

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

“Diseño de un banco de prueba para medición de desempeño de unidades  
unitarias de aire acondicionado según norma ANSI/ASHRAE 116- 2010 y  
ASHRAE 37-2009”

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Joel Marcelo Ordóñez Romero

Luis Alfredo Blacio Romero

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

## AGRADECIMIENTOS

Primeramente, agradezco a la ESPOL por haberme dado la oportunidad de estudiar mi carrera, así como todos los docentes que han aportado en mí, la educación necesaria para ser ingeniero mecánico.

Agradezco al Dr. Guillermo Soriano, por darme la oportunidad de trabajar en su proyecto y a su vez guiarnos en este; y al Ing. Walter Gamarra, por habernos guiado en este proyecto integrador y enseñarnos a resolver problemas de forma técnica.

Finalmente agradezco a mis padres, familiares y amigos, por ser parte de mi vida y estar conmigo en todo momento.

**Joel Marcelo Ordóñez Romero**

En primer lugar, me gustaría darte las gracias a ti mi Dios, por permitirme ser constante, guiarme por el buen camino para seguir adelante sin desmayar para alcanzar mi objetivo y por darme la bendición de tener a mis padres con vida, salud y amor. Agradezco y dedico este proyecto a mis padres Rolando y Nidia, quienes, con su apoyo incondicional, sacrificio, valores y confianza sembraron los cimientos para alcanzar uno de mis sueños para crecer profesionalmente y personalmente. A mis hermanos, familiares y amigos gracias por su apoyo y compartir sus conocimientos que fueron de gran ayuda a lo largo de mi carrera universitaria. A la ESPOL, docentes y en especial al Ing. Guillermo Soriano por permitir participar en el proyecto.

Al Ing. Walter Gamarra quien nos brindó su conocimiento y nos ayudó de forma técnica hasta la culminación de nuestro proyecto.

**Luis Alfredo Blacio Romero**

## DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Joel Marcelo Ordoñez Romero

Luis Alfredo Blacio Romero

PhD. Guillermo Soriano Idrovo

Y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

---

Joel Ordoñez Romero

---

Luis Blacio Romero

---

PhD. Guillermo Soriano Idrovo

## RESUMEN

Actualmente en el Ecuador, se busca incentivar el aumento de la actividad económica impulsando la producción, comercialización e importación de maquinaria entre ellos equipos acondicionadores de aire, los cuales deben de cumplir con estándares de eficiencia energética obteniendo como resultado confiabilidad para el comprador y ahorro del consumo energético.

En el presente trabajo, se busca diseñar un banco de pruebas para evaluar unidades acondicionadoras de aire con una capacidad nominal máxima de 5 toneladas de refrigeración. La medición de la eficiencia del equipo se la debe realizar en condiciones controladas de temperatura y humedad relativa.

El diseño fue elaborado bajo estándares internacionales donde la cámara es construida a partir de las dimensiones de una unidad tipo piso techo de 5 toneladas. El diseño de esta cámara conlleva el diseño estructural además de la instrumentación y selección de equipos involucrados en el proceso de prueba. Para el dimensionamiento y métodos de prueba se utilizó como normativa internacional la ASHRAE 116 - 2010 "Métodos de ensayo para evaluar la eficiencia estacional de los acondicionadores de aire y bombas de calor unitarios" y ASHRAE 37 - 2009 "Métodos de ensayo para equipos eléctricos de aire acondicionado y de bomba de calor con accionamiento eléctrico".

Como resultado se obtuvo el diseño en detalle de la cámara, incluyendo la estructura, especificación de la instrumentación, cálculo de resultados, diseño de los planos de montaje del banco, estimación de costos del proyecto y el cronograma de montaje.

El diseño de la cámara fue realizado dando con su elevada exactitud en la instrumentación y la reducción de costos en su construcción, además de regirnos en todo aspecto al uso de normas internacionales con esto se tendrá la capacidad de emitir ensayos en la cámara que podrán ser acreditados de acuerdo a normativas internacionales.

### **Palabras Clave:**

Cámara psicrométrica, métodos de prueba, eficiencia energética, banco de prueba.

## **ABSTRACT**

*Currently in Ecuador, It is intended to encourage the increase of economic activity by promoting the production, marketing and import of air conditioning equipment, which must meet energy efficiency standards resulting in buyer confidence and energy savings.*

*The main objective is to design a test bench to evaluate unitary air conditioners with a maximum nominal capacity of 5 tons of refrigeration. The measurement of the efficiency of the equipment should be performed under controlled conditions of temperature and relative humidity.*

*The design was developed under international standards where the camera is built based on the dimensions of a 5-ton ceiling floor unit, given that these units are the larger ones (critical equipment). The construction of this camera entails the structural and instrumentation system designs and the selection of equipment involved in the test process. The design complies with ASHRAE 116- 2010 "Methods of Testing for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps" and ASHRAE 37-2009 "Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment ".*

*As a result, the overall design of the camera was achieved, including design of different measuring instruments, selection of instrumentation equipment according to accuracy, calculation of results, bank assembly drawings, project cost estimation and assembly considerations.*

*The design of the camera was done giving priority to the accuracy of the measurements and the reduction of costs in its construction, additionally, there is the compliance with international standards, because it intends to issue certificates of energy efficiency of the air conditioning units.*

### **Keywords:**

***Psychrometric chamber, testing methods, energy efficiency, test bench.***

# ÍNDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	X
ÍNDICE DE PLANOS.....	XI
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Descripción del problema.....	3
1.2. Objetivos.....	4
1.2.1. Objetivo General.....	4
1.2.2. Objetivos Específicos.....	4
1.3. Marco teórico.....	4
1.3.1. Unidad de Aire Acondicionado.....	4
1.3.2. Tipos de aires acondicionados.....	4
1.3.3. Sistema de tipo Split.....	5
1.4. Alcance de las normas ASHRAE.....	6
1.4.1. ASHRAE Standard 116-2010 Methods of Testing for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps.....	6
1.4.2. Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment.....	7
1.5. Descripción de la cámara psicrométrica.....	8
1.6. Acondicionamiento y control de la cámara.....	8
1.7. Método de pruebas para la cámara psicrométrica.....	9

1.7.1. Método de entalpía de aire interior.....	10
1.7.2 Método de entalpía de aire exterior.....	10
1.7.3. Método de calibración del compresor .....	10
1.7.4. Método de entalpía del refrigerante .....	11
1.8. Normas aplicadas para el proceso de diseño.....	11
CAPÍTULO 2.....	12
2. METODOLOGÍA.....	12
2.1. Estudio de Alternativas.....	12
2.2. Análisis y Selección de la mejor alternativa.....	14
2.3. Consideraciones para el diseño de la cámara.....	17
2.4. Requerimientos del cuarto de ensayo .....	18
2.5. Determinación de la dimensión y diseño de la cámara usando las normas ASHRAE/AHRI .....	18
2.6. Selección del aislante térmico tipo panel.....	19
2.6.1. Pérdidas de calor a través de las paredes .....	20
2.6.2. Uniones y tipos de ensamble en la estructura.....	21
2.6.3. Simulación de transferencia de calor .....	23
2.7. Equipos de instrumentación. ....	25
2.7.1. Medición del flujo de aire.....	25
2.7.1.1. Diseño de las boquillas. ....	26
2.7.1.2. Diseño de la cámara medidora de flujo.....	29
2.7.2. Medición de la temperatura.....	31
2.7.2.1. Requerimientos de la medición de temperatura para la cámara psicrométrica según ANSI/ASHRAE 41.1-2013.....	31
CAPÍTULO 3.....	34
3. RESULTADOS .....	34
3.1. Comparación De Normas Nacionales Con Internacionales.....	34

3.2. Principales especificaciones del diseño de la cámara psicrométrica. ....	34
3.3. Análisis de Costos. ....	35
3.3.1. Costos Directos.....	35
3.3.1.1 Costo de materiales y equipos.....	35
3.3.1.2 Costos de Construcción.....	37
3.3.1.3 Costos de instalación.....	38
3.3.2. Costos indirectos.....	40
3.3.2.1 Costos de Ingeniería.....	40
3.3.2.2 Costos de transporte.....	40
3.3.2.3 Imprevistos.....	40
3.3.3. Costos Totales.....	41
3.3.4. Cálculo del VAN y el TIR.....	42
3.4. Cronograma de Montaje.....	43
CAPÍTULO 4.....	45
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	45
4.1. Conclusiones.....	45
4.1. Recomendaciones.....	47
BIBLIOGRAFÍA.....	48

## ABREVIATURAS

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
AHRI	Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute
HVAC	Heating, Ventilation, and Air Conditioning
IPC	Indice de Precios del Consumo
INAMHI	Instituto Nacional de Meteorología en Hidrología
ANSI	American National Standards Institute
SEER	Seasonal Energy Efficiency Rate
COP	coeficiente de operatividad
CFM	Pie cúbico por minuto
mm	Milímetros
cm	Centímetros
m	Metros
W	Potencia
BTU	British Thermal Unit

