

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE  
ACONDICIONADO TIPO VRV PARA EL LABORATORIO DE  
TRANSFERENCIA DE CALOR

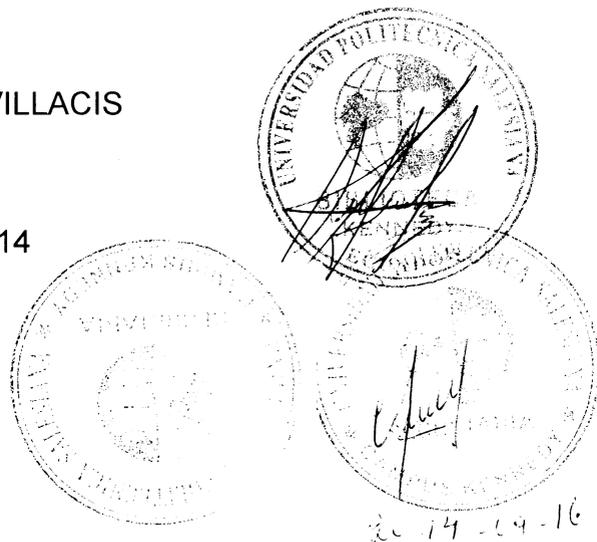
AUTORES:

JOSÉ ANTONIO NARANJO CÓRDOVA Y  
MILTON GIOVANNI GUALOTUÑA GUALOTUÑA

DIRECTOR:

ING. TOMÁS IBUJÉS VILLACIS

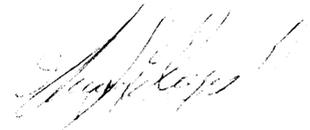
Quito, julio de 2014



## CERTIFICADO

Certifico que bajo mi supervisión el presente proyecto, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, fue desarrollado por los señores NARANJO CORDOVA JOSÉ ANTONIO y GUALOTUÑA GUALOTUÑA MILTON GIOVANNI.

Los conceptos, análisis, cálculos realizados y conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.



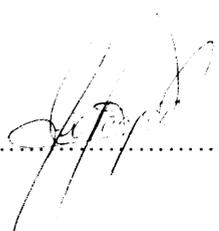
Atentamente:

Ing. Tomás Ibujés Villacís.  
DIRECTOR DE TESIS

## DECLARACIÓN

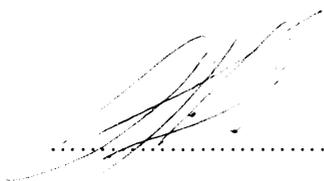
Nosotros, Naranjo Córdoba José Antonio y Gualotuña Gualotuña Milton Giovanni autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de grado y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.



.....

Naranjo Córdoba José Antonio



.....

Milton Giovanni Gualotuña Gualotuña

## **AGRADECIMIENTOS**

Le agradezco a Dios por haberme guiado y acompañado a lo largo de mi carrera, por ser mi fortaleza en mis momentos de debilidad y por brindarme una vida llena de aprendizajes y felicidad.

Le doy gracias a mis padres Néstor Naranjo y Rosario Córdova por apoyarme en todo momento, por los valores que me han inculcado y por darme una excelente educación.

A todas las personas que directa o indirectamente me apoyaron e influyeron en mi para seguir adelante con mis estudios y

A todos los que conforman la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, por haberme brindado los conocimientos necesarios para defenderme en mi vida profesional.

José Antonio Naranjo Córdova

## **AGRADECIMIENTOS**

El más sincero agradecimiento a la Universidad Politécnica Salesiana, en especial a la carrera de Ingeniería Mecánica, por haberme brindado los conocimientos necesarios para la culminación de la carrera.

Le agradezco a Dios por guiarme en mi camino, y a mis padres por darme el apoyo incondicional a lo largo de toda mi vida.

Milton Giovanni Gualotuña Gualotuña

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

El laboratorio de transferencia de calor de la Universidad Politécnica Salesiana se encuentra un sistema didáctico de aire acondicionado tradicional para el estudio de las propiedades termodinámicas del aire, por esta razón se ha visto la necesidad de diseñar y construir un sistema didáctico de aire acondicionado convencional con un equipo que permita optimizar el ahorro de energía y evitar variaciones de humedad y temperatura para obtener valores reales de las propiedades termodinámicas del aire en el momento de cada prueba, de esta forma permitir a los estudiantes realizar un análisis comparativo entre el sistema tradicional con el convencional y observar todos los elementos y partes con los que se compone cada uno de ellos.

## **JUSTIFICACIÓN**

La realización de la presente tesis tiene como finalidad que los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica tengan la posibilidad de asociar los conocimientos teóricos de Transferencia de Calor y Termodinámica, con prácticas de laboratorio lo cual será de vital importancia para su formación.

Debido a los avances tecnológicos en el acondicionamiento de aire se ve la necesidad de realizar el estudio de un sistema de aire acondicionado convencional tipo VRV para el laboratorio de transferencia de calor con el fin de observar su funcionamiento y tomar mediciones de las propiedades termodinámicas del aire al controlar la humedad y la temperatura en el sistema.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir un sistema de aire acondicionado tipo VRV para el laboratorio de Transferencia de Calor.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Seleccionar todos los elementos del sistema en función de los parámetros de funcionamiento.
- Comparar la eficiencia de un sistema de refrigeración tradicional con el sistema de volumen de refrigerante variable.
- Construir el sistema de aire acondicionado.
- Instalar una interface para el control de la humedad y temperatura del aire en el sistema desde un computador.

### **ALCANCE**

- El diseño y construcción del sistema de aire acondicionado se realizará para una capacidad de enfriamiento de 12.000 Btu/h.
- Elaborar los planos.
- Realizar las pruebas de funcionamiento.
- No se considera el diseño de la estructura.

## **HIPÓTESIS**

Se podrá diseñar y construir un sistema de aire acondicionado controlando el volumen de refrigerante en el sistema de refrigeración con el funcionamiento de un compresor inverter que adapta la velocidad del rotor dependiendo de la necesidad del momento evitando arranques o paros de energía para evitar variaciones de humedad y temperatura al momento de obtener valores termodinámicos en el sistema, mejorando así la eficiencia del equipo en comparación con el sistema tradicional instalado en el laboratorio de transferencia de calor.

## **HIPOTESIS ESPECÍFICA**

- Se determinará el ahorro de energía en el sistema VRV en comparación con el sistema tradicional.
- Se determinarán todas las propiedades termodinámicas del aire a base de ecuaciones matemáticas al obtener del sistema la temperatura del bulbo seco y húmedo en un tiempo dado.
- Se controlará la humedad y temperatura por medio del computador obteniendo un diagrama de registros en función del tiempo para visualizar el comportamiento de las propiedades termodinámicas del aire.

## GLOSARIO DE TÉRMINOS

- **Aire recirculado.-** Aire descargado por el acondicionador dentro de un espacio cerrado, cuarto o zona, cuando todas las compuertas de ventilación y extracción están cerradas.
- **Aire de extracción.-** Aire removido por una unidad desde un espacio cerrado, cuarto o zona hacia el exterior.
- **Aire normalizado.-** Aire que tiene una densidad de  $1.2 \text{ kg/m}^3$  y es equivalente a aire seco a una temperatura de  $21.1^\circ\text{C}$  y una presión barométrica de 760 mm Hg.
- **Aire de ambiente.-** Es el aire del espacio interior de un edificio.
- **Aire exterior.-** Es el aire de la atmosfera exterior del edificio.
- **Aire de retorno.-** Es el aire que vuelve desde los locales acondicionados hasta la unidad de tratamiento, y que puede ser expulsado hacia el exterior o recirculado en el sistema.
- **Aire tratado.-** Aire que ha sido sometido a uno a más procesos de tratamientos térmicos.
- **Altitud.-** Altitud de una localidad sobre el nivel del mar.
- **Aire Primario.-** El aire descargado a la salida por el conducto de impulsión.
- **Altura de operación.-** Es la altura sobre el nivel del mar a la cual va a operar el ventilador.
- **Área Efectiva.-** El área neta de un dispositivo de salida o entrada a través de la cual puede pasar el aire.
- **Aislante.-** Cualquier material que reduce excesos de calor o ruido.
- **Agente refrigerante.-** Sustancia empleada para absorber calor. Esta sustancia se utiliza para transferir calor en un sistema de refrigeración. Este toma el calor por evaporación de baja temperatura y baja presión y entrega este calor por condensación a alta temperatura y alta presión.
- **ASHRAE.-** American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
- **Bomba de calor.-** Máquina térmica que permite transferir calor de una fuente a baja temperatura (foco frio) a un fluido receptor a temperatura superior, (foco caliente).

- **Calefacción.-** Proceso por el que se controla solamente la temperatura del aire en espacios cerrados.
- **Calor.-** Es una forma de energía, propiedad distinta y medible de toda materia. La cantidad calor depende de la cantidad de sustancia y del tipo de sustancia. El calor no puede ser destruido pero puede ser transferido de una sustancia a otra, siempre moviéndose desde la sustancia más caliente hacia la más fría. En este principio se basa la refrigeración.
- **Caloría (cal).-** Se define originalmente como la cantidad de calor requerida para aumentar 1°C la temperatura de un gramo de agua, pero esta varía con la temperatura. La caloría de vapor internacional (IT), generalmente preferida por los ingenieros, es exactamente 4.1868 J por definición y corresponde al calor específico del agua a 15 °C. La caloría termoquímica, por lo general preferida por los físicos es exactamente 4.184 J por definición y corresponde al calor específico del agua a temperatura ambiente. La caloría con inicial mayúscula es utilizada por los nutriólogos en realidad es un kilocaloría.
- **Cantidad de calor.-** La unidad de medida de la cantidad de calor en el sistema Inglés, es la “Unidad Técnica Británica” (BTU), que es la cantidad de energía calorífica necesaria para aumentar la temperatura de 1 lb de agua en 1°F, e inversamente, si la temperatura del agua (1lb) ha disminuido en 1°F significa que 1BTU ha sido quitado. Otra unidad usada es la Kilo caloría (Kcal) que es la cantidad de calor necesario para aumentar la temperatura de 1 Kg de agua en 1°C esto en el sistema Internacional de Unidades.
- **Calidad de aire.-** Es un parámetro de control de las condiciones ambientales en el interior de un espacio cerrado, referente a la temperatura, humedad, movimiento y limpieza de aire que exige una norma de regularización correspondiente, dependiendo del espacio a climatizar para proteger la salud ambiental y de confort de los ocupantes.
- **Calor específico.-** Es la cantidad de calor que se necesita para aumentar la temperatura de 1 libra de esta sustancia en 1°F.
- **Calor latente de fusión.-** Es la cantidad de calor necesaria para cambiar una sustancia desde el estado sólido al estado líquido se expresa en BTU/lb.

- **Calor latente de vaporización.-** Es la cantidad de calor necesaria para cambiar una sustancia del estado líquido al estado gaseoso se expresa en BTU/lb.
- **Calor latente de condensación.-** Es la cantidad de calor que debe ser quitada a un vapor para convertirlo en líquido, es el mismo valor que el calor latente de vaporización.
- **Calor o entalpia del aire.-** El aire tiene calor sensible y latente. El calor total del aire a cualquier condición es la suma del calor sensible y el calor latente contenidos en el mismo.
- **Calor sensible.-** Es el calor añadido o quitado a una sustancia que puede ser medida por un cambio de la temperatura de esa sustancia. Ej. Calentar agua antes que hierva.
- **Calor latente.-** Es el calor añadido o quitado a una sustancia para cambiar su estado pero sin cambiar su temperatura.
- **Carga de refrigeración.-** Es la velocidad a la cual deba el calor ser eliminado de un espacio o materia refrigerada a fin de producir y mantener la condiciones deseadas de temperatura.
- **Carga de calor.-** Al calor que en un instante dado hay que extraer del aire para mantener constantes su temperatura y humedad.
- **Caudal.-** Flujo volumétrico del aire en función del tiempo.
- **Climatización.-** Acción y efecto climatizar, que consiste en dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad relativa, pureza del aire, y a veces también de presión, necesarios para lograr un determinado confort.
- **Climatizador.-** Equipo de tratamiento de aire, con producción propia de energía térmica (Frio/Calor) también denominado UTA (Unidad de tratamiento de aire).
- **Confort térmico.-** Es la situación de bienestar térmico del hombre.
- **Control de Volumen.-** Los controles de volumen de hojas opuestas o tipo mariposa, permiten el control del aire de forma no-direccional. Generalmente se instalan en la parte posterior de rejillas o difusores y su operación es por medio de una llave halen.
- **Constante de gas universal R.-** Medida en kJ/kg°Kó BTU/lbmR°
- **Conducción calor.-** Cuando la energía es transmitida por contacto directo de los cuerpos.

- **Convección de calor.-** Cuando la energía se desplaza de un lado a otro por medio de corrientes establecidas mediante un medio que fluye como el aire o el agua etc.
- **Diferencial de Temperatura.-** Diferencia de temperatura entre el aire primario y el ambiente.
- **Entalpía.-** Es la suma de todas las energías suministradas a la misma para mantenerla en su condición actual con respecto a una condición inicial conocida arbitrariamente como punto de entalpía cero.
- **Efecto refrigerante.-** Es la cantidad de calor absorbido en el evaporador que es la misma cantidad de calor quitado del espacio a ser enfriado se mide restando el contenido de calor de 1 libra de refrigerante como entra a la válvula de expansión, del contenido de calor de la misma libra de refrigerante como entra al compresor.
- **Energía.-** Es la capacidad de rendir trabajo, puede existir en varias formas, como energía calorífica, energía mecánica, química, eléctrica, etc. Y puede ser cambiada de una forma a otra.
- **Ganancia de calor.-** Es el calor que en un instante dado entra a través de las superficies internas de muros, vidrios, techo y piso, más el calor generado dentro del local.
- **Humedad relativa.-** La cantidad de humedad del aire, medida en términos porcentuales.
- **Humedad absoluta.-** Se refiere al peso del vapor de agua por unidad de volumen.
- **HP por Ton.-** Es la potencia de descarga en el compresor o condensador se conoce como presión del lado de alta.
- **Porcentaje de saturación.-** El porcentaje de saturación, es 100 veces la relación del peso de vapor de agua con el peso del vapor de agua necesario para saturar un kilogramo de aire seco a la temperatura del bulbo seco.
- **Presión de alta.-** Es la presión de descarga en el compresor o condensador se conoce también como presión del lado de alta. Desde el compresor a través del condensador, tanque del líquido y línea de líquido hasta la válvula de expansión.
- **Presión de baja.-** Es la presión cuando el refrigerante se encuentra desde la válvula de expansión a través del evaporador hasta la succión del compresor.

- **Presión total.-** Presión del aire debida a su compresión y movimiento. Es la suma algebraica de las presiones dinámica y estática en un punto determinado. Por lo tanto, si el aire está en reposo, la presión total es igual a la presión estática. En el ventilador será la diferencia entre las presiones totales determinadas a la salida y a la entrada del mismo.
- **Refrigeración.-** Es el proceso de quitar calor de un espacio o substancia para reducir su temperatura y transferir este calor a otro espacio o substancia.
- **Relación de humedad.-** Llamada algunas veces, ( $w$ ), humedad específica, es una expresión de la masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco y por lo general se lo expresa en granos por libra de aire seco ( $gr/lb$ ) o libras por libra de aire seco ( $lb/lb$ ) donde 7000 granos es igual a 1 libra.
- **Sistema termodinámico.-** Es cualquier región en el espacio limitado por fronteras reales o imaginarias, seleccionado para fines de estudio de la energía y sus transformaciones.
- **Temperatura.-** Es la medida de la intensidad o nivel de calor.
- **Temperatura crítica.-** Es la temperatura más alta que puede tener un gas sin lograr su condensación a la presión a que está sujeto.
- **Temperatura del punto de rocío.-** El punto de rocío se define también como la temperatura debajo de la cual el vapor de agua en el aire, comienza a condensarse (punto de 100% de humedad). La humedad relativa de una muestra de aire, puede determinarse por su punto de rocío.
- **Teorema de Bernoulli.-** Es la suma de la presión estática, la dinámica y la debida a la altura, es constante para todos los puntos de un filete de fluido.
- **Termómetro.-** Instrumento para medir la temperatura. Dependen de la propiedad de un líquido para para expandirse o contraerse si su temperatura aumenta o disminuye.
- **Transferencia de calor.-** Es el intercambio de calor de un cuerpo a otro cuando existe diferencia de temperatura. La transferencia de calor siempre ocurre de un región de temperatura alta a una región de temperatura baja (de un cuerpo caliente a un cuerpo frío) y nunca en dirección opuesta. Existen tres métodos de transferencias de calor: conducción, convección y radiación.

- **Tonelada de refrigeración.-** Es la equivalente que toma fundir 1 tonelada de hielo en 24 horas. Una tonelada de hielo absorbe 288.000 BTU ( $2000 \text{ lb} * 144 \text{ Btu/lb}$ ) en 24 horas, es decir representa la capacidad de enfriamiento de 12000 BTU por hora o 200 BTU por minuto.
- **Variación de temperatura.-** Diferencia de temperatura entre puntos de un mismo espacio.
- **Ventilador.-** Máquina empleada para proporcionar el movimiento de gases y transporte neumático de materiales.
- **Ventilación.-** Es el proceso de distribuir o renovar aire de un lugar a otro con el objetivo de disminuir la concentración de partículas innecesarias y bacterias, así también para proporcionar el confort térmico de un espacio determinado.
- **Ventilador Axial.-** Máquina que maneja un flujo de gases en el sentido de su eje de giro.
- **Ventilador Centrifugo.-** Máquina que maneja un flujo de gases en forma radial al sentido de su eje de giro.

## ÍNDICE

CERTIFICADO .....	i
DECLARACIÓN .....	ii
AGRADECIMIENTOS .....	iii
AGRADECIMIENTOS .....	iv
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	v
JUSTIFICACIÓN .....	v
OBJETIVOS .....	vi
ALCANCE.....	vi
HIPÓTESIS.....	vii
HIPOTESIS ESPECÍFICA .....	vii
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	viii
RESUMEN.....	xix
ABSTRACT .....	xx
CAPÍTULO I.....	1
1. MARCO TEÓRICO .....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Sistema de aire acondicionado .....	1
1.3 Sistema de refrigeración de volumen de refrigerante variable VRV.....	3
1.4 Cartas psicrométricas .....	7
1.5 Análisis termodinámico del sistema de aire acondicionado.....	8
1.6 Procesos de tratamiento de aire en el sistema de aire acondicionado .....	12
1.6.1 Suministro de aire .....	12
1.6.1.1 El ventilador .....	12
1.6.1.2 Parámetros para la selección de un ventilador .....	13
1.6.2 Humidificación .....	16
1.6.2.1 El humidificador.....	17
1.6.2.2 Parámetros para la selección del humidificador .....	17
1.6.2.3 Análisis psicrométrico en la humidificación del aire .....	18
1.6.3 Calefacción eléctrica.....	21
1.6.3.1 Parámetros para la selección de resistencias eléctricas .....	22

1.6.3.2	Calefacción por resistencias eléctricas -----	22
1.6.3.3	Análisis psicométrico del calentamiento del aire, calefacción. -----	24
1.6.4	Sistema de refrigeración-----	25
1.6.4.1	Refrigeración por compresión-----	26
1.6.4.2	Eficiencia energética del sistema de refrigeración -----	28
1.6.4.3	Análisis psicrométrico del enfriamiento del aire -----	28
1.6.4.4	El refrigerante-----	31
1.6.4.4.1	Características deseadas de un refrigerante -----	31
CAPITULO II .....		33
2	ESTUDIO DE ALTERNATIVAS PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO .....	33
2.1	Tipos de sistemas de refrigeración-----	33
2.1.1	Unidades compactas -----	34
2.1.2	Unidades partidas -----	35
2.1.3	Bomba de calor -----	36
2.1.4	Caudal variable de refrigerante, (sistema VRV)-----	37
2.1.4.1	Sistema inverter (variador de frecuencia) -----	38
2.2	Selección del sistema -----	39
2.3	Diseño y selección de los componentes del sistema de aire acondicionado. -----	41
2.4	Ventilador -----	42
2.5	Resistencia eléctrica -----	44
2.6	Humidificador -----	46
2.7	Sistema de refrigeración-----	47
2.8	Refrigerante -----	53
2.9	Sistema de control-----	53
2.10	Manómetros-----	55
2.11	Interface Conve32-----	57
2.12	Costos -----	60
CAPITULO III.....		62
3	ANÁLISIS PSICROMÉTRICOS DE LOS PROCESOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....	62

3.1	Calefacción.....	62
3.2	Refrigeración y deshumidificación.....	67
3.3	Humidificación utilizando el diagrama psicrométrico.....	70
3.4	Comparación de costos VRV y sistemas tradicionales.....	73
3.5	Ejercicio en laboratorio con el programa Full-Gauge MT-530.....	76
3.6	Precauciones y solución de problemas.....	81
3.7	Mantenimiento de rutina.....	81
CAPITULO IV.....		82
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	82
4.1	Conclusiones.....	82
4.2	Recomendaciones.....	83
ANEXOS.....		84
PLANOS.....		95
Bibliografía.....		96

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Diagrama de confort. -----	2
Figura 1.2: Sistema de aire acondicionado tipo VRV. -----	4
Figura 1.3: Gráfica sistema convencional. -----	5
Figura 1.4: Gráfica sistema inverter. -----	6
Figura 1.5: Ubicación de las propiedades termodinámicas de la carta psicrométrica. -----	7
Figura 1.6: Procesos del aire en el sistema. -----	12
Figura 1.7: Tipos de ventiladores. -----	13
Figura 1.8: Curva característica de un ventilador. -----	14
Figura 1.9: Curva característica de un ventilador. -----	15
Figura 1.10: Principio del humidificador. -----	17
Figura 1.11: Humectación por vapor. -----	18
Figura 1.12: Curva de la humectación por vapor. -----	21
Figura 1.13: Tipos de resistencias eléctricas. -----	22
Figura 1.14: Diagrama Psicrométrico que muestra el proceso de calentamiento. -----	25
Figura 1.15: Principio del sistema de refrigeración. -----	26
Figura 1.16: Procesos de refrigeración. -----	27
Figura 1.17: Proceso psicrométrico de refrigeración y deshumectación. -----	28
Figura 1.18: Proceso de deshumectación. -----	31
Figura 2.1: Vista isométrica del sistema de aire acondicionado. -----	41
Figura 2.2: Curva característica del fabricante -----	43
Figura 3.1: Proceso de calefacción en la carta psicrométrica. -----	63
Figura 3.2: Proceso de refrigeración y deshumidificación en la carta psicrométrica. -----	68
Figura 3.3: Proceso de humidificación en la carta psicrométrica. -----	71
Figura 3.4: Programa Full gauge MT-530, ingreso de datos. -----	77
Figura 3.5 : Programa Full gauge MT-530, registro de actividad. -----	78
Figura 3.6: Programa Full gauge MT-530, registro T y H vs t. -----	78
Figura 3.7: Programa Full gauge MT-530, Gráfica T-H-t. -----	79
Figura 3.8: Programa Full gauge MT-530, Gráfica T-H-t. -----	79

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Refrigerantes que se utilizan en climatización. -----	32
Tabla 2.1: Caídas de presión en los elementos del sistema -----	42
Tabla 2.2: Ventiladores HXM-200.-----	44
Tabla 2.3: Resistencia eléctrica.-----	45
Tabla 2.4: Humidificador de vapor. -----	47
Tabla 2.5: Factor de carga de motor-----	49
Tabla 2.6: Sistema VRV modelo 38KCD112313G. -----	52
Tabla 2.7: Evaporador del sistema de refrigeración. -----	52
Tabla 2.8: Refrigerantes-----	53
Tabla 2.9: Parámetros del controlador MT-530 plus. -----	54
Tabla 2.10: Manómetro de baja presión.-----	56
Tabla 2.11: Manómetro de alta presión. -----	57
Tabla 2.12: Full Gauge Controls CONVE32. -----	58

## ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Carta psicrométrica de Quito. -----	85
Anexo 2: Una tonelada de refrigeración requiere entre 350 a 450 cfm. -----	86
Anexo 3: Partes del sistema VRV -----	87
Anexo 4: Mantenimiento del sistema VRV -----	88
Anexo 5: Programación del sensor de humedad y temperatura MT-530.-----	89
Anexo 6: Factura del costo del sistema VRV y del ventilador.-----	90
Anexo 7: Factura del costo del amperímetro, humidificador y ducto acrílico. -----	91
Anexo 8: Fotos construcción del sistema -----	94

## RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad el diseño y construcción de un sistema de aire acondicionado, el cual permite realizar mediciones de las propiedades del aire en cada uno de los procesos de tratamiento en el sistema. El sistema controla humedad, temperatura y caudal del aire. Se incorporan resistencias eléctricas para la calefacción, humidificador para la humidificación, un sistema de refrigeración con un compresor de volumen de refrigerante variable para la substracción de calor, un ventilador para el suministro de aire y un sistema de control de temperatura y humedad estableciendo diferentes condiciones del aire para su análisis.

Se estudia conceptos básicos de aire acondicionado, procesos que intervienen en la unidad de tratamiento de aire de un sistema acondicionador, estudio de la psicrometría, el uso de la carta psicrométrica, procedimientos matemáticos para la comprobación de las propiedades termodinámicas del aire en un estado determinado y su comportamiento durante cada proceso en dicha carta.

Se define el principio de funcionamiento de un sistema de aire acondicionado tipo VRV, sus ventajas ante los sistemas tradicionales y se describe el comportamiento de un compresor inverter elemento básico de dicho sistema.

Se plantea la ubicación de los diferentes elementos siendo desde la entrada hacia la salida de aire en el sistema: un ventilador, una resistencia eléctrica, un humidificador, un sistema de refrigeración tipo VRV, una resistencia eléctrica y un sistema de control de humedad y temperatura los cuales están sujetos a una base y cubiertos por un ducto de acrílico transparente bajo medidas establecidas.

## **ABSTRACT**

This project aims at the design and construction of an air conditioning system, which allows us to make measurements of the properties of air in each of the treatment processes in the system. The system controls humidity, temperature and air flow. Incorporated electrical resistances for heating humidifier for humidification, a cooling system with a compressor variable refrigerant volume for subtraction of heat, a fan for the ventilation process and control system setting different temperature and humidity air conditions for analysis.

We study basic concepts of air conditioning processes involved in the treatment unit air conditioner system , psychrometry study , the use of psychrometric chart , mathematical procedures for testing the thermodynamic properties of air in a given state and behavior for each process in the letter .

It defines the principle of operation of a VRV air conditioners, their advantages before traditional systems and describes the behavior of an inverter compressor staple of that system.

Raises the location of the various elements from the inlet to the air outlet in the system: a fan, an electrical resistance, a humidifier, a cooling system VRV type , an electrical resistor and a control system of humidity and temperature which are subject to a base and covered by a transparent acrylic pipe under measures established .

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1 Introducción

El presente proyecto que es un sistema de aire acondicionado convencional difiere del sistema tradicional por la instalación del equipo de refrigeración tipo VRV que permite por medio de un compresor inverter, la variación del flujo del refrigerante en el sistema de refrigeración elevando su eficiencia y ahorro de energía.

Para la justificación de la instalación del equipo VRV se analizará de forma termodinámica cual es el comportamiento del refrigerante en el equipo, los efectos en el rendimiento del mismo al elevar y disminuir su temperatura cuando pasa por cada uno de los procesos del ciclo de refrigeración. Se compararán los resultados obtenidos con los de un ciclo de refrigeración normal el cual por el apagado y encendido del compresor disminuye su rendimiento al perder temperatura en puntos estratégicos del ciclo. De esta forma se demostrará que existen menos oscilaciones de temperatura en el aire al instalar el sistema VRV.

En el sistema de forma general se analiza los conceptos básicos de transferencia de calor y termodinámica para la selección de los diferentes equipos de tratamiento de aire. Se estudia las propiedades termodinámicas del aire en los procesos de ventilación, calefacción, refrigeración y humidificación realizando un análisis de resultados comparando los obtenidos por ecuaciones matemáticas, cartas psicrométricas y el programa full gauge.

### 1.2 Sistema de aire acondicionado

“Con el término aire acondicionado se define el control mecánico íntegro del ambiente interno de un local, con el objeto de mantener unas condiciones especificadas con un determinado propósito; así, el objetivo es garantizar una temperatura confortable, acompañada de una adecuada humedad, limpieza y frescura del aire para los usuarios en

un espacio determinado” (Chadderton, 2000, pág. 17). La curva de confort térmico se muestra en la Figura 1.1

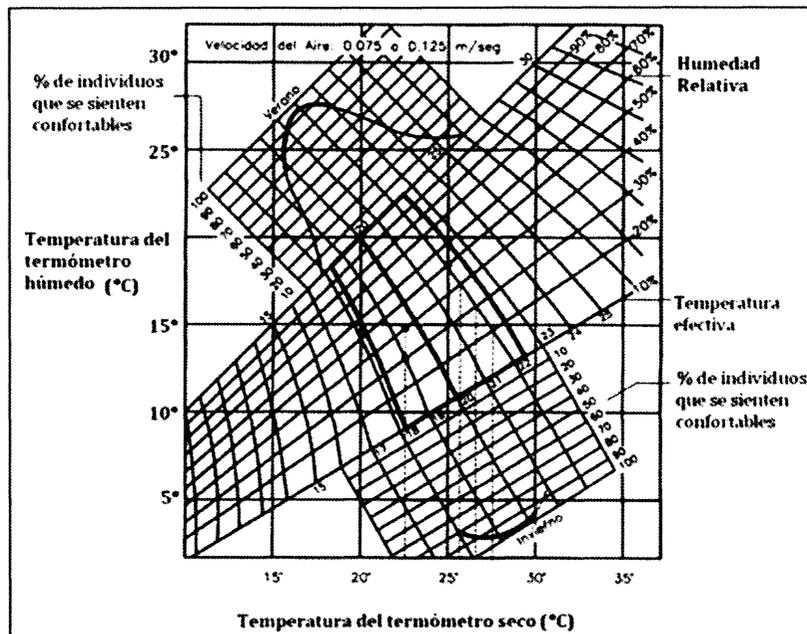


Figura 1.1: Diagrama de confort.  
Fuente: (Martínez Sánchez, 2003, pág. 55)

“El acondicionamiento de aire es un proceso que tiende al control simultáneo dentro de un ambiente delimitado de la pureza, temperatura y movimiento del aire. Como se indica en la definición, las acciones importantes involucradas en la operación de un sistema de aire acondicionado son:

- Control de la temperatura (calefacción, refrigeración)
- Control de la humedad (humidificación o deshumidificación)
- Filtración, limpieza y purificación del aire.
- Circulación y movimiento del aire (ventilación mecánica)” (Peragallo, 1992, pág. 11)

“El concepto de aire acondicionado difiere de la ventilación mecánica por la incorporación de la refrigeración; así, al añadir un equipo de refrigeración mecánica y un serpentín de refrigeración a un sistema de ventilación mecánica, se obtiene el aire acondicionado” (Chadderton, 2000, pág. 19).

Para especificar los ambientes térmicos aceptables para el bienestar, así como el método a seguir para la estimación de la sensación térmica, se recoge en la norma Europea UNE-EN-ISO-7730, los procedimientos para determinar unos índices para ambientes térmicos moderados, que fijan las especificaciones de las condiciones para el bienestar térmico.

### **1.3 Sistema de refrigeración de volumen de refrigerante variable VRV**

El sistema VRV que significa volumen de refrigerante variable, aunque el término preciso sería caudal de refrigerante variable, a diferencia del sistema de refrigeración estos sistemas tiene la capacidad de poder variar el caudal del refrigerante aportado a la batería del evaporador y compresor, controlando así con más eficiencia la temperatura de los espacios a climatizar. Este sistema basa su funcionamiento en el motor del compresor inverter que funciona con un sistema de variación de frecuencia (entre 20 y 100Hz).

“El VRV (variable refrigerant flow) es un sistema aire-gas-aire de caudal variable de refrigerante preparado para el control del caudal de este de acuerdo con las necesidades de instalación y con válvulas de expansión electrónicas para cada unidad interior. Los refrigerantes más utilizados en este tipo de sistemas son los refrigerantes R-407C y el R-410 A, que están dentro del listado de refrigerantes no contaminantes según el Tratado Internacional de Montreal para la Protección de la Capa de Ozono. Un equipo de refrigeración tipo VRV se muestra en la Figura 1.2

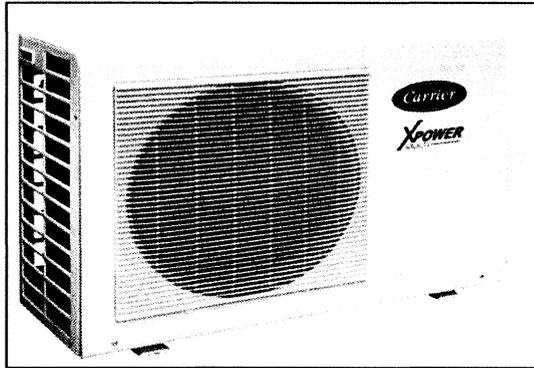


Figura 1.2: Sistema de aire acondicionado tipo VRV.  
Fuente: (Carrier , 2009, pág. 137).

Los sistemas VRV para el acondicionamiento de aire han resultado de la evolución de los sistemas “Multi-Split”. Son sistemas de bomba térmica reversible que permiten conectar varias unidades interiores con una sola unidad exterior a través de dos tuberías de cobre por donde circula el fluido refrigerante.

