores y las máquinas en el espacio frío. El más típico es el calor causado por los motores de los ventiladores del evaporador, pero también se deben contar, por ejemplo, los motores de carretillas elevadoras y, en suma, cualquier máquina que desarrolle su trabajo dentro de la cámara. La expresión que se aplica es la siguiente:

$$Q_{P3} = 0'2 * \sum (N * f) \quad (2.25)$$

Donde:

N – Es la potencia de cada motor en kW.

f – Es el tiempo de funcionamiento en horas.

0'2 – Es el factor que considera que un 20% de la potencia del motor se transforma en calor.

2.5.5. Calor aportado por las personas.

El personal que almacena o manipula productos en una cámara frigorífica aporta calor, sobre todo si realiza un trabajo intenso.

$$Q_{P4} = \frac{(q * n * t)}{24} \quad (2.26)$$

Donde:

q – Calor emitido por persona (W).

n – Es el número de personas.

t – Tiempo de permanencia en horas/día.

El calor emitido por persona aumenta a medida que disminuye la temperatura, como se puede apreciar en la tabla siguiente:

Tabla 2.5. Calor emitido por las personas. (Solano, 2002)

Temperatura de la cámara (°C)	Potencia liberada por persona (W)
10	210
5	240
0	270
-5	300

-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

2.5.6. Calor liberado por la iluminación.

Las lámparas de incandescencia invierten una parte de la potencia consumida en producir calor. Los fluorescentes, a causa de la potencia reactiva, producen un 30% más, por lo que no suelen utilizarse. Si no se sabe con precisión la potencia eléctrica dedicada a la iluminación, ésta puede determinarse según criterios estandarizados. Lo usual es prever dos niveles de iluminación diferentes para zona de almacenaje y zona de trabajo, en el caso de que hubiese dos zonas. Estos valores son respectivamente, de 12 y 27 W/m².

$$Q_{P5} = N_{iluminación} * \frac{t}{24} * (f) \quad (2.27)$$

Donde:

$N_{iluminación}$ – Potencia de iluminación en W.

t – Tiempo de funcionamiento de la iluminación en horas.

f – Si la iluminación es mediante fluorescentes debe multiplicarse por 1.25.

2.5.7. Conservación de la mercancía.

Esta partida contempla el enfriamiento del producto desde la temperatura de entrada en la cámara hasta la temperatura final, por encima del punto de congelación. La expresión a utilizar es la siguiente:

$$Q_{u1} = C_p * m * (T_e - T_f) \quad (2.28)$$

C_p – Calor específico por encima del punto de congelación en kJ/kg*K.

m – Masa diaria de mercancía introducida en Kg.

T_e – La temperatura del producto al entrar en la cámara en °C.

T_f – La temperatura del producto al final del enfriamiento en °C, esta temperatura será superior a la de congelación

Para hacer un buen uso de esta fórmula, se debe conocer que el calor específico del producto (C_p) varía según éste se encuentre por encima o por debajo de la temperatura de congelación. Definiéndose a (C_{p+}) para temperaturas positivas y de (C_{p-}) para temperaturas negativas. Estos valores pueden ser obtenidos mediante tablas, o bien pueden ser calculados en función del porcentaje de agua contenido en el alimento con las siguientes formulas.

$$C_{p+} = 0'0355 * a + 0'0837 \quad (2.29)$$

$$C_{p-} = 0'0126 * a + 0'0837 \quad (2.30)$$

a – Porcentaje de agua contenido en el producto.

La fórmula para la obtención de C_{p-} , no es muy exacta porque los alimentos no son simples mezclas de sólidos, y los líquidos no están totalmente congelados incluso a -30°C. Por este motivo, dichos valores serán obtenidos mediante la información presentada en el anexo 11.

2.5.8. Refrigeración del alimento en las diferentes etapas.

Esta partida comprende tres etapas de enfriamiento. La primera etapa calcula el frío necesario para disminuir la temperatura de la mercancía desde la entrada hasta la de congelación, utilizando la ecuación que se vio anteriormente $Q_{u21} = C_p * m * (T_e - T_f)$ (2.31), los parámetros de esta fórmula fueron explicados en el apartado anterior.

La segunda etapa representa el frío acumulado en la congelación, que al tratarse de un cambio de estado se realiza a temperatura constante: $Q_{u22} = L * m$ (2.32)

Donde:

L – Es el calor latente de congelación en KJ/Kg.

m – Masa del producto a congelar

El calor latente de congelación puede ser obtenido mediante tablas o bien puede ser calculado a partir del porcentaje de agua, tal como se describe en la siguiente fórmula: $L = 3'335 * a$

La tercera etapa consiste en disminuir la temperatura del producto desde el punto de congelación hasta la temperatura deseable para su mantenimiento. La expresión utilizada es:

$$Q_{u23} = C_p * m * (T_e - T_f) \quad (2.33)$$

Donde:

C_p – Calor específico por debajo del punto de congelación.

T_f – La temperatura final del producto en °C, inferior a la de congelación.

Una vez obtenido los valores de las diferentes etapas, la partida puede expresarse de la siguiente manera:

$$Q_{u2} = Q_{u21} + Q_{u22} + Q_{u23} \quad (2.34)$$

2.5.9. Calor de respiración del alimento.

Las frutas y verduras continúan su proceso de maduración en el interior de la cámara, aportando un calor adicional que se calcula en esta partida. Generalmente son cantidades bastante pequeñas, que se valoran según la siguiente ecuación:

$$Q_{u3} = L_r * m \quad (2.35)$$

L_r – Es el calor de respiración en KJ/Kg.

2.5.10. Refrigeración del embalaje.

Esta partida contabiliza el frío empleado en reducir la temperatura de los envoltorios o envases en que se almacena el producto. El embalaje del producto debe tenerse en cuenta especialmente cuando constituye una parte importante de la mercancía. La expresión que permite calcular esta partida es:

$$Q_{u4} = C_e * m_e * (T_e - T_f) \quad (2.36)$$

C_e – Calor específico del material o del embalaje en kJ/kg K.

m_e – Masa del embalaje en kg.

2.6. Conclusiones parciales

- Se analizaron las condiciones geográficas y climatológicas de la localidad de Cienfuegos, lugar donde se enclava la edificación objeto de estudio con el objetivo de establecer las condiciones de temperatura y humedad propias de la región.
- Se desarrolló la metodología del cálculo de cargas térmicas mediante transferencia de calor, la cual es utilizada por el software HAP para realizar las simulaciones de los espacios a acondicionar.
- Se mostró la metodología para llevar a cabo el cálculo de cargas de refrigeración atendiendo a los componentes estructurales del sistema que permitirá seleccionar de forma adecuada el sistema de refrigeración para la cámara de conservación de productos.

Capítulo III: Resultado obtenidos y análisis económico.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos en el programa HAP como principal herramienta de simulación. Con el valor de la carga térmica obtenida de cada local se hace la selección del equipo a instalar. El sistema de climatización consistirá básicamente en el uso de Split del tipo pared. Además, se obtienen los valores del costo de inversión de cada equipamiento y se describe un método de montaje, donde se exponen los requerimientos técnicos para una correcta instalación y protección del equipamiento.

3.1. Caracterización de la habitación tipo suite.

Como se ha mencionado durante la realización de esta tarea de proyección vamos a tomar como caso de estudio las áreas del bloque de habitaciones, enfocándonos en las habitaciones de tipo suite (ver anexo 3), la cual contiene dos locales a climatizar.

La suite contiene un área de descanso común donde se encuentra un espacio donde se recrea un recibidor o una sala pequeña, estarán provisionados de una cocina chica y un baño independiente. Lo anterior descrito pertenece al área común de la habitación, también se cuenta con una terraza a la cual se accede al pasar por los dormitorios. El bloque de habitaciones tipo suite va a tener dos dormitorios incorporados con el objetivo de hospedar familias sin tener que utilizar habitaciones separadas; El primer dormitorio es el que ocupa prácticamente la mayor área de todo el bloque, por lo que se considera como un dormitorio matrimonial y está provisionado de una cama matrimonial, dos mesitas de noche, un teléfono, dos butacones, un aparador, al menos dos lámparas de noche, un multimueble con televisión y un mini-bar. Para el segundo dormitorio se pensó en colocar dos camas personales con una mesita de noche para cada una con lámparas sobre las mismas, su área representa la mitad del dormitorio principal.

Como objetivo de este proyecto se quiere climatizar los dos dormitorios y mediante el empleo del software de cálculo HAP de Carrier, se pueden obtener las cargas térmicas de los mismos.

3.2. Desarrollo de cálculo cargas térmicas mediante el software HAP.

A continuación, se describe de forma detallada como se ha llevado a cabo el cálculo de cargas térmicas mediante el programa HAP. Para que este proceso sea mucho más intuitivo, se han tomado una serie de capturas que identifican con mayor claridad todos los pasos desarrollados.

3.2.1. Introducción de datos.

La primera fase del programa consiste en añadir una ubicación para seleccionar así las condiciones iniciales del entorno. En la figura 3.1 se presenta la ventana principal a la hora de iniciar el proyecto. Como vamos a ver a continuación, lo primero que vamos a definir son una serie de parámetros que el programa debe conocer para establecer una base de cálculo.

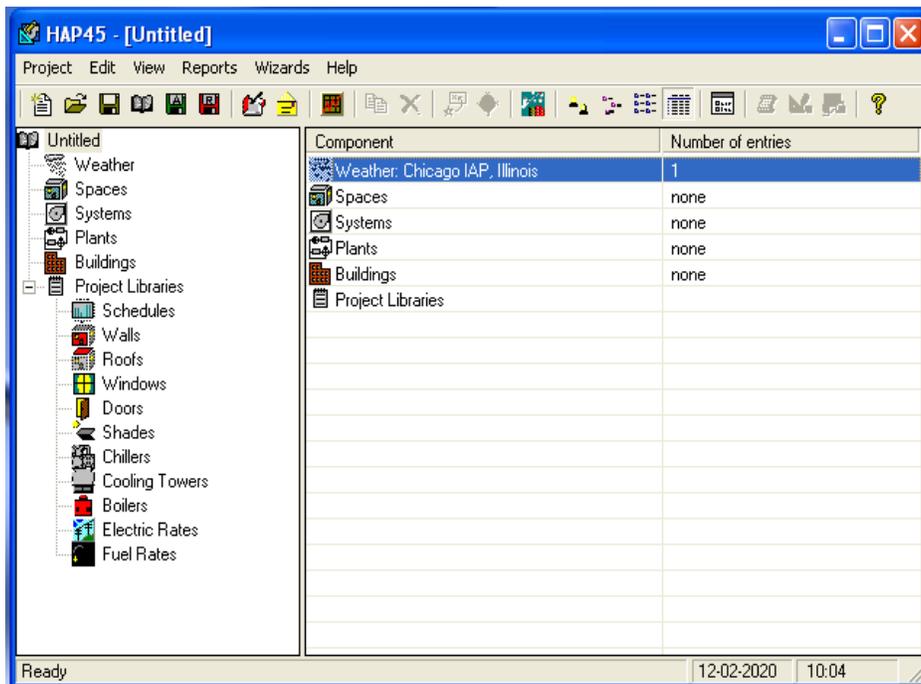


Fig. 3.1. Ventana principal del programa HAP 4.5 de Carrier

El programa cuenta con una base de datos que contiene información sobre las características climatológicas de diferentes ciudades del mundo, obtenida de la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), pero deja estos valores abiertos para su modificación. Esto es porque muchas veces como la localización no es tan precisa como desearíamos, nos dan la opción de “mejorar” estos valores o modificarlos de cara a aumentar el factor de seguridad. Las condiciones exteriores de diseño fueron tomadas de la norma cubana NC 220-3: 2009 (ver anexo 4).

Consideraciones generales:

Para los locales a climatizar de este objeto se tendrán en cuenta las condiciones exteriores de la Provincia de Cienfuegos. **Anexo 4:** Condiciones Exteriores de Proyecto.

- Temperatura en verano 33°C.
- Humedad relativa 60%.
- Temperatura en invierno 14.5°C.
- Variación de temperatura. en verano 10.5°C.

Las condiciones interiores de todos los locales a no ser que se indique lo contrario serán:

- Temperatura 20 -25°C. Según locales.
- Humedad relativa 60%

La ubicación queda definida en la figura 3.2, el programa establece una serie de valores provenientes de su base de datos interna, pero deja estos valores abiertos para su modificación. Esto es porque muchas veces como la localización no es tan precisa como desearíamos, nos dan la opción de “mejorar” estos valores o modificarlos de cara a aumentar el factor de seguridad.

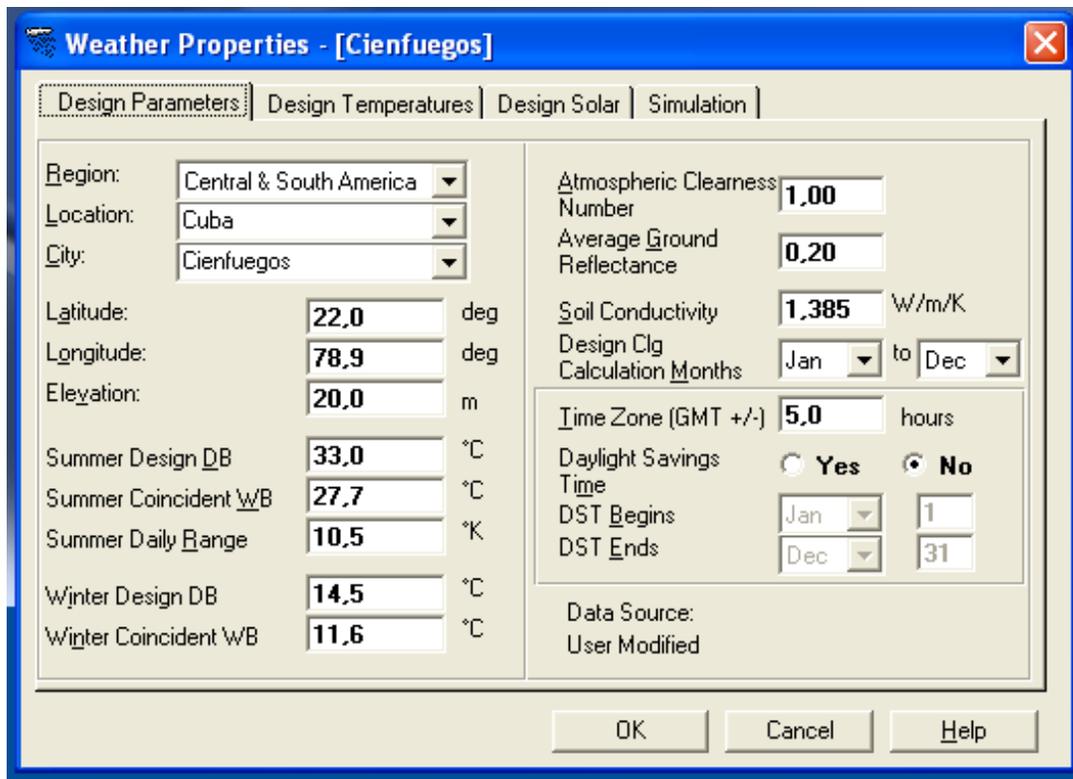


Fig. 3.2. Condiciones Climatológicas de Cienfuegos, Cuba. (Software HAP 4.5 de Carrier)

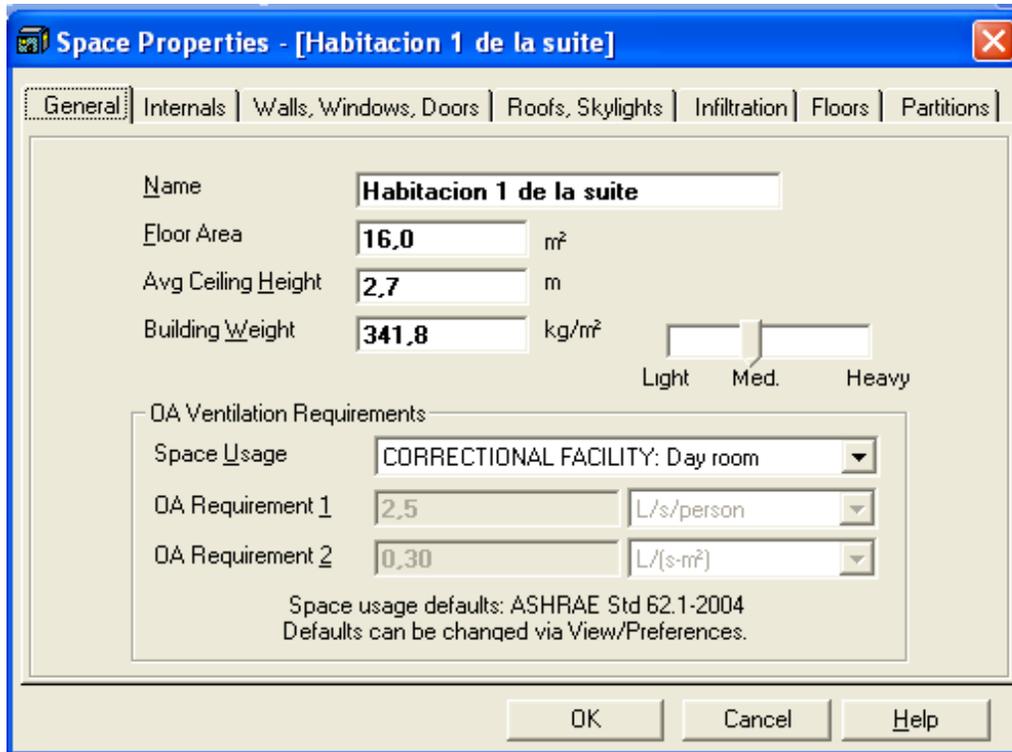
Se tienen en cuenta aspectos como la ubicación del local estudiado desde donde se tomaron las medidas, las temperaturas de bulbo seco y húmedo, la oscilación media diaria, las características atmosféricas y del suelo, así como la franja horaria y las fechas de cambio de hora por aprovechamiento de la luz solar.