## SIMBOLOGÍA

$AU_a$	Coeficiente global de calor de escape, $\frac{Btu}{h^\circ F}$
$A_n$	Área de la tobera, $ft^2$
$C$	Coeficiente descarga, tobera
$C_D$	Coeficiente de degradación
$C_{pa}$	Calor específico del aire, $\frac{Btu}{lb^\circ F}$
$C_{pm}$	Calor específico del dispositivo de almacenamiento térmico
$C_{pw}$	Calor específico del agua $\frac{Btu}{lb^\circ F}$
$D$	Diámetro a través de la tobera, in
$D_t$	Diámetro de la tubería del refrigerante, in (OD)
$E_{cyc}$	Energía eléctrica total usada durante test de serpentín seco comprendiendo un compresor en periodo OFF y un compresor ON, Wh
$\dot{E}_{del}$	Energía eléctrica promedio durante el ciclo de descongelación.
$E_{del}$	Energía eléctrica total durante el ciclo de descongelación, Wh
$\dot{E}_i$	Potencia de entrada interna, W
$\dot{E}_t$	Potencia de entrada total, W
$\dot{E}_{..}$	Potencia térmica generada usando en la tasa del proceso la representando las unidades en dar temperaturas
$f$	Factor dependiente de temperatura, $N_{Re}$
$h_{a1}$	Entalpia, aire entrando al Indoor, $Btu/lb$ de aire seco
$h_{a2}$	Entalpia, aire saliendo del Indoor, $Btu/lb$ de aire seco
$h_{a3}$	Entalpia, aire entrando al Outdoor, $Btu/lb$ de aire seco
$h_{a4}$	Entalpia, aire saliendo del Outdoor, $Btu/lb$ de aire seco
$j$	Numero bin
$L$	Longitud de la línea del refrigerante, ft
$m$	Masa del dispositivo Longitud de la línea del refrigerante, ft
$N_{Re}$	Masa del dispositivo Longitud de la línea del refrigerante, ft
$P_a$	Presión Barométrica, in Hg
$P_n$	Presión a través de la tobera, in Hg
$P_v$	Presión de velocidad en la garganta de la boquilla o diferencia de presión estática a través de la boquilla
$Q_i$	Flujo de aire calculado, indoor, CFM
$Q_{mi}$	Flujo de aire medido, indoor, CFM

$Q_{mo}$	Flujo de aire medido, CFM
$Q_s$	Flujo de aire estándar, CFM
$Q_l$	Perdidas en la tubería, $Btu/h$
$q_{cyc}$	Capacidad integral total (indoor-datos) para test cíclico de serpentín seco, Btu
$\dot{q}_{cyc}$	Capacidad total promedio (indoor-datos) para test cíclico de serpentín seco, $Btu/h$
$q'_{cyc}$	Capacidad integral neta, $Btu$
$\dot{q}_{sc}$	Capacidad de enfriamiento sensible, $Btu/h$
$\dot{q}_{sci}$	Capacidad de enfriamiento sensible (indoor-datos), $Btu/h$
$\theta_l$	Duración de integración en un ciclo definido en el proceso de específico de evaluación, h
$t_a$	Temperatura ambiente, °F
$t_{a1}$	Temperatura del aire entrando del lado interior, bulbo seco, °F
$t_{a2}$	Temperatura del aire dejando del lado interior, bulbo seco, °F
$t_{a3}$	Temperatura del aire entrando del lado exterior, bulbo seco, °F
$t_{a4}$	Temperatura del aire dejando del lado exterior, bulbo seco °F
$t_{a5}, t_{a5w},$ $t_{a7}$	Temperatura del aire entrando del lado interior, bulbo seco y húmedo °F (tabla 6 <sup>a</sup> , 6b y 6c)
$t_1$	Temperatura del agua en la entrada del condensador del calorímetro
$t_2$	Temperatura del agua saliendo en la entrada del condensador del calorímetro
$V_a$	Velocidad del aire de la tobera Temperatura del agua saliendo en la entrada del condensador del calorímetro
$V_{i1}$	Volumen específico del aire, entrando a lado interior $\frac{ft^3}{h}$
$V_n$	Volumen específico del aire en temperatura de bulbo seco y húmedo presentes en tobera pero a presión barométrica estándar $\frac{ft^3}{lb}$
$V'_n$	Volumen específico del aire en tobera, entrando a lado interior $\frac{ft^3}{h}$
$W_{i1}$	Tasa de humedad en el aire entrando, del lado interior, lb humedad/ lb aire seco
$W_{i2}$	Tasa de humedad en el aire saliendo, del lado interior, lb humedad/ lb aire seco
$W_n$	Tasa de humedad en la tobera, lb humedad/ lb aire seco
$\rho$	Densidad del refrigerante $lb^3/ft$

## ÍNDICE DE FIGURA

Figura 1.1	Unidad de aire acondicionado tipo Split. ....	6
Figura 1.2	Partes de la unidad de tratamiento de aire.....	9
Figura 2.1	Comparación de espesor de distintos aislantes a diferentes temperaturas	20
Figura 2.2	Tipo de ensamble entre los paneles.....	22
Figura 2.3	Ensamble con vista explosionada .....	22
Figura 2.4	Ensamble en las esquinas de la cámara .....	22
Figura 2.5	Zonas de temperatura .....	24
Figura 2.6	Flujo de calor en las paredes .....	24
Figura 2.7	Aparato medidor de flujo .....	26
Figura 2.8	Distribución de las boquillas sobre la placa en [mm].....	28
Figura 2.9	Dimensión del perfil de la boquilla.....	29
Figura 2.10	Dimensión de una boquilla de 20 [cm] de diámetro.....	29
Figura 2.11	Parámetros de dimensionamiento.....	30
Figura 2.12	Medidor de flujo de aire .....	31
Figura 2.13	Dispositivo de muestreo .....	32
Figura 3.1	C ronograma de montaje.....	44

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Capacidades de enfriamiento .....	7
Tabla 2.1 Rango de calificación para cada alternativa .....	14
Tabla 2.2 Análisis de los criterios de selección .....	15
Tabla 2.3 Valoración de las alternativas seleccionadas .....	16
Tabla 2.4 Alternativas y su viabilidad .....	17
Tabla 2.5 Propiedades térmicas y físicas del poliuretano.....	21
Tabla 2.6 Materiales involucrados en el análisis de transferencia de calor .....	21
Tabla 2.7 Condiciones de frontera .....	23
Tabla 2.8 Exactitud de control y criterio de precisión .....	25
Tabla 2.9 Diámetro de garganta calculados .....	27
Tabla 3.1. Especificaciones del diseño .....	34
Tabla 3.2 Costo de materiales y equipos para banco de pruebas.....	36
Tabla 3.3 Costo de materiales y equipos para Cámara de pruebas.....	37
Tabla 3.4 Costo de instalación .....	38
Tabla 3.5 Costo Indirecto .....	41
Tabla 3.6 Costos Totales.....	41
Tabla 3.7 Ingresos anuales .....	42
Tabla 3.8 Egresos Anuales .....	42
Tabla 3.9 Flujo de Caja .....	42

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Cámara psicrométrica: completa y sección
PLANO 2	Dimensiones de Cámara psicrométrica
PLANO 3	Base Estructural
PLANO 4	Cámara medidora de flujo 1/3
PLANO 5	Cámara medidora de flujo 2/3
PLANO 6	Cámara medidora de flujo 3/3

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

La contaminación por emisiones de gases de efecto invernadero aumenta constantemente con el paso de los años, siendo una de las razones principales que afectan a varias fuentes energéticas del mundo. Según estudios realizados por el IPC (Índice de Precio de Consumo) estiman que en el último siglo, la temperatura media del planeta se ha elevado un aproximado de  $0,74^{\circ}\text{C}$ , es decir que el calentamiento global ya oscila entre  $1,8^{\circ}\text{C}$  y  $2,0^{\circ}\text{C}$ , lo que produce que las temperaturas incrementen, en donde, se puede pronosticar que los efectos causantes del cambio climático tiendan a intensificarse. [1]

Tomando como caso de estudio el Ecuador específicamente en la ciudad de Guayaquil, la temperatura en la ciudad oscila entre  $22^{\circ}\text{C}$  a  $33^{\circ}\text{C}$  dependiendo de la estación del año, con una humedad relativa promedio de 70% según datos proporcionados por el INAMHI [2], ahora bien se han presentado una relación directa entre la demanda eléctrica diaria de energía (MW-h) con la Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) máxima del día en la ciudad de Guayaquil donde se obtiene una tendencia creciente, es decir que a mayor temperatura, incrementa el consumo eléctrico. [3]

Ahora al evaluar la relación del comercio con el medio ambiente, se prevé un aumento de la actividad económica con consumo de energía, es decir impulsando la producción, comercialización e importación de equipos acondicionadores de aire con el fin de velar por el bienestar, salud y confort del ser humano.

El creciente cambio climático ha influenciado mucho en los sectores residenciales y comerciales de varios Países, entre ellos se destaca la India según el artículo "India Air Conditioners Market to Witness Growth of over 10% Until 2020". La India caracterizada por tener una gran población con aproximadamente 1311 millones de habitantes hasta el 2015, proyecta que para el 2025 existirá un incremento de la población de la clase media en un 41%, para empresas que están ampliando su comercialización ven una excelente oportunidad para incursionar en este nuevo mercado con un constante aumento de ingreso per cápita. Al realizar un análisis de mercado con relación a la adquisición de los acondicionadores de aire determinan que su tasa es muy baja y por tal motivo se consideran ciertos factores que contribuyen a la posible demanda de

acondicionadores de aire en el país como son las condiciones climáticas que predominan la mayoría del año, la expansión de la clase media, el creciente sector de la construcción y el aumento de los ingresos per cápita. [4].

Llevando el caso a nuestro país, hoy en día el Ecuador consta con 16.5 millones de habitantes, donde su población pertenece a la clase media con un 34% y clase baja 64.2 % presentadas mediante encuestas de estratificación del nivel socioeconómico por el INEC (Instituto Nacional de Estadística y Censos) pudiendo generar un alza en la comercialización de estos equipos. [5]

Estudios realizados en el año 2012 por el banco central del Ecuador, determinan que se importaron \$ 23,79 millones en acondicionadores de aire de potencia igual o menor a 30 mil BTU y hasta abril de este año la cifra llegó a \$ 12,08 millones [6], es decir con un disminución de un 9% por año, debido a los aranceles de las importaciones, por esta razón se han tomado medidas estratégicas que ayuden a desarrollar la matriz productiva donde se palpa un gran nicho de mercado, impulsando la mano de obra en el Ecuador en el área de aire acondicionado y equipos de refrigeración.

Por ello se desarrolla el diseño de un banco de pruebas con sus respectivos procedimientos, que ayuden a determinar la eficiencia energética de las unidades acondicionadoras de aire con estándares internacionales, y a su vez, emitir las respectivas certificaciones de calidad para exportar equipos ensamblados localmente, realizar control de calidad a importaciones de equipos o ya sea, resolver conflictos legales con respecto a este tipo de equipo.