El sistema VRV se puede realizar con dos o tres tubos con la misma unidad exterior y diversas combinaciones de las unidades interiores según el diseño de la instalación.

Actualmente se han desarrollado dos sistemas para conseguir el caudal variable de refrigerante; el primero consiste en la combinación de tres compresores de distinta capacidad que funcionan a velocidad constante y acumulador de potencia, asegurado de flujo óptimo de refrigerante y elevado COP; el segundo consiste en instalar un solo compresor con un variador de frecuencia (sistema inverter), obteniendo también un caudal variable de refrigerante y un óptimo COP”. (Cano Pina, 2007, pág. 111)

El sistema consiste en una unidad exterior que permite instalar unidades interiores que tengan como mínimo un 50% su potencia, o bien una unidad exterior con un máximo de 130% de la potencia total de las unidades interiores.

La instalación de las unidades se efectúa con los colectores y los distribuidores diseñados para cada modelo. Deben respetarse los diámetros de las tuberías de líquido y aspiración y la longitud máxima indicada por el fabricante en sus catálogos.

Todas las unidades interiores están diseñadas con las conexiones preparadas para su instalación con caudal variable de refrigerante. Al instalar una sola unidad exterior y varias unidades interiores, la gestión del espacio a refrigerar se puede realizar con un ordenador para el control de la climatización, control individual con control remoto por cable, control remoto inalámbrico y control remoto simplificado.

### **Sistema inverter (variador de frecuencia)**

El sistema inverter es una forma de regular el compresor para obtener el máximo rendimiento y reducir el consumo eléctrico. Consiste en establecer un circuito eléctrico que no para ni arranca continuamente el compresor, si no que procura mantener el funcionamiento del equipo a una capacidad ideal para que las oscilaciones de temperatura en el local a climatizar sean mínimas. Con el sistema inverter se consigue ahorrar de un 25 a un 30% de energía con respecto a los sistemas tradicionales, y un COP (coeficiente de eficacia energética) de 3.4 a 3.8 según el tipo de refrigerante. La diferencia que existe entre las oscilaciones de temperaturas en los sistemas tradicionales y el inverter se muestra en la Figura 1.3 y 1.4 respectivamente.

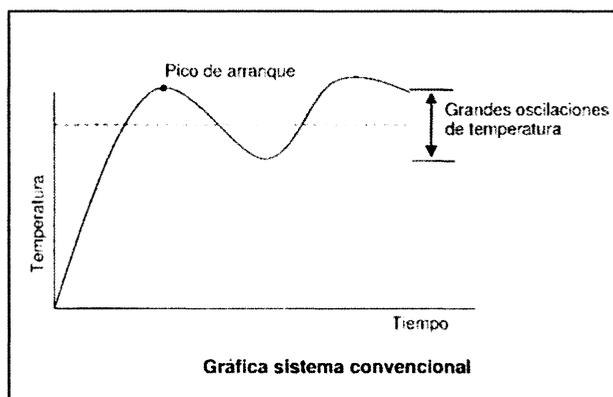


Figura 1.3: Gráfica sistema convencional.  
Fuente: (Cano Pina, 2007, pág. 107)

Básicamente, un sistema inverter, lleva incorporado unos convertidores que transforman la corriente alterna procedente de la acometida eléctrica del abonado, en corriente continua para alimentar todo el sistema del equipo. El compresor es accionado por un motor síncrono de alta reluctancia de C.C. de alta capacidad. Una vez conseguida la temperatura deseada se modulan las revoluciones del compresor y se evitan los picos de arranque del mismo.

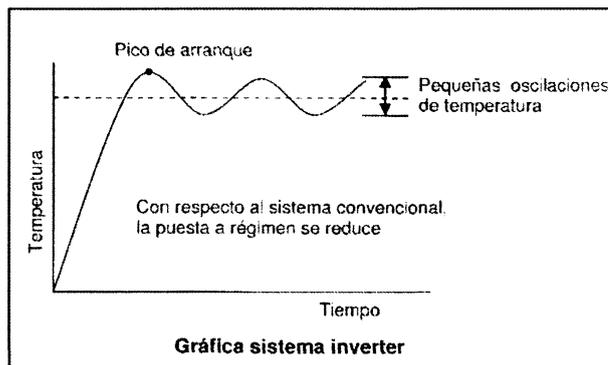


Figura 1.4: Gráfica sistema inverter.  
Fuente: (Cano Pina, 2007, pág. 108)

En la posición en frío puede trabajar hasta una temperatura exterior mínima de  $-5^{\circ}\text{C}$  y máxima de  $43^{\circ}\text{C}$  y cuando funciona en bomba de calor puede trabajar en una temperatura exterior mínima de  $-20^{\circ}\text{C}$  y máxima de  $15^{\circ}\text{C}$ .

Cuando se efectúa la instalación del sistema inverter, las tuberías de líquido y aspiración son de un diámetro más pequeño que con el sistema convencional. Siempre se instalarán las tuberías recomendadas por fabricante del equipo.

Poseen una terminal electrónica que permite conocer los cambios de temperatura que se viven en el espacio a tratar transformando las revoluciones del motor del émbolo para abastecer la potencia exigida, de esta manera cuando están a punto de adquirir la temperatura deseada los equipos de aire acondicionado inverter reducen la potencia para de esta manera evitar los picos de arranque del compresor, lo que se logra un ahorro de energía importante y más durabilidad en el equipo reduciendo a la vez los ruidos molestos que provocan los arranques.

## 1.4 Cartas psicrométricas

Son gráficas que representan las propiedades psicrométricas del aire. El uso de estas gráficas permite el análisis de datos psicrométricos y procesos facilitándose la solución de muchos problemas prácticos relacionados con el acondicionamiento del aire, que de otra manera requerirían resoluciones matemáticas.

La carta psicrométrica estándar (a nivel del mar 101.325 kPa) de Carrier se muestra en la Figura 1.5

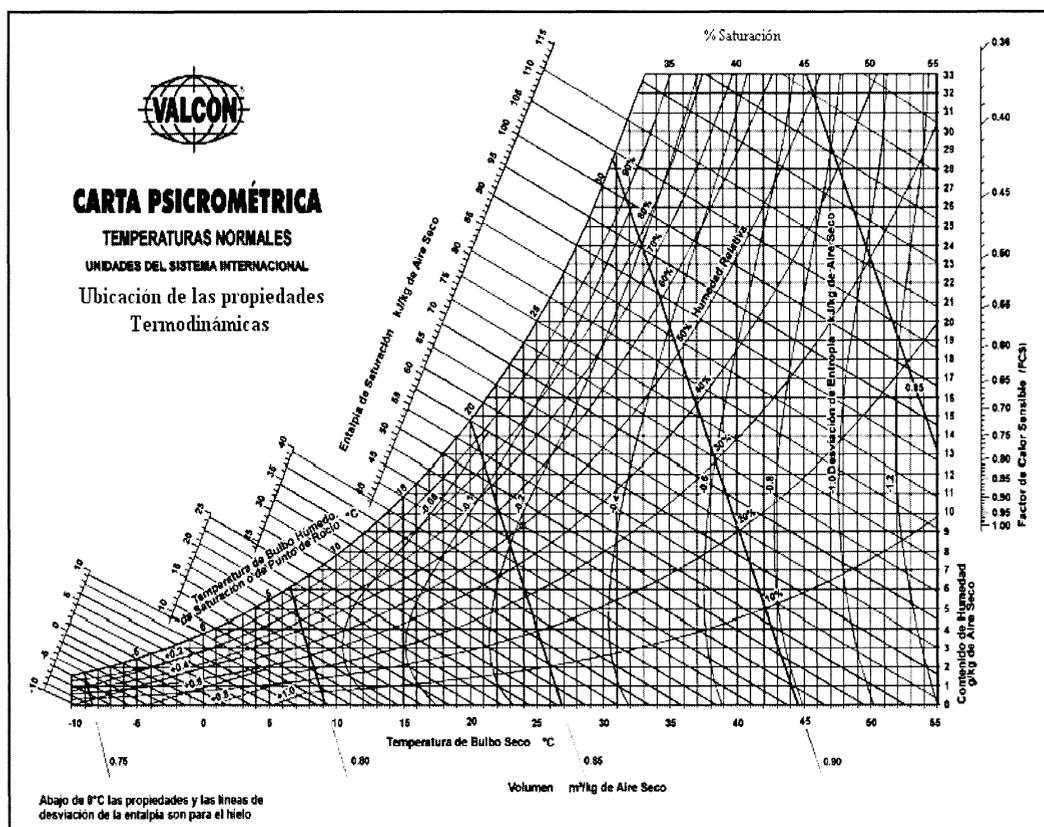


Figura 1.5: Ubicación de las propiedades termodinámicas de la carta psicrométrica.  
Fuente: (Carrier, 2009)

En la realización de la presente tesis, se utilizará una carta psicrométrica basada en condiciones reales de Quito, es decir a 2800 metros sobre el nivel de la mar (10.4 psi), desarrollada mediante un software elaborado dentro de la Facultad de Ingeniería

Mecánica de la Universidad Politécnica Nacional del Ecuador por los Ingenieros Miguel Ortega López y Adrián Patricio Peña que se muestra en el Anexo 1

Conociendo dos de cualquiera de estas propiedades del aire, las otras pueden determinarse a partir de la carta psicrométrica.

### 1.5 Análisis termodinámico del sistema de aire acondicionado

A continuación se detalla el sumario de fórmulas para determinar las propiedades del aire al ser tratado en cada uno de los procesos del sistema de aire acondicionado.

#### Sumario de fórmulas

1. Temperatura de bulbo húmedo,  $T_{sl}$  (°C), medida mediante un termómetro de cristal de mercurio cubierto por una mecha húmeda.
2. Temperatura seca  $T$  (°C), medida mediante un termómetro de cristal de mercurio.
3. Psicrómetro de honda usado para determinar la  $T$  (°C) (seca) y la  $T_{sl}$  (°C) (húmeda).
4. Presión atmosférica 71.65 kPa, 0.7165 bars ,10.4 psi.
5. Temperatura absoluta:

$$T = (°C + 273.15) \quad (°K) \quad \text{Ec.1}$$

6. Constante de los gases (aire)

$$R = 287.1 \quad \left( \frac{J}{kg \cdot °K} \right) \quad \text{Ec.2}$$

7. Contenido de humedad del aire,  $g$  (kg)  $H_2O$  por kg de aire seco, (kg/kg).

8. Porcentaje de saturación

$$PS = 100 \frac{g}{g_s} \quad (\%) \quad \text{Ec.3}$$

Donde:

$g$ : cantidad de agua en aire seco, humedad absoluta (kg).

$g_s$ : cantidad de agua cuando el aire está saturado(kg)  $H_2O$ .

#### 9. Humedad Relativa

$$HR = 100 \frac{P_v}{P_s} \quad (\%) \quad \text{Ec.4}$$

Donde:

$P_v$ : presión de vapor (kPa; psi).

$P_s$ : presión de saturación (kPa; psi).

#### 10. Presión de vapor de saturación $p_s$ ( kPa):

$$\text{Log}(p_s) = 30.59051 - 8.2 \times \log T + 2.4804 \times 10^{-3} T - \frac{3142.31}{T} \quad \text{Ec.5}$$

Donde:

$T$ : ( $^{\circ}\text{C} + 273.15$ ) =  $^{\circ}\text{K}$ ,

#### 11. Contenido de humedad de saturación.

$$g_s = \frac{0.62197 \times p_s}{1013.25 - p_s} \quad \left( \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right) \quad \text{Ec.6}$$

#### 12. Presión de vapor:

$$p_v = p_{sl} - 1013.25 \times 6.66 \times 10^{-4} \times (T - T_{sl}) \quad (\text{kPa ; mbar}) \quad \text{Ec.7}$$

Donde:

$p_{sl}$ : presión de saturación de la temperatura del termómetro de bulo húmedo.

$T_{sl}$ : temperatura de bulbo húmedo.

13. Contenido de humedad

$$g = \frac{0.62197 \times p_v}{1013.25 - p_v} \quad \left( \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right) \quad \text{Ec.8}$$

14. Ley general de los gases

$$Pv = mRT \quad \text{Ec.9}$$

Donde:

P: presión absoluta del aire seco.

v: volumen específico de 1 kg de aire seco  $\text{m}^3/\text{kg}$

m: unidad de kg de aire seco

R: constante específica de los gases.

T: temperatura absoluta del gas ( $^{\circ}\text{K}$ )

15. Densidad

$$\delta = \frac{P}{RT} \quad \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \quad \text{Ec.10}$$

16. Volumen específico

$$v = \frac{1}{\delta} \quad \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) \quad \text{Ec.11}$$

$$v = \frac{mRT}{P} \quad \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) \quad \text{Ec.12}$$

17. Entalpía específica

$$h = C_{pa} \times T + g \times (h_{fg0} + C_{pw} \times T)$$

$$h = 1.0048 \times T + g \times (2500.8 + 1.863 \times T) \quad \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad \text{Ec.13}$$

Donde:

$g$ : relación de masa de vapor contenida en el aire y masa de aire seco (kg/kg).

$T$ : temperatura bulbo seco.

$C_{pa}$ : calor específico del aire seco  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}}\right)$

$h_{fg0}$ : calor latente de evaporización del agua a  $0^\circ\text{C}$ , en  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$C_{pw}$ : calor específico del vapor de agua, en  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}}\right)$ .

18. Temperatura del punto de rocío

$$T_{dp} = 14.62 \times \ln \frac{P_s(\text{Pa})}{600.245} \quad (^\circ\text{C}) \quad \text{Ec.14}$$

19. Presión de vapor de aire

$$p_s = 600.245 \exp(0.0684 \times T_{dp}) \quad (\text{Pa}) \quad \text{Ec.15}$$

20. Presión parcial del aire

$$P_p = P_b - p_s \quad (\text{Pa}) \quad \text{Ec.16}$$

Donde:

$P_b$ : presión barométrica.

## 1.6 Procesos de tratamiento de aire en el sistema de aire acondicionado

El aire suministrado al sistema debe pasar por un proceso de tratamiento que ajusta las propiedades termodinámicas del mismo para su análisis y que van en el siguiente orden como se muestra en la Figura 1.6

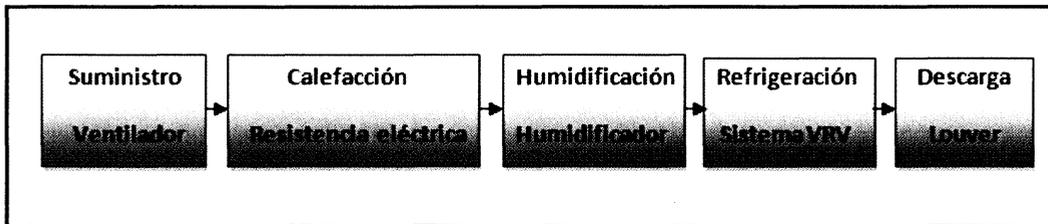


Figura 1.6: Procesos del aire en el sistema.

Fuente: Propia.

### 1.6.1 Suministro de aire

El suministro de aire consiste en inyectar aire del exterior al interior del ducto, por medio de un ventilador.

#### 1.6.1.1 El ventilador

“Los ventiladores son máquinas rotatorias capaces de mover una determinada masa de aire, a la que comunican una cierta presión, suficiente para que pueda vencer las pérdidas de carga que se producirán en la circulación por los conductos de ventilación y climatización.” (SOLER & PALAU, 2010, pág. 39) Se lo define también como una turbo máquina que recibe energía mecánica para mantener un flujo continuo de aire u otro gas. Los tipos de ventiladores se muestran en la Figura 1.7.

Un ventilador consta en esencia de:

- Motor
- Elemento rotativo
- Soporte

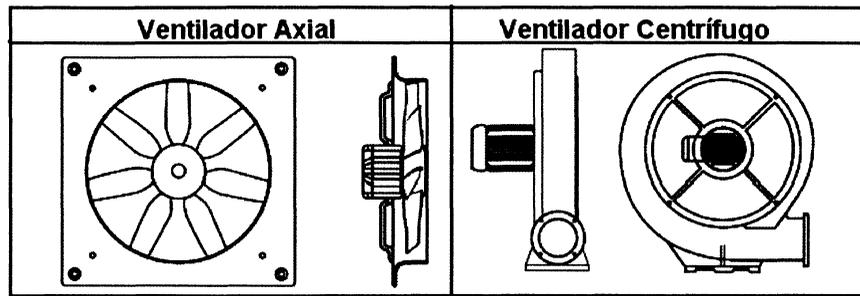


Figura 1.7: Tipos de ventiladores.  
Fuente: (SOLER & PALAU, 2010, pág. 40)

### 1.6.1.2 Parámetros para la selección de un ventilador

Para la selección de un ventilador se debe conocer los siguientes parámetros.

- Curva característica del fabricante
- Punto de trabajo, conociendo el caudal CFM de aire requeridos y la caída de presión que tiene que vencer el ventilador
- La inversión

“CFM es la unidad de aire utilizada en los ventiladores y en los sistemas de aire acondicionado que significa pies cúbicos por minuto. Un CFM equivale a una transmisión de aire de 28,31 litros por minuto, en la cual por regla general por cada tonelada de capacidad de refrigeración un aire acondicionado requiere una tasa de entre 350 a 400 CFM.” (ISO 9001:2008, 2014, pág. 15) Como se muestra en el abstracto del Anexo 2.

#### Curva característica del ventilador

La curva característica de un ventilador muestra las coordenadas de los distintos valores de caudal vs presión obtenidos mediante un ensayo en laboratorio. Cada ventilador tiene su curva característica suministrada por su fabricante o proveedor. No es suficiente conocer el caudal que es capaz de suministrar un ventilador a descarga libre, esto es, sin obstrucciones, para poder catalogarlo. Es necesario conocer que caudales irá proporcionando según sean las distintas pérdidas de carga que deba vencer. Cada curva

diferente representa un valor distinto y su lectura se hace en las diferentes escalas que están a su izquierda como se muestra en la Figura 1.8.

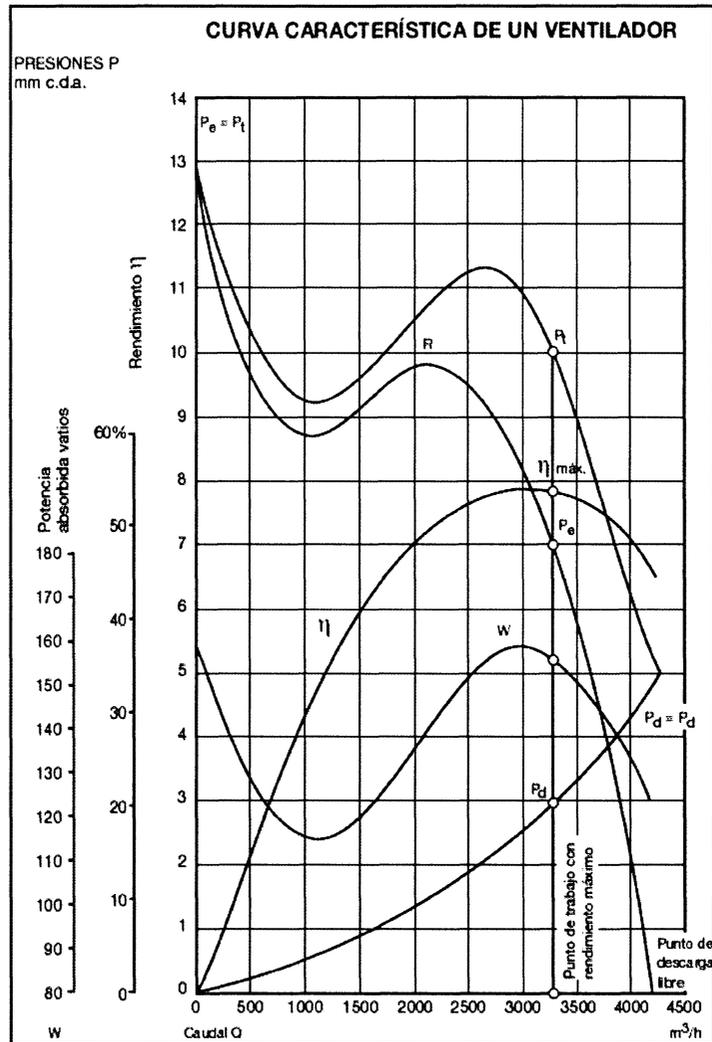


Figura 1.8: Curva característica de un ventilador.  
Fuente: (SOLER & PALAU, 2010, pág. 42)

Tres están relacionadas con la presión que da el ventilador para distintos caudales que son las denominadas presión total  $P_t$ , presión estática  $P_e$  y presión dinámica  $P_d$ . Obsérvese que a descarga libre, es decir cuando la presión estática ( $P_e$ ) es nula, el ventilador da el máximo caudal que puede mover; en este punto la presión total es igual a la dinámica ( $P_t = P_d$ ). Así mismo, cuando el ventilador está obturado, es decir que da el mínimo caudal, la presión dinámica ( $P_d$ ) es nula, en este punto, la presión total es

igual a la estática ( $P_t = P_e$ ). Otra curva que podemos ver en la figura es la curva de potencia absorbida ( $W$ ) en la escala vertical situada más a la izquierda (en watt). Esta curva nos da la potencia que consume el motor que acciona el ventilador. También se tiene representada la curva de rendimiento ( $\eta$ ) que se leen % en la escala vertical intermedia, se puede ver que el rendimiento del ventilador depende del caudal que está moviendo.

El punto R se conoce como punto de desprendimientos, y la zona a la izquierda de este es de funcionamiento inestable. Debe, por tanto, escogerse el ventilador de manera que el punto de trabajo este a la derecha de R, de esta manera se evita la inestabilidad de funcionamiento.

La característica de un ventilador es la mejor referencia del mismo, ya que siempre nos indicará su comportamiento según sea el caudal y la presión que esté dando. Se muestra en el diagrama P-Q que los ventiladores centrífugos dan más presión pero menos caudal de aire que los ventiladores helicoidales o axiales en la Figura 1.9.

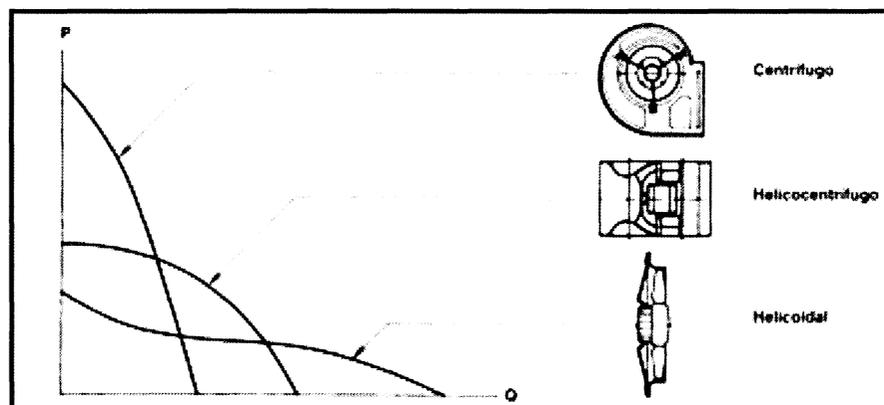


Figura 1.9: Curva característica de un ventilador.  
Fuente: (SOLER & PALAU, 2010, pág. 3)

### Punto de trabajo

El ventilador puede funcionar moviendo distintos caudales y comunicándoles distintas presiones, de tal forma que todos los puntos posibles de funcionamiento se hallen representados sobre la curva ( $P_e$ ) de la Figura 1.8.

Para saber exactamente en qué condiciones funcionará el ventilador, se debe conocer la curva resistente que ejercen los elementos del sistema al paso del caudal del aire suministrado, es decir, la curva que relaciona la pérdida de carga de la instalación con el caudal que pasa por ella. La intersección de la curva característica y la resistente indica el punto de trabajo.

### **Efecto de calentamiento de un ventilador**

“Un ventilador de X potencia calienta un espacio del mismo modo que un calentador de resistencia igual. En el caso de un ventilador el motor convierte parte de la energía eléctrica en energía mecánica para que gire las aspas mientras que el resto se disipa en forma de calor hacia el aire como resultado de la ineficiencia del motor. (ningún motor convierte el 100 por ciento de la energía eléctrica en energía mecánica). Parte de la energía mecánica se convierte en energía cinética del aire a través de las aspas para después convertirse en energía térmica cuando las moléculas del aire disminuyen su velocidad debido a la fricción. Al final toda la energía eléctrica que emplea un motor se convierte en energía térmica del aire lo cual se manifiesta con un aumento de temperatura.” (Cengel & Michael , 2009, pág. 65). Se determina el calor generado  $\dot{Q}$  mediante la siguiente ecuación.

$$\dot{W} = \dot{Q} = UA ((T_2 - T_1) ) \quad ( W ; J/s ) \quad \text{Ec.17}$$

Donde:

U : coeficiente de transmisión de calor global  $(W/m^2\text{°C})$

A : superficie expuesta

$T_2$  y  $T_1$ : temperatura interior y temperatura exterior respectivamente.

### **1.6.2 Humidificación**

La humidificación es la operación unitaria que tiene como objetivo modificar las condiciones de humedad y temperatura de la corriente de aire en el ducto por interacción con una corriente de agua. Se transfiere agua y energía calorífica de una a otra corriente.

“Hay dos medios generales de expresar la medida de la humedad del aire: humedad absoluta o contenido de vapor de agua en el aire, normalmente se expresa en gramos de agua por kilogramo de aire seco y no varía con el calentamiento o enfriamiento del aire y humedad relativa o contenido porcentual de vapor de agua en el aire sobre el máximo posible a una temperatura determinada. La humedad relativa disminuye al calentar el aire y aumenta al enfriarlo. ” (Carrier , 2009, págs. I-83)

### 1.6.2.1 El humidificador

El humidificador distribuye la humedad en el ducto reduciendo el aire seco. La función de humectación que se ejecuta debe colocarse después de la resistencia eléctrica dado que el aire más caliente tiene la propiedad de absorber más humedad. Su principio es evaporar el agua contenida en una bandeja por medio de una resistencia eléctrica de tipo blindado como se muestra en la Figura 1.10.

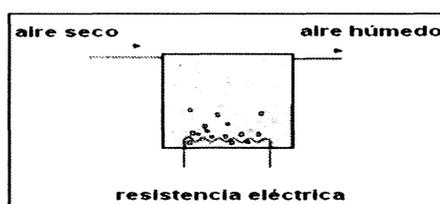


Figura 1.10: Principio del humidificador.  
Fuente: [www.humectadores.com](http://www.humectadores.com)

### 1.6.2.2 Parámetros para la selección del humidificador

Para la selección de un humidificador se ha de estimar:

- Grado de humedad relativa del aire que se desea obtener
- Tipos de instalaciones de refrigeración o calefacción existentes o proyectadas, para determinar las pérdidas de calor del espacio determinado.
- Dimensiones y materiales de construcción de la zona a humidificar.
- La inversión

### Dimensionado del humidificador

“Si se requiere seleccionar el humidificador por descarga de vapor se considerará que por cada kilovatio de potencia eléctrica se producen 1.33Kg/ h de vapor. Así que a la potencia que es calculada se multiplica por 1.33 para obtener la necesidad de vapor para el equipo”. (TECNA Tecnología de aislamientos y climatización. S.L., 2008, pág. 2).

$$Ph = \frac{\dot{g}}{1.33} \quad (\text{kW}) \quad \text{Ec.18}$$

Donde:

Ph = Potencia del humidificador requerida

$\dot{g}$  = Cantidad de agua que se requiere suministrar (kg de agua)

#### 1.6.2.3 Análisis psicrométrico en la humidificación del aire

Se muestra la disposición general de humectación en la Figura 1.11 y 1.12 respectivamente.

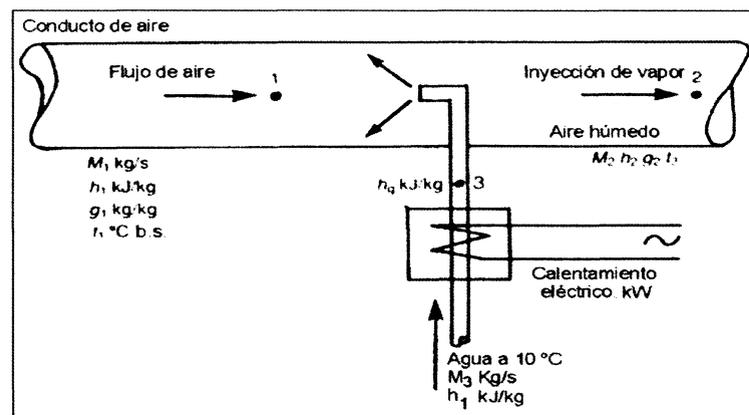


Figura 1.11: Humectación por vapor.  
Fuente: (Chadderton, 2000, pág. 97)

La forma más higiénica de añadir humedad es mediante la inyección de vapor de agua producido por una resistencia eléctrica dentro del humidificador. Para ello se toma agua de aproximadamente 10°C. Si se aumenta la temperatura del agua a 100°C, ésta hierve a la presión atmosférica, con lo que se evita la contaminación bacteriana del aire si no se

produce la condensación de la humedad inyectada dentro del ducto. El suministro de vapor se controla mediante el on off del humidificador.

En los cálculos de aire acondicionado se utiliza frecuentemente una variable energética denominada entalpía, que establece las variaciones energéticas que experimenta el aire al pasar de unas condiciones a otras. Sabiendo las cantidades de aire seco y vapor de agua contenida en un aire húmedo, la entalpía del mismo se puede determinar como la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua como se muestra en la siguiente ecuación.

$$h = h_a + h_v \quad (\text{kcal/kg}) \text{ o } (\text{J/g}) \quad \text{Ec.19}$$

Donde:

$h_a$  : entalpía del aire seco. (kcal/kg) o (J/g).

$h_v$  : entalpía del vapor de agua. (kcal/kg) o (J/g).

La entalpía del aire seco,  $h_a$ , es la cantidad de calor que contiene el aire seco, tomando como valor cero la que corresponde a 0°C. Mientras que la entalpía de vapor agua,  $h_v$ , es la cantidad de calor que contiene el vapor de agua, tomando como valor cero la que corresponde a 0°C.

La entalpía específica del vapor es mayor que la del aire que está siendo humectada, por lo que se produce un pequeño calentamiento sensible y el contenido de humedad del aire aumenta. La temperatura seca del aire permanece próxima al valor correspondiente al contenido más bajo de humedad. Se considera que la humectación es un proceso adiabático y que no se produce condensaciones de vapor. Se puede realizar un balance del caudal másico de la entalpía y del flujo de humedad:

Caudal másico:

$$M_2 = M_1 + M_3 \quad (\text{kg/s}) \quad \text{Ec.20}$$

La ecuación de la entalpía:

$$M_1 h_1 + M_3 h_g = M_2 h_2 \quad (\text{kW}) \quad \text{Ec.21}$$

El caudal másico de la humedad:

$$M_1 g_1 + M_3 = M_2 g_2 \quad (\text{kg/s}) \quad \text{Ec.22}$$

Los contenidos de humedad  $g_1$  y  $g_2$  se conocen a partir de las condiciones requeridas para el aire y se necesita hallar el caudal másico de vapor  $M_3$ ; el caudal másico de la mezcla  $M_2$  se desconoce. Para encontrar  $M_3$ :

$$g_1 M_1 + M_3 = M_2 g_2 = (M_1 + M_3) g_2 = g_2 M_1 + g_2 M_3 \quad \text{Ec.23}$$

Despejando:

$$M_3 - g_2 M_3 = g_2 M_1 - g_1 M_1$$

$$M_3 (1 - g_2) = g_2 M_1 - g_1 M_1$$

$$M_3 (1 - g_2) = M_1 (g_2 - g_1)$$

$$M_3 = \frac{M_1 (g_2 - g_1)}{(1 - g_2)} \quad (\text{kg/s}) \quad \text{Ec.24}$$

Se calcula el caudal másico de aire expulsado  $M_2$  y su entalpía  $h_2$ :

$$M_2 = M_1 + M_3 \quad (\text{kg/s})$$

$$M_1 h_1 + M_3 h_g = M_2 h_2 \quad \text{Ec.25}$$

$h_1$  se lee directamente del diagrama y  $h_g$  se puede tomar, para  $0^\circ\text{C}$ ,  $2500,8$  (kJ/kg) aunque el agua estará normalmente unos grados más caliente. Con lo que  $h_2$  se puede determinar a partir de:

$$h_2 = \frac{M_1 h_1 + M_3 h_g}{M_2} \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Ec.26}$$

La temperatura seca del aire húmedo se puede calcular a partir de la fórmula de la entalpía específica

$$h = 1.0048T + g(2500.8 + 1.863T) \quad (\text{kJ/kg})$$

Potencia en la salida del aire

$$Q = M_1(h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad \text{Ec.27}$$

Potencia sin pérdidas de energía en salida del aire

$$Q = M_3 h_g \quad (\text{kW}) \quad \text{Ec.28}$$

Se muestra la curva de humectación por vapor en la Figura 1.12

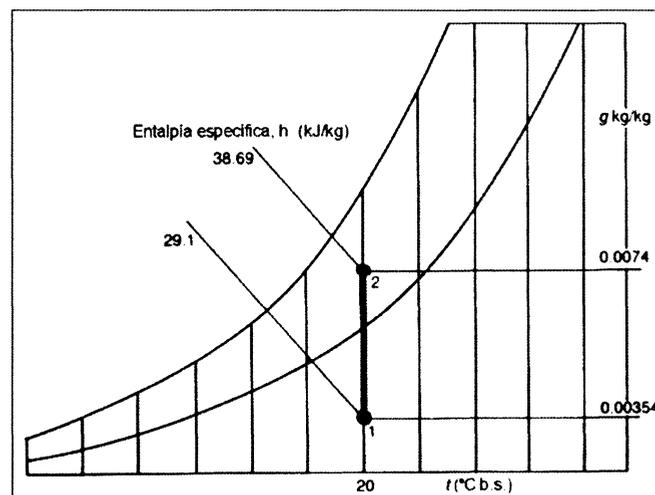


Figura 1.12: Curva de la humectación por vapor.  
Fuente: (Chadderton, 2000, pág. 100)

### 1.6.3 Calefacción eléctrica

La calefacción es una forma de climatización que consiste en satisfacer el equilibrio térmico cuando existe una excesiva pérdida corporal de calor, disipada hacia el ambiente, mediante un aporte térmico que permite una temperatura ambiente confortable. Existen varios tipos de calefacción como son: por caldero, por bomba de calor y por resistencias eléctricas, esta última es tema de estudio para la instalación en el

presente proyecto, en vista que se ajusta con las necesidades didácticas del sistema de aire acondicionado para el laboratorio de transferencia de calor. Los diferentes tipos de resistencias eléctricas se muestran en la Figura 1.13.