3.2.2. Características del espacio acondicionado.

En este apartado se introducen las características del edificio que se pretende acondicionar, tanto el número de salas que contiene, como sus dimensiones y las características de muros, cubiertas, ventanas, puertas, forjados, etc. que componen el edificio en cuestión. Estos datos han sido proporcionados por parte de IDEAR, y se han de respetar.

Vemos la ventana que surge cuando hacemos clic sobre la opción crear un nuevo espacio. Como vemos esta ventana que consta de siete pestañas, nos va a solicitar información muy concreta acerca de la estancia que vamos a definir. En

esta primera pestaña debemos definir el nombre del local, la superficie, altura del falso techo si presenta o del techo en caso de no presentar falso techo, y por último los requerimientos de ventilación en función del uso al que va destinado.



Field	Value	Unit
Name	Habitacion 1 de la suite	
Floor Area	16.0	m ²
Avg Ceiling Height	2.7	m
Building Weight	341.8	kg/m ²
OA Requirement 1	2.5	L/s/person
OA Requirement 2	0.30	L/(s·m ²)

Fig. 3.3. Datos generales del espacio a acondicionar. (Software HAP 4.5 de Carrier)

Se introducen también en esta parte las cargas existentes en el interior de cada una de las salas del edificio, tanto las debidas a equipos, como las debidas a iluminación o a ocupación de personas, como se representa en la figura 3.4.

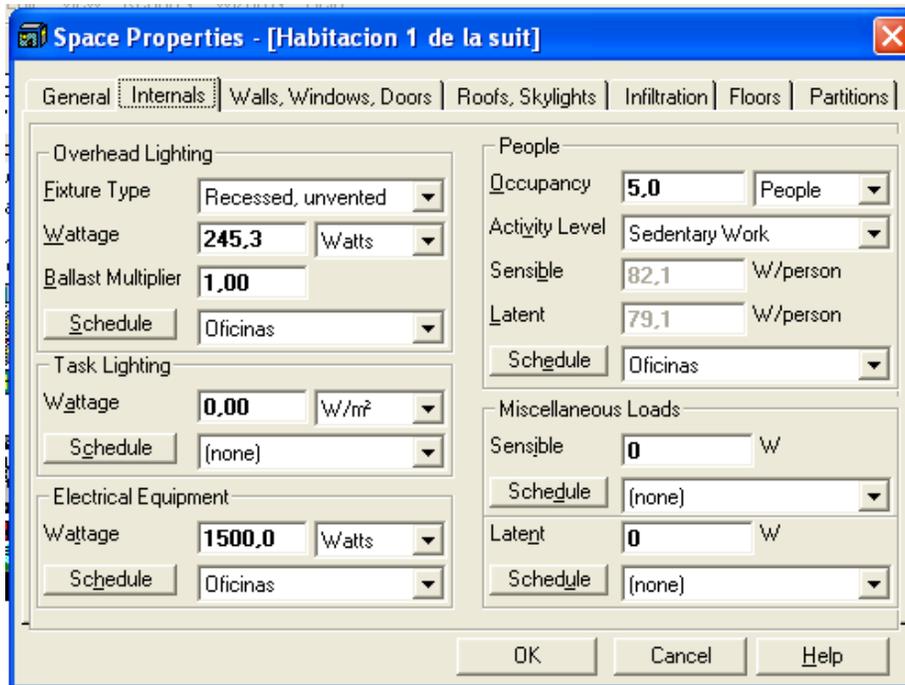


Fig. 3.4. Cargas internas. (Software HAP 4.5 de Carrier)

Para introducir los datos de las cargas de iluminación o simularlos dentro del programa debe conocerse o calcularse la potencia permisible de iluminación interior mediante la fórmula:

$$P_{PII} = DP_{PII} * A_{TI} (W) \quad (3.1)$$

Donde:

DP_{PII} – Densidad de potencia permisible de iluminación interior en W/m^2 . La misma se obtiene de una tabla que podemos encontrar en la NC 220-3: 2009 y se ve en el anexo 5.

Si el 10% o más del área total iluminada de una edificación se destina a más de una actividad, tal como parqueo, almacén y espacio para venta al detalle, la P_{PII} se calculará como la suma de las potencias de iluminación máximas permisibles de cada área multiplicadas por el área total iluminada.

En caso de los equipos eléctricos como anterior mente se comentaba en el dormitorio se tiene un televisor, un mini-bar, al menos una computadora o una laptop y de dos a tres lámparas de noche. Debido a todo este equipamiento se asume como carga interna de equipos eléctricos al menos 1500 W.

Se estima que dentro de la habitación pueden coexistir al menos 5 persona mientras realizan cualquier tipo de trabajo ligero, esto también es considerado como una carga interna y estos datos por tanto deben ser introducidos en el programa para su análisis.

Existe la posibilidad de elegir diferentes modos de funcionamiento de los equipos, tipo de actividad de las personas, etc. lo cual variará la carga térmica disipada por ellos. Por ejemplo, dependiendo de si los equipos se encuentran funcionando de manera continua o no, o del tipo de actividad física que estén realizando las personas, el grado de disipación térmica será uno u otro.

Después de completar las cargas internas, utilizando la tercera pestaña (figura 3.5), que muestra lo referente a muros y ventanas. En esta pestaña es preciso definir no sólo las dimensiones de los muros y ventanas, sino también los materiales que los componen, y por consiguiente el valor de los coeficientes de transmisión de todos estos elementos.

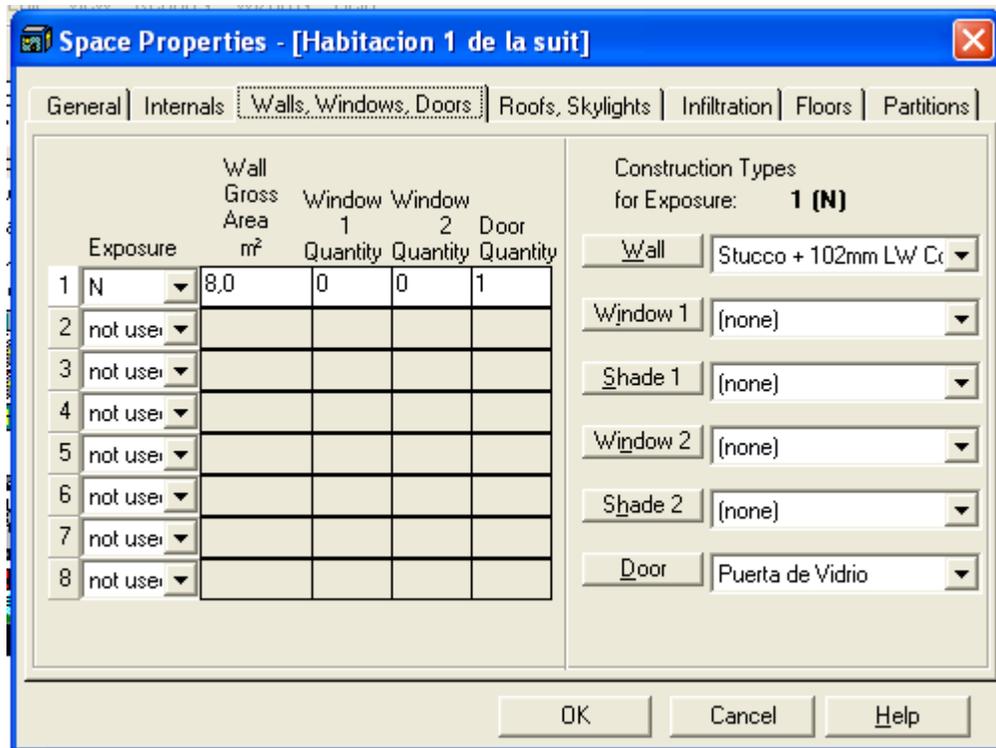


Fig. 3.5. Características generales del muro exterior. (Software HAP 4.5 de Carrier)

Aunque para calcular el volumen interior de la habitación, se utiliza la altura hasta falso techo, para este cálculo es de buena práctica utilizar la altura total de la pared.

El programa permite crear diferentes tipos de cerramientos utilizando los materiales más empleados en la construcción, que tiene almacenados en su base de datos, ofreciendo gran número de posibilidades para definir las características de la envolvente del edificio. También se puede almacenar la información creada y utilizarla para otros proyectos.

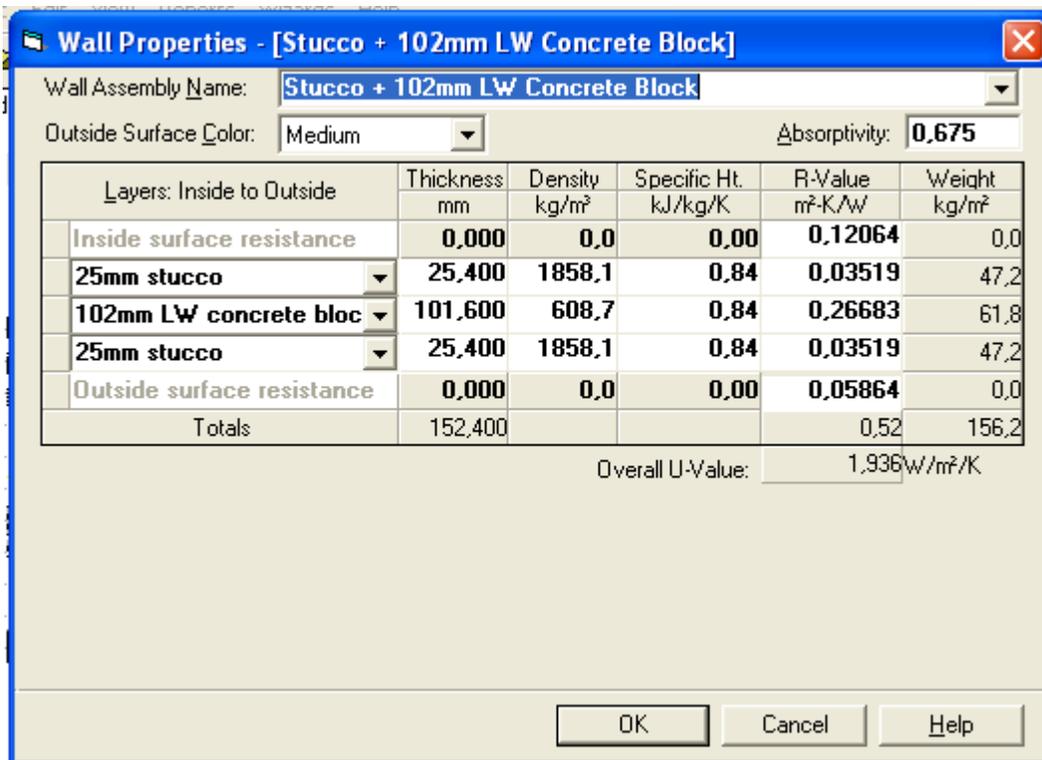


Fig. 3.6. Capas que conforman el muro. (Software HAP 4.5 de Carrier)

Anteriormente se mostraron las características de muros, las capas que lo forman que se selecciona en dependencia del material específico para la construcción de este, gracias a eso y mediante la biblioteca que tiene integrada el programa con los diferentes tipos de materiales se obtiene el coeficiente de transmisión de calor. Por el contrario, de no encontrarse los materiales deseados habría que remitirse a la NC 220-1: 2009 (Ver anexo 6) e introducir su valor en el software.

También es posible diseñar las características de las ventanas y las puertas que pertenecen a este muro. Se pueden definir las dimensiones de altura, ancho, materiales de los marcos y la superficie acristalada.

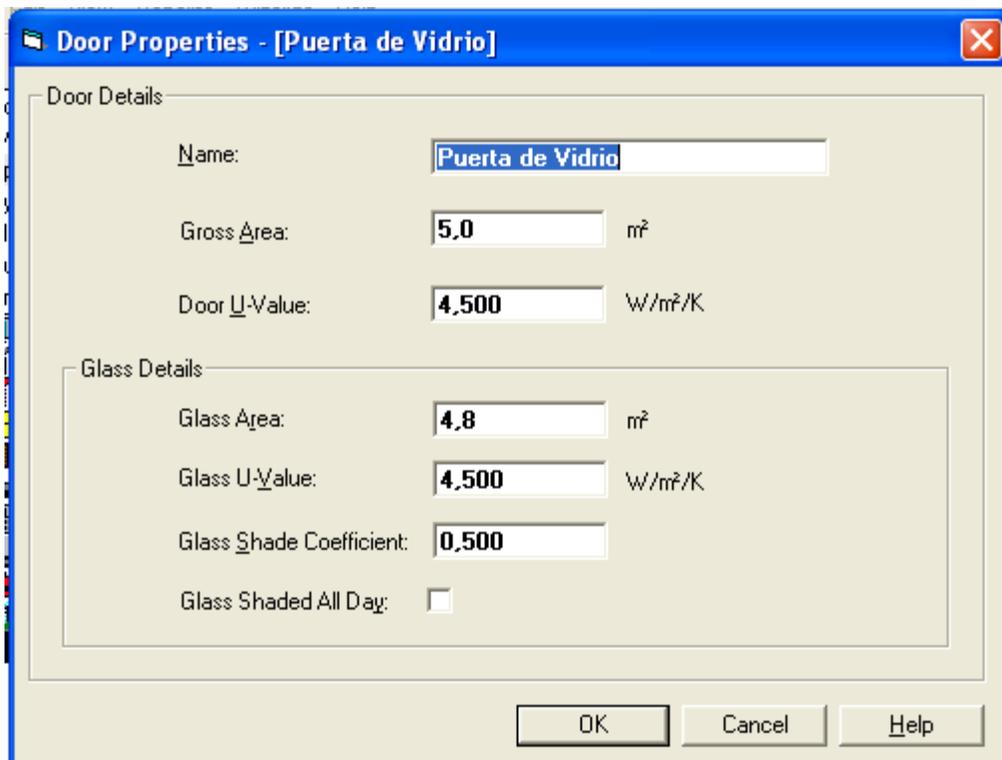


Fig. 3.7. Características de la puerta. (Software HAP 4.5 de Carrier)

La siguiente pestaña, es Cubiertas y Tragaluces (Claraboyas). De la misma manera que en muros y ventanas, debemos definir no solo la superficie, sino también las características de la cubierta. Estas simulaciones son de vital importancia debido a que las cubiertas son la principal barrera para contrarrestar la radiación del sol y los materiales para la construcción de estos elementos por lo general son normados y podemos ver sus coeficientes de transferencia de calor en el anexo 7.

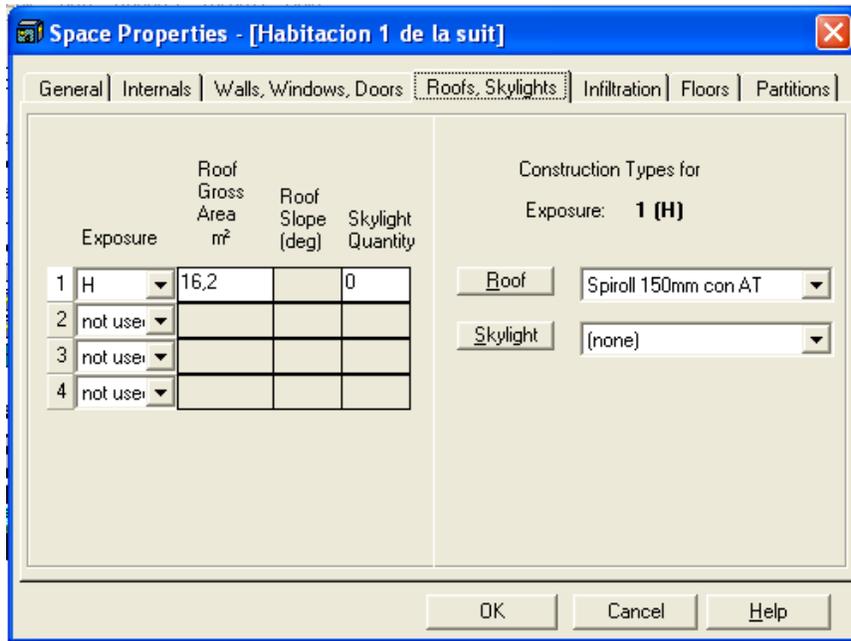


Fig. 3.8. Superficie de la cubierta. (Software HAP 4.5 de Carrier)

Una vez introducida la superficie, debemos referenciar el tipo de cubierta escogido y revisar los valores globales de transferencia de calor de los materiales seleccionados. Con esto quedaría completa esta pestaña.