Generar industrias en los sectores manufactureros, comerciales y de servicios, se activará el desarrollo del país, de forma productiva, social y económica con valor agregado. Los principales retos socioeconómicos que se plantean son reducir la pobreza y mejorar la calidad de vida, fomentando la inversión, creación de puestos de trabajo, mejoramiento de la calificación y calidad del mercado laboral, crecimiento directo de la industria manufacturera, sustitución de importaciones, impulso en las exportaciones con nuevos productos y nuevos mercados, y desarrollo de nuevas tecnologías.

### **1.1. Descripción del problema**

Actualmente en Ecuador, se procura incentivar a la producción nacional de equipos de aire acondicionado y refrigeración, incentivando a que tengan una correcta

eficiencia energética, y produzcan un ahorro monetario en las personas, con el fin de velar por el bienestar, salud y confort del ser humano.

En el Ecuador no existe una institución o laboratorio que pueda medir de acuerdo con estándares internacional el desempeño energético de unidades acondicionadoras de aire de hasta cinco toneladas de refrigeración. Por este motivo, se pretende desarrollar el diseño de banco de pruebas con sus respectivos procedimientos, que ayuden emitir certificados de desempeño necesarios para exportar equipos ensamblados localmente, realizar control de calidad a importaciones de equipos, resolver conflictos legales con respecto a este tipo de equipos.

Esta prueba acreditada busca cumplir normativas internacionales relevantes tales como la ASHRAE 116- 2010 “Methods of Testing for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps” y ASHRAE 37-2009 “Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment”.

Los requerimientos específicos para cada unidad de aire acondicionado varían con la capacidad de carga de refrigeración, cantidad de suministro en horas pico, condiciones controladas de temperatura y humedad relativa.

La medición de desempeño es necesario hacerlo en condiciones controladas de temperatura y humedad relativa. Lo que requiere el diseño de un cuarto psicrométrico.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo General**

Diseñar un banco de pruebas que cumpla los requerimientos de ASHRAE 116-2010 y ASHRAE 37-2009, con la finalidad de medir el desempeño de unidades de aire acondicionado con una capacidad de carga de hasta 5 toneladas.

### **1.2.2. Objetivos Específicos**

- Analizar y comparar la norma ANSI/ASHRAE 116.1-2010 y ANSI/ASHRAE 37-2009, con normas nacionales que comprendan el rango de los aires acondicionados comerciales y residenciales.
- Diseñar un equipo de prueba en el que se obtenga el Seasonal Energy Efficiency Rate de las unidades de aire acondicionado que cumpla la normativa ASHRAE 116-2010 Y ASHRAE 37-2009.
- Realizar la ingeniería de detalle del sistema según la configuración deseada.
- Elaborar metodología de prueba para el banco de ensayos y planos de detalle.
- Desarrollar un cronograma de ensamble y su respectivo análisis de costos.

## **1.3. Marco teórico**

### **1.3.1. Unidad de Aire Acondicionado.**

Son equipos que nos permiten controlar de forma simultánea temperatura, humedad, limpieza y movimiento del aire. [7]

### **1.3.2. Tipos de aires acondicionados.**

Aquí los aires acondicionados son divididos en dos distintos campos de aplicación, en el uso doméstico y el de uso comercial.

## **Uso Doméstico**

Son equipos que climatizan hasta 60 metros cuadrados por lo tanto su uso se concentra en casas, oficinas, comercio, etc.

## **Uso Comercial**

Aquí el uso del aire acondicionado radica en climatizar de los 60 a 120 metros cuadrados, aplicados a centros comerciales, grandes oficinas (edificios), etc.

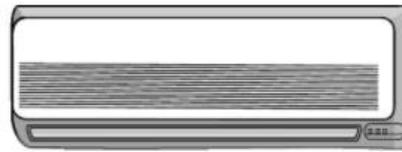
### **1.3.3. Sistema de tipo Split**

Hoy en día, el uso del aire acondicionado tipo Split va aumentando debido a que es más eficiente y genera menor ruido. El ruido lo generan componentes como el compresor y condensador los cuales son montados afuera del cuarto a enfriar. Además de que no requiere un espacio abierto de una pared como lo necesitan las unidades de tipo ventana.

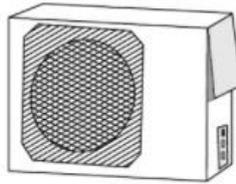
Estos sistemas de aire acondicionado tienen dos componentes importantes.

- Unidad de salida.
- Unidad de entrada.

La unidad de salida tiene un compresor y un condensador. La unidad de entrada consiste en los cables energía, tubos de refrigerante, válvula de expansión y el evaporador montados dentro del cuarto. [8]



**UNIDAD INTERIOR**



**UNIDAD EXTERIOR**

**Figura 1.1 Unidad de aire acondicionado tipo Split.**

Fuente: [8].

#### **1.4. Alcance de las normas ASHRAE**

##### **1.4.1. ASHRAE Standard 116-2010 Methods of Testing for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps**

Esta norma proporciona métodos de prueba y procedimientos de cálculo para determinar las capacidades y los coeficientes de eficiencia estacional de refrigeración para equipos de aire acondicionado y bomba de calor unitarios y factores de rendimiento estacional de calefacción para equipos de bomba de calor. [8]

Esta norma cubre los acondicionadores de aire y las bombas de calor accionados eléctricamente y refrigerados por aire utilizados en aplicaciones residenciales con capacidades mostradas en la siguiente tabla.

**Tabla 1.1 Capacidades de enfriamiento**

Capacidades Btu/h [W]	Multiplos, Btu/h [W]
<20.000 [5.900]	100 [30]
≥20.000 and < 38.000 [5.900 a 11.000]	200 [60]
≥38.000 and < 65.000 [11.000 a 19.000]	500 [150]

Fuente: ARI Standard 210/240: Clasificación de las capacidades y sus múltiplos [10].

Los métodos de ensayo en esta norma son ampliamente aplicables, pero esta proporciona las horas de enfriamiento y calentamiento en recipientes de temperatura sólo para los estados contiguos de los Estados Unidos continentales.

Esta norma incluye métodos de prueba para el rendimiento en estado estacionario, cíclico y de carga parcial y métodos para establecer el rendimiento estacional. Se incluye equipo con compresores de una velocidad, velocidad múltiple, velocidad variable, descarga o múltiples para sistemas con conductos y sin ductos.

#### **1.4.2. Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment**

Esta norma al igual que la anterior proporciona métodos de prueba para determinar la capacidad de refrigeración de equipos de aire acondicionado unitarios y las capacidades de enfriamiento o calefacción - o ambos - de equipos de bomba de calor unitarios. Esta norma se aplica a los acondicionadores de aire unitarios de compresión mecánica accionados eléctricamente y las bombas de calor que consisten en uno o más conjuntos que incluyen una bobina (s) de aire interior, un compresor (s) y una bobina (s) al aire libre.

Además, que aquí especifican el diseño de ductos, cámara de medidor de flujo a través de boquillas, tamaño de la cámara, especificaciones de instrumentación y su posicionamiento, entre otros. [11]

### **1.5. Descripción de la cámara psicrométrica**

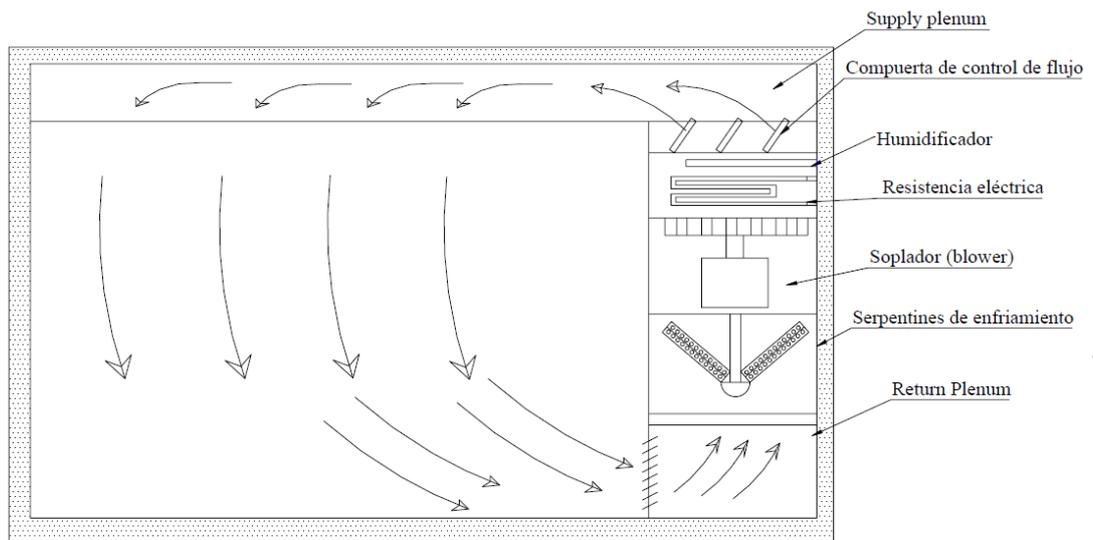
Una cámara psicrométrica consta de dos habitaciones: cuarto de entrada (indoor room) y cuarto de salida (outdoor room), en el cuarto de entrada es donde se va a extraer calor del medio para enfriarlo, mientras que el cuarto de salida es donde se va a rechazar el calor aumentando su temperatura.

En ambas cámaras la temperatura, la humedad y el flujo de aire se controlan con una amplia gama de condiciones (estados psicrométricos) donde el objetivo de tener estos parámetros controlados es para realizar las pruebas en estado estable (estacionario).

Esta cámara debe estar aislada térmicamente por lo que evaluaremos de forma detallada qué tipo de recubrimiento utilizaremos para poder disminuir la transferencia de calor en las paredes y así mantener las pruebas en estado estable.

### **1.6. Acondicionamiento y control de la cámara**

Una de las funciones que tiene la cámara es el del acondicionamiento del cuarto (ambiente controlado), este acondicionamiento se lo debe realizar con el fin de mantener el aire en estado estable, lo cual implica mantener la temperatura, humedad y velocidad del aire constante. Para poder controlar estas condiciones es necesario que en la cámara se instale una unidad de tratamiento de aire que nos permita controlar el medio del cuarto; a continuación, se muestra un esquema de este tipo de unidad.