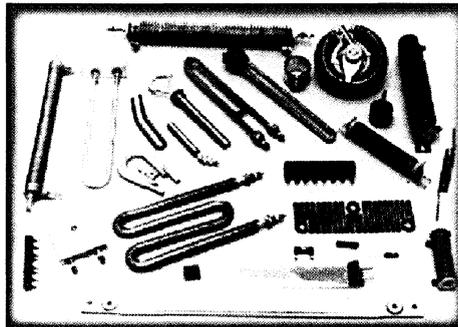


Figura 1.13: Tipos de resistencias eléctricas.  
Fuente: (CHROMALOX, 2010, pág. 84)

Como se menciona en la segunda ley de la termodinámica la energía tiene calidad como cantidad siendo la energía eléctrica la de más alta calidad al convertirse en su totalidad en energía térmica por esta razón si tenemos un dispositivo como un fluorescente, resistencia eléctrica etc., se conocerá la cantidad de energía térmica que genera multiplicando la potencia por el factor de conversión para obtener la cantidad de calor.

#### **1.6.3.1 Parámetros para la selección de resistencias eléctricas**

- La ganancia de calor que requiere el ambiente
- La potencia requerida por la resistencia
- Parámetro de temperaturas deseadas.
- Voltios o tensión eléctrica
- Resistencia eléctrica del material

#### **1.6.3.2 Calefacción por resistencias eléctricas**

“La calefacción eléctrica tiene como principio, la producción de calor por efecto joule, es decir, la transformación directa de la energía eléctrica en calor.

$$Q = \frac{0.24 R \cdot I^2 \cdot t}{1000} \quad (\text{Kcal}) \quad \text{Ec.29}$$

Donde:

Q: energía calorífica (Kcal)

R: resistencia eléctrica, receptor en ohmios ( $\Omega$ )

I: intensidad Amperios (A)

t: tiempo seg. ( s)

La cantidad de calor obtenido es directamente proporcional a la resistencia del receptor utilizado, es directamente proporcional al cuadrado de la intensidad (consumo de circuito), y lógicamente, proporcional al tiempo de utilización. La calefacción eléctrica es ideal para generar calor en espacios reducidos trabajando con temperaturas de hasta 750°C soportando cargas en la resistencia de hasta 20 W/cm<sup>2</sup>.” (Martínez Sanchez, 2003, pág. 455)

A continuación la fórmula de la cantidad de calor transmitida de cualquier cuerpo que experimenta diferencias de temperaturas en función de su área y su coeficiente de transmisión de calor.

$$Q = U \times A \times (\text{CLTD}) \quad (\text{J/s; W}) \quad \text{Ec.30}$$

Donde:

Q: cantidad de calor transmitida. (J/s)

A: área de la tubería de la resistencia eléctrica. (m<sup>2</sup>)

U: coeficiente de transmisión de calor del material (W/m<sup>2</sup>°C ).

CLTD: diferencia de temperaturas entre el material y el flujo de aire (°C).

### **Dimensionado de la resistencia eléctrica**

Para dimensionar una resistencia eléctrica que trabaje a cierto rango de temperatura se calcula primero la cantidad de calor que esta tiene que emitir remplazando la temperatura en la Ec.32, después se remplaza en la Ec.33 para despejar y encontrar R. Con este valor se puede despejar los Watt que se necesita para cierto voltaje en la siguiente ecuación.

$$R = \frac{V^2}{W} \quad \text{Ohmios } (\Omega) \quad \text{Ec.31}$$

Para calcular la intensidad de corriente en la cual trabaja la resistencia eléctrica aplicamos la siguiente ecuación.

$$A = \frac{W}{V} \quad \text{Amperios} \quad \text{Ec.32}$$

Donde

R: resistencia ( $\Omega$ )

V: voltios (V)

W: Watt (W)

A: Amperios (A)

“Según la normas técnicas se ha determinado que una resistencia de ½ pulgada soportan 20W/cm; 3/8, 10W/cm y 5/16, 8W/cm.” (Incoloy, 2013)

#### **1.6.3.3 Análisis psicométrico del calentamiento del aire, calefacción.**

Se muestra que el aire al pasar de las condiciones 1 a las condiciones 2 va aumentando su temperatura de bulbo húmedo y la entalpía específica mientras que el contenido de humedad permanece constante; el porcentaje de saturación se reduce, ya que el contenido de humedad de saturación aumenta exponencialmente, mientras que el contenido de humedad permanece en el nivel original; el volumen específico aumenta al

expandirse el aire mientras que la densidad del aire se reduce. Se muestra el comportamiento de la curva de calefacción en la Figura 1.14

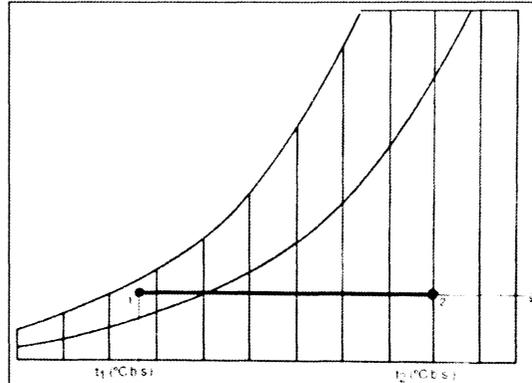


Figura 1.14: Diagrama Psicrométrico que muestra el proceso de calentamiento.  
Fuente: (Chadderton, 2000, pág. 82)

El aire de salida calentando la temperatura seca y teniendo en cuenta que el contenido de humedad se conoce, ya que es la misma que en el punto 1 kg/kg, queda representado por el punto 2 la cual se muestra. El caudal másico del aire es:

$$M = \frac{Q}{v} \quad (\text{kg/s}) \quad \text{Ec.33}$$

El incremento de entalpía específica:

$$h_2 - h_1 = \Delta H \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad \text{Ec.34}$$

La energía de entrada al calentador:

$$Q = M \times (h_2 - h_1) \quad (\text{kJ/s} , \text{ kW})$$

#### 1.6.4 Sistema de refrigeración

“En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor, más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de temperatura de un espacio o material

a temperatura inferior con respecto a los alrededores correspondientes.” (Dossat Roy, 2001, pág. 107)

Para lograr lo anterior debe sustraerse calor del ducto para ser transferido al exterior. Es evidente que la refrigeración y la calefacción son en realidad los extremos opuestos del mismo proceso. Solo el resultado deseado distingue a uno del otro.

Aunque son diversos y variados los sistemas de refrigeración que pueden utilizarse, el método que mayor extensión tiene, es el que utiliza el efecto de cambio de estado de un fluido determinado. Existen dos sistemas básicos para obtener este efecto: refrigeración por absorción y la refrigeración por compresión el cual se estudiará el último ya que es el más utilizado en sistemas de aire acondicionado, su principio se muestra en la Figura 1.15

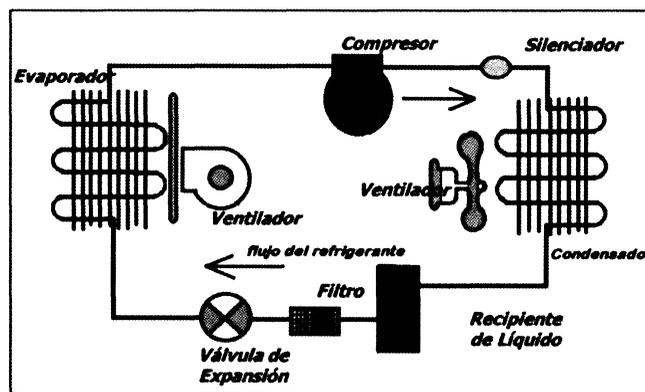


Figura 1.15: Principio del sistema de refrigeración.  
Fuente: Propia

#### 1.6.4.1 Refrigeración por compresión

Es el sistema que por medio de un compresor somete a un líquido volátil llamado refrigerante a cambiar su estado de vapor saturado a vapor sobrecalentado para producir dos fenómenos; al evaporarse el refrigerante líquido absorbe calor, fenómeno que hace bajar la temperatura del ambiente que lo rodea y al condensarse el vapor refrigerante, cede calor que eleva la temperatura del ambiente que lo rodea. En estos sistemas el refrigerante cumple un ciclo de 4 procesos como se muestra en la Figura 1.16

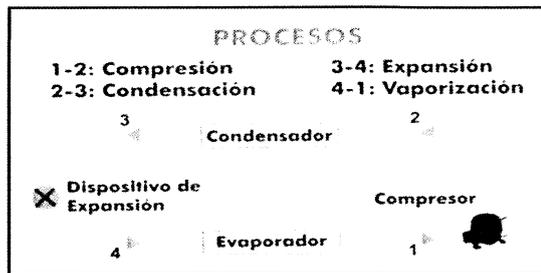


Figura 1.16: Procesos de refrigeración.  
Fuente: (Carrier , 2009, pág. 3)

### **Carga de refrigeración**

“La velocidad a la cual deba ser el calor eliminado de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura se le llama la carga de refrigeración o la carga térmica. En casi todas las aplicaciones de refrigeración la carga de enfriamiento es la suma de las ganancias de calor proveniente de diferentes fuentes: el calor transmitido por conducción a través de paredes aisladas; el calor que debe ser eliminado del aire caliente que llega al espacio a través de puertas que se abren y se cierran; el calor que debe ser eliminado de un producto refrigerado para reducir la temperatura del producto almacenamiento; el calor cedido por la gente que trabaja en el espacio y por motores, alumbrado y otros equipos que producen calor y que operan en dicho espacio.” (Dossat Roy, 2001, pág. 109)

### **Tonelada de refrigeración**

Es la equivalente que toma fundir 1 tonelada de hielo en 24 horas. Una tonelada de hielo absorbe 288000 BTU (2000 lb \* 144 Btu/lb) en 24 horas, es decir representa la capacidad de enfriamiento de 12000 BTU por hora o 200 BTU por minuto.

$$TR = \frac{QT}{12000 \text{ Btu/h}} \quad \text{Ec.35}$$

### Coefficiente de transmisión de calor en el evaporador y el condensador

El evaporador y el condensador son intercambiadores de calor de calor y por lo tanto es útil establecer el concepto de coeficiente global de transmisión de calor  $U$  definido a partir de la Ec.17.

$$Q = U \times A \times (\text{CLTD}) \quad (\text{J/s; W})$$

#### 1.6.4.2 Eficiencia energética del sistema de refrigeración

“La eficiencia frigorífica de la máquina vendrá dada por el coeficiente entre la potencia frigorífica y la potencia eléctrica consumida por el motor, donde depende considerablemente de las condiciones de trabajo del sistema.” (Carrier , 2009, págs. II-20)

$$\text{COP}_f = \frac{\text{potencia de refrigeración}}{\text{potencia consumida}} \quad \text{Ec.36}$$

#### 1.6.4.3 Análisis psicrométrico del enfriamiento del aire

Si el refrigerante está por encima de la temperatura del punto de rocío del aire no se produce condensación, el proceso es solo enfriamiento sensible, y el aire permanece con un contenido de humedad constante, el refrigerante está por debajo del punto de rocío del aire y se produce la deshumectación, caso más común en el aire acondicionado como se muestra en la Figura 1.17

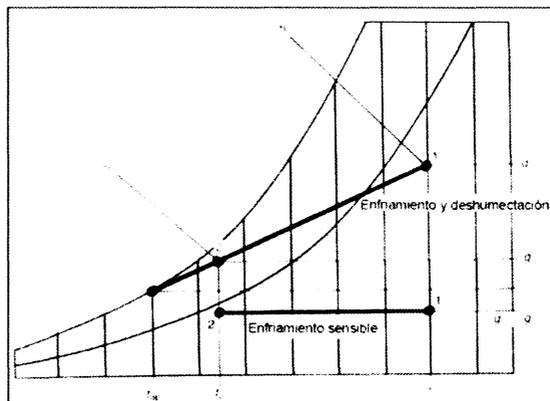


Figura 1.17: Proceso psicrométrico de refrigeración y deshumectación.  
Fuente: (Chadderton, 2000, pág. 87)

El camino preciso del aire cuando se enfría desde el punto 1 hasta el 2 no se puede definir fácilmente ya que los intercambios de calor sensible y latente que se producen implican una transferencia de masa de agua desde el aire húmedo a una bandeja colectora. El agua es expulsada rápidamente del aire cuando las partículas del aire entran en contacto con las superficies frías, pero más lentamente, debido a las fuerzas de enfriamiento convectivo del aire al pasar entre los tubos y las aletas el serpentín deshumectador permanece húmedo y la superficie que ofrece el agua aumenta la superficie de refrigeración.

No tiene mucha importancia en los cálculos de aire acondicionado el detallar el camino entre los estados 1 y 2, puesto que solo es necesario considerar las condiciones finales a menos que se quiera diseñar un serpentín pues se genera una leve curva, debido a la menor actividad de la segunda y siguientes filas de tubos aleteados del serpentín.

Cuando se diseña el proceso de enfriamiento y deshumectación las condiciones del aire que entra en el serpentín punto 1, son conocidas a partir de las condiciones del aire en el ducto y en el exterior, pero las condiciones de salida del serpentín no se conocen. La humedad específica requerida al abandonar serpentín,  $g_2$ , se conoce, y se puede permitir una variación del contenido total debido a que existe una tolerancia en el porcentaje de saturación de la habitación del +/- 5 % sobre el porcentaje de saturación deseado, que es el 50%. Para economizar el sistema de refrigeración y en los costos de operación de aire acondicionado es necesario que la temperatura del refrigerante sea lo más alta posible, compatible con la capacidad de la instalación para generar la carga de refrigeración.

El aire que entra al serpentín de la batería se enfría a la forma que tiende a la curva de saturación; el proceso se presenta normalmente con una línea recta, la intersección de esta línea con la curva del 100% es la temperatura del punto de rocío del serpentín de refrigeración. Este punto de rocío está cerca de la más baja de las temperaturas del refrigerante, que se encontrará lógicamente en la última fila de tubos aleteados. Existirá un pequeño incremento de temperatura entre el refrigerante y el punto de rocío del serpentín, debido a la transferencia de calor a través de la pared del tubo y a lo largo de la aleta. Cuando el refrigerante se encuentra en el interior de los tubos, se evapora a

temperatura y presión constante, entre 5°C y 10°C, para sistemas de confort, pero por debajo de 0°C para frigoríficos.

El agua fría se suministra generalmente al serpentín a 6°C y lo abandona a 10°C. El punto de rocío del serpentín se encuentra a 0.5°C del valor más bajo del refrigerante. La mezcla incompleta del flujo turbulento del aire en el serpentín significa que no todo el aire está sometido a la temperatura más baja alcanzable.

La condición de salida posición 2, se alcanza aproximadamente al 90% de la distancia existente entre la entrada y el lugar donde se consigue el punto de rocío, se conoce como: factor de contacto (1 – factor de By Pass) del serpentín, su valor depende del diseño de este y en particular de la distancia entre tubos y aletas, la rugosidad de la superficie, el número de filas del serpentín, la dirección del flujo del refrigerante, la alternancia de los tubos en las filas y de la velocidad media del aire que entra al conducto que se debe mantener alrededor de 2.5 m/s. El factor de contacto se puede representar mediante una línea en función de la temperatura seca del contenido de humedad o de la entalpía específica aunque normalmente se utiliza la temperatura seca.

El factor de contacto (1-factor de bypas) del serpentín de refrigeración se halla mediante una relación a lo largo de la escala del bulbo seco:

$$\text{Factor de contacto} = 100 \times \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{pd}} = \% \quad \text{Ec.37}$$

Donde:

$T_1$ : temperatura seca en el punto 1

$T_2$ : temperatura seca en el punto 2

$T_{pd}$ : temperatura del punto de rocío del serpentín de refrigeración.

$$\text{Condensado recogido} = g_1 - g_2 \quad \left( \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right) \quad \text{Ec.38}$$

El proceso de deshumectación se muestra en la Figura 1.18

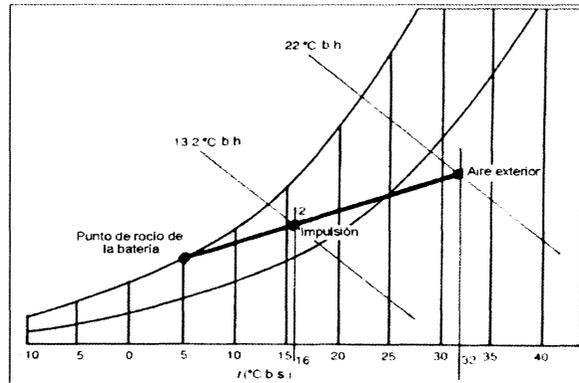


Figura 1.18: Proceso de deshumectación.  
Fuente: (Chadderton, 2000, pág. 90)

#### 1.6.4.4 El refrigerante

El refrigerante es la sustancia usada para transferir calor en un sistema de refrigeración.

La selección del tipo de refrigerante se lo realiza en función del sistema en la que va a trabajar. Este toma el calor por evaporación a baja temperatura y baja presión y entrega este calor por condensación a alta temperatura y alta presión.

##### 1.6.4.4.1 Características deseadas de un refrigerante

- Deberá ser volátil, alto calor latente de evaporización.
- El calor latente de evaporización deberá ser alto, es decir una pequeña cantidad de refrigerante pueda absorber una gran cantidad de calor.
- Debe ser incombustible y no explosivo
- Debe ser inofensivo para las personas y deberá tener olor para distinguir fugas en el sistema.
- No debe tener efecto en lubricantes y metales.

- Deberá producir la mayor refrigeración posible.
- La temperatura crítica deberá estar sobre la temperatura de condensación
- El refrigerante deberá ser estable sin tendencia a separarse en sus componentes bajo condiciones de operación.
- El refrigerante deberá tener una razonable presión de evaporación y condensación.

Se muestran propiedades de refrigerantes que se utilizan en climatización en la Tabla 1.1

	UNIDAD	R-22	R-134 a	R-407 C	R-410A
Aplicación		Prohibido su uso en 2015	Compresores tornillo	Climatización	Climatización
Fórmula química		Clorodifluorometano	1,1,1,2 Tetrafluoroetano	23% (R32); 25% (R125) 52% (R134A)	50% (R32); 50% (R125)
Peso molecular	g/mol	86,5	102	86,2	72,6
Temperatura de ebulición a 1,1013 bar	°C	-40,7	-26,14	-43,44	-52,2
Deslizamiento de temperatura en ebulición	K	0	0	7,2	0,1
Temperatura crítica	°C	96	101	86,7	72,2
Presión crítica	bar	49,8	40,7	46	49,5
Calor latente de vaporización a 1,1013 bar	kJ/kg	233,7	215,9	249,9	271,5
Densidad del líquido a 25°C	kg/m <sup>3</sup>	1,19	1,2	1,13	1,061
Densidad del vapor saturado a 1,1013 bar	kg/m <sup>3</sup>	4,7	5,28	4,56	4,12
Calor específico líquido a 25°C	kJ / kg · K	1,26	1,46	1,6	1,85
Calor específico vapor a 25°C a 1,1013 bar	kJ / kg · K	0,662	0,856	0,82	0,81
O.D.P. (potencial de destrucción del ozono)		0,055	0	0	0
G.W.P. (Potencial calentamiento global)		1700	1300	1600	1890
Características		b	a, b	a, b	a, b
Advertencias		3			2

Tabla 1.1: Refrigerantes que se utilizan en climatización.

Fuente: (Cano Pina, 2007, pág. 133)

- A altas concentraciones producen efectos soporíferos.
- A altas concentraciones provoca una disminución de la capacidad de oxígeno, sofoco y peligro de asfixia.
- Produce gases de descomposición tóxicos en presencia de una llama.

## **CAPITULO II**

### **ESTUDIO DE ALTERNATIVAS PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO**

#### **2.1 Tipos de sistemas de refrigeración**

Para la instalación del sistema de refrigeración en la unidad de tratamiento de aire, debemos elegir el sistema más adecuado para las condiciones concretas del proyecto. No existe una máquina ideal, mejor que todas las demás, cada una presenta ventajas e inconvenientes los cuales deberán concretarse en unos aspectos bien definidos y cuantificables, para poder efectuar la selección con ciertas garantías de éxito. Podemos establecer su listado de propiedades a tener en cuenta, pero es conveniente que, como mínimo contemplemos los siguientes aspectos.

- Potencia necesaria.
- Eficiencia energética de la máquina
- Capacidad de adaptarse a la curva de demanda conservando una eficiencia aceptable
- Adaptación del sistema de climatización a las condiciones del proyecto
- Esperanza de útil vida libre de averías
- Costo de instalación
- Nivel aceptable de vibración y ruido.

Conociendo la potencia calorífica que se debe satisfacer y las condiciones de cálculo del proyecto, se acude al catálogo del fabricante para escoger el modelo que mejor se adapte a nuestras necesidades.

A partir de medidas experimentales, realizadas en un banco de ensayos, los fabricantes proporcionan tablas en las que se indican el comportamiento energético de la máquina, para distintas condiciones de trabajo, la potencia tanto frigorífica como de calefacción, disminuye a medida que aumenta la diferencia de temperatura de trabajo de la máquina en las condiciones más extremas para asegurar que la potencia suministrada será suficiente para cubrir la demanda.

### **2.1.1 Unidades compactas**

Toda la máquina está montada sobre una misma base (motor, compresor, condensador y evaporador) de forma tal que forma un todo compacto que solo debe colocarse en su sitio y conectarse a la red eléctrica y a la de climatización (tuberías de agua y/o conductos de aire).

Dentro de este grupo existen varios tipos.

**Enfriadoras de aire por expansión directa.-** El aire de climatización, antes de ser introducido dentro del espacio a refrigerar, se hace pasar directamente por evaporador, donde se enfría y, si las condiciones de entrada y salida son adecuadas, condensa parte de su humedad. Para potencias no muy elevadas e instalaciones relativamente sencillas, puede ser el tipo de máquina que mejor se adapte.

**Enfriadoras de agua refrigeradas por aire.-** Por el evaporador circula agua fría que se utiliza para alimentar los climatizadores y el condensador se refrigera directamente con el aire exterior. Son máquinas de potencia mediana que se adaptan bien a sistemas complejos, con distintas zonas de climatización de características también distintas. Como que la distribución del frío se realiza mediante tuberías de agua, el paso de conducciones no suelen presentar problemas de espacio.

**Enfriadoras de agua con condensador evaporativo.-** Son parecidas que las anteriores con la diferencia que el condensador está refrigerado por una ducha de agua. Debido a que gran parte del calor se evacua por evaporación parcial del agua de ducha, hay cambio de fase, el coeficiente global de transferencia de calor es mucho mayor que el

del caso anterior y el tamaño físico condensador, para igual potencia, puede ser mucho menor.

**Enfriadoras de agua refrigeradas por agua.** En este caso el condensador es enfriado por agua proveniente de la torre de refrigeración. Como que el coeficiente de transmisión de calor por convección líquido – pared es mucho mayor que el de aire – pared, el tamaño del condensador puede ser menor que el de una máquina de igual potencia refrigerada por aire. Puede ser instalada dentro del espacio a refrigerar pero requiere la existencia de una torre de refrigeración. Suelen ser máquinas de potencia mediana y grande.

### **2.1.2 Unidades partidas**

La máquina está dividida en dos partes, por un lado el compresor y condensador y otro lado el evaporador. Por esta razón se conocen como unidades partidas o Split. Las típicas unidades domesticas suelen ser de este tipo, pero también existen unidades de potencias considerables. Existen modelos sencillos formados por un compresor-condensador y un evaporador y modelos más complejos, (multi-split) formado por un compresor condensador y varios evaporadores. Al aumentar la distancia entre compresor y evaporador, aumenta también las posibilidades de fugas y debe extremarse el cuidado en empalmes, soldaduras, accesorios, etc., el cual encarece el producto, este tipo de máquinas goza de algunas ventajas que, en algunos casos pueden ser determinante:

- Permite instalar la parte ruidosa (compresor y condensador) fuera del espacio que debe climatizarse y la parte silenciosa (evaporador) dentro del mismo, con la cual se evitan las molestias acústicas ocasionadas por la propia instalación.
- Permite la instalación de evaporadores de expansión directa en distintos recintos y controlados individualmente, con la cual se simplifica la instalación. Y se gana el silencio.
- Al utilizar el propio líquido frigorífico como fluido calor portante, pueden utilizarse tuberías de sección muy reducidas.

### 2.1.3 Bomba de calor

Es una máquina convencional que se ha modificado de forma tal que puede invertirse el sentido del fluido frigorífico. Cuando esto ocurre el evaporador pasa a trabajar como condensador y el condensador como evaporador, con lo cual se extrae calor del aire atmosférico para bombearlo al interior del recinto puede simplificar notablemente la instalación y aportar un considerable ahorro económico y energético. Para ello se dispone de dos sistemas de inversión del sentido de circulación del fluido frigorífico o inversión de la circulación del aire interior y exterior.

Se representa un esquema de funcionamiento de una máquina de refrigeración que puede funcionar como bomba de calor utilizando la solución conocida como inversión del sentido de circulación del fluido refrigerante. Las flechas en trazo continuo indica la circulación del refrigerante en régimen de verano (refrigeración) y las flechas a trazos indica la circulación del refrigerante en régimen de invierno (calefacción). Se sitúa un serpentín en el exterior y otro serpentín en el interior, ambos serpentines van equipados con una válvula de expansión y una válvula anti retorno. Los dos serpentines pueden funcionar como evaporador y como condensador en temporada de verano el serpentín exterior funcionará como condensador y el interior como evaporador y en temporada de invierno se intercambian los papeles. Por el compresor el fluido refrigerante circula siempre por el mismo sentido y una válvula de cuatro vías se encarga de dirigir el refrigerante en el sentido deseado.

Esta solución presenta la ventaja que los conjuntos serpentín – válvula y el motor forman tres unidades independientes conectadas por un simple tubo, con lo cual pueden ubicarse en sitios distintos y facilita su aplicación a instalaciones sencillas, relativamente pequeñas y con poco espacio disponible.

Cualquier máquina de las citadas anteriormente, una vez adaptada, puede funcionar como bomba de calor.

Desde un punto de vista conceptual, el principal inconveniente del sistema en que el calor disipado por el condensador siempre será mayor que el absorbido por el

evaporador, en otras palabras en condiciones de trabajo comparables, la superficie del condensador debe ser mayor que el evaporador. El tener que funcionar en las dos funciones afecta al comportamiento y eficiencia de la máquina.

Una forma de evitar este inconveniente de utilizar una maquina frigorífica del todo convencional y dirigir las corrientes de aire interior y exterior hacia el serpentín deseado mediante dos válvulas.

#### **2.1.4 Caudal variable de refrigerante, (sistema VRV)**

El VRV (variable refrigerant flow) es un sistema aire-gas-aire de caudal variable de refrigerante preparado para el control del caudal de este de acuerdo con las necesidades de instalación y con válvulas de expansión electrónicas para cada unidad interior. El sistema VRV se puede realizar con dos o tres tubos con la misma unidad exterior y diversas combinaciones de las unidades interiores según el diseño de la instalación.

Actualmente se han desarrollado dos sistemas para conseguir el caudal variable de refrigerante, el primero consiste en la combinación de tres compresores de distinta capacidad que funcionan a velocidad constante y acumulador de potencia, asegurado de flujo óptimo de refrigerante y elevado COP; el segundo consiste en instalar un solo compresor con un variador de frecuencia (sistema inverter), obteniendo también un caudal variable de refrigerante y un óptimo COP.

Las unidades de caudal variable de refrigerante pueden ser:

- Todas las unidades interiores únicamente pueden trabajar en refrigeración.
- Todas las unidades interiores pueden trabajar en refrigeración o todas en calefacción (bomba de calor).
- Todas las unidades interiores pueden trabajar en refrigeración y calefacción, según necesidades (recuperación de calor).

El sistema consiste en una unidad exterior que permite instalar unidades interiores que tengan como mínimo un 50% su potencia, o bien una unidad exterior con un máximo de 130% de la potencia total de las unidades interiores. La instalación de las unidades se

efectuará con los colectores y los distribuidores diseñados para cada modelo. Deben respetarse los diámetros de las tuberías de líquido y aspiración, y la longitud máxima indicada por el fabricante en sus catálogos. Todas las unidades interiores están diseñadas con las conexiones preparadas para su instalación con caudal variable de refrigerante.

Al instalar una sola unidad exterior y varias unidades interiores, la gestión del espacio a refrigerar se puede realizar con un ordenador para el control de la climatización, control individual con control remoto por cable, control remoto inalámbrico y control remoto simplificado.

#### **2.1.4.1 Sistema inverter (variador de frecuencia)**

El sistema inverter es una forma de regular el compresor para obtener el máximo rendimiento y reducir el consumo eléctrico.

Consiste en establecer un circuito eléctrico que no para y arranca continuamente el compresor, si no que procura mantener el funcionamiento del equipo a una capacidad ideal para que las oscilaciones de temperatura en el local a climatizar sean mínimas. Con el sistema inverter se consigue ahorrar de un 25 a un 30% de energía con respecto a los sistemas tradicionales, y un COP (coeficiente de eficacia energética) de 3.4 a 3.8 según el tipo de refrigerante.

Básicamente, un sistema inverter, lleva incorporado unos convertidores que transforman la corriente alterna procedente de la acometida eléctrica del abonado, en corriente continua para alimentar todo el sistema del equipo. El compresor es accionado por un motor síncrono de alta reluctancia de c.c de alta capacidad.

Una vez conseguida la temperatura deseada, se modulan las revoluciones del compresor y se evitan los picos de arranque del mismo. El sistema inverter funciona con un motor c.c. obteniendo un rendimiento más óptimo cuando las condiciones de la temperatura son muy bajas.

En la posición en frío puede trabajar hasta una temperatura exterior mínima de  $-5^{\circ}\text{C}$  máxima de  $43^{\circ}\text{C}$ , cuando funciona en bomba de calor puede trabajar en una temperatura exterior mínima de  $-20^{\circ}\text{C}$  y máxima de  $15^{\circ}\text{C}$ .

Cuando se efectúa la instalación del sistema inverter, las tuberías de líquido y aspiración son de un diámetro más pequeño que con el sistema convencional. Siempre se instalarán las tuberías recomendadas por fabricante del equipo.

## **2.2 Selección del sistema**

Al analizar todos los aspectos como la eficiencia de la máquina, estructura, impacto ambiental y costo de la misma, hemos seleccionado al sistema VRV como nuestro equipo de refrigeración para el sistema de aire acondicionado para el laboratorio de transferencia de calor, el cual detallamos a continuación las ventajas de este equipo.

- La principal ventaja de los VRV es la posibilidad de obtener un notable ahorro de energía. Tanto en un tipo como en el otro. Los aparatos se amoldan a las necesidades momentáneas de los locales.
- Tiene la posibilidad de que el calor se transporte de una sala a otra, y no se desperdicie a la atmósfera como en los tradicionales sistemas aire-aire, es un hecho que se puede llevar a cabo desde hace pocos años en el mercado mundial.
- Una característica importante de los sistemas VRV es su capacidad de controlar de manera precisa la temperatura de un espacio a refrigerar.
- Las variaciones respecto a la temperatura de consigna con sistemas de este tipo son mucho menores y suaves que en otros sistemas de acondicionamiento de aire.
- La posibilidad de poder variar la potencia del compresor en todo momento evita paradas innecesarias del mismo hay que recordar que los sucesivos paros y puestas en marcha son los principales motivos de desgaste de cualquier motor.
- Destaca la facilidad en la instalación de estos sistemas. Los sistemas VRV se pueden comparar a los tradicionales sistemas de fan-coils de 4 tubos siendo este último sistema mucho más complejo en lo que a instalación se refiere (4 tuberías para cada unidad terminal, necesidad de depósitos, válvulas, etc.).

- Además los sistemas VRV permiten grandes distancias entre unidades exteriores e interiores y también entre las mismas unidades interiores. Por ella son sistemas idóneos para climatizar edificios en su totalidad y gozar de una centralización de aire acondicionado en los mismos.
- Cuando hablamos de la base fundamental del funcionamiento de los sistemas VRV estudiamos al compresor, que albergará un sistema de variación de frecuencia para la regulación del caudal del refrigerante, por este motivo estamos tratando del sistema inverter que detallamos a continuación.