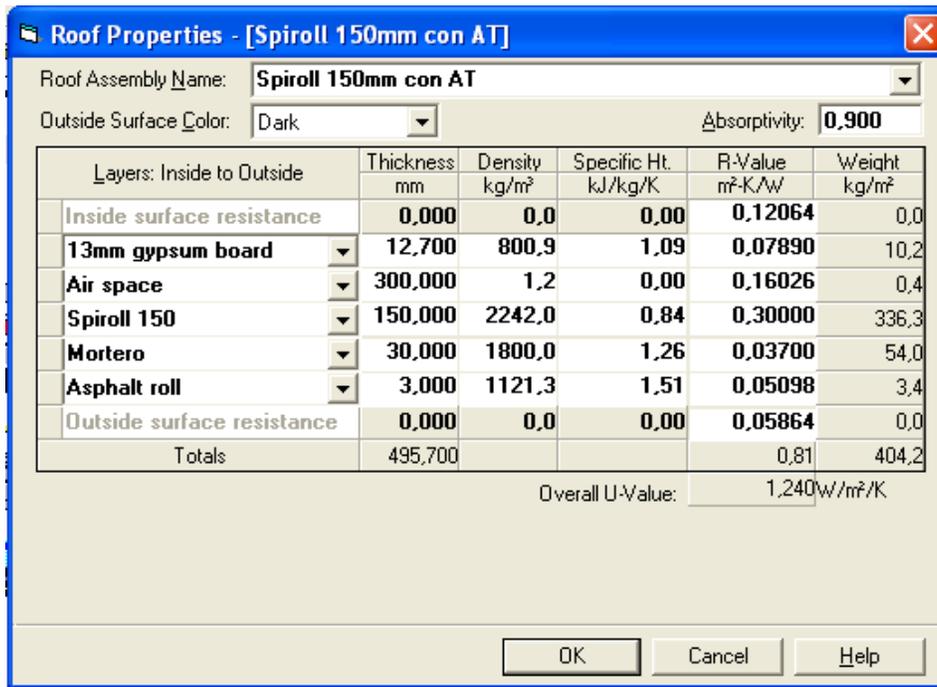


Fig. 3.9. Capas de la cubierta seleccionada. (Software HAP 4.5 de Carrier)

Una vez hecho esto, el HAP es capaz de generar informes, con los datos de las diferentes salas creadas, así como de las características de los cerramientos que se han almacenado.

3.2.3. Características del sistema de aire acondicionado.

El próximo paso es introducir los equipos. En este caso todos los equipos son unidades de Split de tratamiento de aire para cada uno de los locales de la “Sede Conrado Benites”. En esta fase, se ofrece la opción de seleccionar diferentes sistemas de climatización de entre los que el programa tiene almacenados en su base de datos.

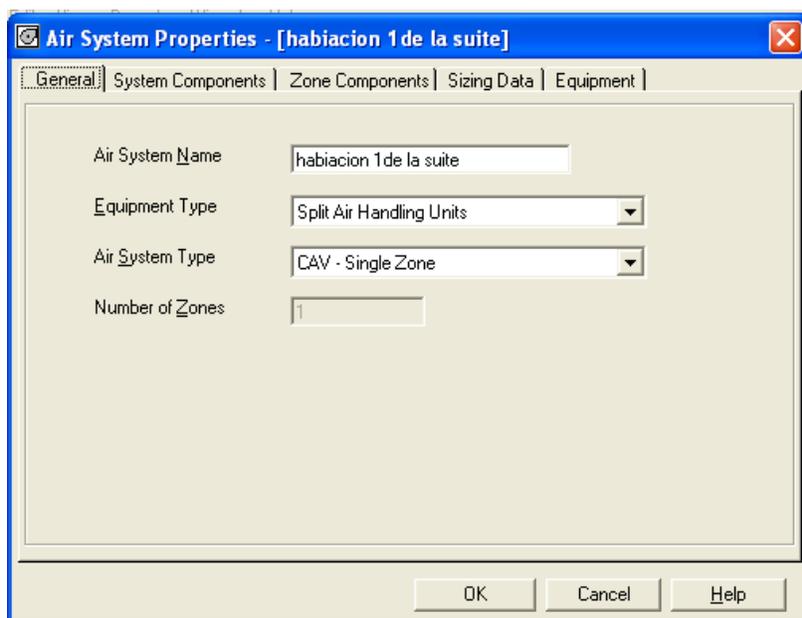


Fig. 3.10. Sistema de clima seleccionado. (Software HAP 4.5 de Carrier)

Dependiendo del sistema elegido, el programa solicita la introducción de una serie de datos que fijarán el funcionamiento de la instalación, como la temperatura de impulsión, o el periodo del año en que funcionará cada una de las baterías de calentamiento/enfriamiento del sistema, etc.

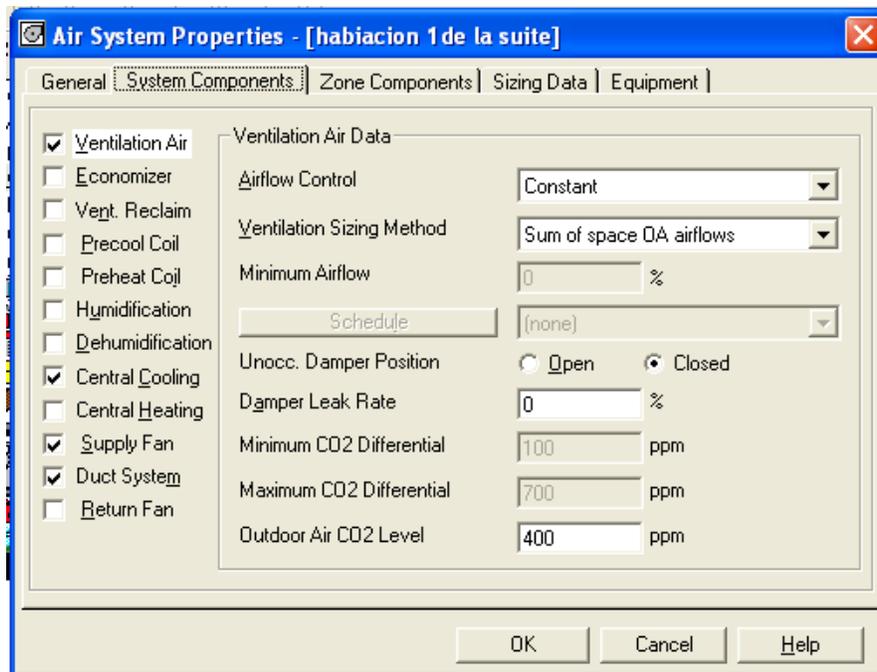


Fig. 3.11. Componentes del sistema. (Software HAP 4.5 de Carrier)

Se introducen también en este apartado las condiciones requeridas para mantener una calidad del aire interior adecuada, el caudal de aire que se extrae de la sala, etc. El programa permite especificar cada uno de los espacios definidos en el apartado anterior como una sala independiente, con sus propios requerimientos de temperaturas y humedades, o combinar diferentes salas que irán asociadas a un mismo termostato. Una vez definido el problema que se pretende solucionar, el siguiente paso es continuar con la ejecución del cálculo de cargas y del análisis energético.

Finalmente, el programa realiza una simulación del funcionamiento del sistema elegido, determinando la potencia del mismo, las cargas de calefacción y climatización que soporta, los caudales de aire que impulsa, los que recircula, etc.

3.2.4. Ejecución del cálculo de cargas térmicas.

Es en esta fase donde el programa determina las cargas térmicas máximas que se van a tomar como referencia para la selección de la carga de refrigeración de los locales estudiados, así como el momento en que se producirán. El método

empleado por el programa para el análisis energético está basado en el Método de las Funciones de Transferencia (TFM), que se explicó en el capítulo 2 de manera teórica.

El software es capaz también de generar archivos con información completa sobre los resultados obtenidos del cálculo de la carga térmica, el caudal de ventilación, el momento de máxima carga, etc. como se muestra en el anexo 8 para el caso de estudio de la habitación 1 o dormitorio matrimonial y en el anexo 9 para el caso de la habitación 2. Para las otras habitaciones o sea las sencillas, así como las oficinas y salones de reuniones, que completan la arquitectura de la residencia estudiantil, también se desarrollaron los cálculos de climatización mediante el mismo software y sus resultados serán incluidos en las tablas con los resúmenes y sus costos serán analizados de igual manera y contabilizados para arribar al monto total de inversión.

Además, el programa realiza una simulación del funcionamiento del sistema elegido, determinando la potencia del mismo, las cargas de calefacción y climatización que soporta, los caudales de aire que impulsa, los que recircula, etc. Después de haber recopilado todos los datos de los locales a climatizar se llevó a cabo el cálculo de cargas térmicas de climatización en los diferentes locales de la sala de anatomía patológica, mediante el software Hourly Analysis Program (HAP) y se elaboró la tabla con los resultados:

Tabla 3.1. Resultados del software Hourly Analysis Program (HAP). (Elaboración propia)

Local	Capacidad en (ton)	Capacidad en (KW)	Capacidad en (Btu/h)
Complejo de Habitaciones			
Habitación 1 de la suite (Dormitorio matrimonial)	1,365	4,8	16378,27
Habitación 2 de la suite (Dormitorio pequeño)	0,91	3,2	10919,85
Habitación sencilla	1,358	4,7	16300
Área de Dirección			
Oficina de Gerente	1,31	4,6	15800

Salón de Reuniones	2,85	10,05	34300
Salón de Protocolo	6,88	1,95	23500
Centro Recreativo			
Salón Principal	20,41	71,8	245000
Cuarto de Sonido	0,85	2,98	10200

3.2.5. Propuesta del equipamiento necesario para cada local.

El uso de este edificio será muy parcializado, es decir, algunas de las estancias mantendrán una ocupación muy constante mientras que otras tendrán un uso ocasional. Debido a esto se decidió instalar equipos Split individuales para cada una de las estancias, no valoramos la opción de equipos multi-Split debido a que esto implicaría sobredimensionar la condensadora en cubierta.

Se proponen unidades independientes de tipo Split con refrigerante R-410a, cuyas características y datos técnicos se muestran en el **anexo 10**. Para ello, se atenderán tres criterios fundamentales: la disponibilidad en el mercado, la eficiencia energética y los criterios medioambientales. A continuación, en la tabla 3.2 se establecen las capacidades requeridas de los equipos de climatización tipo Split y el modelo seleccionado que satisface dichos requerimientos.

Tabla 3.2. Propuesta del equipamiento de climatización para cada local. (Elaboración propia)

Locales	Equipo	Capacidad en (Btu/h)	Cant. Total de equipos	Modelo
Complejo de Habitaciones				
Habitación 1 de la suite (Dormitorio matrimonial)	Split de pared	18 000	4	SAL. ESCODA MUP – 18HK
Habitación 2 de la suite (Dormitorio pequeño)	Split de pared	12 000	4	SAL. ESCODA MUP – 12HK
Habitación sencilla	Split de pared	18 000	26	SAL. ESCODA MUP – 18HK
Área de Dirección				
Oficina de Gerente	Split de pared	18 000	1	SAL. ESCODA MUP – 18HK

Salón de Reuniones	Split tipo techo	36 000	1	LG TV-C362KLA0
Salón de Protocolo	Split de pared	24 000	1	SAL. ESCODA MUP – 24HK
Centro Recreativo				
Salón Principal	Split tipo techo	60 000	4	LG TV-C60BLLA0
Cuarto de Sonido	Split de pared	12 000	1	SAL. ESCODA MUP – 12HK

3.2.6. Análisis económico mediante SAP.

Estos equipos varían el valor según el proveedor para este caso tenemos una propuesta del precio de los equipos comercializados por la Empresa COPEXTEL de Cienfuegos agregando también el montaje e instalación de estos equipos.

Tabla 3.3. Precio unitario en CUC y CUP de los equipos tipo Split y de su montaje. (Elaboración propia)

Equipo a instalar	Cant.	Capacidad en (Btu/h)	Precio unitario del equipo CUC	Precio unitario del equipo CUP	Precio unitario del montaje CUC	Precio unitario del montaje CUP
Split de pared	5	12 000	402,68	123,71	40.32	218.01
Split de pared	31	18 000	513,00	186,56	40.32	218.01
Split de pared	1	24 000	623,39	249,41	40.32	218.01
Split tipo techo	1	36 000	850,60	262,23	40.32	218.01
Split tipo techo	4	60 000	1285,52	626,52	40.32	218.01
Total			24532,47	9419,63	1693,44	9156,42

3.2.7. Propuesta de instalación y montaje de los equipos.

Las soluciones que se proponen parten de la condición de brindar una solución alternativa de climatización y ventilación para esta edificación en la que se concibió la climatización.

- La altura de montaje de los Split de pared (unidades interiores) (nivel inferior) será de 1.90 m y la de los drenajes de los mismos de 1.95 m, ambos referidos al nivel de piso terminado.

- Las unidades exteriores de los Split que se ubiquen en el terreno se montarán sobre cimientos de hormigón de al menos 30 cm de alto.

3.3. Desarrollo del cálculo para el diseño de la cámara frigorífica.

Como se conoce en los apartados anteriores, se montarán un total de dos cámaras frigoríficas una para la conservación de los alimentos y otra para el proceso de congelación. Esta última será la instalación tomada para ejemplificar como se procede con el desarrollo de la metodología por lo que debemos precisar que la función de esta cámara fría va ser la congelación de carnes (cerdo, vaca, conejo, pollo, etc.). El producto llegará envasado y se quiere conservar a una temperatura aproximada de -18°C . Para poder iniciar el proceso de cálculo, debemos establecer unas características básicas de nuestra instalación, como:

- Humedad y temperatura de diseño.
- Flujo de mercancía y condiciones de entrada.
- Propiedades del producto.
- Superficie en planta de $3,77\text{ m}^2$.
- Volumen interior de $9,12\text{ m}^3$.

3.3.1. Humedad y temperatura de diseño.

Si consultamos la tabla de condiciones de conservación de alimentos, necesitamos una humedad relativa entre el 70 y 80%. Respecto a la temperatura, como ya hemos dicho anteriormente será de -18°C . Siguiendo un criterio conservador tomaremos el valor más desfavorable:

- Temperatura interior de diseño = -18°C .
- Humedad relativa interior de diseño = 85%

Según la Normas Cubana NC:220-3:2009 se tendrán en cuenta las condiciones exteriores de la Provincia de Cienfuegos.

- Temperatura en verano = 33°C .

- Humedad relativa exterior = 60%

3.3.2. Flujo de mercancía y condiciones de entrada.

La instalación frigorífica debe ser capaz de absorber la carga térmica que supone enfriar los elementos que entran cada día. Por este motivo, es de vital importancia conocer la cantidad de entrada de mercancía y en las condiciones térmicas que se hacen. Teniendo en cuenta que el producto que almacenaremos tiene un plazo máximo de almacenaje de 3 meses y que nuestra cámara tiene un tránsito elevado. Motivado por su diaria distribución mediante camiones frigoríficos, supondremos como caso límite, una entrada del 40% de la capacidad total de la instalación, en un solo día. En el momento de la puesta en marcha de la instalación o en el periodo de máximo volumen de ventas, podríamos estar hablando de caso límite. En este caso, el flujo de entrada sería:

- Cantidad entrada de material al día (m_{ent}) = 40% de 62500 kg = 25000 kg/día

La cantidad de partes y de cajas que acompañan al producto se realizará mediante una aproximación en forma de porcentaje sobre la masa total del producto. La cantidad de masa del embalaje será del 5% de la masa del producto, mientras que los partes representarán el 10% de masa respecto el total de la mercancía. La entrada diaria de partes y embalaje será el siguiente:

- Cantidad entrada de partes ($m_{ent.parles}$) = 10% de 25000 kg = 2500 kg/día
- Cantidad entrada de embalaje ($m_{ent.emb.}$) = 5% de 25000 kg = 1250 kg/día

El producto antes de ser almacenado en la cámara, pasó por un túnel de congelación, provocando que nuestra mercancía llega a las puertas de la cámara a una temperatura de -18°C. Desde que sale del túnel de congelación hasta que son almacenadas, pueden transcurrir algunos minutos, lo que supone un recalentamiento del producto. Es muy difícil establecer con certeza cuales son las

temperaturas de entrada a la cámara. Después de consultar con varios expertos del sector, todos coinciden con las siguientes suposiciones:

- El alimento sufre un recalentamiento de 3°C. Valor permitido según la normativa. $t_{ea} = -15^{\circ}C$
- El embalaje al estar en contacto directo con el ambiente padece un recalentamiento mayor, 15°C. $t_{ee} = -3^{\circ}C$
- Los parles padecen un recalentamiento de 20°C, es el elemento más vulnerable debido a su contacto directo con el suelo. $t_{ep} = 2^{\circ}C$

3.3.3. Propiedades del producto.

De las propiedades de las mercancías, los datos que son de interés para nuestro cálculo son: el calor latente de congelación, el calor de específico del cerdo, para tener el ejemplo más común, el calor específico del embalaje y de la madera de los parles.