**Figura 1.2 Partes de la unidad de tratamiento de aire**

Fuente: Elaboración propia.

Describiendo el proceso, el aire entra en el circuito de acondicionamiento vertical por el conducto de retorno (return plenum) donde el aire es dirigido hacia la sección de enfriamiento aquí el aire es enfriado por serpentines disminuyendo su temperatura y condensando su humedad, luego el aire es manejado por un soplador que envía el aire a cierta velocidad hacia los componentes de calentamiento donde la temperatura del aire se aumenta de ser necesario luego el aire es humidificado por inyección de vapor finalmente el aire pasa a través de la compuerta de control de flujo donde según su configuración cierta cantidad de aire pasa hacia el conducto de suministro (supply plenum).

### **1.7. Método de pruebas para la cámara psicrométrica**

Acorde a dichas normas mencionadas existen 4 tipos de pruebas que son utilizadas en el banco de pruebas, los cuales son:

- Método de entalpía de aire interior.
- Método de entalpía de aire exterior.
- Método de calibración del compresor.
- Método de entalpía del refrigerante.

Ambas normas mencionan que el método de entalpía de aire interior es la prueba principal para el equipo mientras que los otros métodos son utilizados para verificar que el método de entalpía interior esté correcto.

La configuración del cuarto psicrométrico debe ser de tal forma que aplicar el método de entalpía de aire interior y exterior sea fácil, implementar ambos métodos será la principal forma para comprobar el funcionamiento del equipo en la cámara psicrométrica. El método de calibración del compresor y el de entalpía del refrigerante también pueden ser usados para hacer pruebas, pero estos métodos implican configurar internamente el equipo de prueba, por lo que no se los utilizará de forma continua [12].

#### **1.7.1. Método de entalpía de aire interior**

Este método es el principal para probar los acondicionadores de aire y bombas de calor, la idea de este método es medir el cambio de entalpía del aire interior, lo cual es realizado con el monitoreo de las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco de la entrada y salida de las bobinas de acondicionamiento. Se controla el flujo másico de aire y a su vez el consumo de energía que la unidad consume.

#### **1.7.2. Método de entalpía de aire exterior**

De la misma forma que el método de entalpía de aire interior, esta prueba se basa en las mediciones del flujo de aire y temperaturas de bulbo seco y húmedo para determinar el cambio de entalpía que se produce a través de la bobina exterior. Además de medir el consumo energético podemos determinar el rendimiento mediante el uso de ecuaciones.

#### **1.7.3. Método de calibración del compresor**

Para aplicar este método es necesario configurar internamente el equipo a probar, aquí se miden la temperatura y las presiones del refrigerante, se determina el sobrecalentamiento del evaporador, así como las entalpías del refrigerante para

la entrada y salida de las bobinas interiores, estas variables se utilizan para determinar la capacidad de la unidad de prueba.

#### **1.7.4. Método de entalpía del refrigerante**

En este método se colocan instrumentos para medir la presión y temperatura del flujo del refrigerante, determinando su entalpía para cada lado de las bobinas interiores, la capacidad total se las puede calcular a partir de dichas variables medidas.

#### **1.8. Normas aplicadas para el proceso de diseño**

- Entre las normas que aplicaremos para el diseño de la cámara tenemos las siguientes:
- ANSI/ASHRAE Standard 37-2009: Métodos de prueba para unidades de aire acondicionados unitarios accionados eléctricamente y equipos de bomba de calor.
- ANSI/ASHRAE Standard 116-2010: Métodos de prueba para evaluar la eficiencia estacional de acondicionadores de aire unitarios y bombas de calor.
- ANSI/AHRI Standard 210/240: Calificación del rendimiento de unidades de aire acondicionado y bombas de calor de fuente de aire.
- ANSI/ASHRAE Standard 41.1-2013: Métodos para mediciones de temperatura.
- ANSI/AMCA 210-07 y ANSI/ASHRAE 51-07 Standard: Métodos de pruebas en laboratorio para ventiladores para certificación aerodinámica y clasificación de rendimiento.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1. Estudio de Alternativas

El banco de pruebas propuesto en este proyecto debe ser realizado a través de las normas ASHRAE 116-2010 “Methods of Testing for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps” y ASHRAE 37-2009 “Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment” que describe diseño, métodos de prueba e instrumentación de una cámara psicrométrica. Como todo proyecto, este consta de distintas alternativas para realizarlo las cuales tienen sus ventajas y desventajas que serán detalladas a continuación:

#### **Alternativa A**

Es una cámara psicrométrica con alta gama tecnológica.

Se detalla las siguientes características:

- Es dirigida para los equipos acondicionadores de aire comerciales (capacidades mayores 60000 Btu/h).
- Monitorización de energía y rendimiento.
- tiempo de recolección de datos instantáneo.
- Verificación y reposición de los niveles de los refrigerantes de cada unidad.
- Horas de trabajo por empleado bajas.

Las siguientes son las desventajas:

- Ocupan mayor espacio para su instalación.
- Alto consumo general energético .
- Costos elevados para mantenimiento y operación.

## **Alternativa B**

Es una cámara psicrométrica con tecnología normal.

Presenta las siguientes ventajas:

- Tiempo de respuesta adecuado de cada instrumento de medición.
- Es dirigida para equipos acondicionadores de aire tanto residenciales o comerciales (de 24000 hasta 60000 Btu/h).
- Monitorización de energía y rendimiento.
- Funcionamiento adecuado y simple.
- Verificación de los niveles de los refrigerantes de cada unidad de aire.
- Horas de trabajo por empleado medio.
- Costo de mantenimiento regular.

Las Desventajas determinadas son:

- Presenta un costo moderado en el consumo eléctrico por parte de los equipos al ser evaluados.
- No abarca a equipos de toneladas de refrigeración mayores a 5 toneladas.

## **Alternativa C**

Es una cámara psicrométrica con implementos básicos normalizados.

Las siguientes son las ventajas:

- Es dirigida para equipos acondicionadores de aire residenciales.
- Espacio de instalación reducido.
- Menor costo de ensamble y mantenimiento de los equipos.

Las siguientes son las desventajas:

- Requiere una supervisión constante de los accesorios de medición.
- De poco uso comercial debido a su baja capacidad de funcionamiento
- Poca exactitud en las mediciones.
- Horas de trabajo por empleado elevado.

## 2.2. Análisis y Selección de la mejor alternativa

Observando las ventajas y desventajas de las alternativas mostradas en la sección 2.1 es notable que alternativa es ideal para nuestro proyecto, sin embargo se realizará una selección técnica a través de distintos criterios de diseño e implementación del proyecto.

Criterios de selección:

- Limitaciones Físicas
- Tipo de acondicionadores de aires que van hacer evaluados.
- Costo estimado de la implementación y mantenimiento.
- Eficiencia en la adquisición de datos.
- Tiempo de duración de la prueba.
- Consumo energía del equipo al evaluarse.

A continuación, se considera la siguiente valoración de criterios:

**Tabla 2.1 Rango de calificación para cada alternativa**

Calificación	Valor
Favorable	1
Regular	0.5
No favorable	0

Fuente: Elaboración Propia.

En la Tabla siguiente se realiza la respectiva ponderación de interacción entre los criterios de selección.

**Tabla 2.2 Análisis de los criterios de selección**

Requerimientos del Usuario	Características de Ingeniería					
	Limitaciones Físicas	Tipo de acondicionadores de aires a ser evaluados	Costo de la implementación	Eficiencia en la adquisición de datos.	Tiempo de duración de la prueba.	Consumo de energía.
Limitaciones Físicas		1	1	0	0	0,5
Tipo de acondicionadores de aires que van hacer evaluados.	1		0,5	0	1	0,5
Costo de la implementación.	1	0,5		1	0	1
Eficiencia en la adquisición de datos.	0	0	1		0,5	0
Tiempo de duración de la prueba.	0	1	0	0,5		0,5
Consumo energía del equipo al evaluarse	0,5	0	1	0	0	
Resultados	3,5	2,5	3	1,5	1	2,5
Porcentaje Relativo (%)	0,25	0,18	0,21	0,10	0,08	0,18
Orden de Rango	1	4	3	2	6	5

Fuente: Elaboración propia.

Se puede apreciar que la mayor importancia para la consideración de nuestro diseño es la limitación física con un porcentaje de 25% y menor importancia es la de tiempo de duración de la prueba.

A continuación, se hace una verificación de las características que presenta cada una de las alternativas con respecto a las consideraciones de selección asignando números dentro del rango, 5 para el de mayor valor y 1 para el de menor valor.

**Tabla 2.3 Valoración de las alternativas seleccionadas**

Requerimientos del Usuario	Características de ingeniería			
	Porcentaje de Ponderación	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
Limitaciones Físicas	27	1	4	2
Eficiencia en la adquisición de datos	22	5	4	2
Consumo energía del equipo al evaluarse	20	1	3	4
Costo de la implementación y mantenimiento	17	1	3	5
Tipo de acondicionadores de aire que van hacer evaluados	14	2	3	2
<b>RESULTADOS</b>	100	14	<b>17</b>	15

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 2.3 podemos ver los pesos o valores asignados a cada alternativa obteniendo como resultado la alternativa B como la más recomendable para nuestro proyecto, ya que esta alternativa tiene una limitación física media, su eficiencia en adquisición de datos ordinario, sus costos de implementación y mantenimiento de los componentes normales, además de que esta alternativa es ideal para realizar las pruebas en las unidades tipo Split de 2 a 5 toneladas de refrigeración.

Otra forma de ver la selección de la mejor alternativa es un cuadro de viabilidad mostrada en la tabla 2.4.