### **Ventajas del sistema inverter**

- Sin el sistema inverter, el compresor se enciende y se apaga según la temperatura del ambiente, no se tiene fluctuaciones mediante arranque y paros bruscos del compresor.
- Si se trata de consumo de energía eléctrica puntualmente, se adjunta que con este sistema, se logrará consumir casi la mitad de los sistemas sin inverter, con lo cual obtendremos mayor confort con menos dinero.
- Es silencioso, puesto que el compresor y el ventilador funcionan a bajas velocidades, más confort, ya que las temperaturas se mantienen constantes sin las fluctuaciones o cambios bruscos de temperatura, una de las ventajas más importantes es el ahorro de energía que con ellos se logra, gracias a la regulación del compresor, una larga vida útil del equipo ya que al no arrancar en forma brusca no se ve exigido, mejora la eficiencia de la bomba de calor.
- Los precios de los aires acondicionados inverter, dependen de las frigorías o calorías que necesitemos para cubrir las necesidades tanto de frío como de calor, siendo equipos relativamente medianos de costo.

### 2.3 Diseño y selección de los componentes del sistema de aire acondicionado.

En este capítulo se determinan los elementos del sistema de aire acondicionado en función de las condiciones y necesidades de análisis internas del ducto. El ducto es de acrílico transparente, material aislante que impide el paso de energía térmica entre sus alrededores (sistema cerrado), haciendo que el análisis termodinámico y psicrométrico sea adiabático es decir sin pérdidas de calor hacia el exterior. El sistema en vista isométrica se muestra en la Figura 2.1.

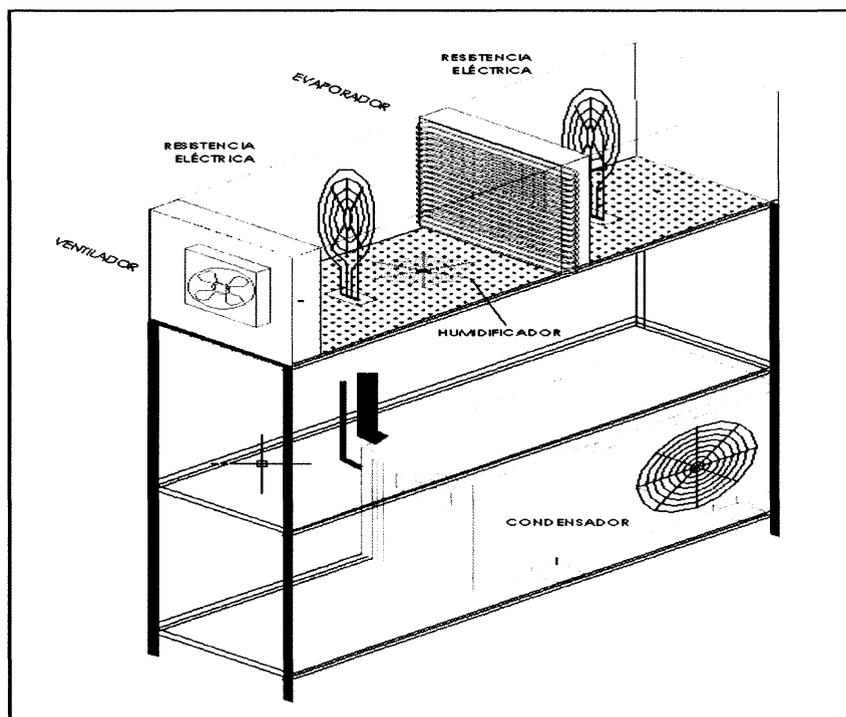


Figura 2.1: Vista isométrica del sistema de aire acondicionado.  
Fuente: Propia

Como se muestra en la Figura 2.1 los elementos se ubican desde la entrada del aire (derecha) hasta la salida del aire (izquierda) según el siguiente orden: ventilador, suministro de aire; resistencia eléctrica, calefacción; evaporador, evaporación de aire; sistema de refrigeración, refrigeración de aire y una resistencia eléctrica, deshumidificación.

## 2.4 Ventilador

Para la selección del ventilador tipo axial se tendrá en consideración: el punto de trabajo, la curva característica del fabricante y la inversión. Para esto se debe conocer las caídas de presión y el caudal en CFM. El equipo de refrigeración del sistema tiene 1 tonelada de refrigeración por tanto se seleccionará un ventilador que genere un caudal de aire de entre 350 a 450 CFM.

Para determinar el punto de trabajo del ventilador tenemos que determinar su caída de presión dentro del ducto. Según catálogo de fabricante tienen una caída de presión en un área aproximada de 50 cm<sup>2</sup> como se muestra en la Tabla 2.1

<i>Elemento</i>	<i>Caída de presión ( mmca )</i>
<i>Batería de refrigeración (evaporador)</i>	<i>3</i>
<i>Resistencia eléctrica (2 resistencia)</i>	<i>0.70</i>
<i>Total</i>	<i>3.70</i>

Tabla 2.1: Caídas de presión en los elementos del sistema  
Fuente: (SOLER & PALAU, 2010, pág. 43)

Obtenidos estos valores se suman las caídas de presión (3.7 mm.c.a.) y se traza la línea de corte con la curva característica del fabricante que abastezca el caudal requerido tal como se muestra en la Figura 2.2

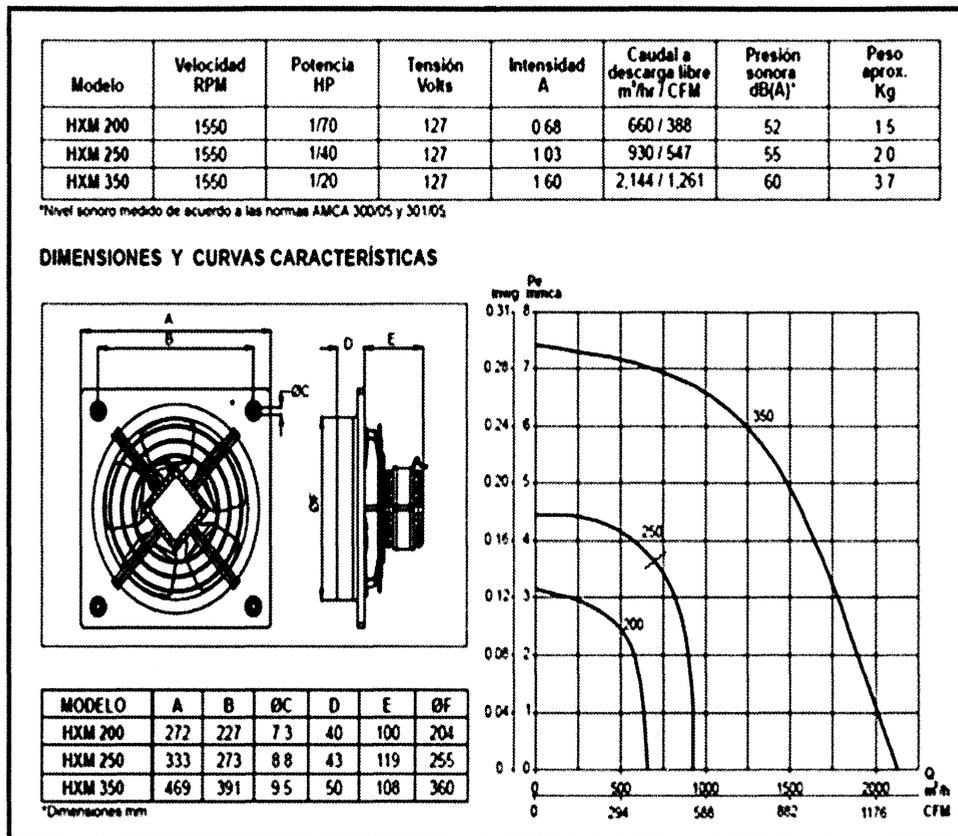


Figura 2.2: Curva característica del fabricante  
Fuente: (SOLER & PALAU, 2010, pág. 51)

Se tiene como resultado un ventilador que vence 420 cfm (dentro del rango) una caída de presión de 3.7 mmca.

El ventilador que se utilizará en este proyecto se muestra en la Tabla 2.2

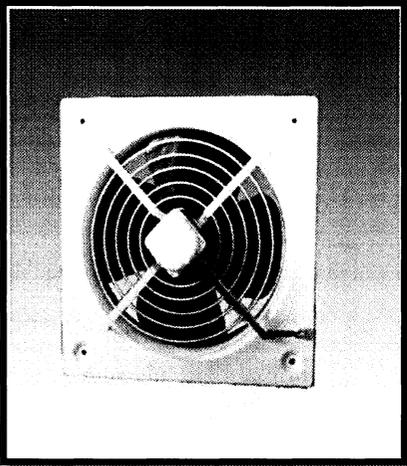
	Modelo	HXM-250
	Velocidad, RPM	1550
	Potencia, HP	1/4
	Tensión, Voltios	127
	Intensidad, Amperios	1.03
	Caudal a descarga libre m <sup>3</sup> /h, CFM	930-547
	Presión Sonora, dB (A)	55
	Peso aprox. Kg	2

Tabla 2.2: Ventiladores HXM-200.  
Fuente: Propia

### 2.5 Resistencia eléctrica

Para la selección de la resistencia eléctrica se toma en consideración: La ganancia de calor que requiere el ambiente, la potencia requerida por la resistencia y los parámetros de temperaturas deseadas.

Cabe destacar que el material utilizado en el mercado se compone de: Alambre de Cromo 20% - Níquel 80%; recubierto de óxido de magnesio (Resistohm 125) Ideal para resistir altas temperaturas y transmitir energía térmica.

Datos

$$W = 1800$$

$$V = 120 \text{ V}$$

$$t = 3600 \text{ seg.}$$

$$I = 15 \text{ A}$$

$$R = 8 \text{ ohmios}$$

Se determina la potencia requerida de la resistencia que es de 1800W con este dato, los voltios utilizados y el rango de temperaturas a trabajar se determina la resistencia eléctrica para la instalación. El tipo de resistencia seleccionada para el proyecto se muestra en la Tabla 2.3

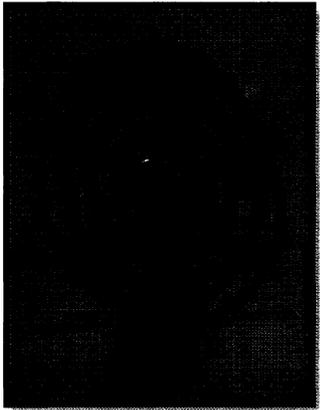
	Modelo Tipo	HACEB tubular
	Frecuencia, HZ	60
	Potencia, W	400 a 1800
	Tensión, Voltios	110 - 120

Tabla 2.3: Resistencia eléctrica.  
Fuente: Propia

## 2.6 Humidificador

Se determina la potencia del humidificador en base de la cantidad de humedad que se va a suministrar en el ducto. Este dato se toma directamente de la carta psicrométrica la cual indica que en condiciones extremas de saturación tanto para la temperatura de bulbo húmedo y seco es 0.3 lb de agua por cada lbm de aire seco.

Esto representa un aporte máximo de 0.136 kg de agua

Datos

$$\dot{g} = 0.136 \text{ kg de agua}$$

$$1 \text{ kW} = 1.33 \text{ kg/h}$$

Aplicando la Ec. 18 se obtiene

$$P_h = \frac{\dot{g}}{1.33} \quad (\text{kW})$$

$$P_h = 0.1022 \text{ (kW)} \text{ o } 0.137 \text{ hp} \approx 1/7 \text{ hp}$$

El control de suministro de vapor es mediante una interface que activará un on-off en el equipo. Para este proyecto se ha seleccionado el humidificador de vapor ya que este se adapta para fines de estudio y se muestra en la Tabla 2.4

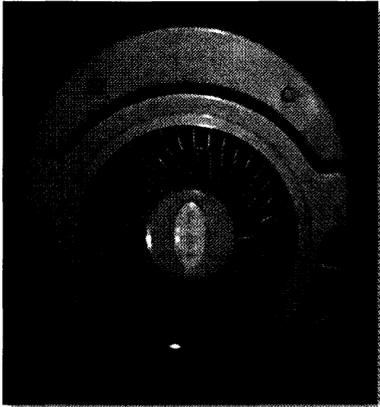
	Modelo	HU-20/A
	Frecuencia, HZ	60
	Potencia, hp	1/7
	Tensión, Voltios	110 - 120
	Presión Sonora, dB (A)	45

Tabla 2.4: Humidificador de vapor.  
Fuente: Propia

## 2.7 Sistema de refrigeración

Como se ha mencionado en el alcance de la presente tesis se elegirá una capacidad de enfriamiento de 12.000 Btu/h o 1 Tonelada de refrigeración (mínima capacidad de refrigeración en el mercado) y que abastece sin ningún inconveniente al sistema, pero para seguir con un análisis sistemático de la selección del equipo se toma en consideración las siguientes ganancias de calor en el sistema:

- Ganancia por el motor del ventilador
- Ganancia por el motor del humidificador
- Ganancia por las resistencias eléctricas
- Ganancia por el ducto de acrílico

### **Ganancias de calor por el ventilador**

“El ventilador seleccionado de 1/7 hp calienta el interior del ducto del mismo modo que un calentador de resistencia de 1/7 hp. En el caso del ventilador el motor convierte parte de la energía eléctrica en energía mecánica para que gire la flecha mientras que el resto se disipa en forma de calor hacia el aire del interior del ducto como resultado de la ineficiencia del motor (ningún motor convierte el 100 % de la energía eléctrica que recibe en energía mecánica). Parte de la energía mecánica se convierte en energía cinética del aire a través de las aspas, para después convertirse en energía térmica cuando las moléculas del aire disminuyen su velocidad debido a la fricción. Al final toda la energía eléctrica que emplea el motor se convierte en energía térmica del aire, lo cual se manifiesta como un aumento en la temperatura” (Cengel & Michael , 2009, pág. 92), este principio se aplica en el humidificador.

A continuación se describe la ecuación para convertir la potencia del motor en BTU/h.

$$PM = f \times P \qquad \text{Ec.39}$$

Donde

PM = Potencia del motor

f = factor de calor equivalente de motores eléctricos en Btu/hp-h

P = potencia en hp

El factor de carga del motor se muestra en la Tabla 2.5

Calor equivalente de motores				
Btu/hp-h				
Motor hp	Carga conectada en Espacio <sup>1</sup> Ref.	Pérdidas exteriores por motor Espacio <sup>2</sup> Ref.	Carga conectada exterior Espacio <sup>3</sup> Ref.	
$\frac{1}{8}$ a $\frac{1}{2}$	4 250	2 545	1 700	
$\frac{1}{2}$ a 3	3 700	2 545	1 150	
3 a 20	2 950	2 545	400	

Tabla 2.5: Factor de carga de motor  
Fuente: Roy Dossat, Principios de Refrigeración. Capítulo 10.

Utilizando la Ec. 38 se obtiene

$$\text{Motor} = f \times P$$

$$f = 4250$$

$$P = 1/7$$

$$Q \text{ Motor} = 607.14 \text{ BTU/h}$$

### Ganancias de calor por las resistencias eléctricas

Mediante la Ec.29 se obtiene la cantidad de calor generada por la resistencia

$$Q = \frac{0.24 R \cdot I^2 \cdot t}{1000} \quad (\text{Kcal})$$

$$W = 1800 \text{ Watts}$$

$$V = 120 \text{ V}$$

$$t = 3600 \text{ seg}$$

$$I = 15 \text{ A}$$

$$Q = 1555.2 \text{ (Kcal)}$$

$$Q = 6167.14 \text{ BTU /h}$$

#### **Ganancias de calor por el humidificador**

El humidificador tiene una potencia de 1/7 hp y se determina la ganancia de calor con su factor correspondiente mediante la Ec.38

$$\text{Motor} = f \times P$$

$$f = 4250$$

$$P = 1/7$$

$$\text{Motor} = 607.14 \text{ BTU/h}$$

#### **Ganancias de calor por el ducto de acrílico.**

La ganancia de calor por el material del ducto es un valor despreciable ya que se analiza al sistema de aire acondicionado como un sistema cerrado es decir sin ganancias o pérdidas de calor desde el interior al exterior y viceversa.

#### **Cálculo de la carga de refrigeración.**

Según la Ec.34 se obtiene

$$TR = \frac{\sum QT}{12000 \text{ Btu/h}}$$

$$QT = 7381.42 \text{ BTU}$$

$$TR = 0.62 \text{ Toneladas de refrigeración}$$

Se utilizará un equipo de 1 tonelada de refrigeración.

### **Sistema de refrigeración tipo VRV**

Al analizar todos los aspectos como la eficiencia de la máquina, estructura, impacto ambiental y costo de la misma, hemos seleccionado al sistema VRV como nuestro equipo de refrigeración para el sistema de aire acondicionado para el laboratorio de transferencia de calor.

El principio de funcionamiento de este tipo de sistemas se refiere a la unidad que constantemente controla la velocidad del rotor del compresor, y por lo tanto el volumen de refrigerante bombeado en el sistema. Es decir, cuando hay menos carga térmica, el compresor trabaja más lento y consume menos corriente. En sistemas tradicionales el sistema siempre trabaja a máxima velocidad y capacidad todo el tiempo. Usando un termistor ubicado en el aire de succión del evaporador, el sistema tradicional monitorea la temperatura ambiente del área enfriada y manda la señal de encender o apagar el sistema. Pero cada momento que el sistema esta encendido, está trabajando a su máxima velocidad (a 60Hz, el rotor del motor del compresor estará girando a 3600 rpm). Los sistemas VRV utilizan un control digital para controlar la frecuencia suministrada al compresor. Dicho control digital trabaja a través de un rectificador que convierte la corriente alterna a corriente directa. Y después utiliza un modulador de pulso para producir corriente de la frecuencia deseada. Esta corriente se utiliza para energizar un motor especial dentro del compresor que se llama "brushless". Un motor "brushless" tiene menos partes que un motor normal. Mientras la velocidad del motor se sincroniza con la frecuencia de la corriente, vuelve posible construir un compresor que pueda trabajar a diferentes velocidades. Y por fin un microprocesador trabajando con un termistor medirá la temperatura del aire constantemente lo cual permitirá ajustar la velocidad del compresor exactamente de acuerdo a la carga térmica en cada momento.

El equipo VRV elegido para este proyecto se muestra en la Tabla 2.6

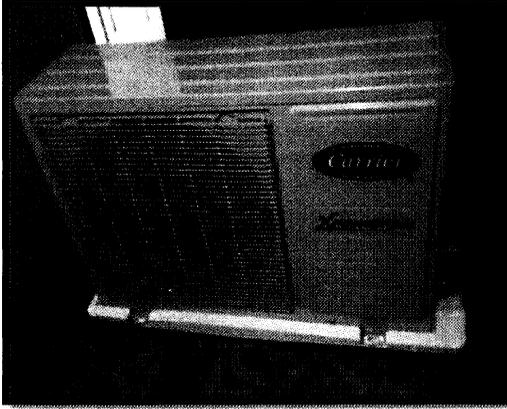
	Modelo	38KCD112313G
	Capacidad Nominal, Btu/h	12.000 (4000-13500)
	Refrigerante	R-410A
	Tensión, Voltios	208 -230
	Intensidad, A	3 - 9
	EER(Energy Efficienty Ratio)	11.0

Tabla 2.6: Sistema VRV modelo 38KCD112313G.  
Fuente: Propia

El evaporador del sistema viene con las siguientes descripciones que se muestran en la Tabla 2.7

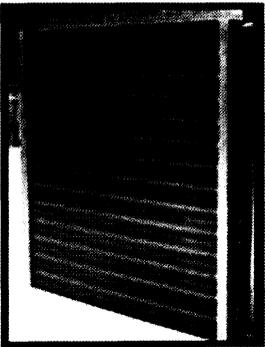
	Dimensiones (cm)	40x35x10
	Tipo de evaporador	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tipo seco</li> </ul>
	Material	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tuberías de cobre y aletas de aluminio</li> </ul>

Tabla 2.7: Evaporador del sistema de refrigeración.  
Fuente: Propia

## 2.8 Refrigerante

Se ha considerado el R 410 A por ser propio del equipo como se muestra en la Tabla 2.8.

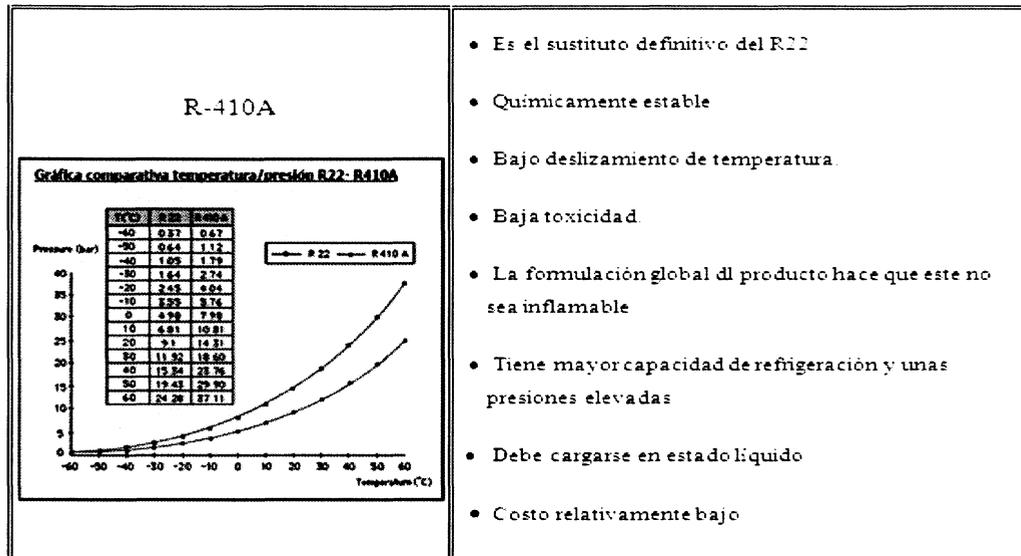


Tabla 2.8: Refrigerantes  
Fuente: Propia

## 2.9 Sistema de control

Para la instalación del sistema de control se ha seleccionado el termostato digital, el cual nos permitirá controlar las magnitudes de temperatura y humedad de forma rápida y precisa.

### Sistema de control MT-530

En este proyecto se ha seleccionado el sistema de control MT-530 plus por las siguientes ventajas.

- Sus sensores de temperatura y humedad se ensamblan en un único bulbo, que disminuye el espacio en el cableado de la instalación.

- La humedad de operación del MT-530 plus es de 10 hasta 90% HR, mayor que el MT-530 super lo que nos proporciona un rango elevado de estudio de las propiedades del aire en estas condiciones.
- El MT-530 plus tiene una configuración con menos funciones que el MT-530 super (por tener una salida de cableado simplificado con la computadora), facilitando el control de la humedad y la temperatura de forma rápida y segura.

Las características del MT-530 *plus* Full Gauge Controls se muestran en la Tabla 2.9

	Modelo	MT-530 <i>plus</i> Full Gauge Controls
	Temperatura de control, °C	-10 a 70 con resolución de 0.1°C
	Humedad de control,%	20 a 85 con resolución de 0.1 % UR
	Tensión, Voltios	115-230
	Corriente máxima por salida	8 (3) A / 250 V ac
	Potencia, HP	1/4
	Dimensiones, mm	71x28x71
	Temperatura de operación °C	0 hasta 50

Tabla 2.9: Parámetros del controlador MT-530 plus.  
Fuente: Propia

## 2.10 Manómetros

En el sistema de refrigeración hay que distinguir la alta y baja presión. Por lo tanto, se tiene un manómetro para medir la presión de alta y otro para la presión baja.

Sus principales características son:

- Lo que diferencia a un manómetro de alta de uno de baja presión, está en los valores de sus escalas:
  - En el manómetro de baja presión, suele estar comprendida entre -1/+10 bar.
  - En el manómetro de alta presión, va de 0 a 35 bares.
- Se distinguen por sus colores:
  - El manómetro de baja presión es de color azul.
  - El manómetro de alta presión es de color rojo.
- En todo manómetro hay que distinguir varias escalas.
  - Una correspondiente a las presiones.
  - Y dos o tres más, que corresponden a las temperaturas de otros tantos fluidos refrigerantes.
  - La disposición de las escalas puede variar, ya que la presión puede ser la interior y las de las temperaturas las exteriores. O bien la de la presión las exteriores y las temperaturas las interiores.

### Manómetro azul

Mide la presión de succión o de aspiración del compresor. En su escala, del cero hacia abajo nos mide vacío, es decir, presiones por debajo de la atmosférica. Su rango de medición es de cero a 250 PSIG y de cero hasta 29,92 pulg. de Hg. También dispone de sus equivalencias correspondientes en Kg/cm<sup>2</sup> y mm de Hg. Las características del manómetro se muestran en la Tabla 2.10

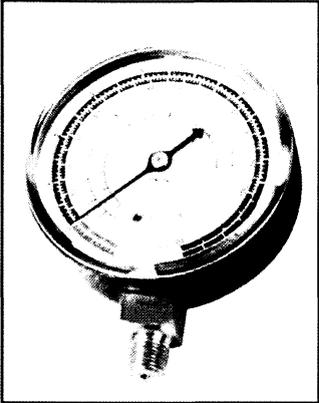
	Descripción	Manómetro de Baja
	Refrigerantes	R-410 A
	Escalas	°C in Hg vac, PSIG
	Rango	0 – 350 PSI
	Dimensiones, mm	Diámetro 68 mm

Tabla 2.10: Manómetro de baja presión.  
Fuente: Catálogo de manómetros de Mega frío.

**Manómetro rojo**

Diseñado para medir las presiones de descarga del compresor. Su rango es de cero hasta 500 PSIG (libras por pulgada cuadrada manométricas). También pueden leerse las presiones en el sistema decimal de cero a 35 Kg/cm<sup>2</sup> como se muestra en la Tabla 2.11

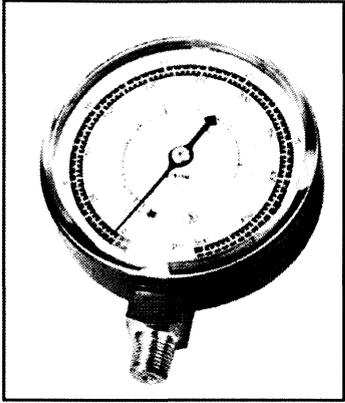
	Descripción	Manómetro de alta
	Refrigerantes	R-410 A
	Escalas	<sup>a</sup> C in Hg vac, PSIG
	Rango	0 – 500 PSI
	Dimensiones, mm	Diámetro 68 mm

Tabla 2.11: Manómetro de alta presión.  
Fuente: Catálogo de manómetros de Megafrío.

## 2.11 Interface Conve32

La interface conve32 de Full Gauge permite que los controladores Full Gauge con comunicación serial sean conectados a una PC que posea un puerto de comunicación USB.

La interface se encarga entonces de transformar el estándar eléctrico utilizado por la PC al estándar eléctrico RS-485 utilizado por los controladores.

La Full Gauge utiliza la red RS-485 para proporcionar mayor robustez y confiabilidad en la comunicación entre sus controladores y el Software Sitrad®. La comunicación es establecida a dos hilos (A y B), pudiéndose efectuar así una comunicación Half-Duplex en que la PC es el máster y los controladores son los que reciben la señal.

OBS es el dispositivo USB compatible solamente con el estándar USB 2.0 en Windows NT, 2000, 2003, 2008, XP, Vista, 7 y 8.

Las características del interface conve32 Full Gauge Controls se muestran en la Tabla 2.12

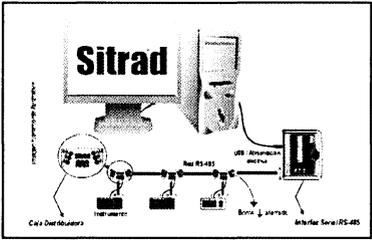
	Modelo	CONVE32 Full Gauge Controls
	Temperatura de operación °C	0 a 50 o C
	Tres led de indicación	Uno para señalar que la interface está conectada ( ) y otros dos que indican transmisión (TX ) y recepción (RX ) serial, en marcha.
	Alimentación	A través del puerto USB
	Dimensiones, mm	71x28x71

Tabla 2.12: Full Gauge Controls CONVE32.  
Fuente: Catálogo CONVE32 Full Gauge Controls

### **Especificaciones técnicas**

- Alimentación: A través del puerto USB
- Temperatura de operación: 0 a 50°C
- Tres Led 's de indicación: uno para señalar que la interface está conectada y otros dos que indican transmisión (TX ) y recepción (RX ) serial, en marcha.
- Un conector USB-B hembra para conexión con la PC, utilizando cable específico provisto con la interface.
- Un puerto RS-485 para conexión de hasta 32 instrumentos, sin la necesidad de terminación.

## 2.12 Costos

Se detalla a continuación los costos directos e indirectos de la presente tesis.

### Costos Directos

Elemento	Descripción	Cantidad	Costo unitario \$	Costo Total \$
Ducto de acrílico	espesor 5 mm	1	350	350
Plancha de acero inox AISI 304.	1220 × 2440 × 1( mm)	2	18.95	37.9
Tubos de acero inox.	Ø 50.8 × 1.5 × 6000(mm)	2	25	50
Ruedas de coche	Ø 1"	4	2.5	10
Silicona	Color gris	4	4.20	16.80
Mano de obra	En dobladora	55doblesces	0.25	13.75
Suelda	Cordones de Ø 1" suelda Tig.	8	10	80
Pintura	Color gris	1/2 litro	8.60	8.60
Mano de obra construcción	Armado y pintado de la estructura	-	-	350
Ventilador	Modelo HXM-250, 1550rpm, ¼ hp, 930 a 547 cfm, 2 kg ( Soler y Palau)	1	85	85
A/A 12.000 Btu inverter	Modelo 38KCD112313G	1	620	620
Humidificador	Modelo HU-20/A, 1/7 hp centrífugo.	1	44.23	44.23
Resistencia Eléctrica	Modelo tubular, 110V 400 a 1800 Wattios,	1	60	60
Caja doble fondo	Acero galvanizado	1	23	23
Tubería de cobre	1/4	6 m	5	35
	1/2	6	7	42

Evaporador	Tipo seco. Aletas de aluminio y tubería de cobre. Dim. 40x35x10	1	40	40
Louwer	Acero inoxidable	1	35	35
Varillas de soldas	plata al 5 %	3	8	24
Cable de silicona fibra de vidria		1	9.36	9.36
Adaptadores	202 x 4	2	2.96	8.88
Unión 62x4		1	1.57	1.57
Adaptador	1008-2-2 B	1	4.94	4.94
Contactador	30 A 208-230 V	4	38	152
Luces piloto	208-230 V	8	6.40	51.2
Ruedas de coche		4	2.5	10
Válvula pincha tubo	1/4	1	7	7
Manómetro	De Alta presión De baja presión	2	35	70
Amperímetro	Análogo 0-20 A	1	46	46
Termómetro	Tipo reloj para cuarto frío	1	30	30
Cable eléctrico	# 14 AWG	20	1.2	36
Programa Full Gauge Sensor de humedad y temperatura	Modelo CONVE32 Full Gauge Controls	1	160	160
Mano de obra	Construcción y montaje de los elementos en el sistema		680	680
<b>TOTAL</b>				3,029.63

#### Costos Indirectos

Descripción	Detalle	USD \$
Transporte del sistema	Transporte de materiales.	70
Transporte personal	Compra de los elementos del sistema	60
Alquiler de herramienta	Suelda tipo Tig, dobladora, cizalla, entenalla, extensiones eléctricas y compresor	150
Impresiones de texto y planos	Planos	120
Varios	Compra de accesorios e imprevistos.	135
<b>TOTAL</b>		535

<b>COSTO TOTAL</b>	<b>3,564.63 USD</b>
--------------------	---------------------

## CAPITULO III

### ANÁLISIS PSICROMÉTRICOS DE LOS PROCESOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

A continuación se desarrolla un análisis psicrométrico real del aire en los tres procesos fundamentales del sistema: calefacción, humidificación y refrigeración, realizando pruebas con las formulas matemática, carta psicrométrica y el equipo en el laboratorio así también la comparación del ahorro de costos al utilizar un sistema VRV y un equipo tradicional.