- Calor específico del cerdo (antes de congelado): $C_{p+} = 2,84 \text{ kJ/kg}^{\circ}C$
- Calor específico del cerdo (después de congelado): $C_{p-} = 1,58 \text{ kJ/kg}^{\circ}C$
- Embalaje y madera: $C_e = 2,71 \text{ kJ/kg.K}$
- Calor latente de congelación: $L = 200 \text{ kJ/kg}$

3.3.4. Flujo de calor a través de los cerramientos.

Respecto al incremento de temperatura, solamente intervienen las temperaturas interior y exterior. El parámetro t' tiene valor nulo, debido a que no existen cerramientos en contacto con los rayos de sol.

$$Q_{P1} = K * S * \Delta t = 0.232 \frac{W}{m^2 * K} * 3,77m^2 * (306 - 255) = 44,60 W$$

3.3.5. Entrada de aire exterior a la cámara.

El número de renovaciones por día viene dado en función del volumen de la cámara, según la tabla 2.5 es de 32 ren/día. Primero calcularemos las entalpías del aire interior y exterior, usando los valores de la tabla:

$$h_{int} = C_{pa} * t_{int} + W_{int} * (L_o + C_{pw} * t_{int})$$

$$h_{int} = 1,004 * (-18) + (4,7 * 10^{-4}) * (2501 + 1,86 * (-18)) = -16,91 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{ext} = C_{pa} * t_{ext} + W_{ext} * (L_o + C_{pw} * t_{ext})$$

$$h_{ext} = 1,004 * (33) + (0,029) * (2501 + 1,86 * 33) = 107,44 \frac{kJ}{kg}$$

La potencia necesaria para contrarrestar la entrada de calor, será:

$$Q_{P2} = n * V * \Delta h * \rho = \frac{32}{24 * 3600} * 9,12 * (107,44 - (-16,91)) * 1,2 = 0,420 kW$$

3.3.6. Calor aportado por motores.

Podemos considerar que la potencia de la suma de todos los ventiladores es de 500 W, y que trabajan durante 18 horas. Debemos tener en cuenta también la aportación de calor debido al transfer eléctrico, teniendo éste una potencia de 100 W y funcionará un máximo de 4 horas al día.

$$Q_{P3} = 0,2 * \sum (N * f)$$

$$Q_{P3} = 0,2 * \sum (0,5 * 18) + 0,2 * \sum (0,1 * 4) * 3600$$

$$Q_{P3} = 1,88 kW$$

3.3.7. Calor aportado por las personas.

Existirá una persona en la cámara durante 4 horas, tiempo de funcionamiento del transfer eléctrico. Siendo este también el tiempo que se mantendrán encendidas

las bombillas. La potencia que desprende una persona a -18°C , según la tabla, es de 390W.

$$Q_{P4} = q * n * t = 1 * 0,39 * 4 = 1,56 \text{ kW}$$

3.3.8. Calor liberado por la iluminación.

Tomaremos como valor de intensidad lumínica (i)= 12 W/m^2 , y un tipo de luces no fluorescentes. Consideraremos que las luces estarán encendidas un máximo de 4 horas al día. Por lo tanto, la potencia y la carga térmica de iluminación será:

$$N_{iluminación} = i * S_t = 12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} * 3,77\text{m}^2 = 45,24 \text{ W}$$

$$Q_{P5} = N_{iluminación} * \frac{t}{24} * (f) = 45,24 * \frac{4}{24} * 1 = 7,54 \text{ W}$$

3.3.9. Conservación de la mercancía.

Esta partida contempla el enfriamiento del producto desde la temperatura de entrada en la cámara hasta la temperatura final, por encima del punto de congelación. Debido a que nuestro producto entra y se mantiene congelado, no usaremos esta fórmula.

3.3.10. Refrigeración del alimento en las diferentes etapas.

Debido a que nuestro producto previamente ha sido conducido por un túnel de congelación, nos encontramos que el producto ya está congelado. Como consecuencia las dos primeras etapas de enfriamiento de nuestro producto las despreciaremos. Frio necesario para disminuir la temperatura desde la de entrada hasta la de congelación:

$$Q_{u21} = C_p * m * (T_e - T_f) = 0$$

Frio invertido en la congelación:

$$Q_{u22} = L * m = 0$$

Frio invertido para disminuir la temperatura del producto desde el punto de congelación hasta la temperatura deseable para su mantenimiento:

$$Q_{u23} = C_{p-} * m * (T_c - T_f) = 1,58 * 25000 * (258 - 255) = 1,18 \text{ kW}$$

En resumen, el resultado total de las 3 etapas de refrigeración del producto es el siguiente:

$$Q_{u2} = Q_{u21} + Q_{u22} + Q_{u23} = 1,18 \text{ kW}$$

3.3.11. Calor de respiración del alimento.

Las frutas y verduras continúan su proceso de maduración en el interior de la cámara, aportando un calor adicional que se calcula, pero en el caso de los cárnicos estos no se realizan y son aproximados a el valor de 0W.

3.3.12. Refrigeración del embalaje.

En este apartado calcularemos el calor liberado por el embalaje y por los parles

$$Q_{u4} = C_e * m_e * (T_e - T_f)$$
$$Q_{u4} = 2,71 * 2500 * (3 - (-18)) + 2,71 * 1250 * (-3 - (-18)) = 2,97 \text{ kW}$$

3.3.13. Carga total de refrigeración.

Donde en concepto de calor aportado por otras fuentes tendremos:

$$Q_{productos} = Q_{P1} + Q_{P2} + Q_{P3} + Q_{P4} + Q_{P5}$$
$$Q_{productos} = 0,0446 + 0,42 + 1,88 + 1,56 + 0,00754$$

$$Q_{productos} = 3,912 \text{ kW}$$

Donde en el concepto de productos tendremos:

$$Q_{otros} = Q_{u1} + Q_{u2} + Q_{u3} + Q_{u4}$$

$$Q_{otros} = 0 + 1,18 + 0 + 2,97$$

$$Q_{otros} = 4,15 \text{ kW}$$

La extracción total de calor, Q_{total} , se puede expresar de la siguiente manera:

$$Q_{total} = Q_{productos} + Q_{otros} = 3,912 + 4,15 = 8,06 \text{ kW}$$

Teniendo en cuenta que el evaporador funcionará 18 horas al día, la potencia de la máquina debe ser: $N_R = Q_{total} * \frac{24}{t} = 8,06 * \frac{24}{18} = 10,75 \text{ kW}$

3.4. Selección del equipo frigorífico.

3.4.1. Selección del compresor.

Normalmente, las instalaciones que trabajan con potencias medias y altas, lo hacen con compresores de tornillo. Su coste es superior a los compresores alternativos, pero también es mejor su eficiencia. Para la instalación que diseñaremos, el sobrecoste generado por la implantación de un compresor de tornillo, se verá compensado con un ahorro energético importante.

La casa alemana Bitzer, es una de las más importantes fabricantes de compresores a nivel internacional. La selección es un compresor de tornillo abierto, que funciona en una sola etapa de compresión, y que puede instalarse un economizador de forma opcional, para aumentar así su rendimiento. El mismo fabricante pone a nuestra disposición un programa informático (Bitzer software versión 5.2) para así facilitar la selección del compresor.

Se debe introducir en el menú principal el tipo de máquina que se quiere instalar. En este caso, un compresor abierto de tornillo. En el menú de selección introduciremos los datos referentes al ciclo que usaremos, es decir: fluido frigorífico de trabajo, potencia frigorífica o temperatura de diseño de trabajo. Una vez rellenado todos los campos, se oprime el icono "calcular" y el programa mostrará en pantalla las características técnicas de los compresores que más se ajustan a las necesidades de carga.

En la siguiente tabla se muestran los datos utilizados para la selección del compresor, que han sido introducidos en la aplicación informática de la casa Bitzer.

Tabla 3.4. Datos para la selección del compresor. (Software Bitzer 5.2)

Fluid frigorífico.	R-404a
Potencia frigorífica.	10 kW
Temperatura de evaporación.	-24°C
Temperatura de condensación.	50°C
Recalentamiento aspiración.	5°C
Economizador.	Si
Velocidad de giro.	2.900 rpm
Temperatura descarga.	80°C

A continuación, aparecen las características de los dos compresores que más se ajustan, según es software. En el caso del compresor, no hace falta la elección del compresor de mayor potencia, pues el factor de simultaneidad y el coeficiente de seguridad, nos garantiza que la elección del primer compresor es la adecuada. Además, como se puede apreciar en el diagrama los límites de aplicación del compresor, el de mayor potencia se encuentra fuera de los límites de aplicación. Por este motivo, la elección es el modelo 4EC-6.2Y (anexo 12).

El catálogo 2010 del distribuidor de maquinaria y accesorios para instalaciones frigoríficas Pecomark, nos aportará algunos datos adicionales como es el precio de los elementos del compresor: separador de aceite, el motor del compresor, diferentes válvulas...

3.4.2. Selección del evaporador.

El evaporador seleccionado será de circulación forzada de aire, del tipo dry-ex y con un sistema de desescarche eléctrico. Para una mejor distribución del frío en el interior de la cámara, y así conseguir que las diferencias de temperaturas en el interior sean mínimas, instalaremos 2 evaporadores, con el fin de obtener un mejor reparto.

La casa Kobol-Koxka pone al alcance de sus clientes una amplia información para la selección de los evaporadores de nuestra instalación. En función de la potencia, el precio u otros factores, elegiremos el que más nos convenga. Para cámaras que utilizan el sistema de ciclo de compresión de vapor, es muy común el utilizar evaporadores secos. En este tipo de evaporadores existe una mayor probabilidad de fugas, respecto a los evaporadores inundados. Por el contrario, hablamos de un tipo de instalación menos costosa y dependiendo del uso, hablamos de una mayor rentabilidad.

La solución adoptada será la de instalar dos evaporadores en el interior de la cámara, con el fin de obtener un mejor reparto del frío en el interior de la misma. En la siguiente tabla se muestran los datos utilizados para la selección del evaporador.

Tabla 3.5. Datos para la selección del evaporador. (Selección de Kobol-Koxka)

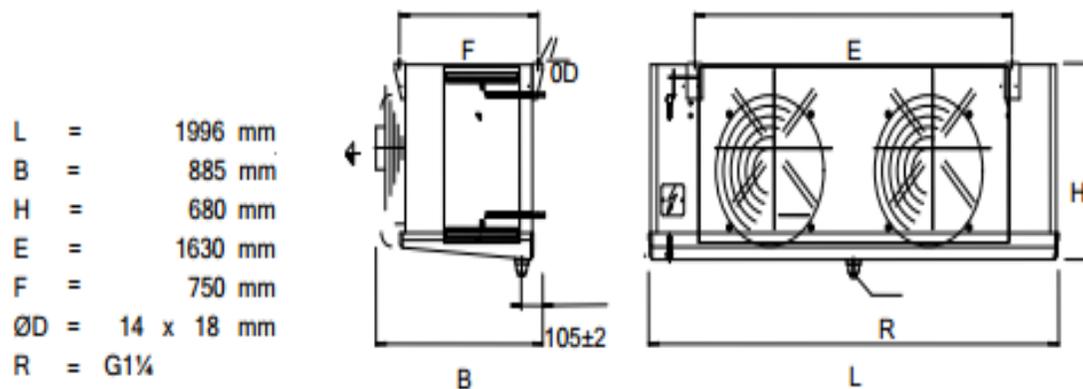
Tipo de evaporador.	Dry-ex o seco.
Fluido frigorífico.	R-404a
Potencia frigorífica.	5,43 kW
Temperatura de evaporación	-24°C
Temperatura entrada del aire	-18°C
Humedad relativa del aire de entrada.	70%
Sistema de desescarche.	Eléctrico.

A continuación, aparecen las características del evaporador que más se ajusta a nuestras necesidades, según los datos descritos para la selección del evaporador.

Evaporador dry-ex ECC-570

Capacidad	5.43 kW	Refrigerante:	R-404a ⁽¹⁾
Superficie de reserva:	0.1 %	Temp. de evaporación:	-24.0 °C
Caudal de aire:	40.000 m³/h	Tasa de alimentación (bomba):	3.5
Entrada del aire:	-18.0 °C 70 %		
Salida del aire:	-22.0 °C 75 %		
Presión atmosf.:	1013 mbar		
<hr/>			
Ventiladores:	2 Unidad(es) 3~400V 50Hz	Nivel de presión sonora:	66 dB(A) ⁽²⁾
Datos por motor (datos nominales):		a una distancia de:	1.0 m
Revoluciones:	1380 min ⁻¹	Nivel de potencia acústica:	81 dB(A)
Capacidad (mec./el.):	0.33 kW/0.43 kW	Tiro de aire:	aprox. 17 m
Corriente:	0.81 A ⁽³⁾	Hielo:	0.0 mm
<hr/>			
Caja:	AlMg3	Tubos intercambiador:	Galvanizado en caliente
Superf. de intercambio:	9,15 m²	Aletas:	Galvanizado en caliente
Volumen de tubos:	33 l	Entrada:	21.3 * 2.00 mm
Paso de aleta:	8.00 mm	Aspiración:	33.7 * 2.60 mm
Peso vacío:	296 kg ⁽⁴⁾	Número de pasos:	30
Presión de trabajo máxima:	32.0 bar		

Fig. 3.12. Características del evaporador seleccionado. (Selección de Kobil-Koxka)



Descarga según DIN ISO 228-1 con rosca G (junta plana). Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

Fig. 3.13. Dimensiones del evaporador. (Selección de Kobil-Koxka)

3.4.3. Selección del condensador.

El sistema utilizado para la condensación del fluido refrigerante es con aire como medio de extracción, por las ventajas que presenta respecto el otro sistema. La casa alemana Guntner es una de las principales fabricantes de intercambiadores para aplicaciones en la refrigeración. Guntner pone al alcance de sus clientes una aplicación informática (GPC, 2007) que será utilizada para la selección del condensador de instalación.

Sólo será necesario introducir los datos correspondientes del condensador en el menú de selección, como: temperaturas de trabajo o potencia frigorífica, pulsar sobre “ok” y obtenemos un listado de condensadores. En función de la potencia, el precio u otros factores, se elige el que mejores ventajas ofrezca.

En la tabla 3.6 se muestran los datos utilizados para la selección del condensador, que han sido introducidos al software de Guntner.

Tabla 3.6. Datos para la selección del condensador. (Software de Guntner)

Tipo condensador.	Refrigerado por aire.
Fluido frigorífico.	R-404a
Potencia de condensación	10.5 kW.
Temperatura de condensación.	50°C
Temperatura entrada del aire	38°C
Humedad relativa del aire entrada	67%

La potencia de condensación viene dada en la tabla de selección del compresor. Las condiciones de entrada del aire corresponden a las condiciones exteriores de diseño, ya que el condensador estará situado encima de la cubierta. El sistema utilizado para la condensación del refrigerante, es una condensación por aire. Este método presenta las siguientes ventajas respecto los refrigerados por agua:

- El consumo de agua es nulo. Muy importante, ya que el agua es un bien escaso, y tiene un coste elevado.

- La eficiencia del condensador es independiente del grado de humedad del aire.
- Necesita muy poco mantenimiento, debido a su rápida y fácil limpieza.

Como inconvenientes, podemos citar los siguientes:

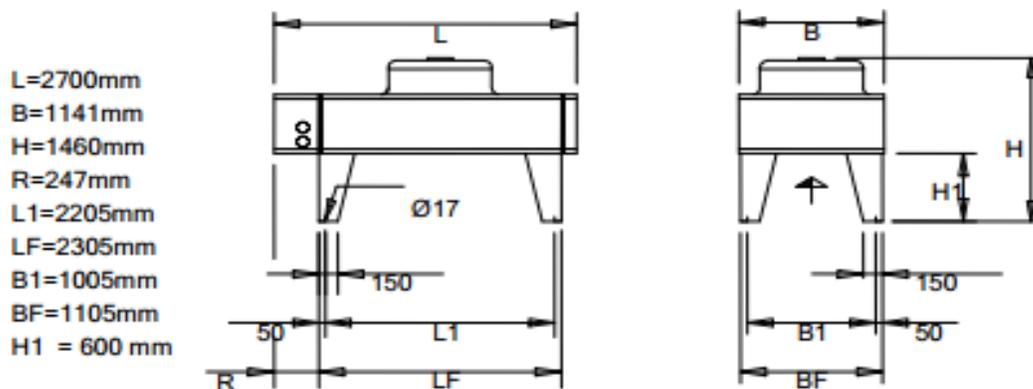
- Elevada temperatura de condensación. Debe de estar entre los 12 a 16 °C por encima de la temperatura exterior. Motivo que dependiendo del lugar de la explotación (lugares cálidos), obtener una disminución del rendimiento de la instalación.
- El coeficiente de transmisión es bajo, ya que el calor específico del aire es bajo. Esto implica un área de transferencia y de dimensiones mayores.