**Tabla 2.4 Alternativas y su viabilidad**

Alternativas Características	A	B	C
Limitaciones físicas	Tamaño de cámara sumamente grande.	Tamaño de cámara medio.	Tamaño de cámara de medio a pequeño.
Tipo de acondicionadores de aires que van hacer evaluados.	Comerciales	Residenciales y Comerciales	Residenciales
Costo de implementación y mantenimiento	Alta	Media	Baja
Eficiencia en la adquisición de datos.	Muy preciso, uso de instrumentación análoga y digital.	Preciso dentro de los estándares y calibración normal	preciso, pero necesita constante calibración
Consumo energía del equipo al evaluarse	Será mayor el consumo debido a la capacidad de refrigeración	Consumo moderado	Consumo moderado
¿Es viable?	NO	SI	NO

Fuente: Elaboración propia.

Aquí es aún más notable que nuestra cámara psicrométrica debe regirse con las características de la alternativa B.

### 2.3. Consideraciones para el diseño de la cámara

El diseño de la cámara se ha adaptado en base en el espacio que vamos a necesitar y poder realizar los trabajos operativos, ya que la instrumentación puede tener que ser calibrada, modificada y mejorada de manera iterativa. Además de que debe tener el espacio de ser necesario para acomodar instrumentación adicional como medidores de flujo másico, psicrómetro y ambientador del medio [13].

El flujo de aire y distribución de la temperatura uniforme en la cámara es esencial para una prueba de alta calidad. Si la cámara tiene objetos que provocan turbulencia o estancamientos la prueba no sería de buena calidad ya que el aire en

estas condiciones no está bien definido, además de que la incertidumbre de los parámetros a medir se incrementa significativamente.

Estas consideraciones sugieren hacer un cuarto largo y un sistema de distribución de aire que provee un flujo uniforme independiente de la posición del equipo de prueba. [13]

#### **2.4. Requerimientos del cuarto de ensayo**

Se necesita uno o dos salas de ensayo dependiendo del tipo de equipo a ensayar y las instrucciones de instalación del fabricante.

Siempre se requiere de una sala de pruebas de entrada. Este es cualquier cuarto o espacio en la cual las condiciones pueden estar dentro de las tolerancias. Es recomendable que la velocidad del aire en las vecindades del equipo bajo a prueba no exceda 2.5 [m/s] (500 fpm).

El cuarto de salida deberá tener dimensiones tales que la distancia desde cualquier superficie de la habitación a cualquier superficie del equipo a prueba no supere los 1,8 [m], tampoco que dicha distancia no sea inferior a 0,9 [m] es decir, el rango de distanciamiento de las paredes al equipo será de 0,9 a 1,8 [m], a excepción de la relación del suelo o pared requerida para la instalación normal del equipo [11].

#### **2.5. Determinación de la dimensión y diseño de la cámara usando las normas ASHRAE/AHRI**

Como podemos ver en la sección anterior, las dimensiones para el cuarto de entrada no llevan un rango de medidas, por lo que la altura y el ancho va a ser el mismo que el del cuarto de salida ya que este si tiene un rango establecido. Sin embargo, el largo del cuarto de entrada será diseñado con respecto al espacio que cada equipo o instrumento de medición va ocupar.

El cuarto de salida lleva un rango de medidas (0,9 a 1,8 [m]). Partiremos de las dimensiones de un condensador de 5 [Ton], una unidad condensadora de 5 [Ton] tiene 0,8x0,8x0,9 [m] ancho, largo y alto respectivamente. [13]

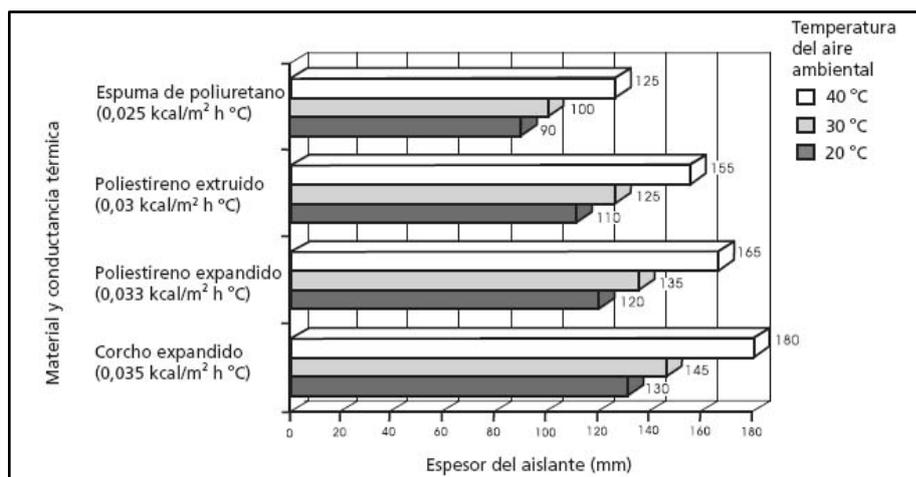
El ancho del cuarto tendrá las siguientes medidas: 0,8 [m] ancho del equipo, 1,8 [m] distancia máxima hacia la cara de una pared y 1,8 [m] de la otra pared dando un total de 4,4 [m] de ancho; para el largo de la cámara de salida tenemos: 0,5 [m] distancia de la pared que divide los cuartos, 0,8 [m] largo del equipo, 1,8 [m] distancia máxima hacia la pared dando un total de 3,1 [m] de largo; finalmente para el alto del cuarto: 0,6 [m] de la distancia del suelo al equipo, 0,9 [m] alto del equipo, 1,8 [m] distancia hacia la cara de la pared superior dando un total de 3,3 [m] de alto.

## **2.6. Selección del aislante térmico tipo panel**

La cámara alberga dos cavidades que se encuentran aislados, lo que permite que se realicen las pruebas en un ambiente controlado. Por tal motivo se ha procedido con la selección de materiales termoaislantes existentes, se han considerado los siguientes aspectos principales como: costo, eficacia, durabilidad, adaptabilidad e instalación a la forma de la cámara y disponibilidad en el mercado.

Obviar estos aspectos en el proceso de compra para su instalación de aislamiento térmico, conlleva una pérdida de dinero a medio plazo, que vendrá reflejada fundamentalmente en su factura energética.

En el siguiente gráfico, se muestran la conductividad térmica de los materiales versus el espesor y considerando tres tipos de temperaturas de ambientes exteriores.



**Figura 2.1 Comparación de espesor de distintos aislantes a diferentes temperaturas**  
Fuente: [15].

En el gráfico podemos apreciar que nuestro material conveniente es la espuma de poliuretano ya que en la ciudad de Guayaquil consta de una temperatura promedio durante el día de 32°C [3]. En el gráfico, para una temperatura de media de 30°C se necesita un espesor de 100 [mm] con una conductividad mínima de 0,025 [kcal/m<sup>2</sup>h°C].

El seleccionar los otros tipos de espuma aumentará los costos de nuestra cámara, ya que usan espesores más grandes que el del poliuretano.

Verificaremos con un balance de energía y análisis de transferencia de calor las paredes de la cámara cerciorándonos que el rechazo de calor entre las paredes y el medio circundante es mínimo.

### 2.6.1. Pérdidas de calor a través de las paredes

Analizaremos las pérdidas de calor en el cuarto de salida ya que este es el cuarto crítico pues es el que ocupa más espacio, además trabaja a bajas temperatura puesto que ahí se evalúa el evaporador de la unidad de aire acondicionado, para realizar el cálculo de las pérdidas consideraremos una temperatura externa de 32°C como un valor promedio, y una temperatura en el cuarto de salida de 21°C ya que este es un valor que se va a manejar en una prueba a baja temperatura en el cuarto.

Comenzamos con los paneles aislantes térmicos, según la empresa ECUAPOLIURETANOS unos paneles que se comercializan aquí en la ciudad de Guayaquil tienen las siguientes propiedades:

**Tabla 2.5 Propiedades térmicas y físicas del poliuretano**

Propiedades					
	Propiedades Físicas		Propiedades Térmicas		
<b>Espesor [mm]</b>	Peso [kg/m <sup>2</sup> ]	Longitud [m]	Temperatura de trabajo [°C]	Conductividad térmica [W/m*K]	Transmitancia térmica [W/m <sup>2</sup> K]
<b>50</b>	9,7	1,14 a 11	5	0,02	0,461
<b>75</b>	10,5	1,14 a 11	-8 a 5	0,02	0,297
<b>100</b>	11,5	1,14 a 11	-18 a -8	0,02	0,240

Fuente: Elaboración propia.

Pero los paneles no son de 100% de poliuretanos, estos tienen dos capas formando un panel tipo sándwich estas capas pueden estar hechas de acero inoxidable o aluminio, ECUAPOLIURETANOS utiliza un tipo de aleación Zinc-Aluminio (galvalume) este tipo de material puede resultarnos ventajoso ya que además de darnos cierta rigidez del panel también nos da resistencia a la corrosión, adicional a esto, estos paneles son pre-pintados con un color blanco refrigeración con foil (plástico de protección) este tipo de recubrimiento nos puede ayudar a evitar la penetración de vapor de agua manteniendo el cuarto lo más estable posible. Ahora podemos hacer un análisis de transferencia de calor para los siguientes materiales involucrados:

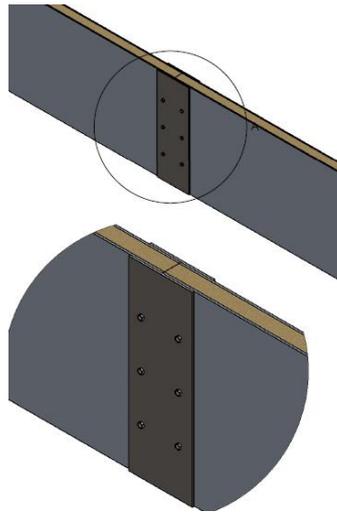
**Tabla 2.6 Materiales involucrados en el análisis de transferencia de calor**

Tipo	Material	Conductividad térmica [W/m*K]
Aislante	Poliuretano	0,02
Recubrimiento galvalume	Aleación Al-Zinc	17,3

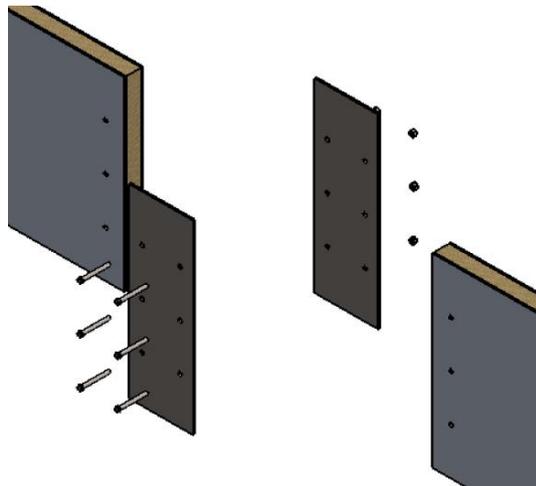
Fuente: Elaboración propia.