#### 3.1 Calefacción.

En el sistema ingresa un caudal de aire de 400 cfm a una temperatura de 10°C y se requiere elevar la temperatura a 30°C. Determinar las propiedades psicrométricas del aire en el punto 1 y 2 por el método matemático y comparar los resultados con el diagrama psicrométrico que se muestra en la Figura 3.1

Datos punto 1

Caudal de aire,  $Q = 400 \text{ cfm}$  o  $0.189 \text{ m}^3/\text{s}$

Presión atmosférica de Quito a 2800 msnm,  $P = 71.705 \text{ kPa}$ ,  $71705 \text{ Pa}$ ,  $71705 \text{ N/m}^2$

Masa  $m = 1 \text{ kg}$  de aire seco

Constante de gas,  $R = 0.2871 \text{ kJ/kg K}$

Temperatura de entrada,  $T_1 = 10^\circ\text{C}$  o  $283.15 \text{ K}$

Datos punto 2

Temperatura de salida,  $T_2 = 30^\circ\text{C}$  o  $303.15 \text{ K}$

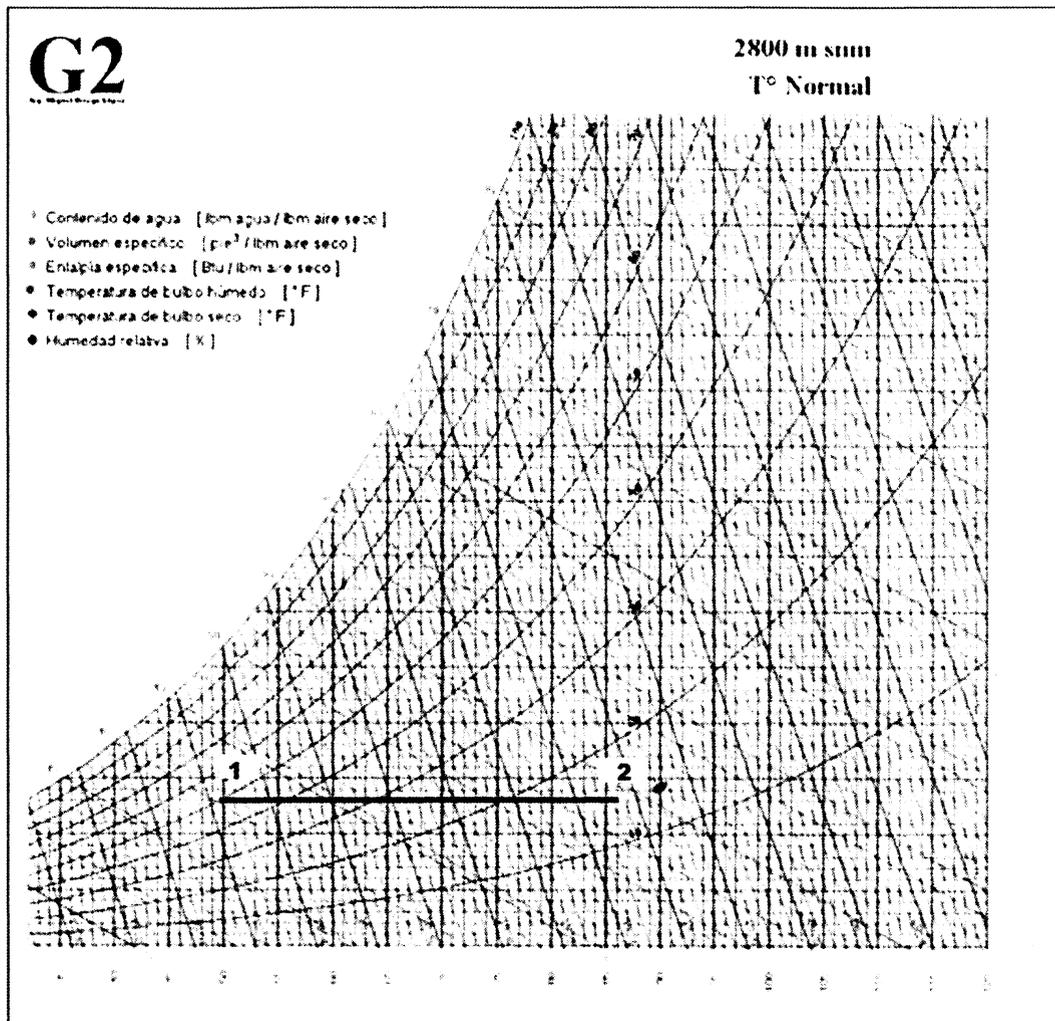


Figura 3.1: Proceso de calefacción en la carta psicrométrica.

Fuente: Ing. Miguel Ortega, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica Nacional, CIMEPI Afiliación N° 04-17-834, ASHRAE Student Member N° 5138865.

### Desarrollo del problema

Se determina la presión de vapor de saturación  $p_s$  (kPa) se obtiene mediante la Ec.5

$$\text{Log}(p_s) = 30.59051 - 8.2 \times \log T + 2.4804 \times 10^{-3} T - \frac{3142.31}{T}$$

$$T = (10 + 273.15)$$

$$p_s = 1.23 \text{ (kPa)}$$

El contenido de humedad de saturación se obtiene mediante la Ec.6

$$g_s = \frac{0.62197 \times p_s}{1013.25 - p_s} \quad (\text{kg/kg})$$

$$g_s = 0.0107 (\text{kg/kg})$$

Utilizando la temperatura del bulbo húmedo, 4.4 °C se obtiene mediante la Ec.5

$$p_{sl} = 0.835 \text{ (kPa)}$$

La presión de vapor se obtiene mediante la Ec.7

$$p_v = p_{sl} - 71.705 \times 6.66 \times 10^{-4} \times (T - T_{sl}) \quad (\text{kPa})$$

$$p_{sl} = 0.835 \text{ (kPa)}$$

$$T = 10$$

$$T_{sl} = 4.4$$

$$p_v = 0.567 \text{ (kPa)}$$

Contenido de humedad se obtiene mediante la Ec.8

$$g = \frac{0.62197 \times p_v}{71.705 - p_v} \quad (\text{kg/kg})$$

$$g = 0.0049 \text{ (kg/kg)}$$

El porcentaje de saturación se obtiene mediante la Ec.3

$$PS = 100 \frac{g}{g_s} \quad (\%)$$

$$PS = 45.8 \text{ (\%)}$$

La humedad relativa se obtiene mediante la Ec.4

$$HR = 100 \frac{P_v}{P_s} \quad (\%)$$

$$HR = 46.1 \quad (\%)$$

La entalpia del aire en el punto 1 se obtiene mediante la Ec.13

$$h = 1.0048 \times T + g \times (2500.8 + 1.863 \times T) \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$h = 22.393 \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

La presión de saturación del aire en el punto 2 se obtiene mediante la Ec.5

$$p_s = 4.24 \text{ (kPa)}$$

Contenido de humedad Ec.6

$$g_s = \frac{0.62197 \times p_s}{1013.25 - p_s} \quad (\text{kg/kg})$$

$$g_s = 0.0390 \text{ (kg/kg)}$$

Utilizando la temperatura de bulbo húmedo, 12.22°C se obtiene por la Ec.5, Ec.7 y Ec.8

$$p_{sl} = 1.42 \text{ (kPa)}$$

$$p_v = 0.5709 \text{ (kPa)}$$

$$g = 0.005 \text{ (kg/kg)}$$

El porcentaje de saturación, humedad relativa y entalpía en el punto 2 se obtiene por la Ec.3, Ec.4 y Ec.13

$$PS = 12.82 \quad (\%)$$

$$HR = 13.464 \quad (\%)$$

$$h_2 = 42.927 \quad (\text{kJ/kg})$$

El incremento de entalpia es

$$\Delta h = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kg})$$

$$\Delta h = 42.927 - 22.3932 \quad (\text{kJ/kg})$$

$$\Delta h = 20.53 \quad (\text{kJ/kg})$$

El flujo másico de entrada se determina obteniendo el volumen específico del aire en el punto 1, entrada por medio de la Ec.12

Aire de entrada a 10°C o 283.15 K

$$v = \frac{mRT}{P} \quad \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

$$v = 1.143 \quad \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

$$\delta = 0.3649 \quad \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

Aire de salida a 30°C o 303.15 K

$$v = 1.22 \quad \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

$$\delta = 0.34 \quad \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

El flujo másico se obtiene mediante la Ec.33

$$M = \frac{Q}{v} \quad (\text{kg/s})$$

$$M = 0.165 \quad (\text{kg/s})$$

El flujo másico de salida es

$$M = 0.154 \quad (\text{kg/s})$$

La energía de entrada al calentador se obtiene mediante la Ec.27

$$Q = M \times (h_2 - h_1) \quad (\text{kJ/s , kW})$$

$$Q = 3.38 \quad (\text{kW})$$

Temperatura del punto de rocío en la entrada  $P_s = P_v$ , por medio de la Ec.14

$$T_{dp} = 14.62 \times \ln \frac{P_s(\text{Pa})}{600.245} \quad (^\circ\text{C})$$

$$P_s = 0.567$$

$$T_{dp} = -0.83 \quad (^\circ\text{C})$$

Temperatura del punto de rocío en la salida  $P_s = P_v$

$$T_{dp} = -0.73 \quad (^\circ\text{C})$$

### 3.2 Refrigeración y deshumidificación

En la siguiente práctica en el sistema entra aire del ambiente a una temperatura de bulbo seco a  $30^\circ\text{C}$  y de bulbo húmedo a  $22^\circ\text{C}$ , se requiere enfriar a  $16^\circ\text{C}$ . El serpentín de refrigeración tiene un punto de rocío de  $5^\circ\text{C}$ . Se representará el ciclo en el diagrama psicrométrico que se muestra en la Figura 3.2, se calculará el factor de contacto para el serpentín y la cantidad de agua extraída por kg de aire seco

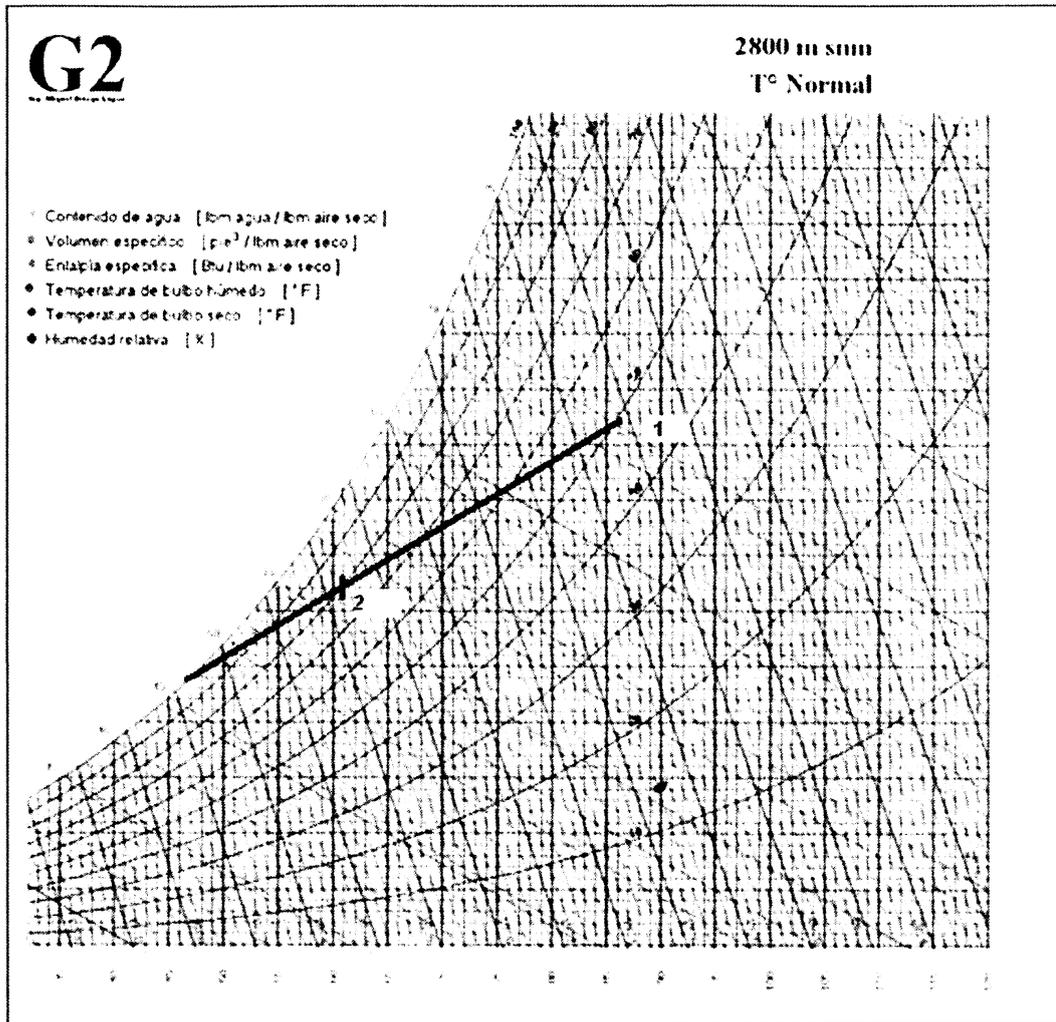


Figura 3.2: Proceso de refrigeración y deshumidificación en la carta psicrométrica.

Fuente: Ing. Miguel Ortega, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica Nacional, CIMEPI Afiliación N° 04-17-834, ASHRAE Student Member N° 5138865

#### Datos de la carta psicrométrica

Punto 1

$$T = 30\text{ °C o } 86\text{ °F}$$

$$Ps = 49\%$$

$$h = 95.35\text{ (kJ/kg)}$$

$$p_v = 2.100 \text{ (kPa)}$$

$$T_{sl} = 21.11^\circ\text{C o } 70^\circ\text{F}$$

Punto 2

$$T = 16^\circ\text{C o } 61^\circ\text{F}$$

$$T_{sl} = 13.8^\circ\text{C o } 57^\circ\text{F}$$

Desarrollo del problema

$$\text{Log}(p_s) = 4.24 \text{ (kPa)}$$

$$g_s = 0.039 \text{ (kg/kg)}$$

Presión de saturación a  $21.11^\circ\text{C}$

$$P_s = 2.525 \text{ (kPa)}$$

$$p_v = 2.100 \text{ (kPa)}$$

$$g = 0.018 \text{ (kg/kg)}$$

$$PS = 46.15 \text{ (\%)}$$

$$HR = 49.52 \text{ (\%)}$$

$$h = 76.16 \text{ (kJ/kg)}$$

$$v = 1.25 \text{ ( m}^3\text{/kg de aire seco)}$$

$$\delta = 0.799 \text{ (kg de aire seco/ m}^3\text{)}$$

Presión de saturación a  $16^\circ\text{C}$

$$P_s = 1.817 \text{ (kPa)}$$

$$g_s = 0.0162 \text{ (kg/kg)}$$

Presión de saturación a 13.8°C

$$P_s = 1.575 \text{ (kPa)}$$

$$g_s = 0.013 \text{ (kg/kg)}$$

$$p_v = 1.46 \text{ (kPa)}$$

$$g = 0.013 \text{ (kg/kg)}$$

$$PS = 80.24 \text{ (\%)}$$

$$HR = 80.35 \text{ (\%)}$$

Factor de contacto con el serpentín se obtiene mediante la Ec.37

$$\text{Factor de contacto} = 100 \times \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{pd}} = \%$$

$$f_c = 56 \%$$

La cantidad de humedad extraída del aire durante el enfriamiento se obtiene mediante la ecuación Ec.38

$$g_{cr} = g_1 - g_2$$

$$g_{cr} = 0.005 \text{ (kg/kg)}$$

### 3.3 Humidificación utilizando el diagrama psicrométrico

En el sistema entra un caudal de 0.189 (m<sup>3</sup>/s) de aire a una temperatura de 20°C y  $T_{sl} = 7.77$  °C, el aire abandona la batería pre calentadora y se humecta hasta un contenido de humedad de 0.008 (kg/kg) mediante la inyección de vapor. Determinar el caudal del vapor, la entalpia específica del aire humectado, las condiciones del aire de salida y la energía de entrada al calentador de humectación ayudándose con el diagrama psicrométrico que se muestra en la Figura 3.3

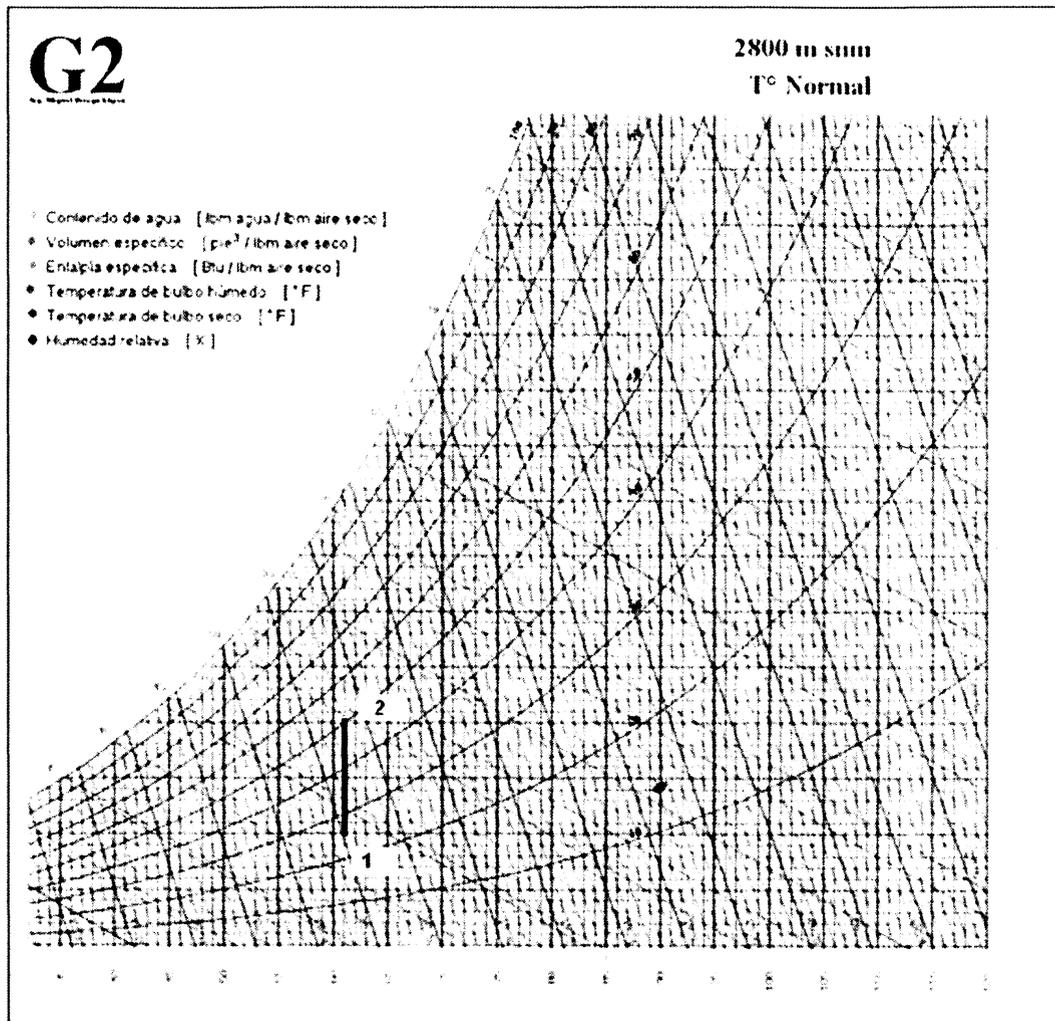


Figura 3.3: Proceso de humidificación en la carta psicrométrica.  
 Fuente: Ing. Miguel Ortega, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica Nacional, CIMEPI  
 Afiliación N° 04-17-834, ASHRAE Student Member N° 5138865

Datos del punto 1

$$T = 20^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sl} = 7.7^{\circ}\text{C}$$

$$g = 0.004 \text{ (kg/kg)}$$

$$h = 48.8 \text{ (kJ/kg) o } 21 \text{ (BTU/lb aire seco)}$$

$$HR = 20 \%$$

Se obtiene el volumen específico por medio de la Ec.12

$$v = 1.1825 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

Se obtiene el flujo másico por medio de la Ec.33

$$M = 0.1598 \text{ (kg/s)}$$

Después de la humidificación el contenido de humedad es

$$g_2 = 0.008 \text{ (kg/kg)}$$

Flujo másico aportado para la humidificación se obtiene mediante la Ec.24

$$M_3 = \frac{M_1(g_2 - g_1)}{1 - g_2} \text{ (kg/s)}$$

$$M_3 = 0.644 \times 10^{-3} \text{ (kg/s)}$$

Flujo másico en la salida del aire se obtiene mediante la Ec.25

$$M_2 = M_1 + M_3 \text{ (kg/s)}$$

$$M_2 = 0.16044 \text{ (kg/s)}$$

La entalpía de salida es obtiene mediante la Ec.26

$$h_2 = \frac{M_1 h_1 + M_3 h_g}{M_2} \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_2 = 58.146 \text{ (kJ/kg)}$$

Potencia en la salida del aire se obtiene mediante la Ec.27

$$Q = M_1(h_2 - h_1) \text{ (kW)}$$

$$Q = 0.1598(58.146 - 48.8) \text{ (kW)}$$

$$Q = 1.49 \text{ (kW)}$$

Potencia sin pérdidas de energía en salida del aire se obtiene mediante la Ec.28

$$Q = M_3 h_g \text{ (kW)}$$

$$Q = 0.644 \times 10^{-3} (2386.83) \text{ (kW)}$$

$$Q = 1.537 \text{ (kW)}$$

### 3.4 Comparación de costos VRV y sistemas tradicionales

NOTA: se ha considerado un funcionamiento de 12 horas diarias y 365 días al año.

4380 horas al año

Cálculo del costo anual de operación sistema tradicional.

Se ha considerado un modelo de equipo G-AIR Modelo: TCA-12CSA/BFR

Voltaje	Amperaje	Ph	Factor de poder
220	7.5	1	0.8

$$(V \times A \times PH) / FP = \text{Watts}$$

$$\frac{(220 \times 7.5 \times 1)}{0.8} = 2062.5 \text{ Watts}$$

$$\frac{2062.5}{1000} = 2.062 \text{ KW}$$

$$\text{WK} \times \text{Horas por año} = \text{Horas Kilowatt}$$

$$2.062 \times 4,380 = 9033.75 \text{ Horas Kilowatts}$$

$$\text{Horas Kilowatt} \times \text{Costo por KW} = \text{Costo de operacion}$$

$$9033.75 \times 0.08 = 722.7$$

**Cálculo del costo anual de operación anual del sistema inverter**

Voltaje	Amperaje	Ph	Factor de poder
220	5.1	1	0.8

$$(V \times A \times PH) / FP = \text{Watts}$$

$$\frac{(220 \times 5.1 \times 1)}{0.8} = 1402.5 \text{ Watts}$$

$$\frac{1402.5}{1000} = 1.40 \text{ KW}$$

$$\text{WK} \times \text{Horas por año} = \text{Horas Kilowatt}$$

$$1.40 \times 4,380 = 6142.95 \text{ Horas Kilowatts}$$

$$\text{Horas Kilowatt} \times \text{Costo por KW} = \text{Costo de operacion}$$

$$6142.95 \times 0.08 = 491.43$$

Sistema convencional.....\$ 722.7

Sistema inverter.....\$ 491.43

Capacidad	Ahorro anual	Ahorro en 5 años de operación	Ahorro en 10 años de operación
Sistema de 1 TR	\$ 231.26	\$ 1156.32	\$ 2312.6

Los valores tomados para realizar la comparación entre un sistema de aire acondicionado normal con un sistema Inverter son datos obtenidos de la placa de cada uno de los equipos.

Para esto se ha considerado un equipo marca G-AIR Modelo: TCA-12CSA/BF y el otro un equipo marca CARRIER Modelo: 38KCD112313G.

Con los datos que se obtiene de la placa se ha realizado una comparación del funcionamiento con el costo de operación entre los dos equipos y se obtiene un ahorro de hasta un 30% al año en costos de operación con un equipo de aire acondicionado con compresor inverter.

Esto implica que el sistema normal es más costoso a largo plazo ya que el consumo de corriente y costo de operación es elevado, mientras que el sistema con un compresor inverter el costo de operación disminuya y es más eficiente.

### **3.5 Ejercicio en laboratorio con el programa Full-Gauge MT-530**

A continuación se muestra la guía práctica para el desarrollo de ejercicios en el laboratorio:

#### **1.- Tema:**

Determinación de las propiedades termodinámicas del aire a temperatura de 19.7°C y 72% de humedad controlado por el programa Full-Gauge mt530.

#### **2. Objetivo General:**

Comprender la utilización de la carta psicrométrica para determinar las propiedades termodinámicas en un punto dado del diagrama.

#### **3. Objetivos Específicos:**

- Observar el principio de funcionamiento de cada proceso de tratamiento de aire.
- Familiarizar a los estudiantes el manejo del programa Full-Gauge.
- Identificar los elementos principales del sistema de refrigeración.

#### **4. Marco teórico**

Gráfica Humedad-Temperatura vs tiempo (Figura 3.7)

Descripción del sistema

El sistema de aire acondicionado tipo VRV para el laboratorio de transferencia de calor es un conjunto de elementos que modifican las propiedades termodinámicas del aire a base de un controlador de humedad y temperatura según lo requiera el estudiante.

El sistema comprende de un ventilador, una resistencia eléctrica, un sistema de refrigeración tipo VRV, R410A desde la entrada hacia la salida del aire, controlados por el programa Full-Gauge MT-530 que actúa como un on-of en cada uno de los elementos para ajustar las condiciones termodinámicas del aire requeridas. El control se lo realiza mediante un computador ingresando el parámetro de humedad y temperatura con esto

el sistema activará la resistencia eléctrica para dar calor, el humidificador para dar humedad, el sistema de refrigeración para refrigerar y el ventilador para generar 400 cfm de caudal de aire dentro del ducto. Con el dato de la humedad y la temperatura ingresadas en el sistema el estudiante ubicará ese punto en la carta psicrométrica para localizar las demás propiedades en la misma así también como en las fórmulas matemáticas.

Todo el conjunto de elementos está dentro de un ducto de acrílico transparente para que el estudiante divise su operación.

### 5. Procedimiento

Para ingresar el programa solicita un código que es 123 presionando enter para ingresar los parámetros de temperatura y humedad (19.7°C y 72 % de humedad) con los que se va a trabajar como se muestra en la Figura 3.4

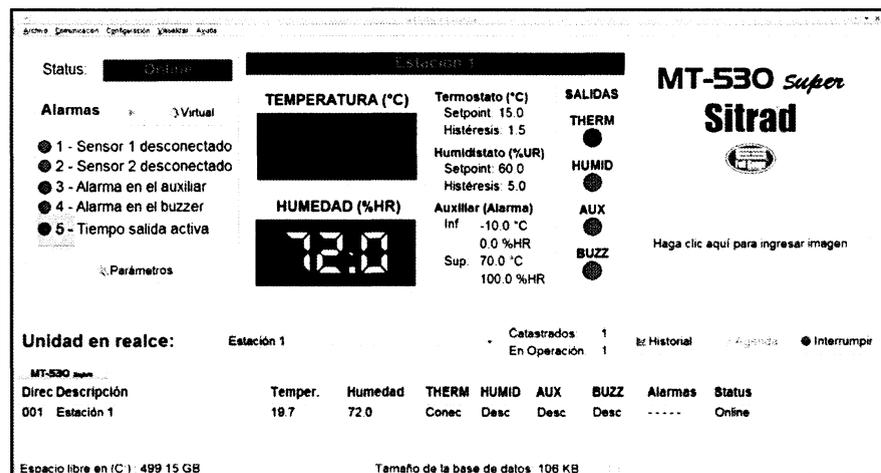


Figura 3.4: Programa Full gauge MT-530, ingreso de datos.

Fuente: Programa Full gauge MT-530.

Para esto se debe registrar en una carpeta cada ejercicio realizado en el programa, al correr el mismo realiza registros de temperatura y humedad en función del tiempo como se muestra en la Figura 3.5 y 3.6 respectivamente.

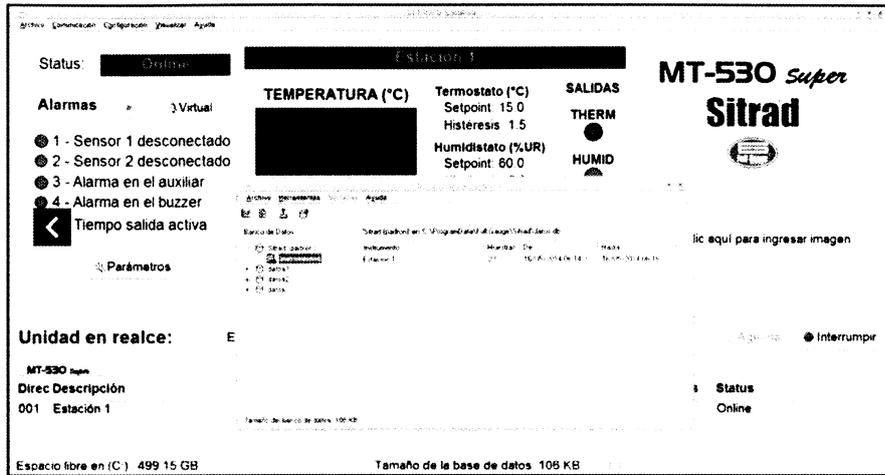


Figura 3.5 : Programa Full gauge MT-530, registro de actividad.  
Fuente: Programa Full gauge MT-530

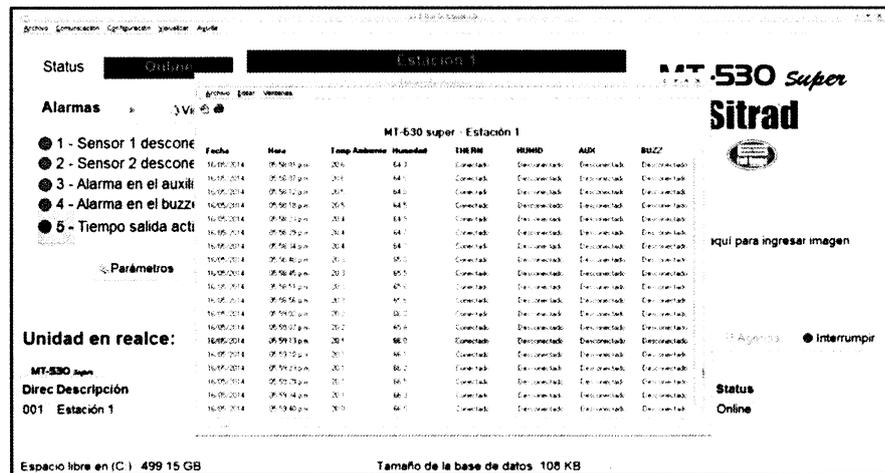


Figura 3.6: Programa Full gauge MT-530, registro T y H vs t.  
Fuente: Programa Full gauge MT-530

## 6.- Gráficas de simulación

Mediante curvas se puede obtener el comportamiento de la humedad y la temperatura como se muestra en la Figura 3.7 y Figura 3.8

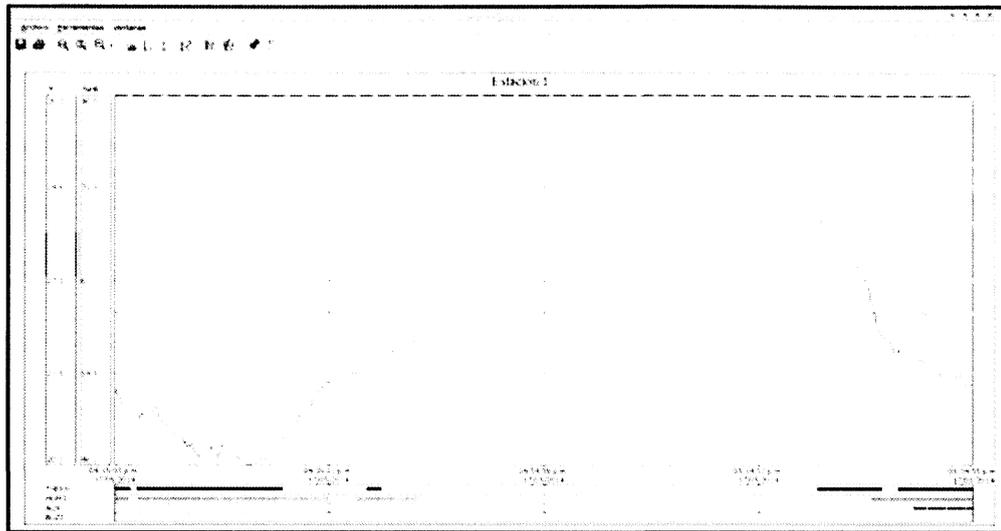


Figura 3.7: Programa Full gauge MT-530, Gráfica T-H-t.  
Fuente: Programa Full gauge MT-53

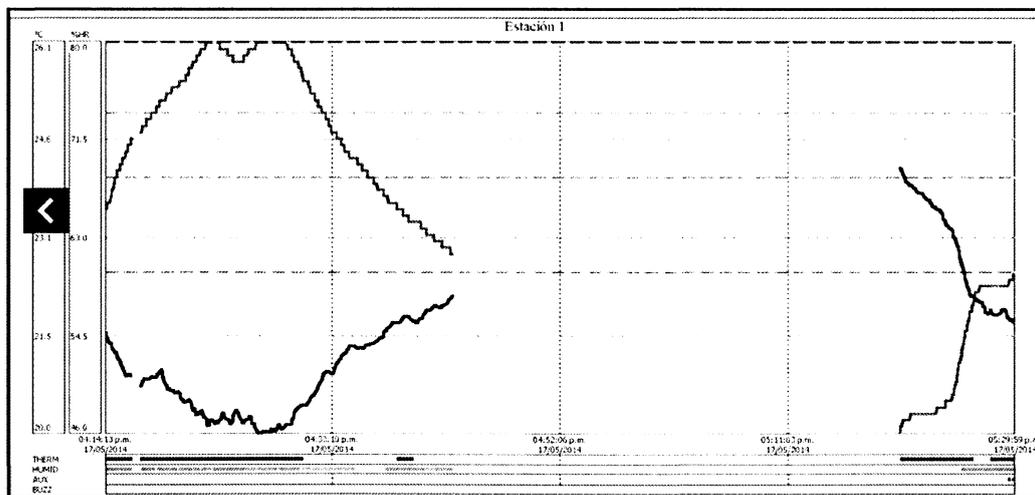


Figura 3.8: Programa Full gauge MT-530, Gráfica T-H-t.  
Fuente: Programa Full gauge MT-53

## **7. Ubicación de las propiedades termodinámicas en la carta psicrométrica.**

Mediante los valores de humedad y temperatura ubicados en la carta psicrométrica se obtiene las demás propiedades termodinámicas en esas condiciones tal como se muestra en el Anexo 1.