A continuación, aparecen las características del condensador que más se ajusta a nuestras necesidades, según el software:

Condensador AGVH 090.2B/1-N(S)

Capacidad:	10.5 kW	Refrigerante:	R-404a ⁽¹⁾
		Temp. del gas caliente:	95.0 °C
Caudal de aire:	23600 m³/h	Temperatura de cond.:	50.0 °C
Entrada del aire:	38.0 °C	Salida de condensación:	48.9 °C
Altura de instalación:	0 m	Caudal de gas caliente:	16.25 m³/h
Ventiladores:	1 Unidad(es) 3~400V 50Hz	Nivel de presión sonora:	51 dB(A) ⁽²⁾
Datos por motor (datos nominales):		a una distancia de:	10.0 m
Revoluciones:	700 min-1	Nivel de potencia acústica:	83 dB(A)
Capacidad (mec./el.):	1.36 kW/2.50 kW		
Corriente:	4.3 A ⁽³⁾		
Potencia total absorbida:	2.37 kW	Clase de eficiencia energética:	D
Caja:	Acero galvanizado, RAL 7035	Tubos intercambiador:	Acero galvanizado
Superf. de intercambio:	296.4 m²	Aletas:	Aluminio
Volumen de tubos:	32 l	Conexiones por cada aparato:	
Paso de aleta:	2.40 mm	Entrada:	48.3 * 2.90 mm
Número de pasos:	12	Conexión de salida:	26.9 * 2.30 mm
Peso vacío:	371 kg ⁽⁴⁾	Distribuciones:	1 * 11
Presión de trabajo máxima:	32.0 bar		

Fig. 3.14. Características del condensador seleccionado. (Software de Güntner)



Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

Fig. 3.15. Dimensiones del condensador. (Software de Güntner)

3.5. Planeación y diseño de la cámara frigorífica.

El reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas (RSIF) hace referencia a diferentes aspectos relacionados con el diseño y la seguridad, que son de obligado cumplimiento para todas las instalaciones. Entre los más importantes, destacar:

- Carga máxima de refrigerante.
- Cámara frigorífica. Diseño y construcción.

3.5.1. Carga máxima de refrigerante.

Es importante saber cuál es la carga de refrigerante en la instalación, ya que este valor será necesario para realizar algunos cálculos. Para determinar este valor, sólo se tendrá en cuenta el volumen de refrigerante en estado líquido, ya que el vapor tiene una densidad muy pequeña y en caso práctico podemos despreciarla.

Las partes de la instalación que contienen refrigerante en estado líquido son los evaporadores, el condensador y la línea de líquido. En los intercambiadores de calor se produce un cambio de estado del fluido, como consecuencia tendremos presencia de líquido y de vapor. A nivel de cálculo, considerando que, tanto en los evaporadores como en condensador, el 50% del volumen es ocupado por líquido.

Despreciando el volumen de la línea de líquido, ya que el diámetro de las tuberías es pequeño. Se aplica un factor corrector de 1'10 para así tener en cuenta los tramos de vapor y la tubería de líquido. En la tabla 3.7 se muestra el volumen de los intercambiadores y las propiedades del fluido en los dos estados.

Tabla 3.3. Volumen y propiedades del fluido. (Elaboración propia)

	Evaporador	Condensador
Volumen (litros)	33	32
Temperatura (°C)	-24	50
Volumen específico (dm³/kg)	0'809	1,117

A partir de las propiedades del fluido y del volumen de los elementos, podemos determinar la carga de refrigerante (M).

$$M = 1'10 * 0'50 * \left(\frac{2 * V_e}{v_e} + \frac{V_c}{v_c} \right) = 1'10 * 0'50 * \left(\frac{2 * 33}{0'809} + \frac{32}{1'117} \right) = 60,6 \text{ kg}$$

3.5.2. Cámara frigorífica. Diseño y construcción.

Las condiciones de diseño y construcción para las cámaras frigoríficas son desarrolladas en las normas cubanas. Las prescripciones que afectan a la instalación, son enumeradas a continuación (Solano, 2002):

- Flujo máximo permitido: Para garantizar el mínimo impacto medio ambiental, la densidad de flujo para cámaras con temperatura negativa, no será nunca superior a 6 W/m².
- Dimensiones del aislante: Debe evitar la formación de condensaciones superficiales no esporádicas según queda establecido en los apartados H.2.1 y H.2.3 del código técnico de la edificación en el documento básico de ahorro energético, para ello se utiliza paneles de poliuretano con un espesor de 100mm.
- Hacha de bombero: al lado de toda puerta de cámara frigorífica con temperatura negativa, debe haber ubicado un hacha de bombero con mango del tipo sanitario y de longitud mínima de 800mm.

- Puertas: Deberán abrirse de dentro hacia fuera (sistema antipánico) con medidas de 1800x1000 mm de acero inoxidable y un número suficiente que nos permita una rápida evacuación.
- Dispositivo de calentamiento de puertas: Cuando la temperatura de la cámara es inferior a -5°C , las puertas deben incorporar un dispositivo de calentamiento para evitar el bloqueo de la puerta causado por la formación de hielo.
- Sistema de equilibrado de presiones: Todas las cámaras con volumen superior a 20m^3 dispondrán de un sistema de válvulas de equilibrado de presiones y debe ser justificada su elección.
- Dispositivo de regulación: Los dispositivos de regulación y control serán situados, siempre que sea posible, en el exterior de la cámara.

Los planos finales de construcción y montaje fueron desarrollados por la empresa IDEAR Cienfuegos, utilizando como herramienta de dibujo el software AutoCAD y el mismo se puede encontrar en el anexo 13. Para tener una mejor panorámica de la forma general de la cámara frigorífica se realiza un modelo 3D mediante la utilización del software Inventor, a continuación, podemos observar una idea de la realidad que se quiere lograr con el diseño de la cámara frigorífica.

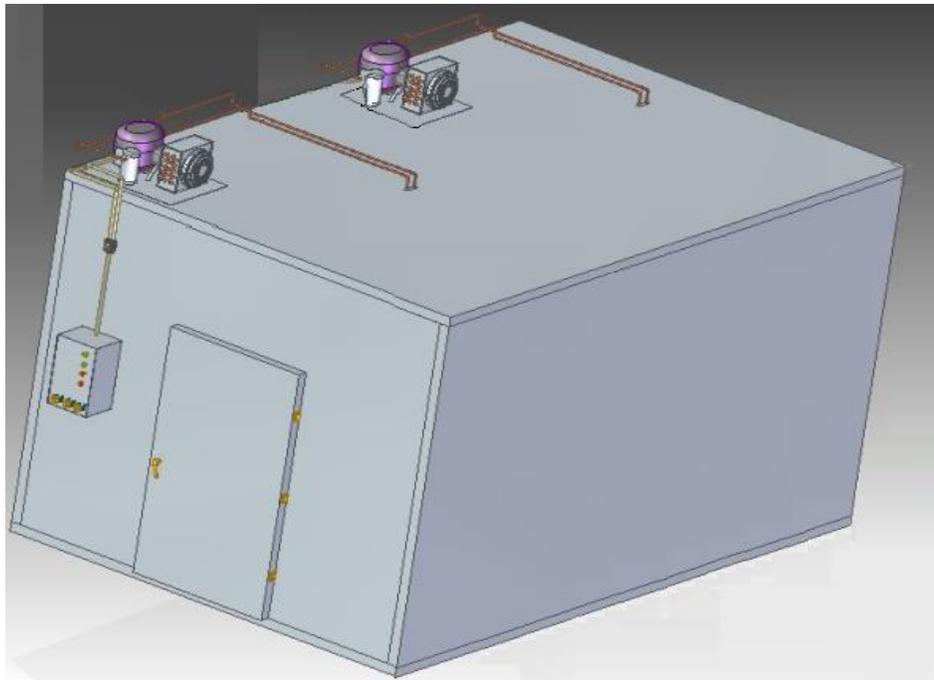


Fig. 3.16. Cámara fría. (Elaboración propia)

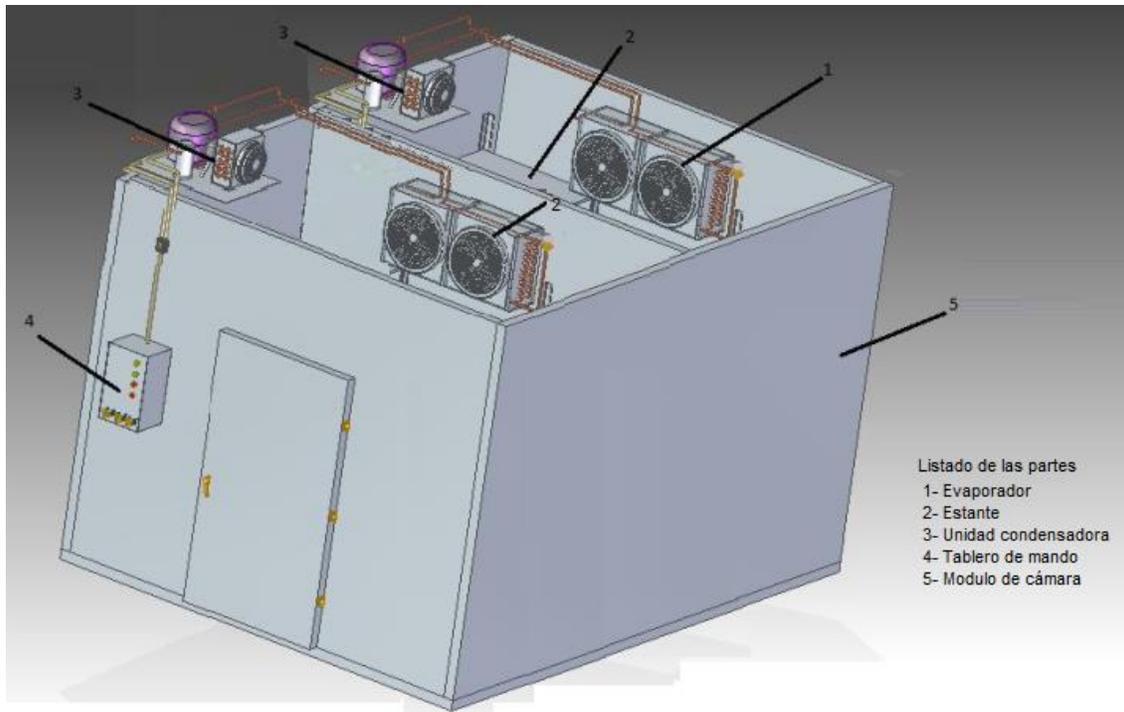


Fig. 3.16. Partes de la cámara fría modular. (Elaboración propia)

3.6. Conclusiones parciales

- Las cargas térmicas totales de climatización varían en dependencia del tipo de habitación que se estudia y la ubicación del mismo dentro del edificio, por ejemplo, la Habitación 1 de la suite (dormitorio matrimonial) posee un valor de 16378,27 Btu/h, mientras que la Habitación 2 de la suite (dormitorio pequeño) tiene uno de 10919,85 Btu/h.
- Los equipos de climatización seleccionados son de tipo Split, y sus capacidades varían en dependencia de la habitación para la que se escogen. Estos valores van desde los 12000 Btu/h hasta los 60000 Btu/h.
- La carga máxima de refrigeración que presenta la cámara frigorífica diseñada tiene un valor de 8,06 kW.

Conclusiones generales

- Se realizó una revisión bibliográfica actualizada referente a la climatización y parámetros necesarios para el cálculo de cargas térmicas.
- A partir de la caracterización de la Sede Pedagógica “Conrado Benítez” y el uso del software profesional HAP (Hourly Analysis Program) de Carrier.
- Se determinaron las cargas térmicas de climatización de los diferentes locales que componen la residencia de posgrado “Sede Conrado Benítez”.
- Los equipos de climatización seleccionados para instalarse en las habitaciones fueron del tipo Split y atendiendo a la capacidad de refrigeración necesaria para cada local, del catálogo Salvador Escoda se tomaron los modelos como los MUP – 12HK y MUP – 24HK con 12 000 Btu/h y 24 000 Btu/h; del catálogo LG se seleccionan los equipos TV-C362KLA0 y TV-C60BLLA0 con 36 000 Btu/h y 60 000 Btu/h respectivamente.
- El precio total para la adquisición del equipamiento mecánico (los acondicionadores de aire tipo Split) asciende a una inversión inicial de 26225,91 CUC y 18576,05 CUP, donde también se incluye el costo de instalación y montaje.
- Los componentes básicos que debe poseer la cámara frigorífica para su funcionamiento ideal son un compresor Bitzer del modelo 4EC-6.2Y, un evaporador del suministrador Kobol-koxka con el número de serie ECC-570 y un condensador de la marga Guntner modelo AGVH090.2B/1-N(S).

Bibliografía

- Álvarez Nuevo, P. M. (2010). *Climatización de una oficina: cálculo mediante herramientas software* (Tesis de Grado). Universidad Carlos III de Madrid, España.
- Arteaga, V. (2016). *Cálculo y dimensionamiento de una cámara de refrigeración para productos orgánicos perecederos*. (Tesis de Grado). Escuela de Ingeniería de Antioquia.
- American Society of Heating. *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* . (1994). *Refrigeration Handbook*. New York: McGRAW-HILL.
- American Society of Heating. *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. New York: McGRAW-HILL.
- American Society of Heating. *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*. (2009). *Fundamentals*. American Society of Heating. *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*. New York: McGRAW-HILL.
- American Society of Heating. *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*. (2004). *American Society of Heating. Refrigerating and Air-conditioning Engineers. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. New York: McGRAW-HILL.
- Carrier. (1980). *Manual de Aire Acondicionado*. Barcelona, España: McGRAW-HILL.
- Carrier. (2009). *Handbook of air conditioning system design*. New York: McGRAW-HILL.
- Ceballos Maya, J. (2016). *Diseño óptimo de una cámara de conservación de productos congelados* (Tesis de Grado). Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla, Sevilla, España.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2006). *Termodinámica* (5ta. ed.). México: McGRAW-HILL Interamericana.

- Cuevas, J., Pérez, J., Simón, O., & Velásquez, J. (2005). *Diseño de una cámara frigorífica para la conservación de productos Perecederon* (Tesis de Grado). Escuela Superior de ingeniería mecánica y Eléctrica. Perú.
- Devesa Devesa, M., & Sellés Benlloch, V. (2008). *Balance térmico de una instalación frigorífica*. Retrieved from https://www.academia.edu/11858200/TermodinámicaBALANCE_TERMICO?auo=download
- Domíngos, M. (2014). *Determinación del indicador de consumo de energía eléctrica kWh/estudiante equivalente en la Universidad de Cienfuegos*. (Tesis de Diploma). Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez"., Cienfuegos, Cuba.
- Enderica Armijos, N. A. (2015). *Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospitalaria Esperanza de la Ciudad de Machala* (Tesis de Diploma). Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, Ecuador.
- Fang, X. (2010). *Simulación energética de edificios herramienta de simulación HAP 4.8*. Retrieved from http://www.structuralia.com/formación_especializada/HAP
- Incropera . (2000). *Fundamentos de transferencia de calor*. URSS: Pearson Educación.
- Intarcon. (2018). *Equipos de refrigeración. Gama comercial*.
- Jordán Sánchez, E. (2018). *Diseño de tres cámaras frigoríficas de conservación y una de congelación para almacenamiento de productos avícolas situada en la población de Hellín (Albacete)* (Tesis de Grado). Universidad politécnica de Valencia "Campus D'alcoi," España.
- Loarca Martínez, C. G. (2015). *Sistemas de acondicionamiento de aire en arquitectura* (Tesis de Grado). Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala.

- Melgarejo Moreno, P. (1995). *Aislamiento, cálculo y construcción de cámaras frigoríficas*. Madrid, España: Vicente.
- Montelier Hernández, S. (2008). *Reducción del consumo de energía en instalaciones con sistemas de climatización centralizados todo-agua a flujo constante* (Tesis de Doctoral). Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”. CEEMA, Cienfuegos, Cuba.
- Oficina Nacional de Normalización, NC 220-1 (2009). *Edificaciones - requisitos de diseño para la eficiencia energética - Parte 1: Envolvente del edificio*. La Habana, Cuba: ONN.
- Oficina Nacional de Normalización, NC 220-2 (2009). *Edificaciones – requisitos de diseño para la eficiencia energética - Parte 2: Potencia eléctrica e iluminación artificial*. La Habana, Cuba: ONN.
- Oficina Nacional de Normalización, NC 220-3 (2009). *Edificaciones – requisitos de diseño para la eficiencia energética - Parte 3: Sistemas y equipamiento de calefacción, ventilación y aire acondicionado*. La Habana, Cuba: ONN.
- Ortiz Morejón, H. J. (2016). *Realización de un Diagnóstico Energético de Nivel 1 en la “Sede Conrado Benítez”* (Tesis de Diploma). Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”., Cienfuegos, Cuba.
- Polaris. (2020.). *Ficha técnica de cámara fría. Gama comercial*.
- Quadri, N. (2001). *Sistemas de aire acondicionado. Calidad del aire interior*. Buenos Aires, Argentina: Alsina.
- Ramírez León, H. J. (2007). *Determinación de las cargas térmicas para garantizar el confort en los locales del piso 1 del edificio de aulas 2 en la UTB* (Tesis de Diploma). Universidad Tecnológica De Bolívar, Cartagena de Indias.