### 2.6.2. Uniones y tipos de ensamble en la estructura

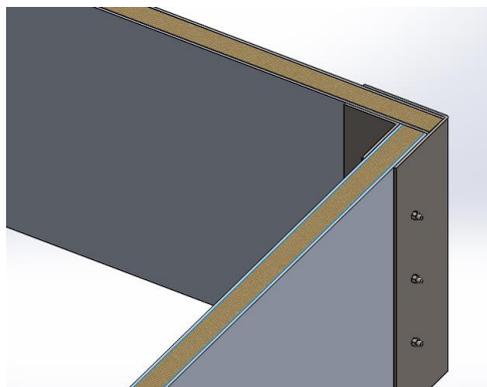
Es recomendable para la unión de los paneles utilizar un tipo de placa que aplique presión o sujete a ambos paneles, como se presentan en las siguientes figuras:



**Figura 2.2 Tipo de ensamble entre los paneles**  
Fuente: Elaboración propia.



**Figura 2.3 Ensamble con vista explosionada**  
Fuente: Elaboración propia.



**Figura 2.4 Ensamble en las esquinas de la cámara**  
Fuente: Elaboración propia.

Tanto en la figura 2.2 como en la figura 2.3 se puede notar con claridad el modo en que deben ensamblarse los paneles, se utiliza una placa donde el ancho cubra parte de ambos paneles y el alto cubra los paneles necesarios para que se mantengan rígidos entre sí, de existir ranuras entre las secciones de los paneles o fugas mínima se podría sellar con silicona líquida. En la figura 2.4, el ensamble es llevado a cabo en las paredes esquineras, la unión correspondiente es llevada a cabo por dos perfiles L, este tipo de uniones ayuda a mantener selladas las paredes de forma casi hermético sin embargo es recomendable sellar las paredes con silicona o sustancias a fines.

### 2.6.3. Simulación de transferencia de calor

Realizaremos una simulación de la transferencia de calor utilizando un software especializado (THERM 7.5), este software nos permite diseñar las paredes o estructura en 2D y a través de elementos finitos (mallado) podremos calcular isothermas, flujo de calor, vectores de calor, entre otros, colocando de forma correcta las condiciones de frontera.

Realizamos la simulación para una zona crítica, esta son las paredes que separan el cuarto de salida y el cuarto de entrada y a su vez el entorno exterior, colocando las condiciones bajo una prueba estándar.

**Tabla 2.7 Condiciones de frontera**

Sistema	Temperatura [°C]
Cuarto de entrada	21
Cuarto de salida	34
Entorno de la cámara	30

Fuente: Elaboración propia.

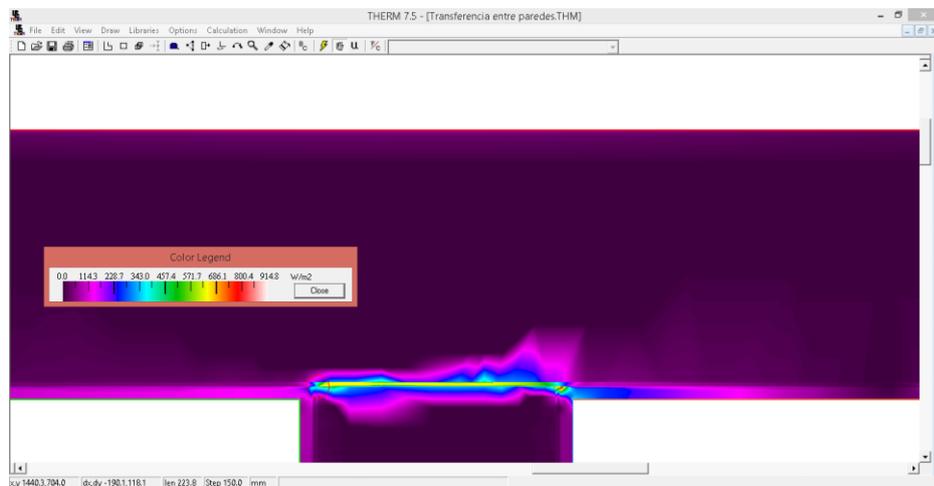


**Figura 2.5 Zonas de temperatura**

Fuente: Elaboración propia, uso del software THERM 7.5.

Como podemos ver en la figura 2.5 y colocando las condiciones de la tabla 2.7 la distribución de temperatura es notable, para la mitad de las paredes la temperatura se mantiene alrededor de  $25^{\circ}\text{C}$  sin embargo para la pared de salida la temperatura no tiene muchos cambios como era de esperarse pues la temperatura del cuarto es casi idéntica que el del entorno lo cual conlleva a un bajo flujo de calor.

Ahora es deseable ver la penetración del flujo de calor a través de las paredes y cuáles son sus regiones críticas, como podemos ver a continuación:



**Figura 2.6 Flujo de calor en las paredes**

Fuente: Elaboración propia, uso del software THERM 7.5.

En la figura 2.6 se puede ver que el flujo de calor en la mayor parte de la estructura es bajo (color púrpura) con esto se puede cerciorar que el aislamiento de poliuretano es ideal para este proyecto, sin embargo se puede ver cierta área donde el flujo de calor aumenta (color amarillo), este flujo ingresa por las placas de acero que ayudan a sujetar a los paneles es por eso que se recomienda que una vez que se hayan ensamblado los paneles revisar la existencias de fugas notables para poder sellarlas con silicona o material similar.

## 2.7. Equipos de instrumentación.

Para realizar la selección de los equipos de instrumentación debemos analizar qué parámetros o variables son las que intervienen en la cámara. La norma ARI 210/240 [10] establece que para condiciones en estado estable para equipos acondicionadores de aire se deben evaluar cuatro parámetros estos son el flujo de aire, humedad relativa, presión y temperatura; en la tabla 2.8 nos muestra la variabilidad de la adquisición de los datos tanto su exactitud como su precisión.

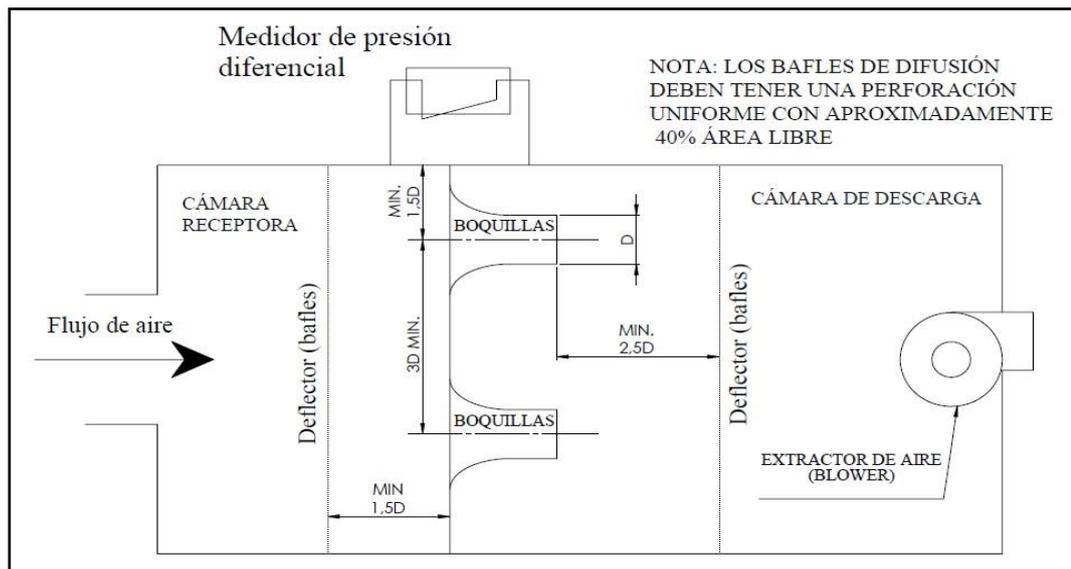
**Tabla 2.8 Exactitud de control y criterio de precisión**

Exactitud de Control y Criterio de Precisión del Centro de Pruebas Psicrométricas Bajo Condiciones de Clasificación Estándar		
Cámara Entrada/Salida		
Parámetros	Criterio de exactitud	Criterio de precisión
Flujo de aire	±3% punto fijo	±5% de media
Humedad Relativa	±2% RH	±3% RH
Presión	±1 Pa	±2 Pa
Temperatura	±0.5°F (±0.27°C)	±0.9°F (±0.5°C)

Fuente: ARI 210/240: Tolerancias para condiciones en estado estable [14]

### 2.7.1. Medición del flujo de aire

La medición del flujo del aire del equipo aprueba forma parte de la evaluación de desempeño por lo que usaremos un aparato de medición de flujo a través de boquillas (nozzle airflow measuring apparatus).



**Figura 2.7 Aparato medidor de flujo**

Fuente: [10] (adaptado)

Como se puede apreciar en la Figura 2.7 el flujo de aire desde la unidad ingresa a la cámara receptora donde pasa a través de un deflector (bafle) para que el aire ingrese de manera uniforme hacia las boquillas; en este punto se va a generar un diferencial de presión el cual aprovechamos para realizar el cálculo del flujo de aire, a continuación el aire pasa por otro deflector para distribuir el aire por todo el ducto ya que este ha sido alterado por las boquillas, finalmente el aire es albergado por la cámara de descarga donde un extractor de aire (blower) lleva el aire hacia afuera del aparato medidor de flujo.