Dónde:

Temperatura bulbo seco = 19.6 °C

Humedad relativa 72 %

Temperatura de bulbo húmedo = 67 °C

Contenido de agua = 0.016 lb de agua / lb de aire seco

Volumen específico = 18.6 pies<sup>3</sup>/lb de aire seco

Entalpía específica = 34 BTU / lb

## **8. Conclusiones**

- El sistema full-gauge se encarga de activar automáticamente cada elemento del sistema para ajustar la humedad y temperatura ingresadas en el mismo.
- La temperatura del bulbo húmedo es siempre mayor que la temperatura del bulbo seco.
- El motor del sistema de refrigeración no para en ningún momento, su funcionamiento es siempre constante para evitar paros y arranques de energía al modificar su rendimiento.

## **9.- Recomendaciones**

- Verificar que los sensores de humedad y temperatura estén activados en el programa.
- Para el estudio de las propiedades del aire se debe realizar sobre la carta en condiciones de 2800 msnm.
- Realizar antes de cada práctica la medida de presión de alta y baja del sistema de refrigeración para verificar su correcto desempeño.
- Verificar que el sistema de cableado se encuentre en perfectas condiciones.

### **3.6 Precauciones y solución de problemas**

- Para preservar la vida útil y obtener un a eficiencia y funcionamiento adecuado del equipo es importante que a este se da un apropiado mantenimiento.
- El servicio regular de mantenimiento del equipo es responsabilidad del usuario, y deberá realizarse por personal calificado que tenga conocimiento sobre el funcionamiento adecuado del sistema.
- Antes de acceder a los dispositivos eléctricos, deberán desconectarse todos los circuitos de alimentación.
- Para limpiar el equipo de aire acondicionado, párelo y apague el interruptor principal de lo contrario, pueden producirse descargas eléctricas y lesiones.
- No lave el equipo de aire acondicionado con agua pueden producirse descargas eléctricas.
- No toque las aletas del intercambiador de calor son unas aletas muy afiladas y podrían causar lesiones por corte.

### **3.7 Mantenimiento de rutina**

- El equipo debe estar desconectado de la fuente de energía cuando no se esté utilizando.
- Verificar que las conexiones eléctricas a la resistencia eléctrica este correcta.
- Verificar los parámetros de funcionamiento del sistema.
- Se deberá verificar que el sistema de refrigeración este con las presiones de refrigerantes adecuadas.
- Realizar la revisión de las conexiones eléctricas del ventilador
- Realizar la limpieza y verificación del funcionamiento de humidificador.
- Realizar una limpieza tanto del serpentín del evaporador como del condensador.
- Realizar las mediciones de consumo de corriente y voltaje a cada uno de los elementos y comparar con los datos de placa para verificar su correcta operación.

## CAPITULO IV

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

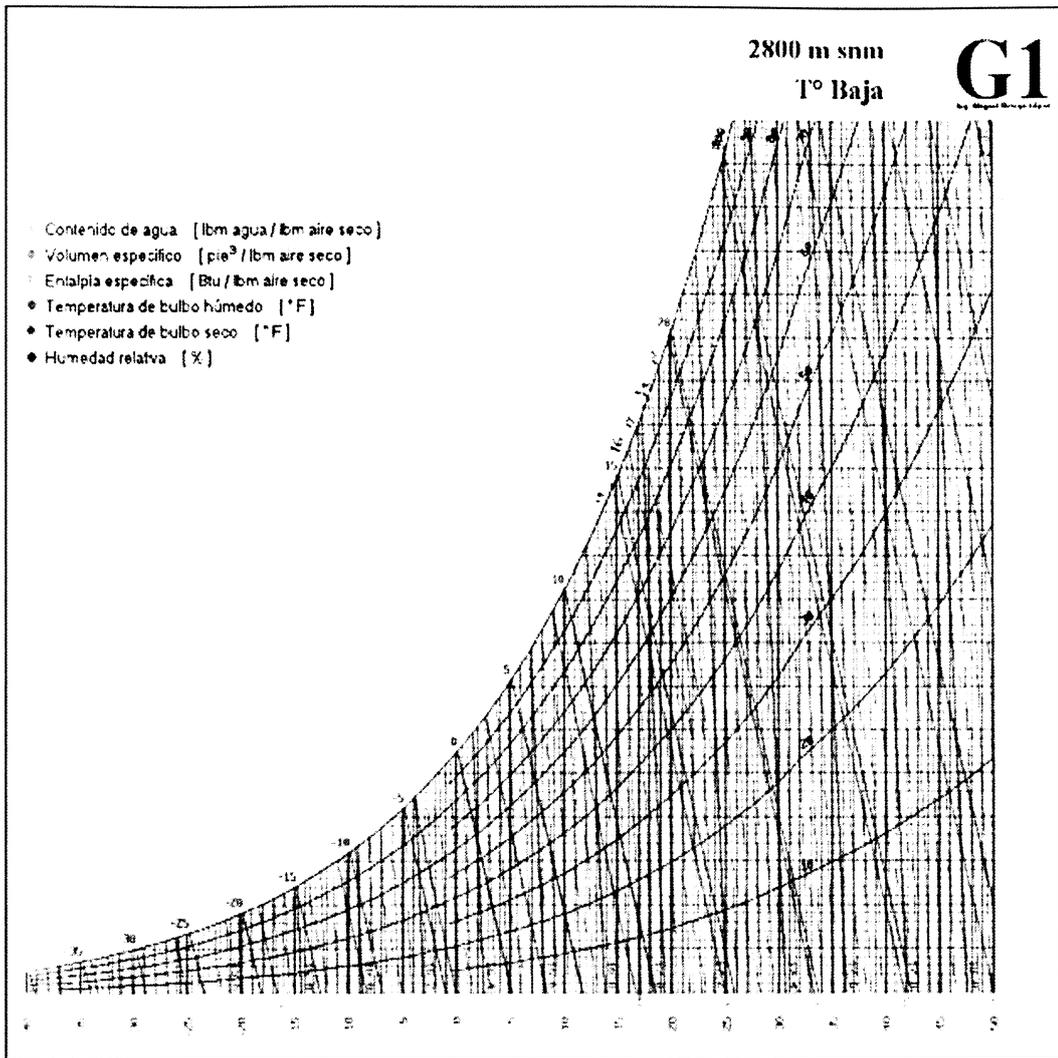
#### 4.1 Conclusiones

- El sistema de aire acondicionado tipo VRV al ser controlado por un compresor inverter con variación de frecuencia tienen la capacidad de adaptar la velocidad del compresor a las necesidades del momento, variar el caudal del refrigerante aportado al evaporador y controlar con más eficiencia la temperatura del aire en el sistema.
- El consumo de corriente eléctrica y por ende el costo de operación del sistema VRV es menor a comparación de un sistema tradicional.
- El compresor inverter reduce el riesgo de falla del compresor que es más común en sistemas estándar no inverter, los equipos inverter, reducen la potencia para de esta manera evitar los picos de arranque del compresor.
- El programa full-gauge es una herramienta de control la cual ingresando el valor de la humedad y la temperatura, por medio de sensores estabiliza las condiciones del aire con los datos ingresados.
- Basta con el valor de dos propiedades termodinámicas del aire para determinar todas las restantes en la carta psicrométrica y en las fórmulas matemáticas.

## 4.2 Recomendaciones

- La selección del refrigerante en un sistema de aire acondicionado es propio del equipo por esta razón no se debe sustituir por otra ya que el sistema no tendría la misma eficiencia
- En cada experiencia en laboratorio se debe realizar la comparación de las propiedades termodinámicas de los parámetros de humedad y temperatura establecidas por medio de las fórmulas matemáticas, cartas psicrométricas y por la lectura de sensores del programa para verificar su exactitud.
- Hay que tener en cuenta que no es un modelo a seguir para instalaciones de sistemas de aire acondicionado, puesto que es un equipo de laboratorio el cual variamos las condiciones de humedad y temperatura para el estudio propiedades termodinámicas en diferentes condiciones.
- Se recomienda realizar mediciones de presión en el lado de alta y de baja del sistema de refrigeración para verificar fugas de gas refrigerante en el mismo.
- Las pruebas de calefacción se realizarán en un tiempo de 3 a 5 minutos (suficientes para el estudio termodinámico) con receso de 8 minutos para evitar daños en la estructura del ducto de acrílico.
- Realizar un mantenimiento periódico del sistema.

# ANEXOS



Anexo 1: Carta psicrométrica de Quito.

Fuente: Ing. Miguel Ortega, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica Nacional, CIMEPI Afiliación N° 04-17-834, ASHRAE Student Member N° 5138865.

Air conditioning systems require a specified airflow. Each ton of cooling requires between 350 and 450 cubic feet of air per minute (CFM) or 400 CFM nominal.

Duct design and construction should be carefully done. System performance can be lowered dramatically through bad planning or workmanship.

Air supply diffusers must be selected and located carefully. They must be sized and positioned to deliver treated air along the perimeter of the space. If they are too small for their intended airflow, they become noisy. If they are not located properly, they cause drafts. Return air grilles must be properly sized to carry air back to the blower. If they are too small, they also cause noise.

The installers should balance the air distribution system to ensure proper quiet airflow to all rooms in the home. This ensures a comfortable living space.

These simple mathematical formulas can be used to determine the CFM in a residential or light commercial system.

Electric resistance heaters can use

$$CFM = \frac{\text{volts} \times \text{amps} \times 3.414}{1.08 \times \text{temp rise}}$$

Gas furnaces can use

$$CFM = \frac{BTUH}{\Delta T \times 1.08}$$

An air velocity meter or airflow hood can give a more accurate reading of the system CFM.

### 13.0 CHECKING REFRIGERANT CHARGE

Charge for all systems should be checked against the Charging Chart inside the access panel cover. Before using the chart, the indoor conditions must be within 2°F of desired comfort conditions and system must be run until operating conditions stabilize (15 min. to 30 min.).

#### **CAUTION**

**THE TOP OF THE SCROLL COMPRESSOR SHELL IS HOT. TOUCHING THE COMPRESSOR TOP MAY RESULT IN SERIOUS PERSONAL INJURY.**

**IMPORTANT:** Do not operate the compressor without charge in system.

Addition of R-410A will raise pressures (vapor, liquid and discharge) and lower vapor temperature.

Adding R-410A raises both vapor pressure and temperature. The unit is over-charged.

**IMPORTANT:** Use industry approved charging methods to ensure proper system charge.

#### 13.1 CHARGING USING CHARGING CHART

**NOTE: THIS UNIT CONTAINS R-410A REFRIGERANT  
DO NOT CHARGE WITH R-22 REFRIGERANT**

The liquid pressure method is used for charging systems in the cooling mode. The service port on the liquid (small valve) and suction (large valve) is used for this purpose.

Verify that the outdoor unit is running in the cooling mode and the indoor air mover is delivering the maximum airflow for this system size. Read and record the outdoor ambient temperature. Read and record the liquid and suction pressures at the ports on the liquid and suction valves.

If refrigerant lines are sized using the nameplate charge, the correct liquid pressure is found at the intersection of the suction pressure and the outdoor ambient.

1. Remove refrigerant charge if the liquid pressure is above the chart value.
2. Add refrigerant charge if the liquid pressure is below the chart value.

#### **CAUTION**

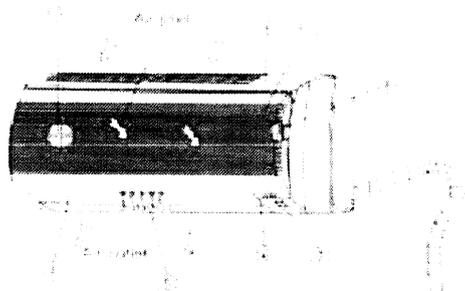
**R-410A PRESSURES ARE APPROXIMATELY 60% HIGHER THAN R-22 PRESSURES. USE APPROPRIATE CARE WHEN USING THIS REFRIGERANT. FAILURE TO EXERCISE CARE MAY RESULT IN EQUIPMENT DAMAGE OR PERSONAL INJURY.**

15

Anexo 2: Una tonelada de refrigeración requiere entre 350 a 450 cfm.  
Fuente: (ISO 9001:2008, 2014, pág. 15)

## PARTS NAMES

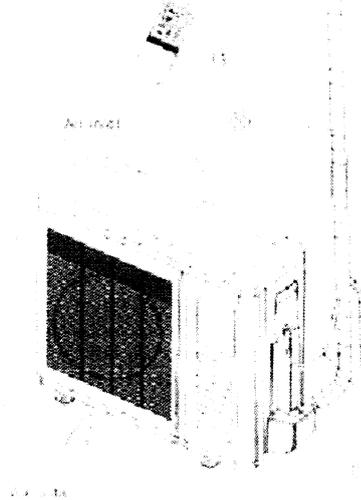
### INDOOR UNIT



### INDOOR UNIT

- 1 Front panel
- 2 Front panel frame
- 3 Air filter
- 4 Vertical airflowouver
- 5 Horizontal airflow grille
- 6 Display panel
- 7 Infrared signal receiver
- 8 Manual control button
- 9 Remote controller

### OUTDOOR UNIT



### OUTDOOR UNIT

- 10 Drain hose (refrigerant connecting pipe)
- 11 Electric wiring
- 12 Stop valve

### NOTE:

The OPERATION indicator flashes rapidly (times per second) when protection feature activated.

### DISPLAY PANEL

#### OPERATION indicator

This indicator flashes (once per second) after power is on and illuminates when the air conditioner is in operation.

#### TIMER indicator

This indicator illuminates when TIMER is set. **PRE-DEF indicator (cooling/heating only):** The air conditioner starts defrosting automatically if outdoor unit frosts in heating operation. At this time, PRE-DEF Indicator illuminates.

#### AUTO indicator:

When you set the air conditioner to AUTO mode, the indicator starts flashing.

### NOTE:

All the pictures in this manual are for explanation purposes only. The actual shape of your air conditioner may be slightly different, but the operation instructions are the same.

### DISPLAY PANEL

#### Cooling/Heating



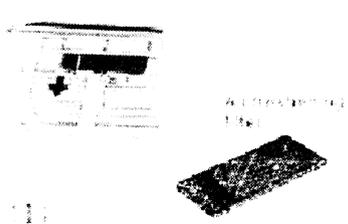
#### Cooling Only



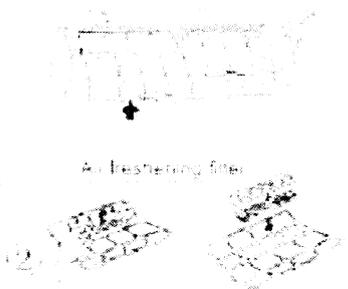
Anexo 3: Partes del sistema VRV

Fuente: Manual del equipo, Sistema VRV modelo 38KCD112313G.

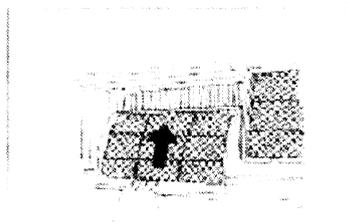
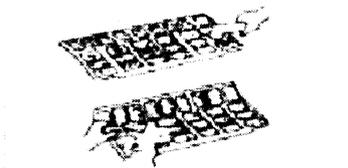
## MAINTENANCE



Air freshening filter



Air freshening filter



4. Remove the air freshening filter from its support frame. (The installation and removing method of the air freshening filter is different depending on the models; see the pictures marked (1) and (2) on the left.)
  - Clean the air freshening filter at least once a month and replace it every 4-5 months.
  - Clean it with vacuum cleaner, then dry it in cool place.
5. Install the air freshening filter back into position.
6. Insert the upper portion of air filter back into the unit, taking care that the left and right edges line up correctly and place filter into position.

### Maintenance

If you plan to idle the unit for a long time, perform the following:

- (1) Operate the fan for about half a day to dry the inside of the unit.
- (2) Stop the air conditioner and disconnect power. Remove the batteries from the remote controller.
- (3) The outdoor unit requires periodic maintenance and cleaning. Do not attempt to do this yourself. Contact your dealer or service.

### Checks before operation

- Check that the wiring is not broken off or disconnected.
- Check that the air filter is installed.
- Check if the air outlet or inlet is blocked after the air conditioner has not been used for a long time.

### CAUTIONS

- Do not touch the metal parts of the unit when removing the filter. Injuries can occur when handling sharp metal edges.
- Do not use water to clean inside the air conditioner. Exposure to water can destroy the insulation, leading to possible electric shock.
- When cleaning the unit, first make sure that the power and circuit breaker are turned off.

Anexo 4: Mantenimiento del sistema VRV

Fuente: Manual del equipo, Sistema VRV modelo 38KCD112313G.

1. DESCRIPCIÓN		4. CONFIGURACIONES							
<p>El MT-530 Super tiene tres salidas: uno para control de la temperatura, uno para control de la humedad y una tercera salida auxiliar que actúa como una segunda etapa de control de la temperatura o la humedad. Este controlador es adecuado para la humedad relativa baja y media (10 a 85% de condensación), también cuenta con una alarma audible (buzzer) actuando como una alarma o temporizador (timer on/off). Sus sensores de la temperatura y de la humedad se encuentran en un único Bulbo que disminuye el espacio en el cableado de la instalación.</p> <p>El instrumento tiene una comunicación serial para la conexión con el STRAC® vía internet.</p> <p>Producto de conformidad con UL Inc. (Estados Unidos y Canadá).</p>		<p><b>4.1 - Ajuste de la temperatura y humedad de control (SETPOINT)</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Presione <b>ON</b> por 2 segundos hasta que aparezca <b>SET</b> y actúandose seguida. Aparecerá <b>0.0</b> y la temperatura ajustada.</li> <li>Utilice las teclas <b>UP</b> y <b>DN</b> para cambiar el valor y cuando se detiene, presione <b>ON</b>.</li> <li>Aparecerá ahora <b>0.0</b> y la humedad ajustada.</li> <li>Utilice las teclas <b>UP</b> y <b>DN</b> para alterar el valor y cuando este listo, presione <b>ON</b>.</li> <li>Entonces la salida AUX está configurada para control (F14 = 0, 1, 2 o 3) que de aparecer <b>0.0</b> o <b>1.0</b>.</li> <li>Caso aparezca alguna de estas indicaciones, configure el valor de la salida AUX con las teclas <b>UP</b> y <b>DN</b> y presione <b>ON</b> para confirmar.</li> </ul> <p><b>4.2 - Alteración de los parámetros</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Accede a la función F01 presionando simultáneamente las teclas <b>UP</b> y <b>DN</b> por 2 segundos hasta que aparezca <b>0.0</b> y actúandose seguida. Luego aparecerá <b>F01</b> y entonces presione <b>ON</b> (buzque control).</li> <li>Utilice las teclas <b>UP</b> y <b>DN</b> para ingresar el código de acceso (123) y cuando este listo, presione <b>ON</b> para entrar.</li> <li>Utilice las teclas <b>UP</b> y <b>DN</b> para acceder la función deseada.</li> <li>Después de seleccionar la función, presione <b>ON</b> (buzque control) para visualizar el valor configurado para aquella función.</li> <li>Utilice las teclas <b>UP</b> y <b>DN</b> para alterar el valor y cuando este listo, presione <b>ON</b> para grabar el valor configurado y volver al menú de funciones.</li> <li>Para salir del menú de funciones y volver a la operación normal, presione <b>ON</b> hasta que aparezca <b>0.0</b>.</li> </ul>							
<p><b>2. APLICACIÓN</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>De humidificadores</li> <li>Boilers</li> <li>Secadores de granos</li> <li>Hu. modificadores</li> <li>Calentadores</li> <li>Calentadores e ambientes de TI (Data Centers)</li> </ul> <p>*Para un alto porcentaje de humedad en la presencia de la condensación de agua, usar el modelo de R4 AHC-80.</p>									
<p><b>3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Alimentación directa: MT-530 Super: 115 a 230 VCA ± 10% / 50/60 Hz</li> <li>MT-530C Super: 120/24 Voltios</li> <li>Temperatura de control: -10 hasta 70.0 °C ± 1.5 °C (con resolución de 0.1 °C) / -14 hasta 158 °F ± 3 °F (con resolución de 1 °F)</li> <li>Humedad de control: 10 hasta 85 %HR ± 5% HR (con resolución de 0.1 %HR)</li> <li>Comentarios en la pantalla: 5/3/A/250/abc/14/P</li> <li>Temperatura de operación: 0 hasta 50 °C / 32 hasta 122 °F</li> <li>Humedad de operación: 10 hasta 85% HR (no condensante)</li> <li>Dimensiones: 71 x 78 x 71 mm</li> </ul>									
Tabla de parámetros									
Fun	Descripción	CELSIUS				FAHRENHEIT			
		Min	Max	Unid	Estándar	Min	Max	Unid	Estándar
F01	Código de acceso: 123 (canto vertical)	-99	999	-	-	-99	999	-	-
F02	Modo de operación de termostato (salida THERM)	0 - relog	1 - calefac.	-	0 - relog	0 - relog	1 - calefac.	-	0 - relog
F03	Mínimo setpoint permitido al usuario final (termostato)	-10.0	70.0	°C	-10.0	14	158	°F	14
F04	Máximo setpoint permitido al usuario final (termostato)	-10.0	70.0	°C	70.0	14	158	°F	158
F05	Diferencial de control (sus líneas) del termostato	0.1	20.0	°C	1.5	1	36	°F	3
F06	Retardo mínimo para activar la salida THERM	0	999	seg	0	0	999	seg	0
F07	Modo de operación de la salida HUMID (humidistato)	0 - deshum.	1 - humid.	-	1 - humid.	0 - deshum.	1 - humid.	-	1 - humid.
F08	Mínimo setpoint permitido al usuario final (humidistato)	0	100	%HR	0	0	100	%HR	0
F09	Máximo setpoint permitido al usuario final (humidistato)	0	100	%HR	100	0	100	%HR	100
F10	Diferencial de control (sus líneas) del humidistato	0.1	20.0	%HR	5	0.1	20.0	%HR	5
F11	Retardo mínimo para activar la salida HUMID	0	999	seg	0	0	999	seg	0
F12	Tiempo de humidificación activada	0	999	seg	5	0	999	seg	5
F13	Tiempo de humidificación desactivada	0	999	seg	5	0	999	seg	5
F14	Modo de operación de la salida AUX (auxiliar)	0	10	-	5	0	10	-	5
F15	Mínimo setpoint permitido al usuario final (salida AUX)	0	100	-	0	0	100	-	0
F16	Máximo setpoint permitido al usuario final (salida AUX)	0	100	-	100	0	100	-	100
F17	Diferencial de control (sus líneas) de la salida AUX	0.1	20.0	-	5	0.1	20.0	-	5
F18	Retardo mínimo para activar la salida AUX	0	999	seg	0	0	999	seg	0
F19	Base de tiempo del timer de la salida AUX	0	999	-	0	0	999	-	0
F20	Tiempo de salida AUX activada	0	999	seg	5	0	999	seg	5
F21	Tiempo de salida AUX desactivada	0	999	seg	5	0	999	seg	5
F22	Alarma de temperatura ambiente baja	-10.0	70.0	°C	-10.0	14	158	°F	14
F23	Alarma de temperatura ambiente alta	-10.0	70.0	°C	70.0	14	158	°F	158
F24	Alarma de humedad ambiente baja	0	100	%HR	0	0	100	%HR	0
F25	Alarma de humedad ambiente alta	0	100	%HR	100	0	100	%HR	100
F26	Retardo mínimo para activar la salida AUX (modo alarma)	0	999	min	0	0	999	min	0
F27	Modo de operación del Buzzer	0	1	-	1	0	1	-	1
F28	Punto de actuación del Buzzer por baja temperatura	-10.0	70.0	°C	-10.0	14	158	°F	14
F29	Punto de actuación del Buzzer por alta temperatura	-10.0	70.0	°C	70.0	14	158	°F	158
F30	Punto de actuación del Buzzer por baja humedad	0	100	%HR	0	0	100	%HR	0
F31	Punto de actuación del Buzzer por alta humedad	0	100	%HR	100	0	100	%HR	100
F32	Tiempo máximo de la salida THERM accionada para disparar la alarma	0	999	min	0	0	999	min	0
F33	Tiempo máximo de la salida HUMID accionada para disparar la alarma	0	999	min	0	0	999	min	0

Anexo 5: Programación del sensor de humedad y temperatura MT-530.  
Fuente: Manual Full gauge, sensor MT-530 plus



**SOPORTEC**  
 GUATEMALA, GUATEMALA

AV. MALDEN 10-00 BTL. LAS LAMAS PASO PASO, C.A. TEL: 114044014  
 CARR. PANAMERICANA SUR, KM. 10.5, ZONA INDUSTRIAL, C.A. TEL: 114044014

FACTURA

Nº 000005138

CLIENTE: ANTONY NARRAJO CORONADO

ATENCIÓN:

TEL: 114044014

DIRECCIÓN: AV. MALDEN 10-00 BTL. LAS LAMAS PASO PASO, C.A. TEL: 114044014

TEL: 114044014 C.C. 1101010 VENT. ATOM. TEL: 026654 A.H.S.R. 1111111111

CANT.	DESCRIPCIÓN	DESC.	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
001371	AV. SPLIT PARED 1200BTL 220V R 410 CARRIER	0.00	1	620.00	620.00
001007	CENTRAL TURBILICIDAL PARED SÓLO PARA A/C HAM/00	0.00	1	85.00	85.00

VALOR	705.00
DESCUENTO	0.00
SUBTOTAL	705.00
IVA 12%	84.60
TOTAL	789.60

FAVORECEMOS DE OTORGAR NOMBRE DE C/C A LA C/C A LA D/OT/NA C/C/000

RECIBI EN COMPLETO EL VALOR DE LA FACTURA EN CASH EN LA OFICINA DE ATENCIÓN AL CLIENTE EL DÍA 10/05/2017  
 ANTONY NARRAJO CORONADO  
 FIRMADO POR: [Signature]

Anexo 6: Factura del costo del sistema VRV y del ventilador.  
 Fuente: Soportec.

**SELE-G**  
 S. R. L.  
 Calle 14 de Julio 1477 y Calle 14 de Julio 1477  
 Edificio "El Sol" - Montevideo - Uruguay  
 Teléfono: (514) 411 1111  
 E-mail: sele@sele.com.uy

**FACTURA**  
 000000095

Fecha de Emisión: 22 de Julio del 2014  
 Fecha de Autorización: 11 de Julio del 2014  
 Fecha de Pago: 11 de Julio del 2014

Cliente: Sr. Milton Castellano  
 Monto: 2547,10

Dirección: Av. Eloy Alfaro N28 67 y 30 de Agosto  
 Teléfono: 1715620827

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNITARIO	P. TOTAL
1	Amperímetro analógico de 0-20A	35,71	35,71
			35,71
			35,71
			42,84
<b>TOTAL USOS</b>			<b>40,00</b>

Autentico Cliente TOTAL USOS 40,00

**PAOL** S. R. L. - Calle 14 de Julio 1477 y Calle 14 de Julio 1477 - Edificio "El Sol" - Montevideo - Uruguay  
 Teléfono: (514) 411 1111 - E-mail: sele@sele.com.uy

Anexo 7: Factura del costo del amperímetro, humidificador y ducto acrílico.  
 Fuente: SELE-G, MegaKywi y Plastiacril respectivamente.



continúa

**Plastiacril** FACTURA DE VENTA DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCION DE TUBERIAS Y CONDUCCIONES DE PVC

NOTA DE PEDIDO:  PROFORMA:

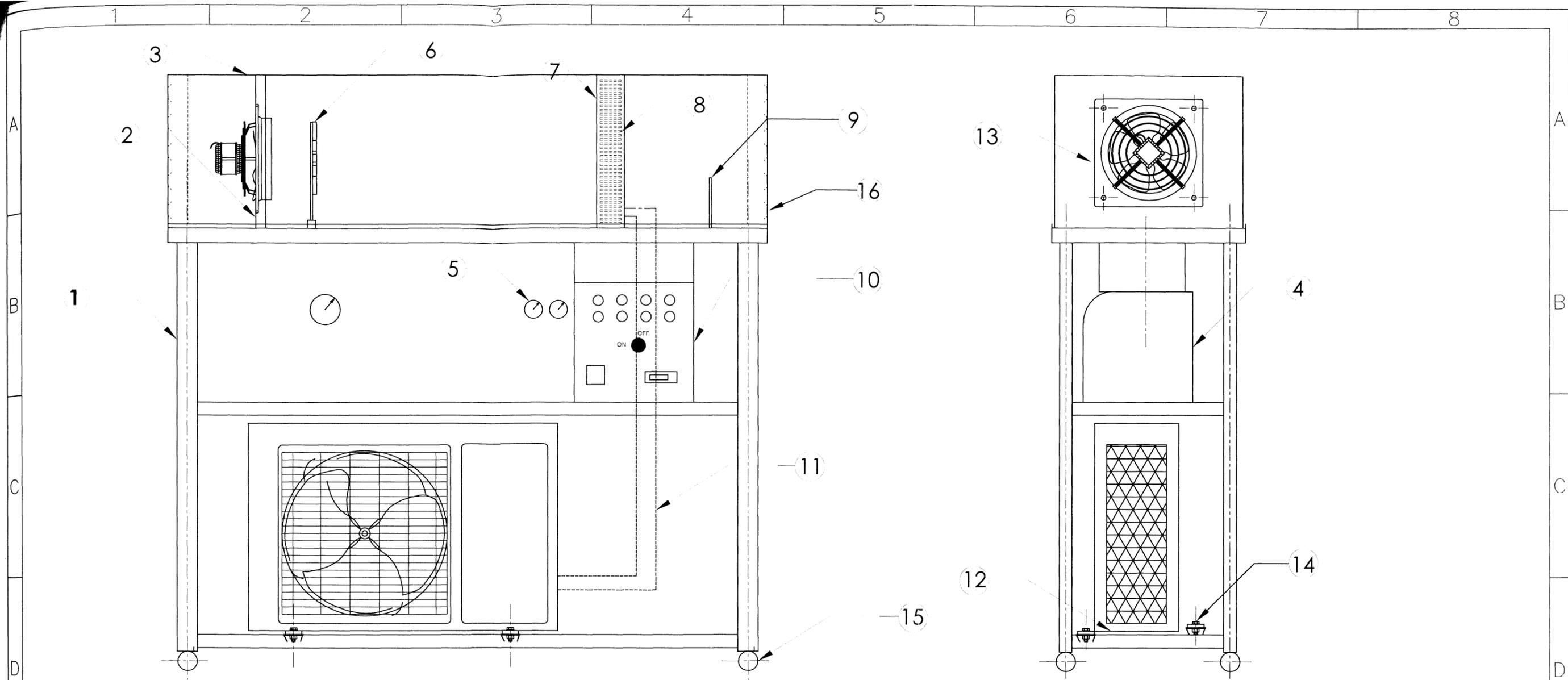
CANTIDAD	DESCRIPCION	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	TOTAL
10	TUBERIA DE PVC 1/2" x 1/2"	M	3.50	35.00
<b>CANCELADO ENTREGADO</b>				
			<b>TOTAL</b>	<b>35.00</b>

Factura del costo del ducto de acrilico.  
Fuente: Plastiacril



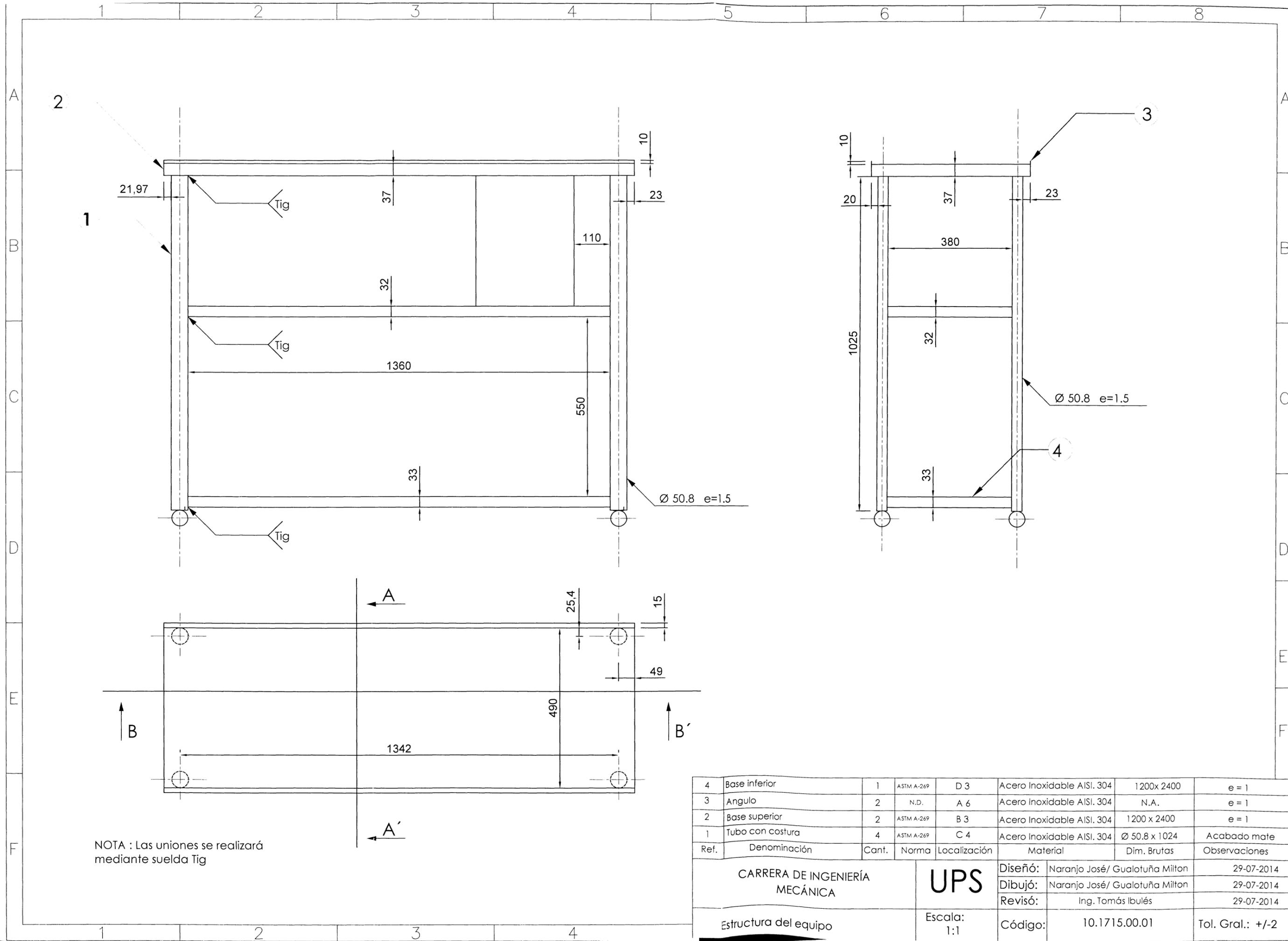
Anexo 8: Fotos construcción del sistema  
Fuente: Propia.