- Rapin P., J. (2004). *Instalaciones Frigoríficas* (Vols. 1-Tomo II). Barcelona, España: Macombo.
- Rapin P., J. (2004). *Instalaciones Frigoríficas* (Vols. 1-Tomo I). Barcelona., España: Macombo.
- Renedo, C. (2018). *Tecnología Frigorífica II. Tema 2 Carga térmica refrigeración*. Retrieved from <http://personales.unican.es/renedoc/index.htm>
- Renedo, C. (2018). *Tecnología Frigorífica II. Tema 6 Cámaras frigoríficas*. Retrieved from <http://personales.unican.es/renedoc/index.htm>
- Renedo, C., & Fernández, I. (2018). *Frío Industrial y Aire Acondicionado. Cargas Térmicas de Refrigeración y Acondicionamiento de Aire*. Retrieved from <http://personales.unican.es/renedoc/index.htm>
- Rosario Olano, D. (2013). *Empleo de la energía solar térmica en la climatización de instalaciones hoteleras* (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez,” Cienfuegos, Cuba.
- Ruano Mamud, R. (2019). *Solución alternativa de climatización y ventilación para la sala de anatomía patológica del Hospital General Dr. Gustavo Aldereguia Lima* (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez,” Cienfuegos, Cuba.
- Saldías Becerra, E. A. (2003). *Diseño de una cámara de refrigeración para zanahoria (*Daucus carota L.*), betarraga (*Beta vulgaris L.*) y repollo (*Brassica oleracea L. var. capitata*) adaptada a las condiciones de Coyhaique, en la XI Región* (Tesis de Diploma). Universidad Austral de Chile, Valdivia, Chile.
- Senasa. (2015). *Cámaras frigoríficas*. Buenos aires, Argentina.
- Sierra Rodríguez, P. A., & Ramírez Zambrano, C. D. (2015). *Diseño de una cámara de refrigeración para el almacenamiento de pieles de becerro, en la empresa Curtipiel*

en el barrio San Benito, Bogotá (Tesis de Diploma). Institución Universitaria Los Libertadores Facultad De Ingeniería, Bogotá, Colombia.

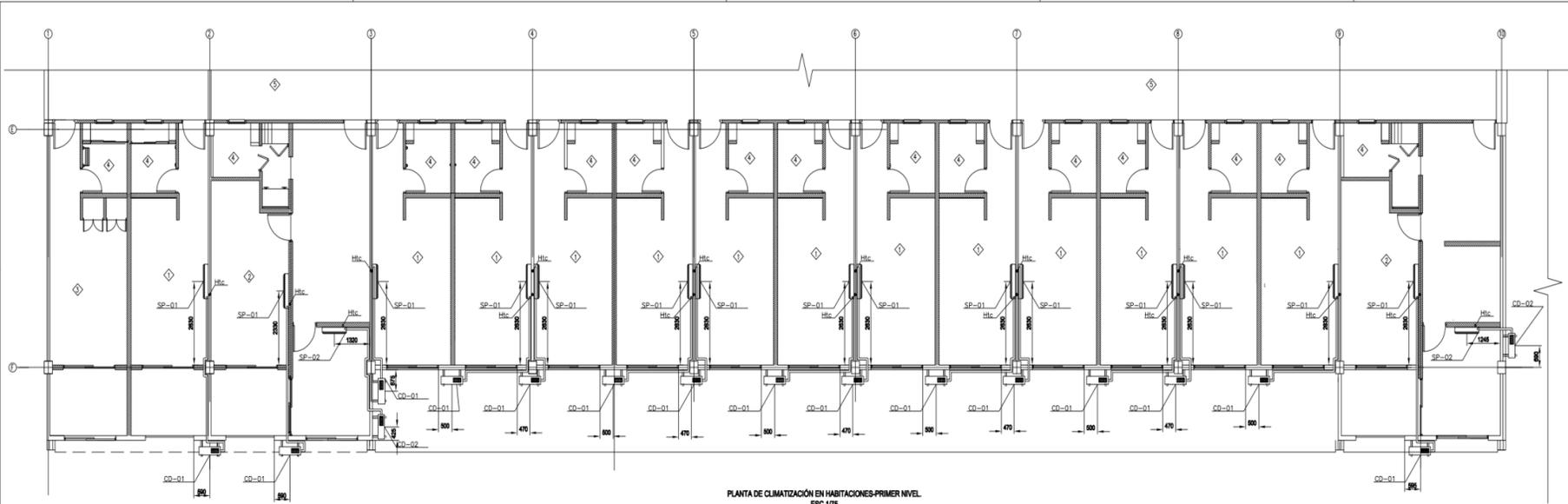
Solano, M. (2002). *Diseño de cámaras frigoríficas* (Tesis de Grado). Universidad Nacional del Centro de Perú.

Torres Cicuéndez, D. (2014). *Diseño de cámara para la congelación y almacenamiento de pan* (Tesis de Diploma). Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España.

Valencia, U. (2017). *Tecnología frigorífica*. Retrieved from <http://www.upv.es/entidades/DTRA/infoweb/dtra/info/U0639388.pdf>

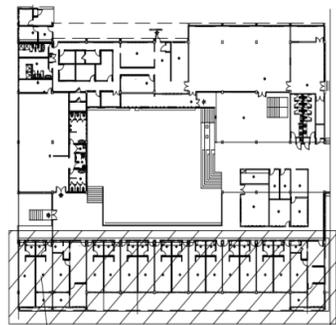
Wang, S., & Lavan, Z. (1999). *Air-conditioning and refrigeration*. CRC Press.

Anexo 1: Bloque de habitaciones en el primer piso



PLANTA DE CLIMATIZACIÓN EN HABITACIONES-PRIMER NIVEL. ESC.1/75

- LEYENDA:**
- ◊ HABITACION
 - ◊ SUITE
 - ◊ AMA DE LLAVES
 - ◊ S.BANITARIO DE HABITACIONES
 - ◊ PASILLO



PLANTA ÍNDICE
UBICACIÓN DE LAS HABITACIONES EN EL PRIMER NIVEL.

SIMBOLOGÍA:



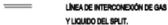
SPLIT DE PARED.



UNIDAD EXTERIOR DE SPLIT SOBRE ANGULARES.



DRENAJE DE CONDENSADO.



LÍNEA DE INTERCONEXIÓN DE GAS Y LIQUIDO DEL SPLIT.



Altura de montaje de equipos referida al N.P.T.



Altura toma de condensado referida al N.P.T.

NOTAS:

- 1- LOS MODELOS Y MARCAS DE LOS EQUIPOS SE INDICAN SOLO COMO REFERENCIA PARA LA OBTENCIÓN DE ALGUNOS DATOS TÉCNICOS NECESARIOS EN LA ACTIVIDAD DE DISEÑO.
- 2- LAS LÍNEAS DE REFRIGERANTE DE LOS SPLIT TENDRÁN AISLAMIENTO TÉCNICO EN TODA SU LONGITUD Y EL REFRIGERANTE A UTILIZAR SERÁ DE TIPO ECOLÓGICO. LAS LÍNEAS DE REFRIGERANTES Y CONDENSADO EXPUESTAS A LA VISTA DENTRO DEL LOCAL CORRESPONDIENTE SERÁN CUBIERTAS CON CANALLETAS PLÁSTICAS.
- 3- ALTURA DE UBICACIÓN DE LAS UNIDADES INTERIORES:
- LOS SPLIT DE PARED SERÁN ANCLAJOS A LA PARED A H=1.00m SOBRE N.P.T.
- 4- LAS UNIDADES EXTERIORES SERÁN COLGADOS MEDIANTE SOPORTES DE ANGULARES BOMBAS ANCLADOS CON EXPANSIONES AL MURO. ESTARÁN SEPARADOS DE LA PARED A NO MENOS 200 mm DE LA PARED DONDE SE UBICA.
- 5- LA SOLUCIÓN DE LA EVACUACIÓN DEL CONDENSADO DE LOS SPLIT SE INDICA EN LOS PLANOS DE LA ESPECIALIDAD HIDRÁULICO-SANITARIA DIVIDIDAS POR DOS ASPECTOS:
- EN LOS SPLIT DE PARED LA H=0.20m. SOBRE N.P.T.
- 6- LA SOLUCIÓN DE LA IMPERMEABILIZACIÓN EN LOS PARES DE SALIDA SE DA EN LOS PLANOS DE ARQUITECTURA.

RESUMEN DE EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN

POS.	EQUIPO	CAP (BTU/h)	CANT (u)	MODELO	DIMENSIONES Ancho Alto Prof.	CONEX. LIQ.	TUB. GAS	POT. (kw)	VOL. FASE (Hz)	FREC (Hz)	INT. MASA (Kg)	LIQ (m)
SP-01	SPLIT DE PARED	18.000	15	LG S.JB8CD	1200x740x190(LxHxP)	6.35	12.70	1.80	220V/1	60	8.4	14
SP-02	SPLIT DE PARED	12.000	2	LG S.J-128CD	790x382x200(LxHxP)	6.35	12.70	1.15	220V/1	60	5.4	9

ideaB
INGENIERIA-DISEÑO-ARQUITECTURA
CONSEJEROS

PROYECTA GENERAL:
ARO. NURKA NIÑO Z.

PROYECTA EJECUTIVO:
ING. JORGE TEJEDA

REVISADO:
ING. JOSÉ C. LÓPEZ

ESCALA: INDICADA

FECHA: DC/2019

OBJETO:
CLIMATIZACIÓN, RESIDENCIA DE POSTGRADO, SEDE CONRADO BENTÍEZ

PLANO:
MEC-01

NO. RESP. MODIFICACION: FECHA:

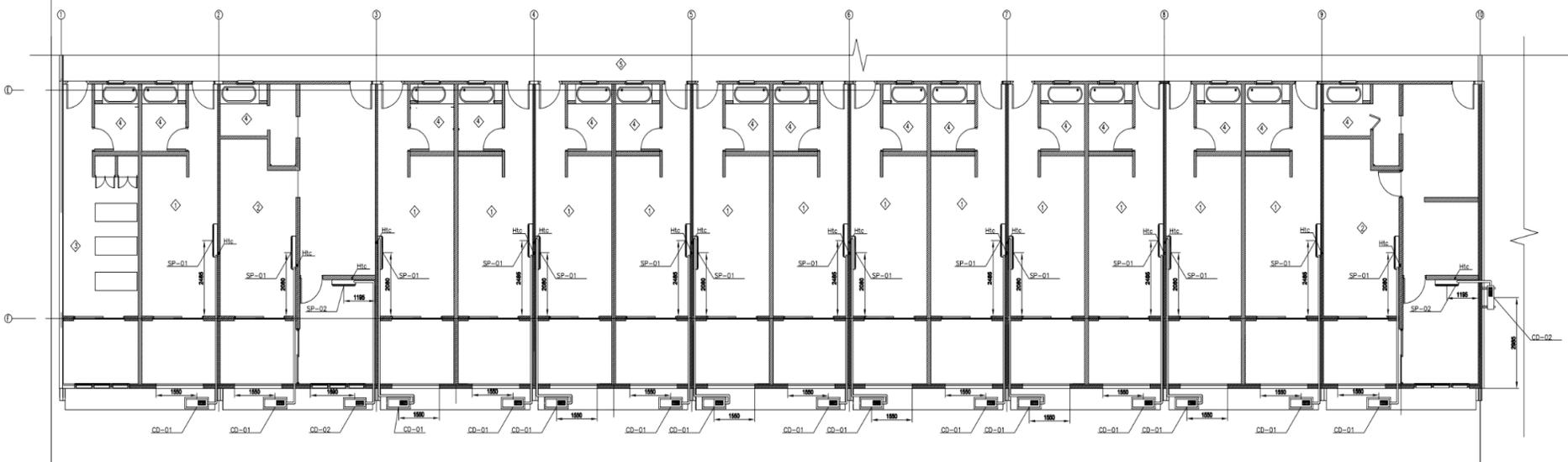
ÁREA HABITACIONES-PRIMER NIVEL

17-003-01

Nº PLANO: 1

DE: 8

Anexo 2: Bloque de habitaciones en el segundo piso



PLANTA DE CLIMATIZACIÓN EN HABITACIONES-SEGUNDO NIVEL.
ESC. 1/75

- LEYENDA:**
- ◊ HABITACION.
 - ◊ SUITE.
 - ◊ ANA DE LLAVES.
 - ◊ SANTIARIO DE HABITACIONES.
 - ◊ PASILLO.

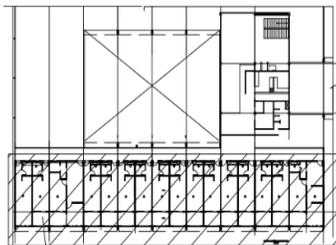
SIMBOLOGIA:



NOTAS:

- 1- LOS MODELOS Y MARCAS DE LOS EQUIPOS SE INDICAN SOLO COMO REFERENCIA PARA LA OBTENCIÓN DE ALGUNOS DATOS TÉCNICOS NECESARIOS EN LA ACTIVIDAD DE DISEÑO.
- 2- LAS LINEAS DE REFRIGERANTE DE LOS SPLIT TENDRÁN AISLAMIENTO TÉRMICO EN TODA SU LONGITUD Y EL REFRIGERANTE A UTILIZAR SERÁ DE TIPO ECOLÓGICO. LAS LINEAS DE REFRIGERANTES Y CONDENSADO EXPUESTAS A LA VISTA DENTRO DEL LOCAL CORRESPONDIENTE SERÁN CUBIERTAS CON CAJALETAS PLÁSTICAS.
- 3- ALTURA DE UBICACIÓN DE LAS UNIDADES INTERIORES:
- LOS SPLIT DE PARED SERÁN ACORADO A LA PARED A 1100mm SOBRE N.P.T.
- 4- LAS UNIDADES EXTERIORES ESTARÁN SEPARADAS MEDIANTE SOPORTES DE ANGULARES BOMBAS ANCLADOS CON EXPANSIONES AL MURO.
- 5- LAS UNIDADES EXTERIORES ESTARÁN SEPARADAS DE LA PARED A NO MENOS 200 mm DE LA PARED DONDE SE UBICA.
- 6- LA SOLUCIÓN DE LA EVACUACIÓN DEL CONDENSADO DE LOS SPLIT SE INDICA EN LOS PLANOS DE LA ESPESALIDAD HIDRÁULICO SANITARIA DIVIDIDAS POR DOS ASPECTOS:
- EN LOS SPLIT DE PARED LA H_c > 0.6m SOBRE N.P.T.
- 7- LA SOLUCIÓN DE LA IMPERMEABILIZACIÓN EN LOS PARES DE SALIDA SE DA EN LOS PLANOS DE ARQUITECTURA.

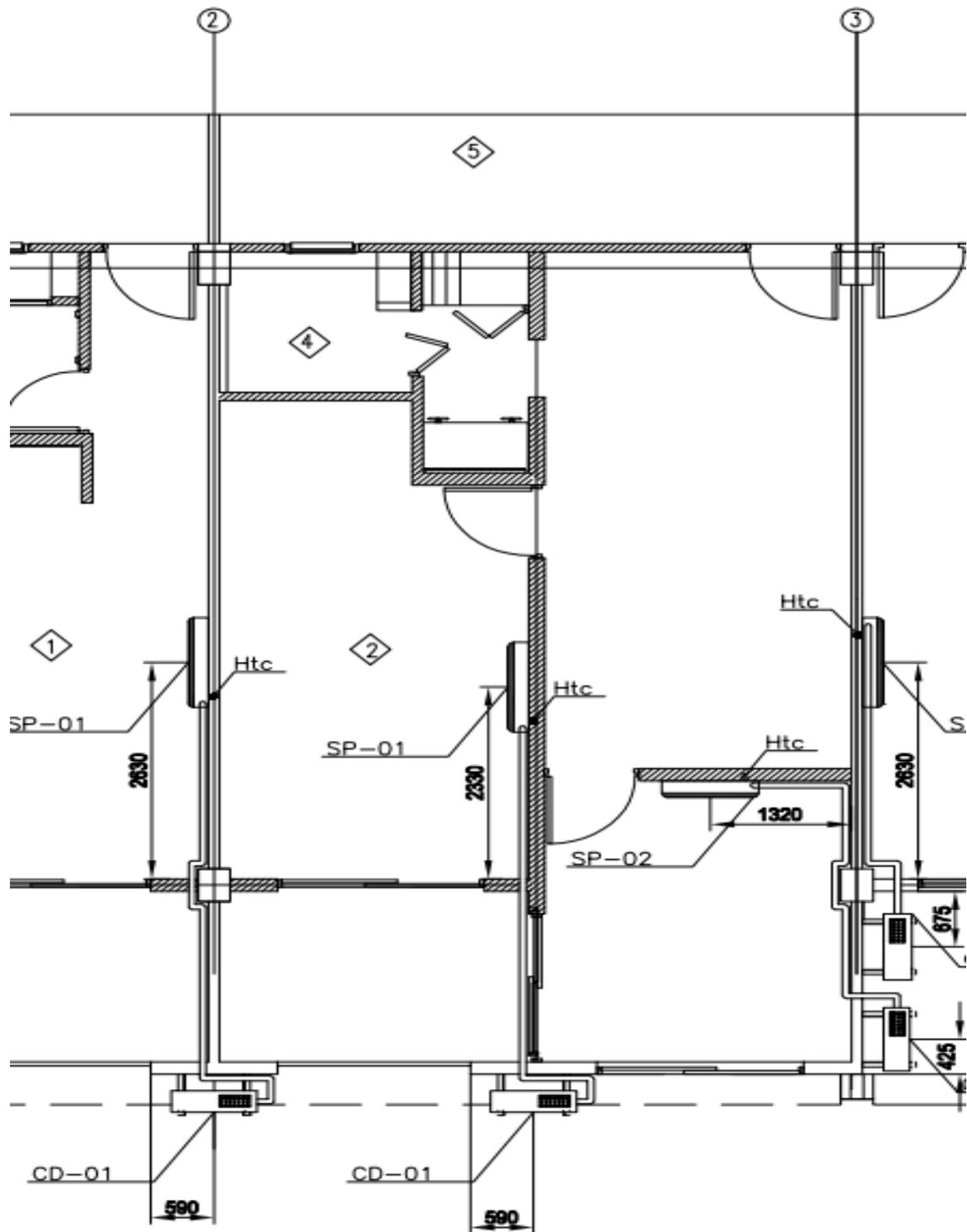
RESUMEN DE EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN													
POS.	EQUIPO	CAP. ICANT (w)	MODELO	DIMENSIONES		CONEX. TUB. Lts	POT. VOL. (kw)	FREC. (Hz)	INF. MASA (Kg)	LÍQ (m)			
				Ancho	Alto								
SP-01	SPLIT DE PARED	18,000	L.G. S.JB82CB	1090	410	6.35	12.70	1.80	220/1	6.0	8.4	14	5
SP-02	SPLIT DE PARED	12,000	L.G. S.J-12ECD	960	322	6.35	12.70	1.15	220/1	6.0	5.4	9	2



PLANTA NÚMERO
UBICACIÓN DE LAS HABITACIONES EN EL SEGUNDO NIVEL.