### 2.7.1.1 Diseño de las boquillas.

Según ANSI ASHRAE 37-2009 [11], la velocidad que pasa a través de cualquier boquilla no debe ser menor a 15 [m/s] (3000 fpm) o más de 35 [m/s] (7000 fpm), con este rango de velocidades podemos calcular el diámetro de la boquilla teniendo máximos y mínimos, ya que conocemos el flujo de aire que maneja una unidad de 5 [ton] y una de 2 [ton].

Calcularemos el diámetro de las boquillas de la siguiente manera:

Considerando un flujo uniforme a través de todo el ducto la ley de continuidad es válida, por lo que tendríamos la siguiente ecuación.

Ecuación 1

$$Q = V * A$$

Donde  $Q$  es el caudal que este caso es el del equipo de prueba en [ $m^3/s$ ],  $A$  es el área en [ $m^2$ ] y  $V$  es la velocidad del aire en [ $m/s$ ].

El valor de  $Q$  es conocido ya que el equipo viene con especificaciones de sus capacidades, el valor de la velocidad es el establecido por la norma ANSI ASHRAE 37-2009, que está en el rango de 15 a 35 [ $m/s$ ], de tal manera que se calculará el área de la boquilla y por consiguiente su diámetro con la siguiente ecuación:

Ecuación 2

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

Donde  $D$  es el diámetro de la boquilla a calcular.

En la siguiente tabla se muestra los valores ya calculados para un rango de caudales.

**Tabla 2.9 Diámetro de garganta calculados**

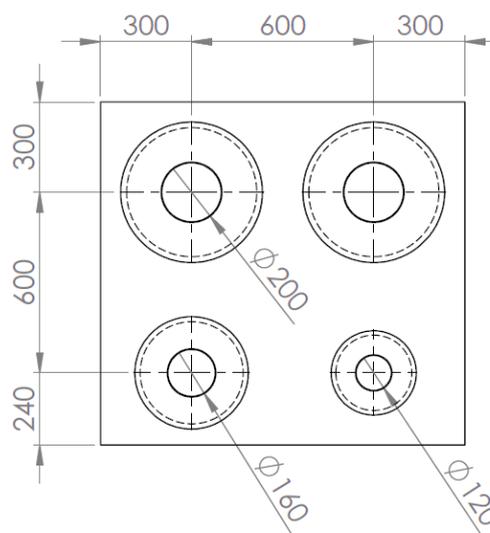
Equipos	Caudal [ $m^3/h$ ]	Velocidad [ $m/s$ ]	Área [ $m^2$ ]	Diámetro [ $m$ ]	Diámetro [ $cm$ ]
5 Ton (2000 CFM)	3398	15	0,06	0,28	28
		35	0,03	0,19	19
2 Ton (700 CFM)	1189	15	0,02	0,17	17
		35	0,01	0,11	11

Fuente: Elaboración propia.

Para el equipo de 5 [Ton] el diámetro de la garganta debe estar en un rango de 19-28 [cm] mientras que para el equipo de 2 [Ton] el rango es 11-17 [cm], con esto seleccionaremos 4 boquillas que van a estar distribuidas en una placa rectangular, las cuales son: dos boquillas de 20 [cm], una de 16 [cm] y una de 12 [cm] de diámetro.

Con las medidas de las boquillas podemos dimensionar la cámara de medición de flujo de la siguiente manera: empezamos con la medida de la boquilla de mayor diámetro ya que es a través de esta donde vamos a dimensionar la placa que va a servir de base para todas las boquillas.

El diámetro de la boquilla de mayor tamaño es de 20 [cm] según la figura 2.7 el mínimo de distancia entre el centro de la boquilla con las paredes es de 1,5 veces el diámetro lo cual da un valor de 30 [cm], luego tenemos la separación entre centro de las boquillas lo cual es recomendable que tenga un mínimo de 3 veces el diámetro mayor, lo cual da un valor de 60 [cm], para hacer que el ancho y la altura de la placa base estén dimensionadas de forma equitativa se coloca las dos placas restantes (16 y 12 [cm]) por debajo de las placas de mayor diámetro, utilizando el mismo procedimiento de separación podemos observar la distribución de las boquillas en la siguiente figura.

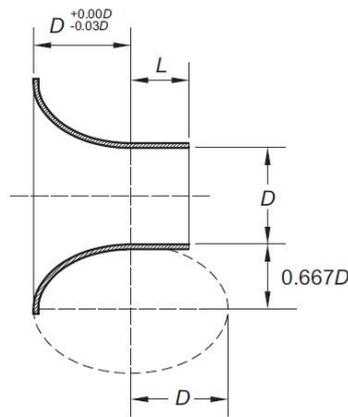


**Figura 2.8 Distribución de las boquillas sobre la placa en [mm]**

Fuente: Elaboración propia

Como podemos ver en la figura 2.8 la placa base donde estarán distribuidas las boquillas tendrá un ancho de 1,2 [m] y un alto de 1,14 [m] por lo que este será el tamaño de la sección transversal de la cámara del medidor de flujo.

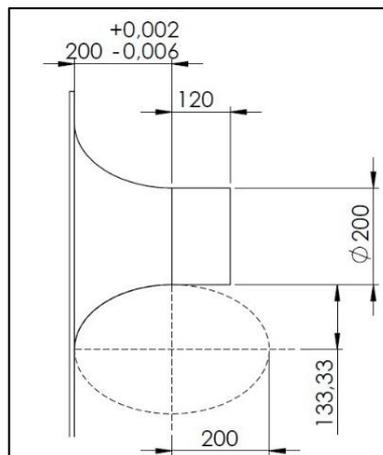
Con la distribución de las boquillas solamente queda dimensionar su perfil para obtener su tamaño a lo largo de la cámara medidora de flujo, la cual es calculada con las siguientes especificaciones mostradas a continuación.



**Figura 2.9 Dimensión del perfil de la boquilla**

Fuente: ANSI/ASHRAE 51-07 [16]

Reemplazando los valores del diámetro que hemos seleccionado se muestra un perfil con un diámetro de 20 [cm].



**Figura 2.10 Dimensión de una boquilla de 20 [cm] de diámetro**

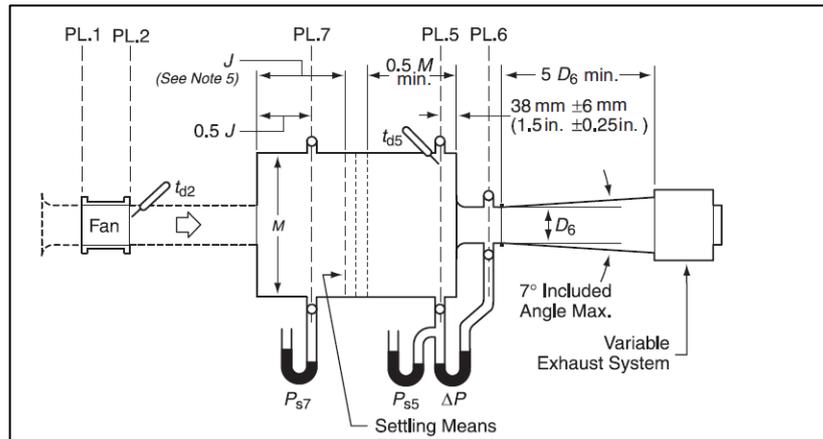
Fuente: Elaboración propia.

### 2.7.1.2 Diseño de la cámara medidora de flujo.

El dimensionamiento de la cámara se basa de relaciones con respecto al diámetro de la boquilla, procedemos con el largo que va a tener nuestra cámara, la distancia del primer deflector a la base de las boquillas debe ser como mínimo 1,5 veces el diámetro de la boquilla mayor lo cual da 30 [cm], luego la distancia entre la boquilla de mayor diámetro y el segundo deflector debe ser como mínimo

2,5 veces el diámetro lo cual da 50 [cm], además el largo de la boquilla según la figura 2.10 tiene una distancia de 32 [cm] dando un total por ahora de 112 [cm].

El dimensionamiento de la cámara receptora se basa en una relación del área transversal y un factor, ANSI/ASHRAE 51-07 [16] nos muestra la siguiente figura que relaciona estos parámetros.



**Figura 2.11 Parámetros de dimensionamiento**

Fuente: ANSI/ASHRAE 51-07 [16]

El valor de  $J$  es de nuestro interés ya que nos proporciona el valor que tendrá el largo de la cámara receptora, se usará el procedimiento correspondiente para determinar dicho parámetro.

Según la norma ANSI/ASHRAE 51-07 [16], el valor de  $J$  se puede escribir de la siguiente manera:

Ecuación 3 
$$J = 0,35 * M$$

Donde  $M$  es el diámetro equivalente si la sección transversal del medidor fuera circular, el valor de  $M$  se lo puede calcular a partir de los valores de ancho y altura de la placa base calculada anteriormente con la siguiente ecuación.

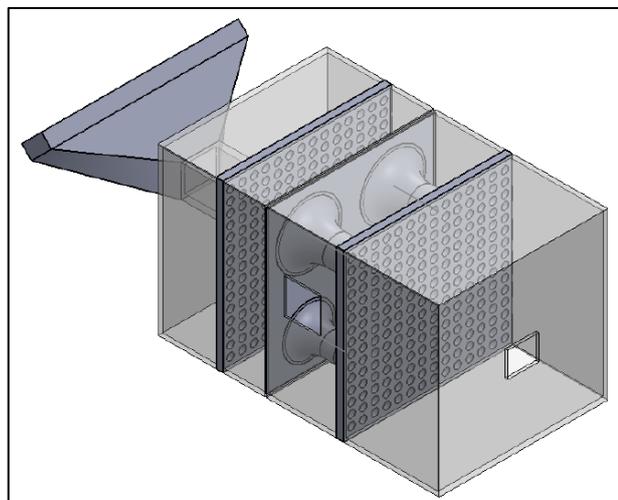
Ecuación 4 
$$M = \sqrt{\frac{4 * a * b}{\pi}}$$

Donde  $a$  es la altura y  $b$  la base o ancho en [cm].