# PLANOS



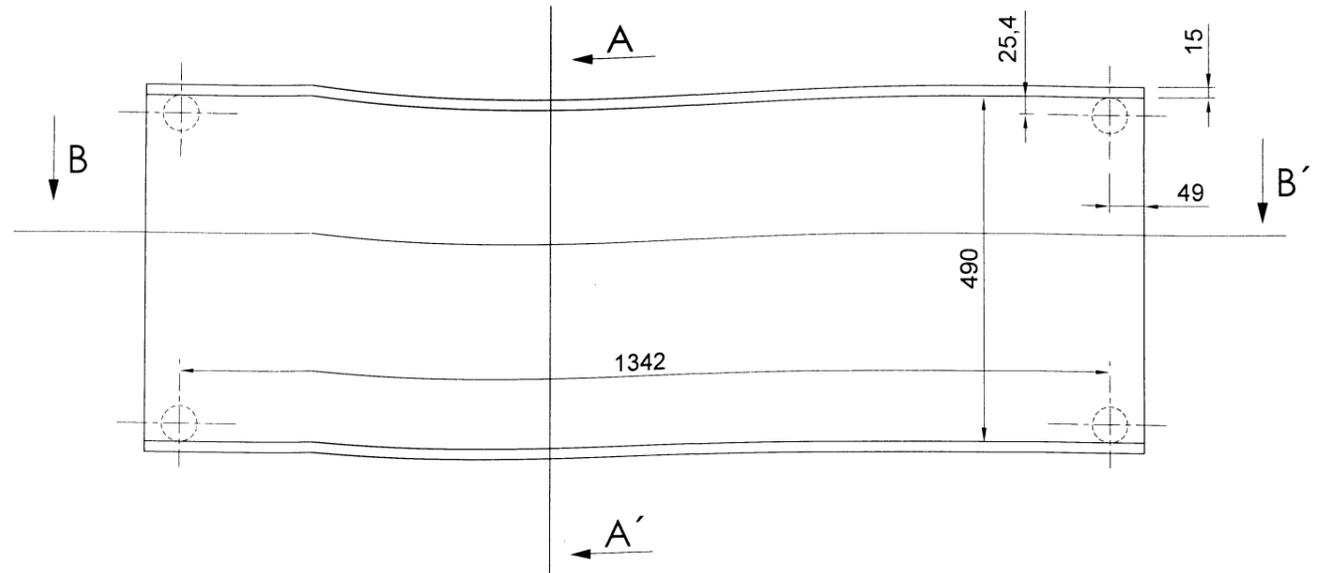
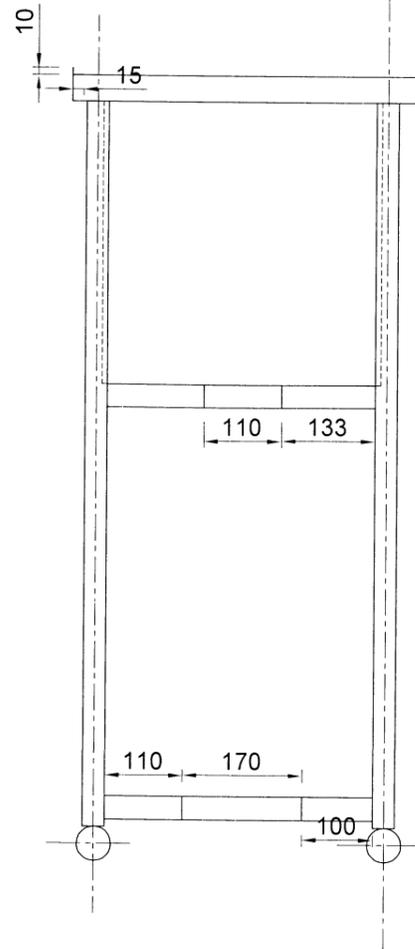
NOTA: Todas las dimensiones de los equipos son tomadas de los catalogos provistos por el fabricante  
 ND: No disponible

16	Louwer	2	N.D.	D 4	Acero Inoxidable AISI. 304	N.A.	e = 1
15	Ruedas	4	N.D.	D 4	N.A.	Ø 1"	N.D.
14	Pernos	4	N.D.	D 2	N.A.	Ø <sub>8</sub> x 3/4	N.D.
13	Ventilador	1	N.D.	A 6	N.A.	N.A.	N.D.
12	Base unidad condensadora	1	10.1715.00.12	D 3	Acero Inoxidable AISI. 304	N.A.	e = 1
11	Tubería de succion y descarga	1	N.D.	C 4	Cobre	Succion Ø <sup>1</sup> / <sub>2</sub> Descarga 1/4	Ø provisto por el fabricante
10	Panel de control	1	N.D.	B 4	N.D.	350x400x150	N.D.
9	Sonda de T y H	1	N.D.	B 4	N.A.	N.A.	N.D.
8	Evaporador	1	N.D.	D 4	N.A.	N.A.	N.D.
7	Estructura evaporador	1	10.1715.00.07	A 3	Acero Inoxidable AISI. 304	480 x 390 x 80	e = 1
6	Resistencia eléctrica	1	10.1715.00.06	A 2	RESISTOHM 125	Ø 5	N.D.
5	Manómetro	2	N.D.	B3	N.A	N.A	N.D.
4	Humidificador	1	N.D.	B 3	N.A.	N.A.	N.D.
3	Ducto acrílico	1	N.D.	B 2	Acrílico	1440x400x490	e = 5
2	Estructura ventilador	1	10.1715.00.02	B 2	Acero Inoxidable AISI. 304	350 x 400	e = 1
1	Estructura del equipo	1	10.1715.00.01	C 3	Acero Inoxidable AISI. 304	1444x520x1412	Acabado mate
Ref.	Denominación	Cant.	Norma	Localización	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				UPS		Diseño: Naranjo José/ Gualotuña Milton 29-07-2014	
						Dibujó: Naranjo José/ Gualotuña Milton 29-07-2014	
						Revisó: Ing. Tomás Ibulés 29-07-2014	
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO				Escala: S/E	Código: 10.1715.00	Tol. Gral.: +/-2	

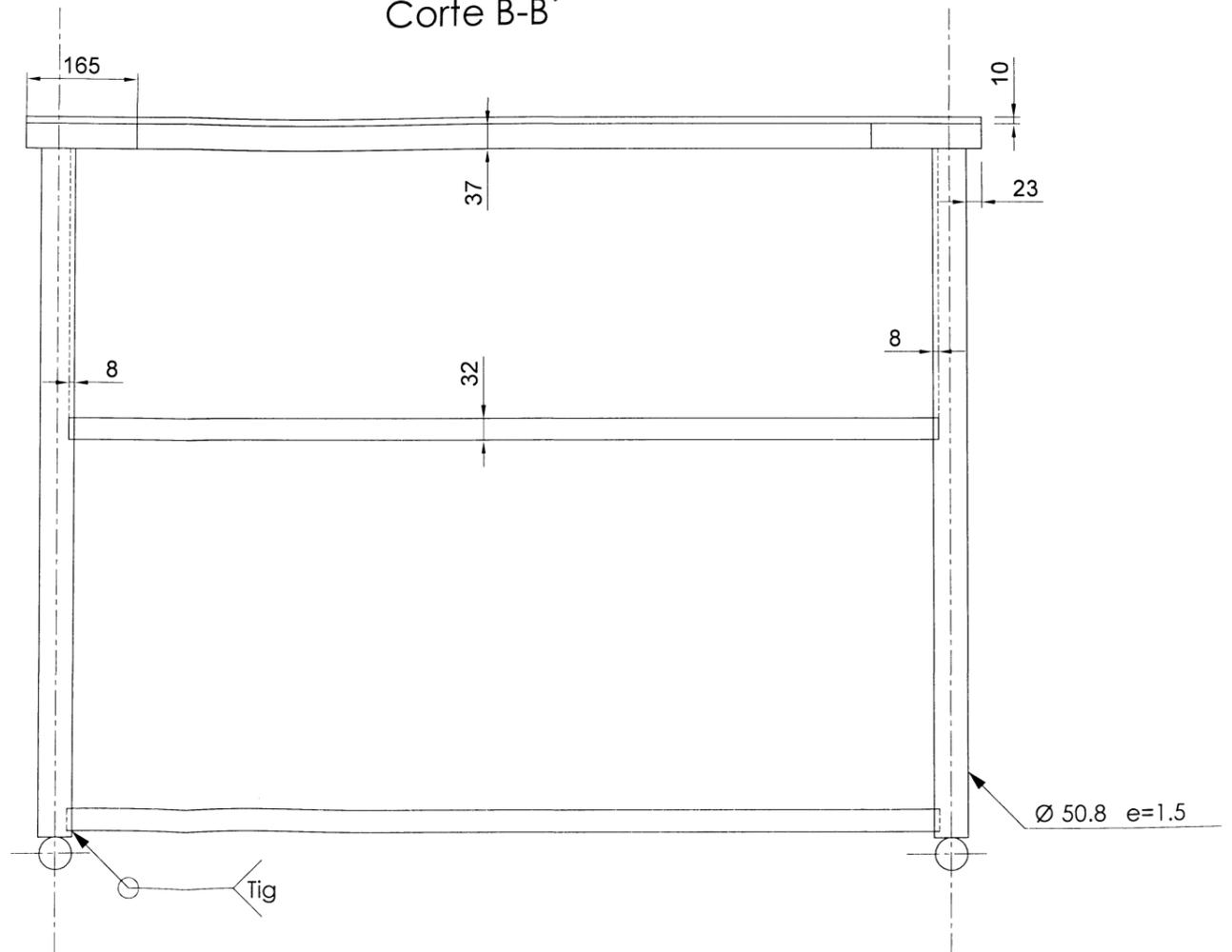


4	Base inferior	1	ASTM A-269	D 3	Acero Inoxidable AISI. 304	1200x 2400	e = 1
3	Angulo	2	N.D.	A 6	Acero Inoxidable AISI. 304	N.A.	e = 1
2	Base superior	2	ASTM A-269	B 3	Acero Inoxidable AISI. 304	1200 x 2400	e = 1
1	Tubo con costura	4	ASTM A-269	C 4	Acero Inoxidable AISI. 304	Ø 50.8 x 1024	Acabado mate
Ref.	Denominación	Cant.	Norma	Localización	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA					UPS	Diseño: Naranjo José/ Gualotuña Milton 29-07-2014	
Estructura del equipo						Escala: 1:1	Dibujó: Naranjo José/ Gualotuña Milton 29-07-2014
						Revisó: Ing. Tomás Ibulés 29-07-2014	
						Código: 10.1715.00.01 Tol. Gral.: +/-2	

Corte A-A'

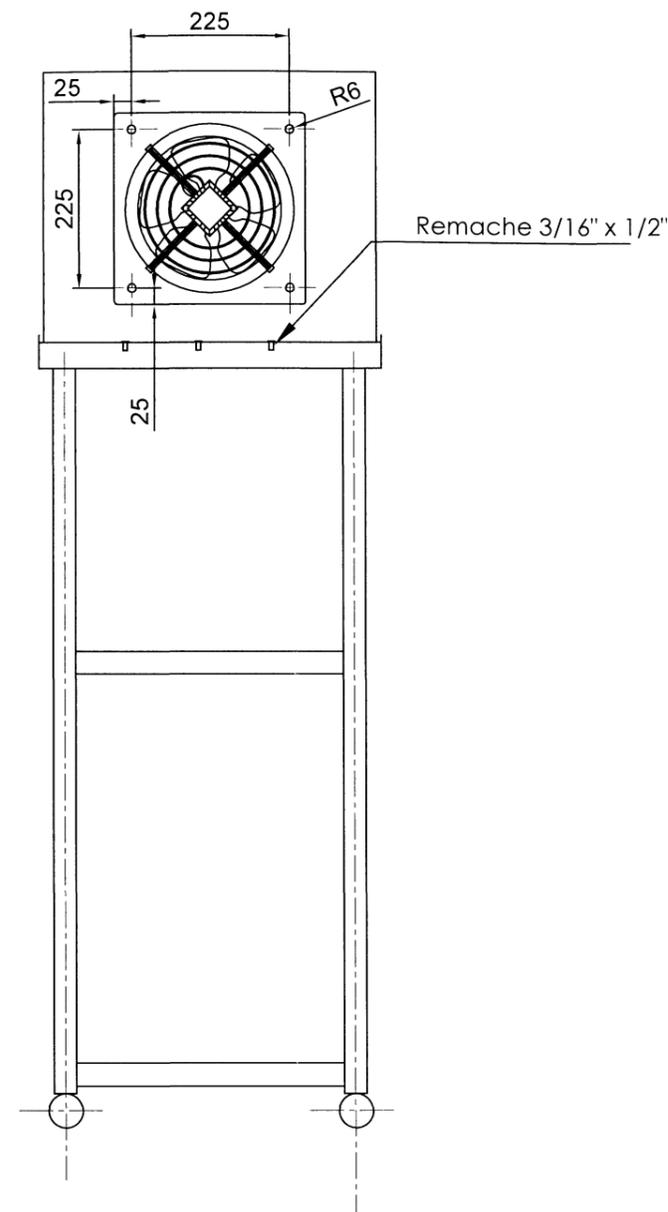
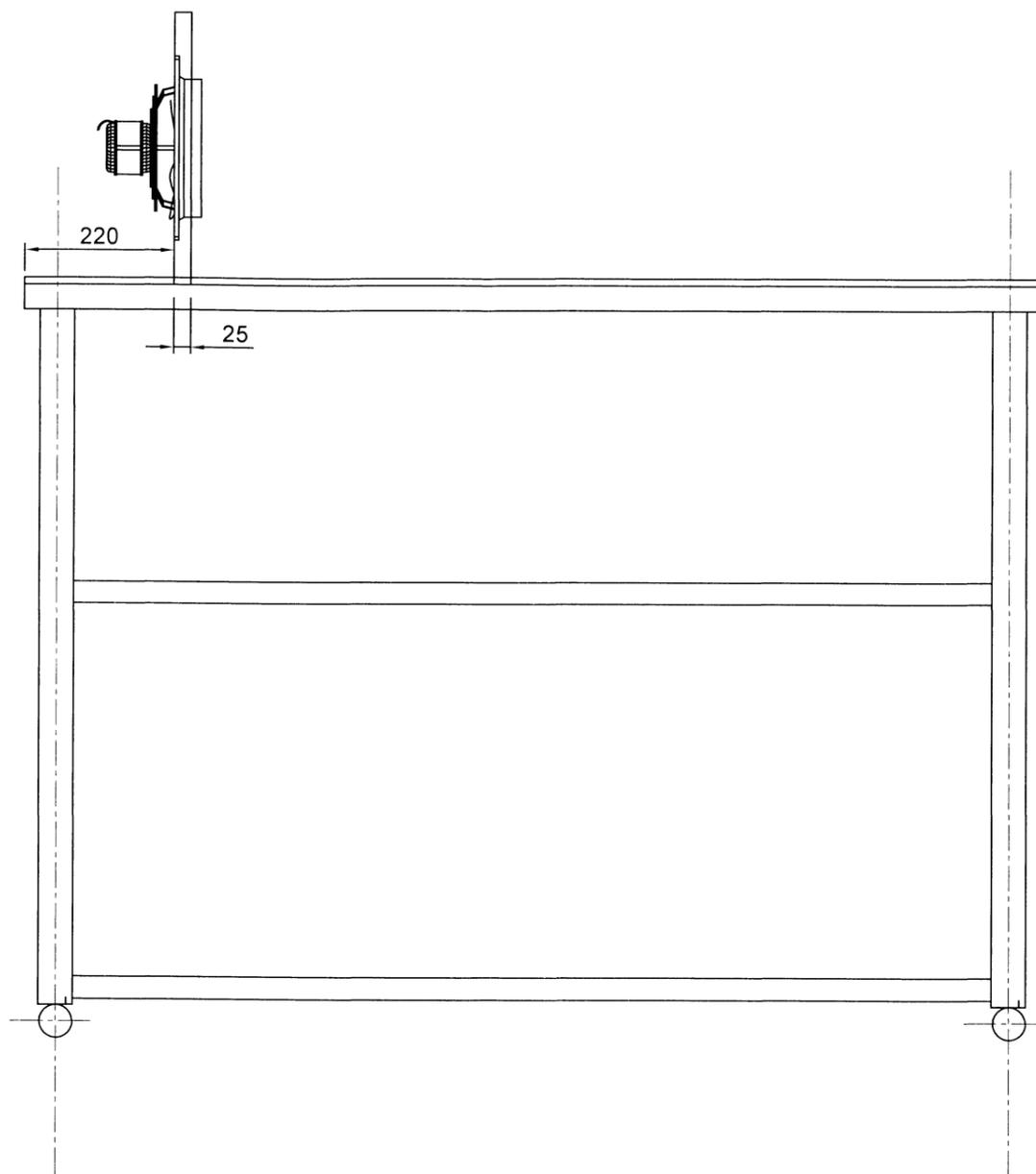


Corte B-B'

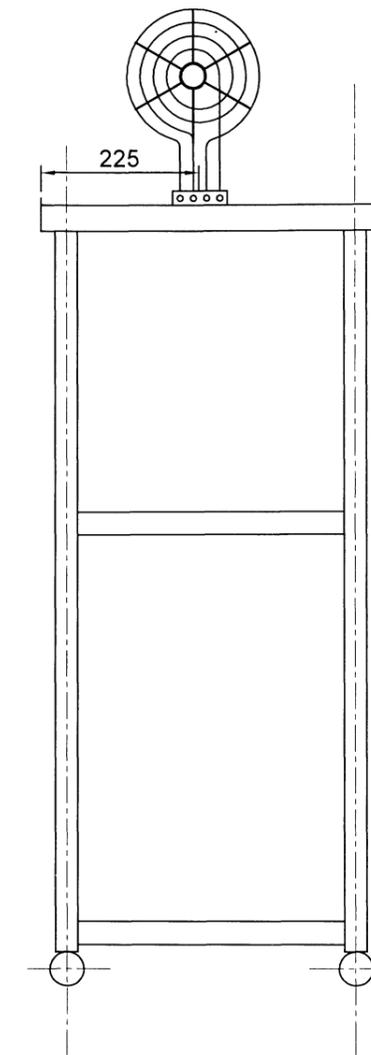
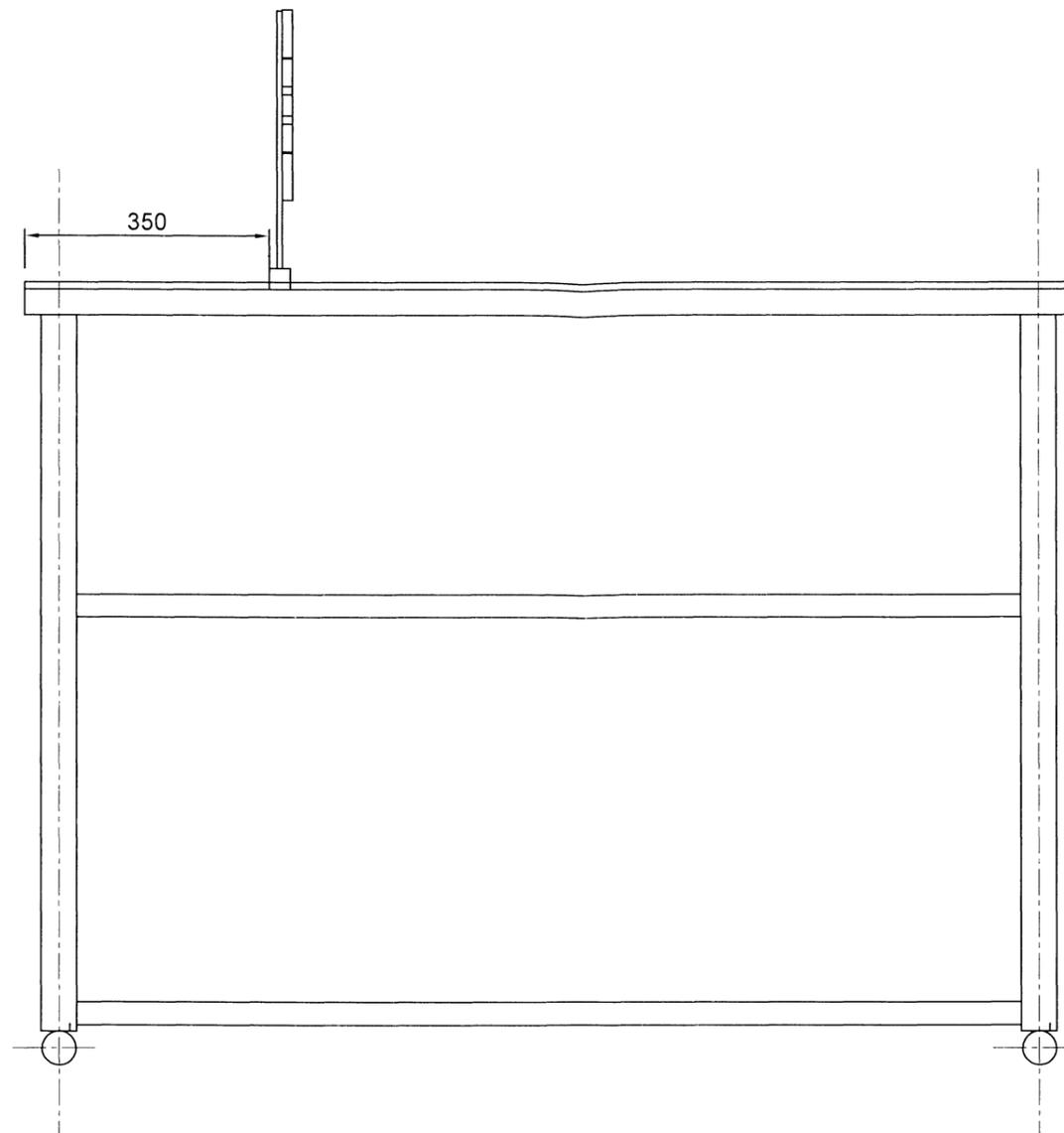


NOTA : Las uniones se realizará mediante suelda Tig

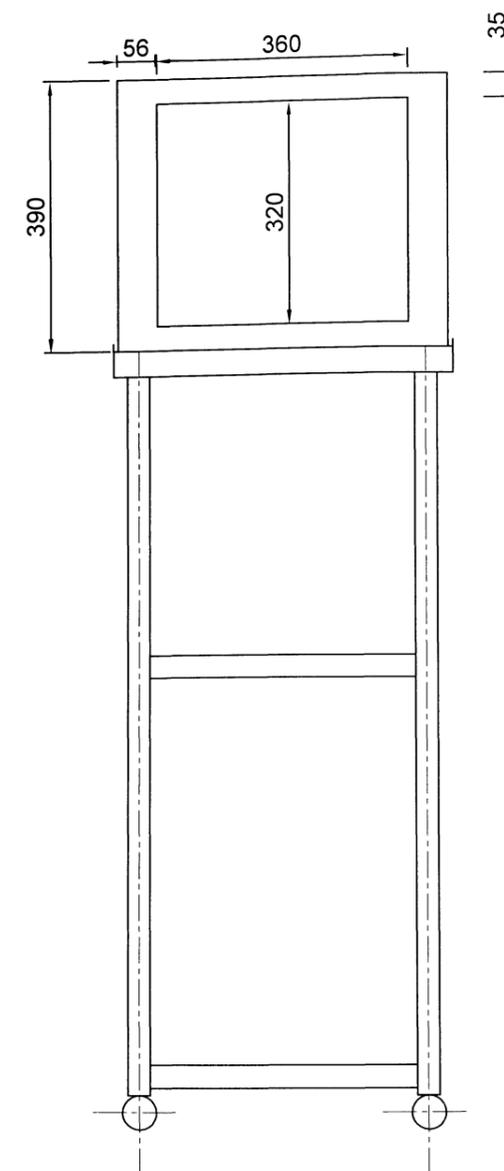
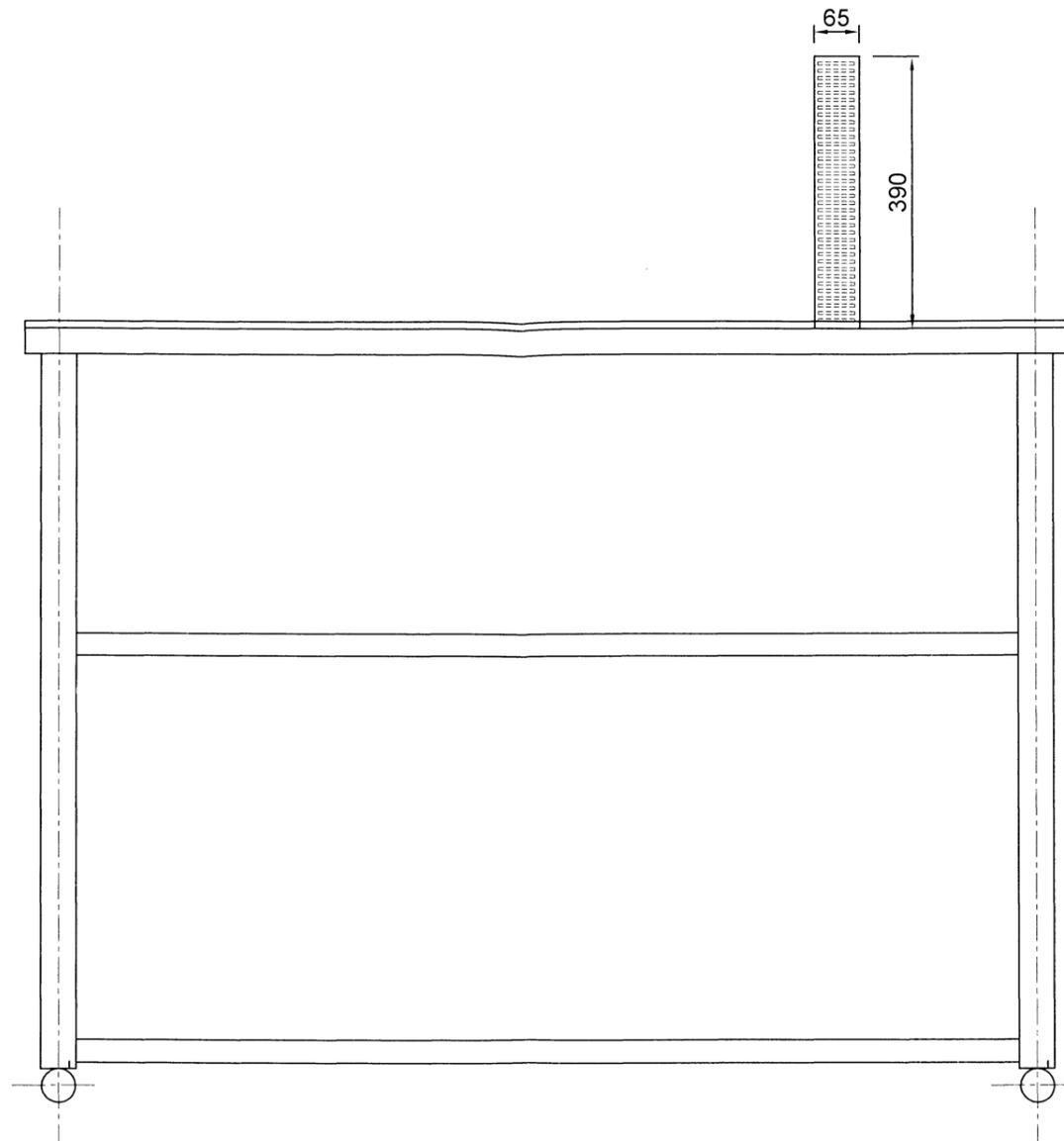
Tratamiento térmico	N.A.	Material:	Acero Inoxidable AISI. 304	Dimensiones brutas:	N.A.	
Recubrimiento	N.A.					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Diseño:	Naranjo José/ Gualotuña Milton	29-07-2014
				Dibujó:	Naranjo José/ Gualotuña Milton	29-07-2014
				Revisó:	Ing. Tomás Ibulés	29-07-2014
Estructura del equipo	Escala: 1:1	Código:	10.1715.00.01.01	Tol. Gral.:	+/-2	



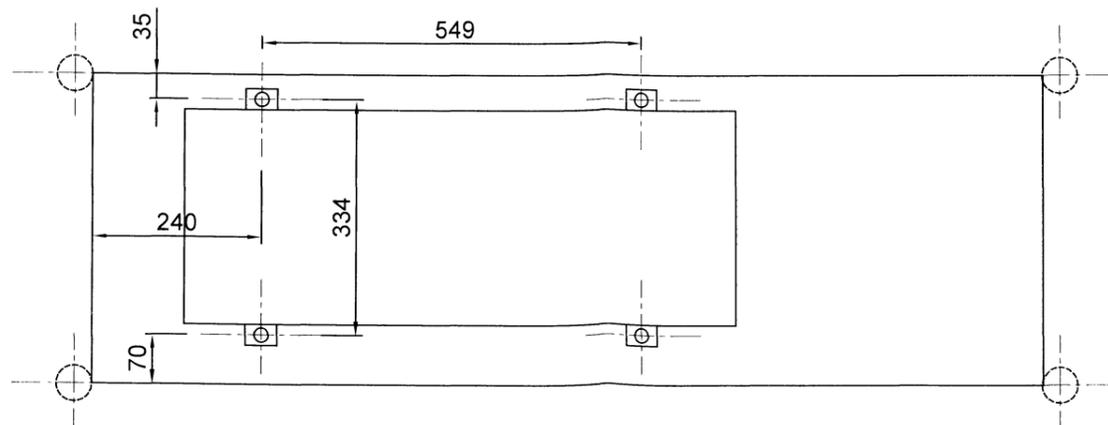
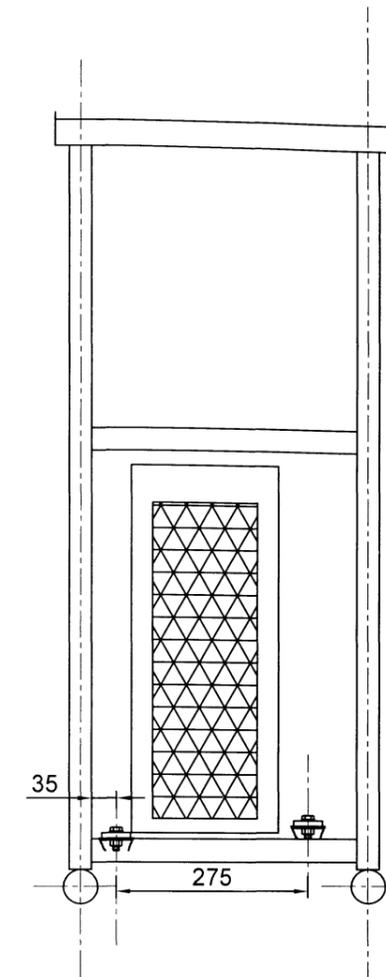
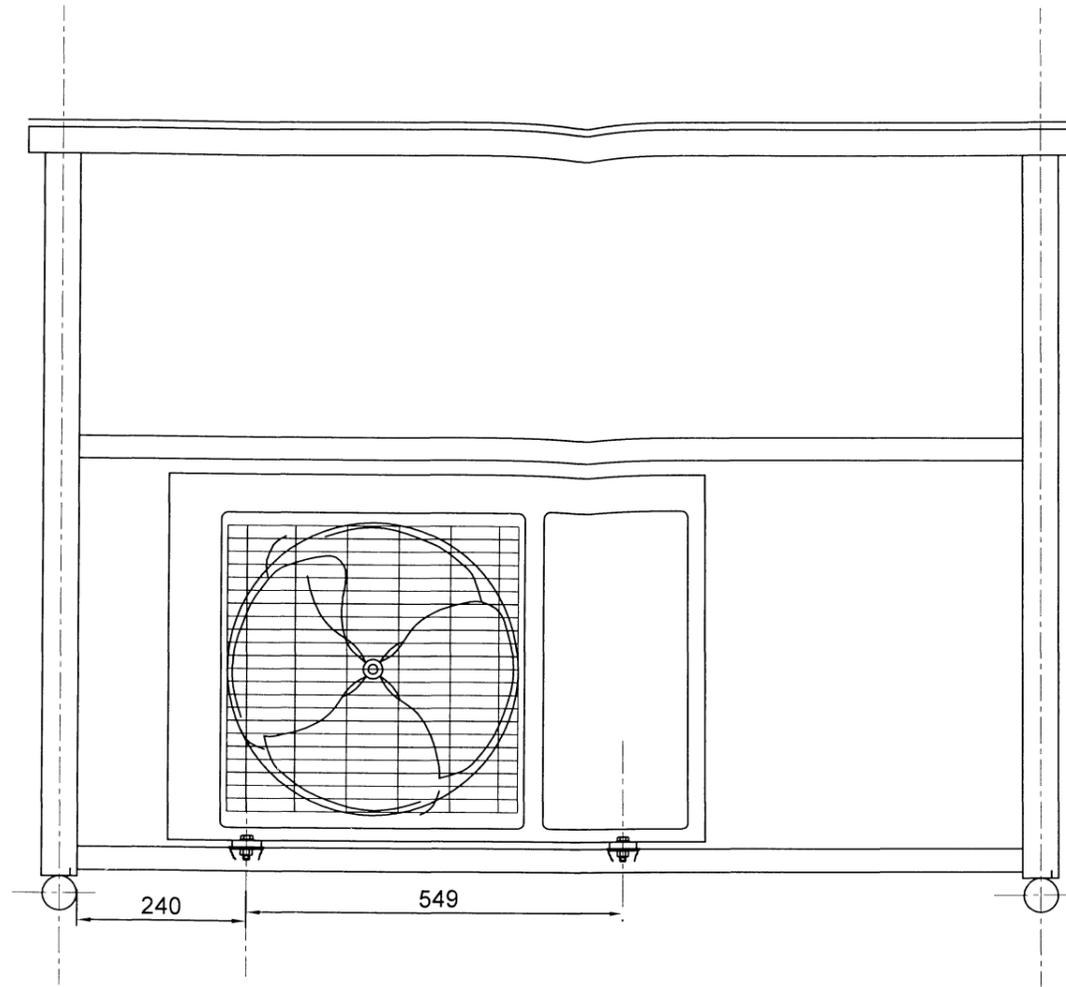
Tratamiento térmico	N.A.	Material: Lamina de acero	Dimensiones brutas: N.A.	
Recubrimiento	Polister blanco horneado			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dib:	Gualotuña Milton / Naranjo José	29-07-2014
		Dib:	Gualotuña Milton / Naranjo José	29-07-2014
		Rev:	Ing. Tomás Ibujés	29-07-2014
Ventilador	Escala: 1:1	Código:	10.1715.00.02	Tol. Gen. +/- 2