		PROYECTA GENERAL: ING. NURKA NIÑO Z.	J. SPLIT:
		PROYECTA EJECUTIVO: ING. JORGE TEJEDA	J. GRUPO: ING. ALESKI CARDENAS
REVISADO: ING. JOSÉ C. LÓPEZ		ESCALA: INDICADA	FECHA: DC/2019
Nº	REP. MODIFICACION	FECHA	PLANO
			MEC-02
OBJETO:		CLIMATIZACIÓN, RESIDENCIA DE POSTGRADO.SEDE CONRADO BENTEZ	
ÁREA HABITACIONES-SEGUNDO NIVEL		COORDO:	Nº PLANO: 2
			DC: 8

Anexo 3: Habitaciones de tipo suite



Anexo 4:

Tabla 4. Condiciones Exteriores de Proyecto. NC 220-3: 2009. (Oficina Nacional de Normalización, 2009)

Ciudad (territorio)	Condiciones de verano		DT diario (°C)	Condiciones de invierno TBS (°C)	Vientos predominantes	
	TBS (°C)	HR (%)			Verano	Invierno
San Antonio	32	70	8,5	16,5	8 ENE	14 NE
Pinar del Río	32	64	10,0	13,5	7 E	10 E
Bahía Honda	32,5	61	10,0	13,5	6 E	8 ESE
C. de la Habana	32	62	8,0	17	10 ENE	14 E
Isla de la Juventud	32	67	8,5	14,5	8 E	13 E
Matanzas	33	61	9,5	15	7 ENE	10 NE
Varadero	33	66	9,5	14	-	-
Santa Clara	33	60	11,0	13,5	5 E	8 ESE
Cienfuegos	33	60	10,5	14,5	5 E	12 NE
Sagua La Grande	33,5	63	10,5	14	6 E	8 E
Topes de Collantes	27 ^a	73	4,0	10,5 ^a	10 E	10 NE
Trinidad	33	60	4,5	16,5	8 E	12 ENE
Sancti Spiritus	33,5	63	10,5	16	16 NNE	8 N
Ciego de Ávila	34	59	11,5	13,5	7 EN	12 N
Morón	34	65	10,5	14,5	10 E	13 NE
Esmeralda	34	59	11,5	12,5	7 E	7 E
Camaguey	34	59	12	14,5	12 E	15 NE
Nuevitas	31,5	58	7,5	17	14 E	16 E
Las Tunas	33,5	60	11,5	14,5	11 E	11 NE
Gibara	32	70	8,0	17	-	-
Banes	33	57	10,0	16,5	14 E	13 E
Pinares de Mayarí	27 ^a	61	10,0	12,5 ^a	-	-
Santiago de Cuba	33,5	60	11,5	16,5	18 NE	8 NE
Cabo Cruz	33	69	9,0	17 ^a	14 ESE	15NNE
Gran Piedra	23.5 ^a	84	7,5	11 ^a	18 NE	24 NNE
Punta Maisí	33	69	7,0	19	16 E	17 ENE

^a Condiciones excepcionales de dicha localidad (microclimas)

Anexo 5:

**Tabla 5. Densidad de potencia permisible de iluminación interior (DPPII) en W/m².
NC 220-3: 2009 (Oficina Nacional de Normalización, 2009)**

Tipo de edificio o área de actividad	De 0 a 200 m ²	De 200 a 900 m ²	De 900 a 2300 m ²	De 2300 a 4500 m ²	De 4500 a 25000 m ²	Mas de 25000 m ²
Servicio de gastronomía						
Auto servicios, cafeterías	9.9	9.1	8.8	8.7	8.7	8.6
Bar, cafetería, restaurante	17.2	16.8	16.4	15.9	15.5	15.1
Oficinas	15.1	14.4	13.7	13.1	12.5	11.9
Áreas de ventas al detalle	29.0	27.1	25.0	22.1	20.1	18.5
Centros comerciales	7.4	7.3	7.0	6.8	6.6	6.5
Establecimiento de servicios	30.2	21.9	19.2	17.8	16.6	15.7
Garajes	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2
Centros Educativos						
Elemental, preescolar	14.3	14.3	13.7	13.1	12.5	11.9
Nivel Medio y Medio superior	15.1	15.1	15.0	14.5	14.0	13.6
Nivel Técnica Medio y Superior	19.0	18.5	17.2	16.0	14.6	13.6
Almacenes	6.5	5.4	4.5	3.9	3.4	3.2
NOTA incluye la iluminación general, mercadería y exhibición.						

Anexo 6:

Tabla 6. Valores del Coeficiente Global de Transferencia de Calor K ($W/m^2\text{°C}$). NC 220-1: 2009 (Oficina Nacional de Normalización, noviembre 2009)

PAREDES	Espesor total (m)	U, $W/m^2\text{°C}$
Ladrillos macizo con repello	0,15	2,90
	0,20	2,46
	0,25	2,13
	0,30	1,88
Bloques de hormigón	0,17	2,53
	0,23	2,40
Paneles de hormigón prefabricados	0,06	4,95
	0,10	4,42
	0,15	3,89
	0,20	3,48
	0,30	2,87
Losa Spiroll	0,15	3,31
	0,20	3,11
	0,30	2,76
Teja de asbesto cemento	0,006	5,46
Bloques semi ligeros de cerámica con repello	0,13	2,24
	0,175	1,86
	0,20	1,70
	0,30	1,27
Bloques ligeros de cerámica con repello	0,075	2,67
	0,13	1,95
	0,15	1,78

Anexo 7:

Tabla 7. Valores del Coeficiente Global de Transferencia de Calor K (W/m²°C). NC 220-1: 2009 (Oficina Nacional de Normalización, noviembre 2009)

CUBIERTAS	Espesor total de la losa (m)	U, W/m ² °C
Losa de hormigón con impermeabilización asfáltica + Lámina aluminio + 3 capas de fieltro asfáltico + Enrajonado 70 mm	0,035	2,46
	0,05	2,39
	0,10	2,23
	0,15	2,08
	0,20	1,96
Losa de hormigón con losa de azotea + Losa de azotea + Mortero + Enrajonado 70 mm	0,035	2,87
	0,05	2,80
	0,10	2,57
	0,15	2,39
	0,20	2,22
Losa Spiroll con losa de azotea + Losa de azotea + Mortero + Enrajonado 70 mm	0,15	2,24
	0,20	2,24
	0,30	2,19
Losa Spiroll con impermeabilización asfáltica + Lámina de aluminio + 3 capas de fieltro asfáltico + Enrajonado 70 mm	0,15	1,97
	0,20	1,97
	0,30	1,93
Losa de hormigón con impermeabilización asfáltica y aislamiento térmico + Lámina de aluminio + 3 capas de fieltro asfáltico + Poliestireno expandido 40 mm + Enrajonado 70 mm	0,035	0,75
	0,05	0,74
	0,10	0,73
	0,15	0,71
	0,20	0,70
Losa Spiroll con impermeabilización asfáltica y aislamiento térmico + Lámina de aluminio + 3 capas de fieltro asfáltico + Poliestireno expandido 40 mm + Enrajonado 70 mm	0,15	0,90
	0,20	0,90
	0,30	0,89
Lámina acanalada de asbesto cemento	0,006	4,16
Losa Siporex con impermeabilización asfáltica + Lámina de aluminio + 3 capas de fieltro asfáltico + Poliestireno expandido 40 mm + Enrajonado 70 mm	0,175	2,59
Losa de hormigón	0,09	3,68
Losa Spiroll	200	3,14
	300	2,56
Teja Vencor (Extralit y Lamilit)		4,35

Anexo 8:

Tabla 8. Informe general generado por el software HAP. Habitación 1

Air System Sizing Summary for habitacion 1 de la suite

Project Name: sede conrado benites
Prepared by: idear

02-15-2020
10:28

Air System Information

Air System Name	habitacion 1 de la suite	Number of zones	1
Equipment Class	SPLT AHU	Floor Area	16,2 m ²
Air System Type	SZCAV	Location	Cienfuegos, Cuba

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method

Zone L/s	Sum of space airflow rates	Calculation Months	Jan to Dec
Space L/s	Individual peak space loads	Sizing Data	Calculated

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load	4,8 kW	Load occurs at	Jul 1700
Sensible coil load	3,2 kW	O.A. DB /WB	32,0 / 27,5 °C
Coil L/s at Jul 1700	345 L/s	Entering DB /WB	25,3 / 20,9 °C
Max block L/s	345 L/s	Leaving DB /WB	17,6 / 17,1 °C
Sum of peak zone L/s	345 L/s	Coil ADP	16,7 °C
Sensible heat ratio	0,670	Bypass Factor	0,100
m ² /kW	3,4	Resulting RH	66 %
W/m ²	298,0	Design supply temp.	17,0 °C
Water flow @ 5,6 °K rise	N/A	Zone T-stat Check	1 of 1 OK
		Max zone temperature deviation	0,0 °K

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s	345 L/s	Fan motor BHP	0,00 BHP
Standard L/s	344 L/s	Fan motor kW	0,00 kW
Actual max L/(s·m ²)	21,30 L/(s·m ²)	Fan static	0 Pa

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s	39 L/s	L/s/person	7,87 L/s/person
L/(s·m ²)	2,43 L/(s·m ²)		

Anexo 8: Continuación

Tabla 9. Informe de resultados de las cargas térmicas de la habitación 1

Air System Design Load Summary for habitacion 1de la suite		02-15-2020 10:28
Project Name: sede conrado benites		
Prepared by: idear		

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jul 1700			HEATING DATA AT DES HTG		
	COOLING OA DB / WB 32,0 °C / 27,5 °C			HEATING OA DB / WB 14,5 °C / 11,6 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	-	-
Wall Transmission	3 m ²	73	-	3 m ²	38	-
Roof Transmission	16 m ²	376	-	16 m ²	133	-
Window Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	5 m ²	393	-	5 m ²	149	-
Floor Transmission	16 m ²	0	-	16 m ²	0	-
Partitions	44 m ²	0	-	44 m ²	0	-
Ceiling	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Overhead Lighting	245 W	207	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	1500 W	1394	-	0	0	-
People	5	329	396	0	0	0
Infiltration	-	67	179	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	2839	574	-	320	0
Zone Conditioning	-	2880	574	-	-179	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Return Fan Load	345 L/s	0	-	345 L/s	0	-
Ventilation Load	39 L/s	354	1019	39 L/s	190	0
Supply Fan Load	345 L/s	0	-	345 L/s	0	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	3234	1593	-	11	0
Central Cooling Coil	-	3234	1593	-	0	0
>> Total Conditioning	-	3234	1593	-	0	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Anexo 9:

Tabla 10. Informe general generado por el software HAP. Habitación 2

Air System Sizing Summary for Habitación 2 de la suit	
Project Name: sede conrado benites	02-15-2020
Prepared by: idear	10:42

Air System Information

Air System Name	Habitacion 2 de la suit	Number of zones	1
Equipment Class	UIDEF	Floor Area	8,1 m ²
Air System Type	SZCAV	Location	Cienfuegos, Cuba

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method

Zone L/s	Sum of space airflow rates	Calculation Months	Jan to Dec
Space L/s	Individual peak space loads	Sizing Data	Calculated

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load	3,2 kW	Load occurs at	Jul 1600
Sensible coil load	2,2 kW	O.A. DB /WB	32,7 / 27,6 °C
Coil L/s at Jul 1600	191 L/s	Entering DB /WB	25,2 / 19,7 °C
Max block L/s	191 L/s	Leaving DB /WB	15,6 / 15,1 °C
Sum of peak zone L/s	191 L/s	Coil ADP	14,5 °C
Sensible heat ratio	0,701	Bypass Factor	0,100
m ² /kW	2,6	Resulting RH	59 %
W/m ²	389,6	Design supply temp.	14,4 °C
Water flow @ 5,6 °K rise	0,14 L/s	Zone T-stat Check	1 of 1 OK
		Max zone temperature deviation	0,0 °K

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s	191 L/s	Fan motor BHP	0,00 BHP
Standard L/s	190 L/s	Fan motor kW	0,00 kW
Actual max L/(s·m ²)	23,57 L/(s·m ²)	Fan static	0 Pa

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s	15 L/s	L/s/person	2,99 L/s/person
L/(s·m ²)	1,84 L/(s·m ²)		

Anexo 9: Continuación

Tabla 11. Informe de resultados de las cargas térmicas de la habitación 2

Air System Design Load Summary for Habitación 2 de la suit		02-15-2020 10:42
Project Name: sede conrado benites		
Prepared by: idear		

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jul 1600 COOLING OA DB / WB 32,7 °C / 27,6 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 14,5 °C / 11,6 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	-	-
Wall Transmission	3 m ²	67	-	3 m ²	38	-
Roof Transmission	8 m ²	171	-	8 m ²	66	-
Window Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	5 m ²	393	-	5 m ²	149	-
Floor Transmission	8 m ²	0	-	8 m ²	0	-
Partitions	44 m ²	0	-	44 m ²	0	-
Ceiling	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Overhead Lighting	245 W	204	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	1000 W	924	-	0	0	-
People	5	283	301	0	0	0
Infiltration	-	73	204	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	2115	504	-	254	0
Zone Conditioning	-	2065	504	-	-81	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Return Fan Load	191 L/s	0	-	191 L/s	0	-
Ventilation Load	15 L/s	146	441	15 L/s	85	0
Supply Fan Load	191 L/s	0	-	191 L/s	0	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	2211	945	-	4	0
Central Cooling Coil	-	2211	945	-	0	0
>> Total Conditioning	-	2211	945	-	0	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Anexo 10: Continuación

Tabla 13: Split tipo techo utilizado

LG AIRE ACONDICIONADO

TIPO TECHO

36,000 hasta 60,000 BTU/H



TV-C362KLA0



gold

TV-C60BLLA0



gold



- Gold Fin Anticorrosión
- Sensación de Brisa Natural
- Deshumidificación Saludable
- Jet Cool Enfriamiento Rápido
- Revisión de Filtro antibacterial de un Toque
- Programación arranques y paros las 24 hrs
- Auto reestablecimiento
- Incluye Prefiltro
- Presostato de alta presión
- Timer retardador de 3 minutos
- Longitud máxima tubería 30m
- Presostato de baja presión (sólo equipos de 60,000 BTU/hr)



36K Btu/h

60K Btu/h

MODELO		TV-C362KLA0	TV-C60BLLA0
Capacidad de Enfriamiento	(Btu/h)	36,000	60,000
E.E.R	(Btu/W)	3.21	3.01
S.E.E.R	Btu/h.W	10.94	10.28
Ratio de Circulación de Aire	Evaporadora, Max (Nominal CFM)	1024	1305
	Condensadora, Max (Nominal CFM)	2041	3708
Nivel de Ruido	Evaporadora, Alto	52	56
	Med.	48	54
	Bajo	43	52
	Condensadora, Alto	59	62
Voltaje, Frecuencia, Fase	(V/Hz,ϕ)	220, 60, 1	220, 60, 3
Potencia de Entrada	(Watt)	3290	5880
Amparaje	(A)	16.50	18.5
Dimensiones	Evaporador (Ancho x Alto x Prof. mm)	1350x220x650	1750x200x650
	Condensador (Ancho x Alto x Prof. mm)	870x1038x320	900x1225x370
Peso	Evaporadora (kg)	35	45
	Condensadora (kg)	70	100
Tuberías de conexión	Líquido (Pulgadas)	1/4	3/8
	Gas (Pulgadas)	5/8	3/4

*Nota : El diseño y las especificaciones están sujetos a cambios sin previo aviso para mejorar el desempeño del producto.