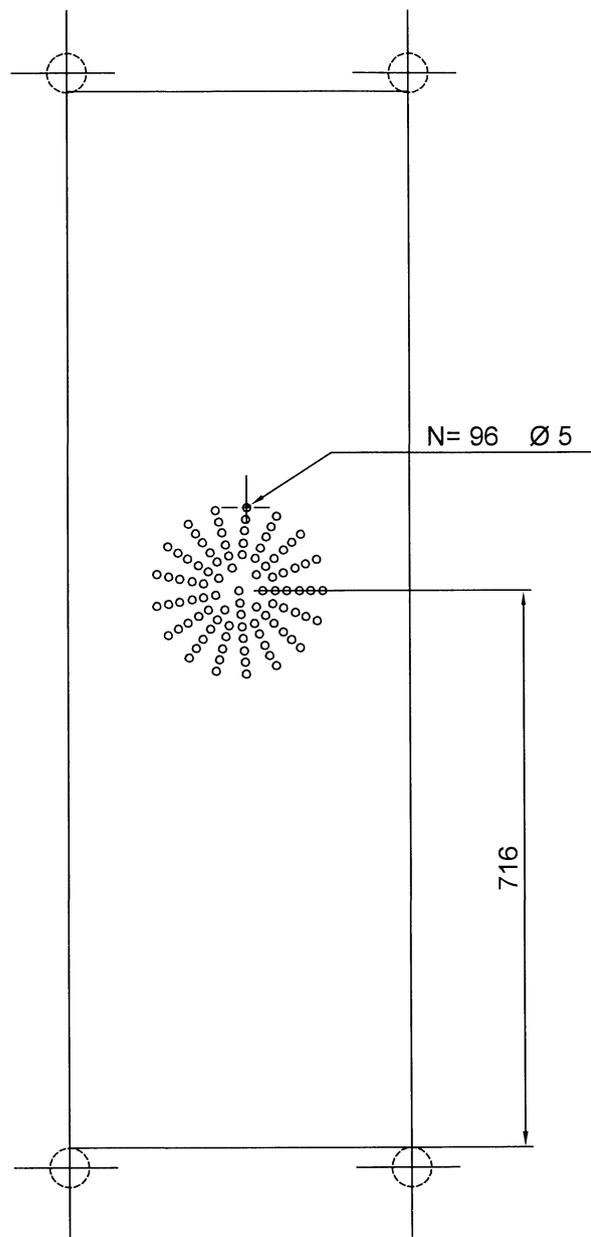
Tratamiento térmico	N.A.	Material: Resistohm 125		Dimensiones brutas: N.A.
Recubrimiento	Óxido de magnesio			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dis:	Gualotuña Milton / Naranjo José	29-07-2014
		Dib:	Gualotuña Milton / Naranjo José	29-07-2014
		Rev:	Ing. Tomás Ibujés	29-07-2014
Resistencia Eléctrica	Escala: 1:1	Código:	10.1715.00.06	Tol. Gen. +/- 2



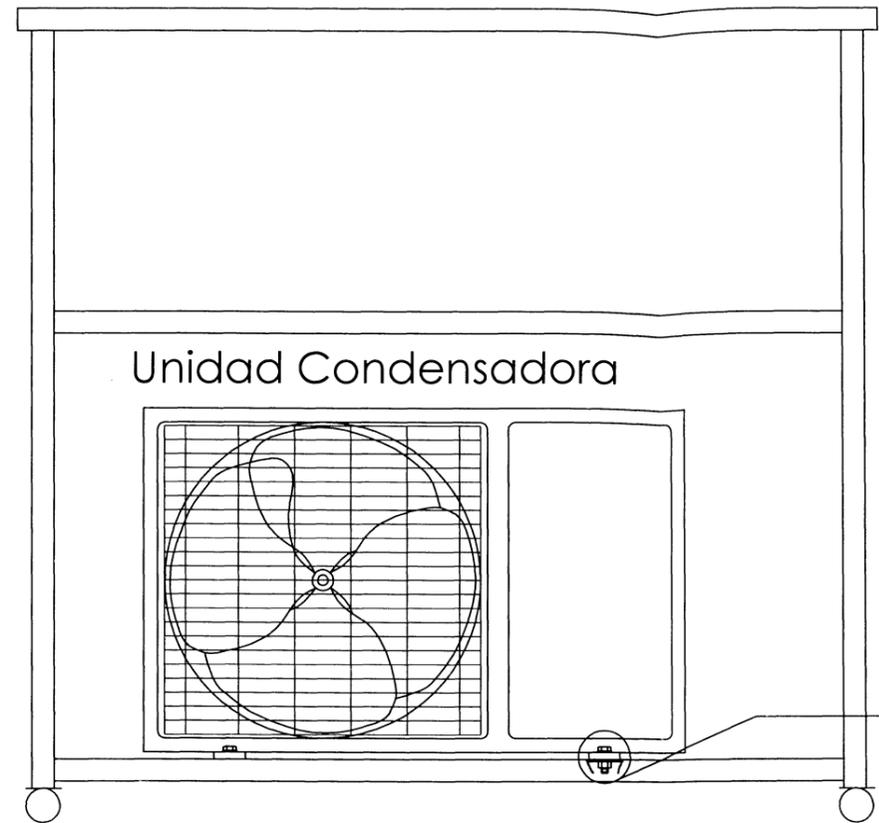
Tratamiento térmico	N.A.	Material : Acero AISI 304	Dimensiones brutas: N.A.		
Recubrimiento	N.A.		Dis:	Gualotuña Milton / Naranjo José	29-07-2014
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Dib:	Gualotuña Milton / Naranjo José	29-07-2014
			Rev:	Ing. Tomás Ibujés	29-07-2014
Ventilador	Escala:		Código:	10.1715.00.07	Tol. Gen. +/- 2
	1:1				



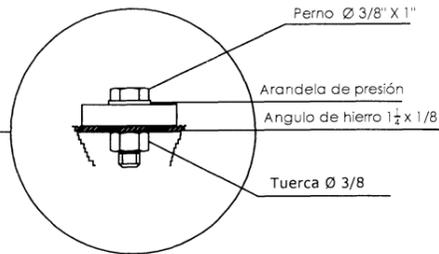
Tratamiento térmico	N.A.	Material : N.A	Dimensiones brutas: N.A.		
Recubrimiento	N.A.		Dis:	Gualotuña Milton / Naranjo José	29-07-2014
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Dib:	Gualotuña Milton / Naranjo José	29-07-2014
			Rev:	Ing. Tomás Ibujés	29-07-2014
Base de la unidad condensadora		Escala: 1:1	Código:	10.1715.00.12	Tol. Gen. +/- 2



Tratamiento térmico	N.A.	Material : Acero Inoxidable AISI. 304	Dimensiones brutas N.A.	
Recubrimiento	N.A.		Dis:	Naranja José/ Gualotuña Milton
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dib:	Naranja José/ Gualotuña Milton	29-07-2014
		Rev:	Ing. Tomás Ibujés	29-07-2014
		Código:	10.1715.01	Tol. Gen. N.A.
Detalle de la salida de vapor	Escala: S/E			



Unidad Condensadora



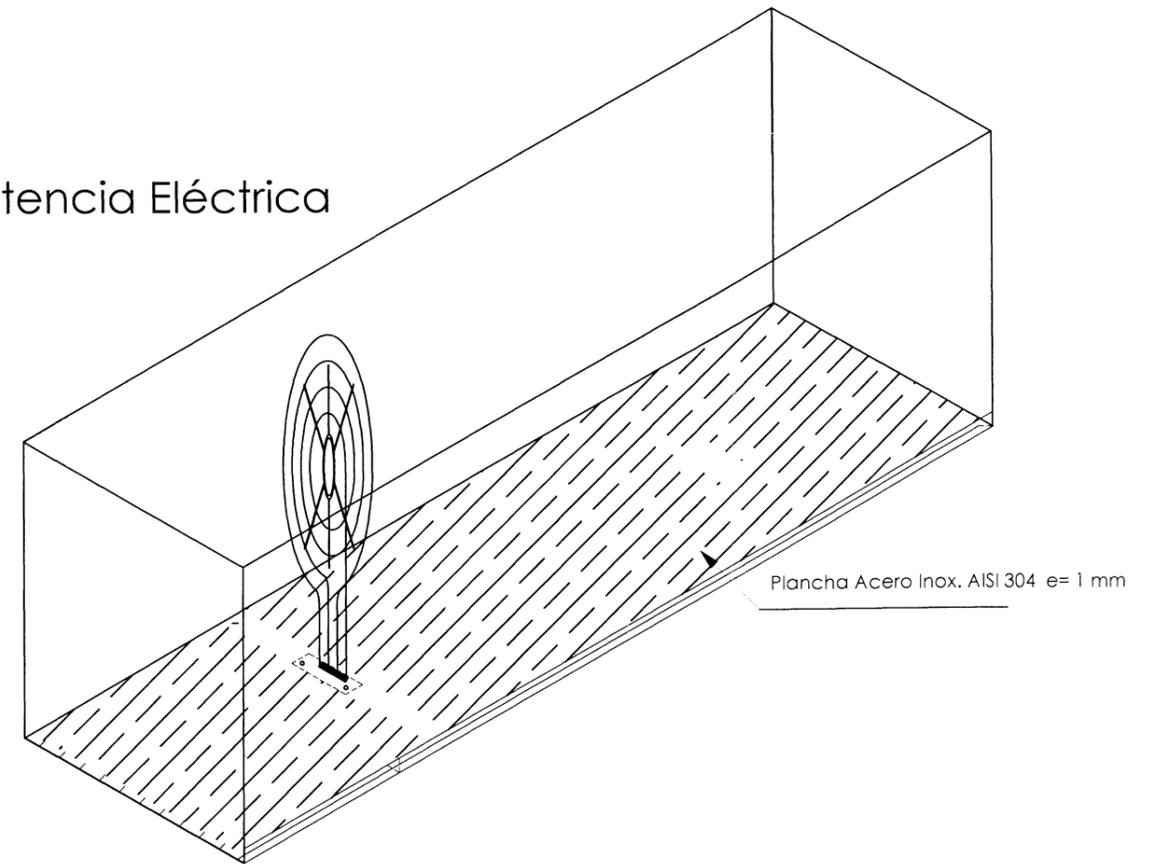
Perno  $\varnothing 3/8$ " X 1"

Arandela de presión

Angulo de hierro  $1\frac{1}{2}$ " X  $1/8$ "

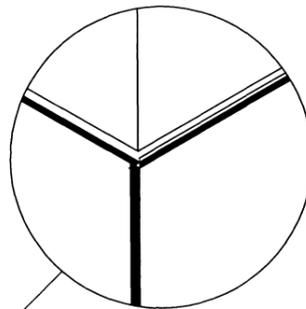
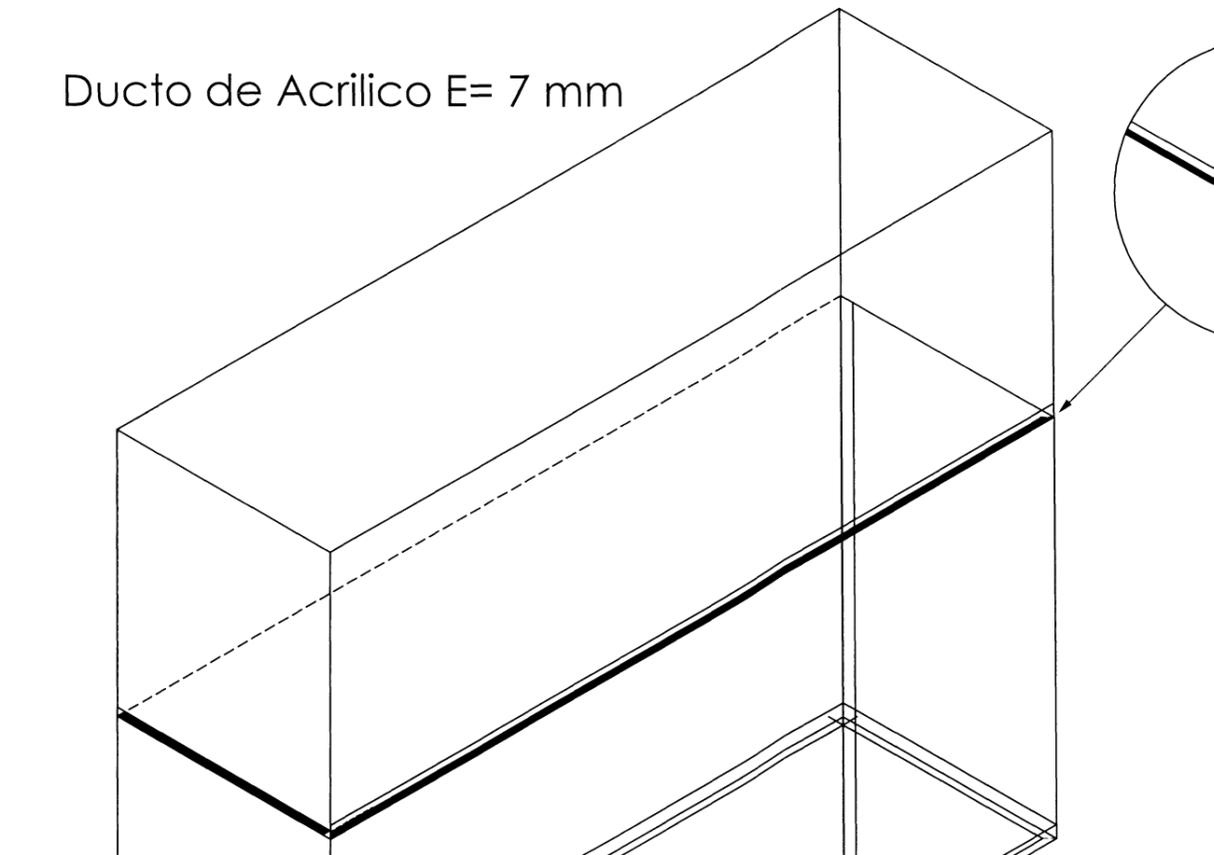
Tuerca  $\varnothing 3/8$ "

Resistencia Eléctrica



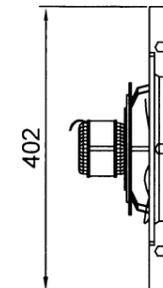
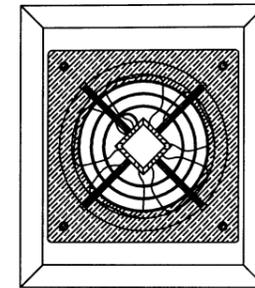
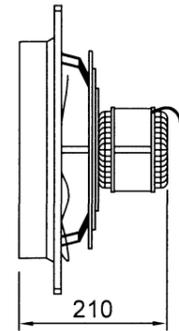
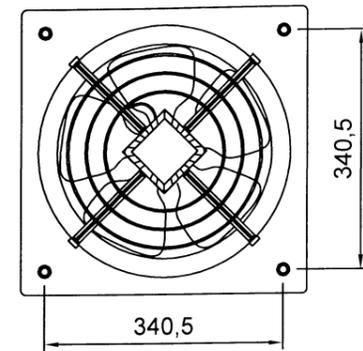
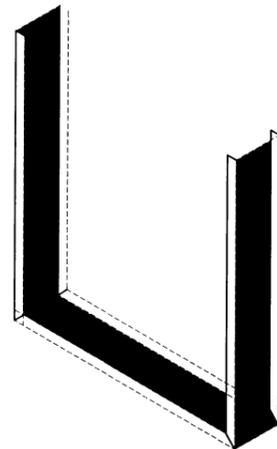
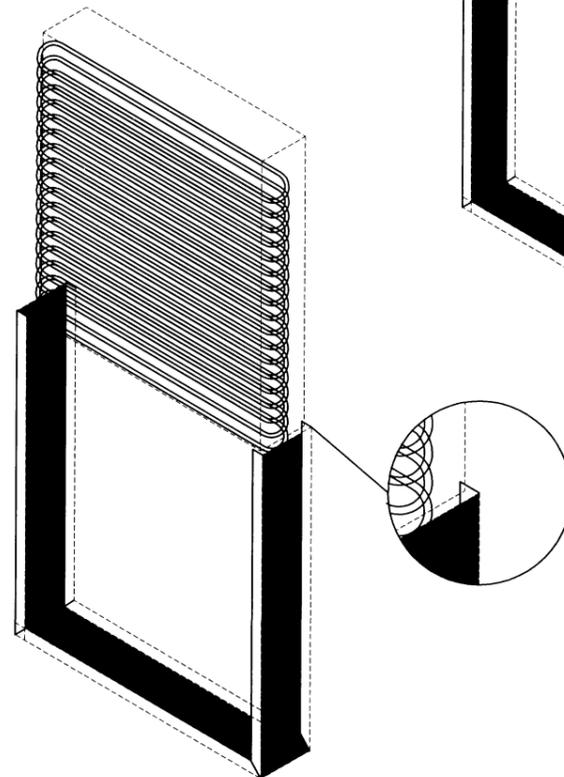
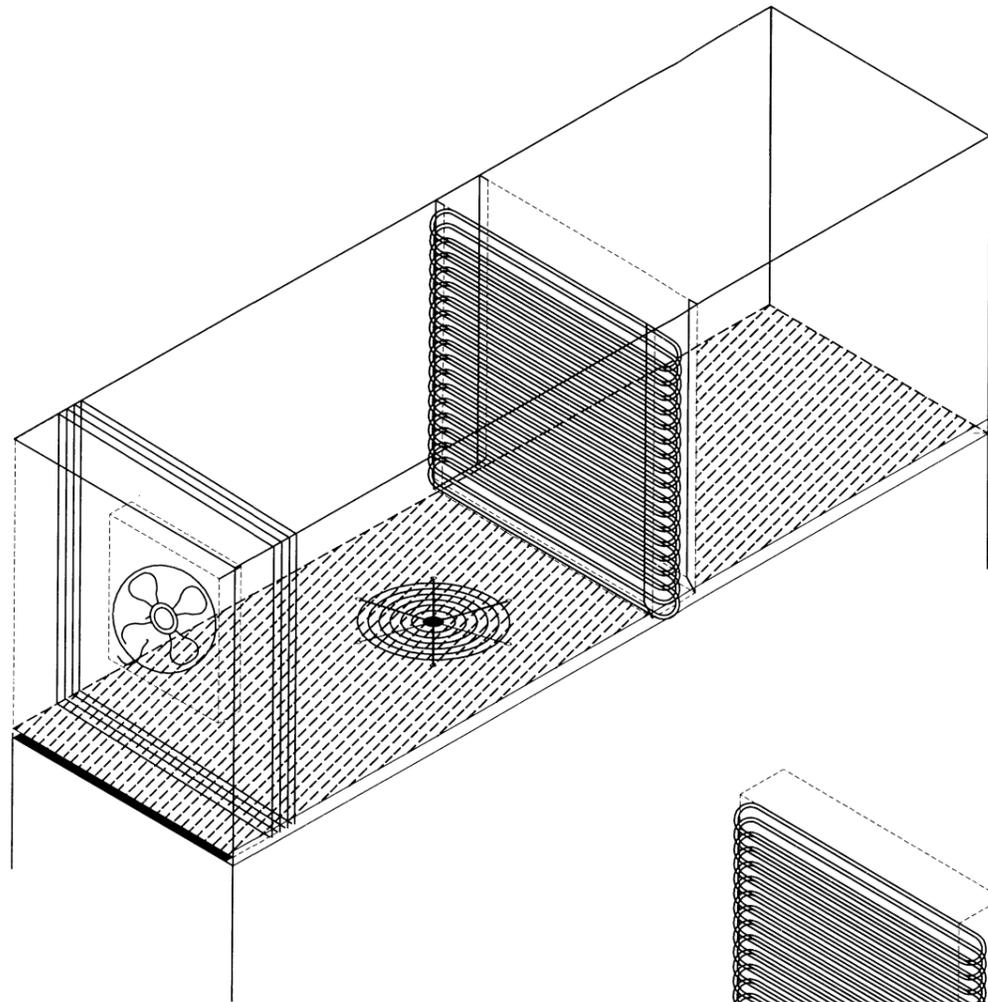
Plancha Acero Inox. AISI 304 e= 1 mm

Ducto de Acrílico E= 7 mm



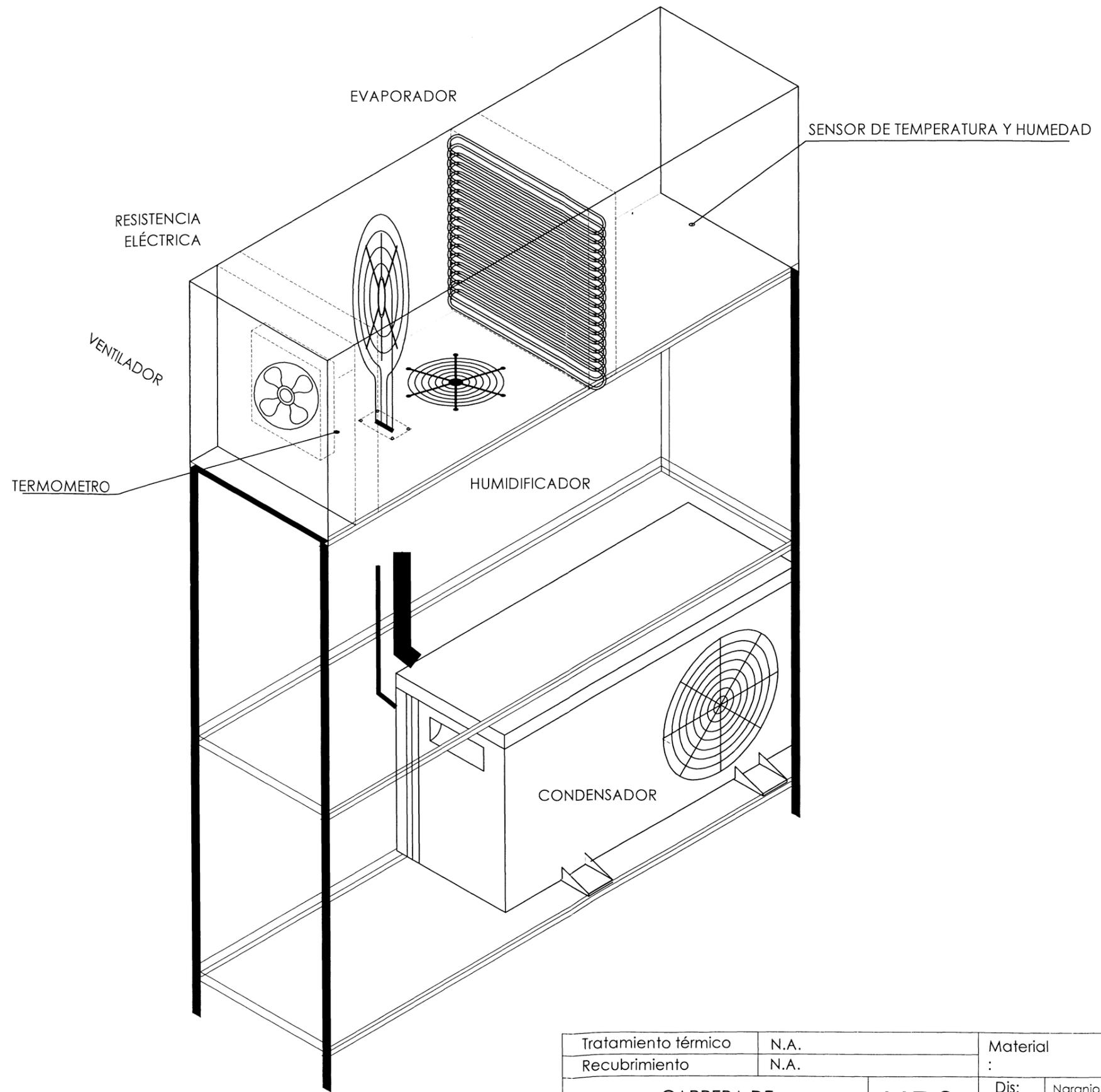
Detalle

Tratamiento térmico	N.A.	Material :	N.A.	Dimensiones Brutas	
Recubrimiento	N.A.			N.A.	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Dis:	Naranjo José/ Gualotuña Milton	29-07-2014
			Dib:	Naranjo José/ Gualotuña Milton	29-07-2014
			Rev:	Ing. Tomás Ibujés	29-07-2014
Montaje de la unidad condensadora, ducto de acrílico y resistencia eléctrica en la base del sistema		Escala:	Código:	10.1715.02	Tol. Gen. +/- 2
		S/E			

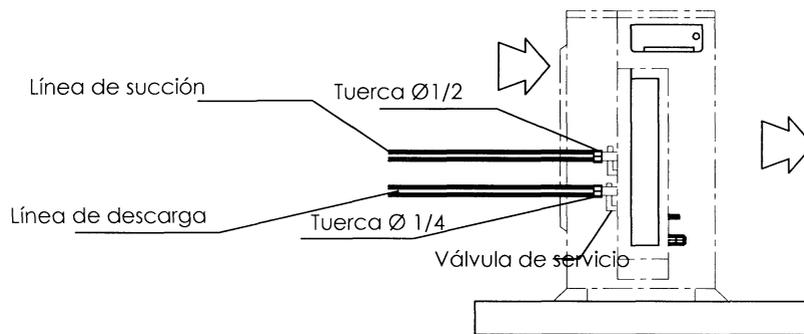
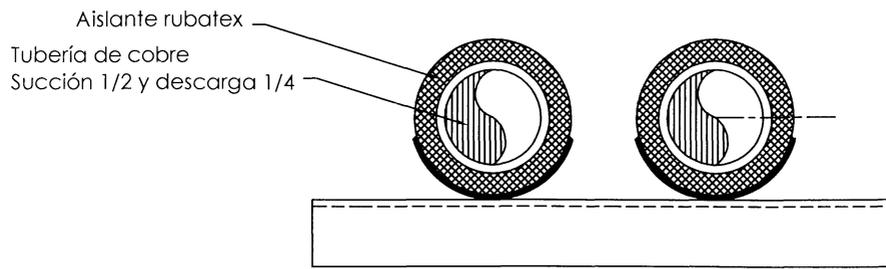


NOTA : El montaje del ventilador y el evaporador se realiza en un marco que encierra al elemento para después unirlo a la base con remaches de 3/16"x1/2" y suelda tig. Para la salida del vapor del humidificador se realiza perforaciones como se muestra en el detalle Ø 5mm

Tratamiento térmico	N.A.	Material :	N.A.	Dimensiones Brutas	N.A.
Recubrimiento	N.A.				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Dib:	Naranjo José/ Gualotuña Milton
				Dib:	Naranjo José/ Gualotuña Milton
				Rev:	Ing. Tomás Ibujés
Montaje de la unidad evaporadora, ventilador y humidificador sobre la base del sistema		Escala:	N.A.	Código:	10.1715.03
				Tol. Gen.	N.A.



Tratamiento térmico	N.A.	Material	N.A.	Dimensiones Brutas	N.A.
Recubrimiento	N.A.				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dis:	Naranjo José/ Gualotuña Milton	29-07-2014	
		Dib:	Naranjo José/ Gualotuña Milton	29-07-2014	
		Rev:	Ing. Tomás Ibujés	29-07-2014	
Vista isométrica	Escala: S/E	Código:	10.1715.04	Tol. Gen.	N.A.



Conexión a unidad condensadora

Tratamiento térmico	N.A.	Material :	N.A.	Dimensiones brutas	N.A.
Recubrimiento	N.A.				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dis:	Naranjo José/ Gualotuña Milton	29-07-2014	
		Dib:	Naranjo José/ Gualotuña Milton	29-07-2014	
		Rev:	Ing. Tomás Ibujés	29-07-2014	
Detalle de la tubería de succión y descarga.	Escala: S/E	Código:	10.1715.05	Tol. Gen. N.A.	

## Bibliografía

- Cano Pina, S. (2007). *Conocimientos Técnicos de Climatización*. Madrid: Ceysa.
- Carrier . (2009). *Manual de Aire Acondicionado*. Barcelona: Marcombo S.A.
- Cengel , Y. A., & Michael , B. A. (2009). *Termodinámica*. México D.F.: McGraw-Hill.
- Chadderton, D. V. (2000). *Manual Práctico de Aire Acondicionado (frío y calor)*. Málaga: Antonio Madrid Vicente.
- CHROMALOX. (2010). Electric Heating Products. *Controls and Systems*, 43.
- Doolin, J. H. (2004). *La Biblia Doolin para el Técnico Reparador de Acondicionamiento de Aire*. Dallas Texas: Doolco INC.
- Dossat Roy, J. (2001). *Principios de Refrigeración*. Bogotá: CECSA.
- Incoloy. (2 de marzo de 2013). *resistenciaselectricaspresis.com/tubera-de-incoloy*. Recuperado el 6 de junio de 2013, de [resistenciaselectricaspresis.com/tubera-de-incoloy](http://www.resistenciaselectricaspresis.com/tubera-de-incoloy): <http://www.resistenciaselectricaspresis.com/presis@colombia.com/vp3103/sp/tuberia/tubera-de-incoloy>
- ISO 9001:2008. (2014). Condensing Units of R-410A. *Installation Instructions*, 15.
- Martínez Sanchez, F. (2003). *Manual de Instalaciones de Calefacción por Agua Caliente*. Madrid: A. Madrid Vicente.
- OWENS CORNING S.A . (2012). Manual de aislamientos termoacústicos para equipos industriales. *Aislamientos Termoacusticos*, 19.
- Peragallo, R. (1992). *Elementos Básicos del Aire Acondicionado*. Madrid: Thomson Paraninfo, S.A.
- PLASTIGLAS S.A. (2009). Manual Técnico de Termoformado. *Termoformado*, 27.
- SOLER & PALAU. (2010). Sistemas de ventilación. *Manual Práctico de Ventilación*, 50.
- TECNA Tecnología de aislamientos y climatización. S.L. (2 de Enero de 2008). *TECNA*. Recuperado el 1 de Enero de 2014, de [www.tecna.es](http://www.tecna.es): <http://www.tecna.es/listacatalogos/GUIA%20DE%20SELECCION%20RAPIDA%20DE%20UN%20HUMIDIFICADOR%20PARA%20UN%20BA%C3%91O%20TURCO.pdf>.