Anexo 11:

Tabla 14. Calor específico antes y después del punto de congelación

Tabla V (cont.)															
Producto	Temp. congel. °C	Calor especif. antes congel. kc/kg°C	Calor especif. después congel. kc/kg°C	Calor latente congelación kc/kg	Calor respiración kc/kg día	ALMACENAMIENTO REFRIGERADO					ALMACENAMIENTO CONGELADO				
						Temperatura		Humedad relativa %	Tiempos		Temperatura		Humedad relativa %	Tiempos	
						Larga °C	Corta °C		Larga °C	Corta °C	Largo °C	Corta °C		Largo °C	Corta °C
LACTEOS															
Nata (40%)	-2	0,85	0,45	55	-	0	2	80/90	1s	-	-30	-18	80/90	18m	6m
Helado	-2,2	0,78	0,45	52	-	-	-	-	-	-	-30	-25	80/90	9m	6m
Leche	-2,8	0,93	0,49	70	-	0	4	80/90	3d	1d	-	-	-	-	-
Leche polvo	-	-	-	-	-	4	24	60/70	12m	3m	-	-	-	-	-
Leche descremada	-	-	-	-	-	4	12	60/70	24m	14m	-	-	-	-	-
Mantequilla	-1,1	0,64	0,34	60	-	0	6	80/85	1m	2s	-30	-18	80/90	15m	6m
Queso fresco	-	0,75	-	-	0,5	0	5	85/90	2d	-	-	-	-	-	-
Queso blando	-	0,7	-	-	3	0	2	85/90	-	1m	-	-	-	-	-
Queso duro	-	0,7	-	-	1,3	0	5	80/90	8m	3m	-	-	-	-	-
Queso fundido	-	0,7	-	-	1,1	10	12	80/85	-	-	-	-	-	-	-
Queso azul	-	0,7	-	-	1,8	0	5	80/90	3m	1m	-	-	-	-	-
Yogur	-	-	-	-	-	2	5	80/90	1s	3s	-	-	-	-	-
VARIOS															
Cerveza	-2,2	1	-	-	-	2	4	65/70	6m	1m	-	-	-	-	-
Harina	-	0,38	-	-	-	25	28	60/65	6m	1m	-	-	-	-	-
Flores cortadas	-2,5	0,92	-	-	-	-1	4	85/90	2s	1s	-	-	-	-	-
Orquideas/Gardenias-2	-	0,9	-	-	-	7	10	85/90	1s	-	-	-	-	-	-
Piel	-1,7	0,4	-	-	-	1	4	60/85	6m	1m	-	-	-	-	-
Cuero	-	0,4	-	-	-	0	4	70/75	60m	-	-	-	-	-	-
Hielo bloque	0	1	0,5	80	-	-4	-1	75/85	-	-	-	-	-	-	-
Azúcar	-	0,2	-	-	-	7	10	60mx	30m	12m	-	-	-	-	-
Arroz	-1,7	0,26	-	-	-	1	2	60/65	6m	3m	-	-	-	-	-
Lata almibar	-2,2	0,64	-	-	-	1	2	70/80	6s	3s	-	-	-	-	-
Levadura	-	0,77	-	-	-	0	1	65/75	6m	3m	-	-	-	-	-
Miel	-	0,35	-	-	-	7	10	60/70	12m	6m	-	-	-	-	-
Pan	-8	0,7	0,34	30	-	-	-	-	-	-	-30	-18	80/90	4s	1s
Chocolate	-1,7	0,91	-	-	-	2	4	80/85	6m	3m	-	-	-	-	-
Huevos	-2,2	0,8	0,42	55	-	-1	0	85/90	6m	3m	-30	-18	60/70	24m	12m
Alim. precocinados	-	-	-	-	-	1	3	75/85	1s	-	-30	-18	70/80	12m	2m
AHUMADOS/PESCADOS															
Pescado graso	-2,2	0,7	0,38	50	-	-1	0	90	1s	-	-30	-18	90	12m	4m
Pescado magro	-1,5	0,86	0,45	60	-	-1	0	90	2s	1s	-30	-18	90	24m	8m
Pescado salado	-	0,56	-	-	-	4	10	90	10m	3m	-	-	-	-	-
Maluscos	-2,8	0,83	0,44	70	-	-1	0	90/95	1s	-	-30	-18	90	12m	4m
Crustáceos	-2,2	0,9	0,45	70	-	-1	0	90/95	1s	-	-30	-18	90	12m	6m
Tocino ahumado	-	0,5	-	-	-	10	15	55/85	2s	1s	-	-	-	-	-
Pescado ahumado	-	0,76	-	-	-	4	10	50/65	8m	1m	-	-	-	-	-
Jamón ahumado	-	0,57	-	-	-	12	15	60/70	3m	1m	-	-	-	-	-
Embutido ahumado	-	0,86	-	-	-	2	5	80/90	3m	1m	-	-	-	-	-
CARNES															
Cordero	-1,7	0,7	0,34	49	-	-2	0	90/95	2s	1s	-30	-18	80/90	24m	9m
Ternera	-1,7	0,71	0,39	51	-	-2	0	90	2s	1s	-30	-18	80/90	12m	9m
Vacuno (graso)	-2,2	0,6	0,35	44	-	-1	0	90	3s	1s	-30	-18	90/95	24m	10m
Vacuno (magro)	-1,7	0,77	0,4	56	-	-1	0	90	3s	1s	-30	-18	90/95	24m	10m
Cerdo	-2,2	0,68	0,38	48	-	1,5	0	90/95	2s	1s	-30	-18	90/95	15m	6m
Aves (corral)	-2,8	0,79	0,42	59	-	-1	1	85/95	1s	-	-30	-18	80	24m	12m
Conejo	-1,7	0,8	0,45	55	-	-1	1	80/90	2s	1s	-30	-18	80/90	10m	8m
Caza	-1,7	0,78	0,41	59	-	0	1	70	2s	1s	-30	-18	80	10m	8m
Jamón fresco	-2	0,68	0,38	48	-	-2,2	1	85/90	2s	1s	-30	-18	90/95	10m	6m
Jamón salado	-	0,54	-	-	-	15	18	75/80	12m	-	-	-	-	-	-
Embutido fresco	-2,2	0,89	0,56	52	-	1	5	85/90	3s	1s	-25	-18	85/90	10m	8m
Embutido salado	-	0,6	-	-	-	-1	5	75/80	4m	-	-	-	-	-	-
Tocino	-2,2	0,5	0,3	31	-	-3	-1	80/90	1m	1s	-30	-18	80/90	12m	3m
Manteca	-2	0,6	0,34	50	-	-1	0	80/95	8m	4m	-30	-18	85/90	12m	9m
Despojos	-	0,75	-	-	-	-1	0	85/90	1s	-	-	-	-	-	-

Anexo 12: Compresor

BITZER
GROUP OF COMPANIES

Halbhermetische
Hubkolben-
verdichter

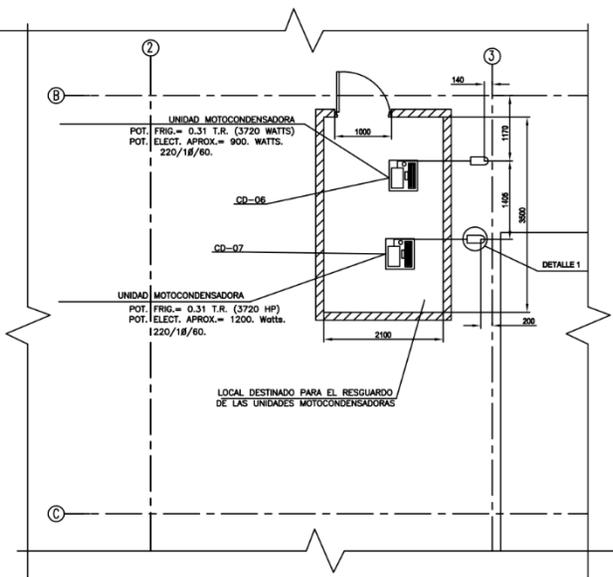
Semi-hermetic
Reciprocating
Compressors

Compresseurs
hermétiques-
accessibles à piston

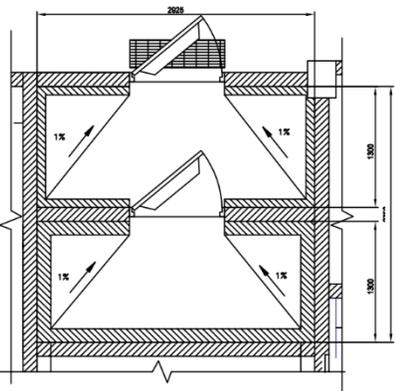


Anexo 13: Área de cámara fría. Primer nivel.

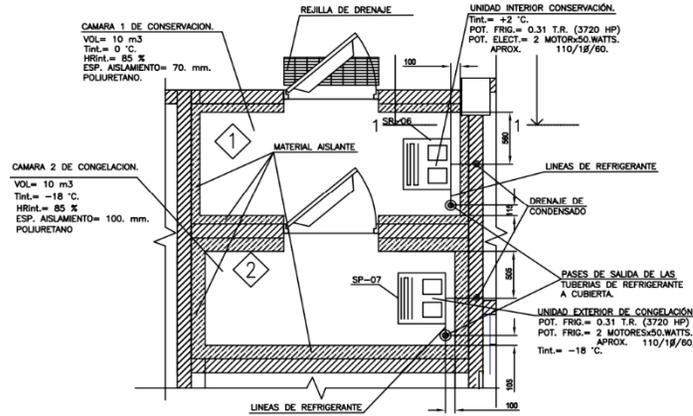
PLANTA UBICACION DE UNIDADES EXTERIORES EN CUBIERTA E 1:50



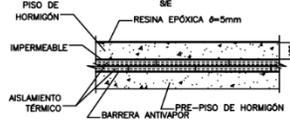
ESQUEMA DE LAS PENDIENTES EN EL PISO DE LAS CÁMARA FRÍAS E 1:30



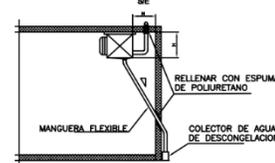
PLANTA CÁMARA No 1 CONSERVACIÓN DE CÁRNICOS Y CÁMARA No 2 CONGELACIÓN DE CÁRNICOS. E 1:30



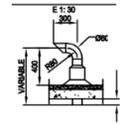
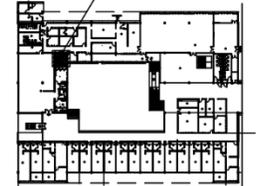
ESQUEMA TÍPICO PISO DE CÁMARA CONSTRUIDO IN SITU



VISTA "1-1" ESQUEMA DE COLOCACIÓN DEL EVAPORADOR



PLANTA ÍNDICE UBICACION DE LAS CÁMARA FRÍAS EN EL PEDAGÓGICO.



SIMBOLOGÍA:

- ⊙ PASE A CUBIERTA
- DRENAJE DE CONDENSADO
- LINEA DE INTERCONEXIÓN DE GAS Y LÍQUIDO DE LA UNIDAD INTERIOR.
- COMPRESOR DE CÁMARA FRÍA
- ▭ LE LAMPARA FRÍA

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS:

- 1.-ESTE PLANO SE REFIERE AL PROYECTO DE DOS CÁMARA. LA CÁMARA No.1 DE CONSERVACIÓN PRODUCTOS CÁRNICOS Y CÁMARA No.2 DE CONGELACIÓN PRODUCTOS CÁRNICOS. SE APROVECHARÁN LOS MUROS EXISTENTES, POR LO QUE EL MÉTODO CONSTRUCTIVO SERÁ POR EL SISTEMA DE CÁMARA PANELIZADAS Y PISO RENDIDO IN SITU.
- 2.-EN LAS CÁMARA PANELIZADA UNA DE LAS CARAS DEL PANEL, SERÁ DRENAJA, LOS PISOS FUNCIONAN IN SITU CONFORMADOS POR DOS CAPAS DE POLIURETANO DESPUÉS DE 40mm DE ESPESOR CON BARRERA ANTIVAPOR Y SUPERFICIE DE HORMIGÓN.
- 3.-LOS EVAPORADORES ESTARÁN DOTADOS DE SISTEMA DE DESCONGELACIÓN ELÉCTRICA.
- 4.-LA PUERTA DE ACCESO A CADA CÁMARA SERÁ EQUIPADA CON CERRADURA CON LLAVE Y TODAS LAS PUERTAS CON APERTURA DE SEGURIDAD INTERIOR SIN PELIGRO DE ATASCAMIENTO DEL CIERRE.
- 5.-CADA CÁMARA TENDRÁ CON UN SISTEMA DE ALARMA DE SEGURIDAD PARA EL CASO DE PERSONAS QUE QUEDEN ENCERRADAS DE MANERA QUE AL ACCIONARSE LO INDIQUE EN EL EXTERIOR CON SEÑAL SONORA Y LUMÍNICA.
- 6.-LAS LÁMPARAS A UTILIZAR SERÁN A PRUEBA DE HUMEDAD.
- 7.-TODAS LAS CÁMARA TENDRÁN EXTERIORMENTE EN UN LUGAR VISIBLE LA INDICACIÓN DE HUMEDAD Y TEMPERATURA DE SU INTERIOR.
- 8.-EL AGUA PRODUCTO DE LA DESCONGELACIÓN DE LOS EVAPORADORES SE DRENAJA POR UNA LÍNEA COLECTORA PREVISTA EN EL PLANO HEDRO-SANITARIO.
- 9.-NO SE HARÁN DRENAJES DENTRO DE LAS CÁMARA, LA EVACUACIÓN DEL AGUA DE LIMPIEZA DE LAS CÁMARA SERÁ POR EL TRAGANTE DE PISO UBICADO FRENTE A LAS PUERTAS DE LAS CÁMARA Y CONTEMPLADO EN EL PLANO HEDRO-SANITARIO.
- 10.-LAS LÍNEAS DE INTERCONEXIÓN QUE LLENAN EL CONDENSADOR Y EVAPORADOR PASARÁN SOBRE LAS CUBIERTAS DE LAS CÁMARA HASTA SALIR AL EXTERIOR PARA LLEGAR HASTA EL CUARTO DE COMPRESORES. ESTAS LÍNEAS LLEVARÁN SU CORRESPONDIENTE AISLAMIENTO TÉRMICO CON ESTRUCTURA CELULAR ESTANCA AUTOEXTINGUIBLE Y CON BARRERA DE VAPOR INCLUIDA.SERÁN DE COBRE, DESHIDRATADAS, RÍGIDAS Y CON CONDICIONES ISOLANTES.
- 11.-LA SELECCIÓN DEL EQUIPAMIENTO SE REALIZARA DE ACUERDO A LOS ELEMENTOS ENUNCIADOS EN EL CUADRO DE LAS "CARACTERÍSTICAS DE LAS CÁMARA".
- 12.-LOS MODELOS Y MARCAS DE LOS EQUIPOS SE INDICARÁ SOLO COMO REFERENCIA PARA LA OBTENCIÓN DE ALGUNOS DATOS TÉCNICOS NECESARIOS EN LA ACTIVIDAD DE DISEÑO.
- 13.-LAS UNIDADES CONDENSADORAS O EXTERIORES SE UBICARÁN SOBRE UNA PLATAFORMA UBICADA A 800 mm DEL PISO EN EL LOCAL DESTINADO PARA ELLO, Y EL MISMO ESTARÁ CERRADO CON MALLA ELABORADA.
- 14.-LAS TERMINACIONES EN LOS ANGLOS GENERADOS POR LAS UNIONES ENTRE PANELES DE PARED, PANELES DE PISO Y PANELES DE TECHOS SE EFECTUARÁN MEDIANTE PERFILES SANITARIO CON CONCAVIDAD QUE EVITE LA ACUMULACIÓN DE SUCIEDADES Y FACILITE LA LIMPIEZA.
- 15.-SE INCLUIRÁ UN INTERRUPTOR FUERA DE LAS CÁMARA QUE PERMITA ENCENDER LA LUMINARIA INTERIOR DESDE EL EXTERIOR, JUNTO A LA PUERTA, Y UN PILOTO QUE INDIQUE SI LA LUZ ESTÁ ENCENDIDA.
- 16.-LA PUERTA SERÁ ISOTÉRMICA DE BAJA TEMPERATURA EQUIPADA CON CERRADURA Y APERTURA DE SEGURIDAD INTERIOR, CON RESISTENCIA INCORPORADA.
- 17.-LOS EVAPORADORES O UNIDADES INTERIORES ESTARÁN ADOBADOS AL TECHO.

RESUMEN DE EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN												
POS.	EQUIPO	CAP. (BTU/h)	CANT. (u)	MODELO	DIMENSIONES (Ancho Alto Prof.)	CONEX. TUB. (Pulg.)	TUB. (Pulg.)	POT. (kW)	FREC. (Hz)	INT. MASA (Kg)	LUB. (Lit)	
SP-04	MADINA FRIGORIFICA	31012.7	1	INTARCIN MSH-NY-11026	-	6.35	12.70	0.9	220/1	60	-	16 48 4
SP-07	MADINA FRIGORIFICA	36705.8	1	INTARCIN BSH-NC-2034	-	9.52	15.87	1.2	220/1	60	-	24 66 4

		PROYECTISTA GENERAL:	ARQ. NIURKA NIÑO Z.	J. OFIC.	
		PROYECTISTA EJECUTOR:	INC. JORGE TEJEDA	J. GRUPO:	ARQ. ALJESKI CÁRDENAS
		DIBUJADO:	ING. JORGE TEJEDA	REVISADO:	ING. JOSÉ C. LÓPEZ
		PROYECTO LEGISLATIVO:	CLIMATIZACIÓN, RESIDENCIA DE POSTORADO,SEDE CONRADO BENITEZ	ESCALA:	INDICADA
		OBJETO:	ÁREA CÁMARA FRÍA-PRIMER NIVEL	FECHA:	DIC/2019
No.	RESP. MODIFICACION	FECHA:		No. PLANO:	DE:
				17-003-01	8 8