Reemplazando correctamente los datos en ambas ecuaciones obtenemos un valor de J de 46 [cm] aproximadamente, por lo que este valor será el largo de la cámara receptora.

Para la cámara de descarga el espaciado se calcula respecto a cuanto espacio ocupa el soplador que va a ser ubicado ahí, un soplador de 2200 CFM tiene un largo aproximado de 52 [cm] y un ancho de 74 [cm] aproximadamente [17]. Como podemos ver en la figura 2.7 el soplador no ocupa totalmente el largo que corresponde a la cámara de descarga por lo que debemos dejar un espacio después del segundo deflector a este espacio le pondremos un largo de 20 [cm].

Ya con todos los datos calculados el largo total de la cámara medidora de flujo de aire será de 230 [cm] (2,3 [m]). A continuación, se muestra con vista isométrica el medidor de flujo de aire.



**Figura 2.12 Medidor de flujo de aire**

Fuente: elaboración propia.

## **2.7.2. Medición de la temperatura.**

### **2.7.2.1 Requerimientos de la medición de temperatura para la cámara psicrométrica según ANSI/ASHRAE 41.1-2013.**

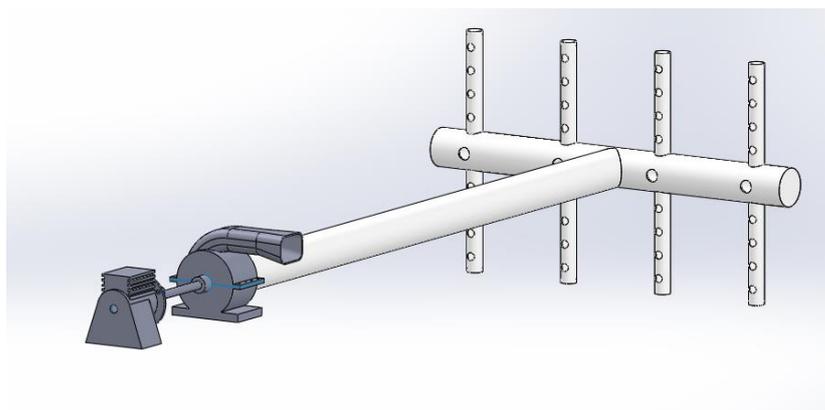
Se determinarán las mediciones de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo del medio circundante, específicamente en las cercanías del equipo bajo prueba

y en un lugar intermedio del cuarto, se elegirá un instrumento de medición de mejor desempeño para ciertos tipos de factores, tales como:

- No uniformidad de la temperatura en la corriente de aire.
- No uniformidad en la velocidad del aire.
- Conducción de calor a través del vástago o de cables hacia o desde un elemento de detección del instrumento, si el vástago o cables están expuestos a temperaturas distintas a la del elemento de detección.
- No uniformidad de la relación de humedad del aire en caso de humidificación o deshumidificación.

Con estos factores es claro ver que la no uniformidad en los parámetros como la temperatura, humedad y velocidad hace que las adquisiciones de datos por parte de un instrumento no bien seleccionado sean erróneas.

La falta de uniformidad de estos parámetros se minimiza mediante dispositivos de mezcla y muestreo. Un dispositivo utilizado en cámaras psicrométricas es como el que se muestra en la siguiente figura.



**Figura 2.13 Dispositivo de muestreo**

Fuente: Adaptado de ANSI/ASHRAE 41.1 [18]

Un soplador es conectado a una tubería de diámetro mayor y esta a su vez es conectada a más tubos de diámetros inferiores, el aire ingresa por los agujeros

de los tubos pequeños porque el soplador induce el aire a través de toda la configuración de tubería llevándola hacia los instrumentos de medición. Esta concentración del aire en la tubería de mayor diámetro causa que la temperatura y la humedad sean más uniformes, por lo que las mediciones quedarían dentro de las tolerancias establecidas.

El soplador debe estar corriente debajo de los instrumentos así evitamos que la entrada de calor al ventilador influya en la lectura de la temperatura.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS

### 3.1. Comparación De Normas Nacionales Con Internacionales.

Al realizar la respectiva búsqueda en el INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización) sobre las normativas en el que se muestre los métodos de prueba y procedimientos de cálculo para determinar las capacidades y los coeficientes de eficiencia estacional de refrigeración para equipos de aire acondicionado según la Norma ASHRAE 116-2010 y los Métodos de prueba para equipos eléctricos de aire acondicionado y de bomba de calor con accionamiento eléctrico como indica la norma ASHRAE 37-2009. Pero no se logró tener éxito ya que la normativa existente relacionada es una norma internacional nombrada Acondicionadores de aire y bombas de calor sin conductos. ensayo y determinación de características de desempeño NTE INEN-ISO 5151, es compatible con unidades de menos de 8 kW y destinados a funcionar a una presión estática externa de menos de 25 Pa. Esta norma también especifica los métodos de prueba para determinar la capacidad y los índices de eficiencia teniendo en cuenta un etiquetado correcto del equipo.

### 3.2. Principales especificaciones del diseño de la cámara psicrométrica.

A continuación, se presenta en la tabla 3.1, las especificaciones finales con la que contará el diseño final de la cámara.

**Tabla 3.1. Especificaciones del diseño**

Parámetros	Cuarto de entrada. (indoor)	Cuarto de salida. (outdoor)
Temperatura	14°C hasta 30°C	32 °C a 40°C
Humedad Relativa	20% RH hasta 90% RH	20% RH hasta 90% RH
Máxima capacidad del equipo de prueba	5 tons (17,8 kw) de refrigeración a 16°C	--
Máximo flujo de aire	2300 cfm	--
Máximo peso del equipo de prueba	1250 kg	1250 kg
Dimensiones	(5,2 x 3,3 x 4,4 m)	(3,1 x 3,3 x 4,4 m)

Fuente: Elaboración propia.

### **3.3. Análisis de Costos.**

En el proyecto se han analizado la mayor parte de costos tanto de equipos y materiales que requirieran en la implementación de la Cámara psicrométrica, siendo los costos que representan un mayor rubro es la sección del acondicionador de ambiente ya que consta con equipos de mayor tamaño y estos a su vez requerirían de sistemas de enfriamiento y calefacción. Además, cabe recalcar que dependiendo del sistema de control en la adquisición de datos que se coloque los precios variaran.

Se implementará un análisis de costos donde los materiales y equipos requeridos, los insumos que se necesitan para la fabricación e implementación de la infraestructura, además de la mano de obra necesaria para todo el proyecto serán analizados en su totalidad.

Para el análisis de costos se ha considerado los costos directos e indirectos del proyecto.

#### **3.3.1. Costos Directos**

Los costos directos se consideran aquellos rubros que son fácilmente identificables con un producto y su función [19], estos se basan en 3 tipos de costos que influyen en el proyecto.

- Costo de materiales y equipos.
- Costo de construcción.
- Costos de Montaje e Instalación.

##### **3.3.1.1 Costo de materiales y equipos**

Los materiales y equipos son insumos que la mayoría pasarán por procesos de fabricación e importación debido a que son equipos que se rigen a altas

exactitudes [19]. Los costos de materiales y equipos se muestran en la Tabla siguiente los cuales se clasifican en:

- Equipos
- Equipos de sistema de adquisición de datos y control
- Exterior y Varios

**Tabla 3.2 Costo de materiales y equipos para banco de pruebas**

COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS PARA BANCO DE PRUEBAS						
Item	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo Origen [\$]	Costo local unitario [\$]	Total [\$]
Equipos					TOTAL	1.172,89
Cámara psicrométrica						
1	Medidor de presión diferencial 0 – 25 Pa	3	Und.	120,00	146,40	491,90
2	Termómetro de Resistencia - 40...+60 °C/	4	Und.	235,00	286,70	1.284,42
3	Medidor de humedad 0 – 100 %HR/ 15...+35°C	4	Und.	35,00	42,70	191,30
4	Blower centrífugo de 150W/230v/50Hz / 600m3/h	4	Und.	-	120,00	537,60
5	Blower Mayor 4KW / 415V / 50Hz / 200-5000m3/h	6	Und.	-	270,00	1.814,40
6	Resistencia eléctrica 20KW/Etap. 5	2	Und.	350,00	427,00	956,48
7	Serpentín de Agua 21KW/ 24Tubos	2	Und.	760,00	927,20	2.076,93
8	Calentador eléctrico de agua 17KW/230V/60Hz/3fases	1	Und.	950,00	1.159,00	1.298,08
9	Válvula de 3 vías 1/2"	2	Und.	196,20	239,36	536,18
10	enfriador eléctrico de agua 17KW/230V/60Hz/3 fases	1	Und.	850,00	1.037,00	1.037,00
11	humificador tipo inyector	2	Und.	300,00	366,00	732,00
Extra						
12	rejillas de retorno con damper 12" x 24"	2	Und.	-	45,00	90,00
13	rejillas de retorno con damper 14" x 14"	2	Und.	-	30,00	60,00
14	Manguera Flexible d" 8"	6	Und.	9,10	11,10	66,61
Equipos de sistema laboratory ion de Datos y control					TOTAL	2.200,00
15	Sistema de control Básico	1	Und.	10.000,00	2.200,00	2.200,00
Exterior y Varios					TOTAL	9.206,00
16	Ecuapoliuretano 1000X1000x1.1 mm	170	Und.	-	41,80	7.106,00
17	Plancha Galvanizada 1200X2440X1.1 mm	25	Und.	-	27,10	677,50
18	Lana de vidrio	22	m	-	2,05	45,10
19	Plancha Acero 1200X2440X2 mm	22	Und.	-	39,90	877,80
	abroatría de Cobre 1/2"	6	m	-	3,30	19,80
	abroatría de Cobre 1/4"	6	m	-	5,10	30,60

	aboratria de Cobre 3/8"	6	m	-	4,70	28,20
	aboratria de Cobre 3/8"	6	m	-	6,10	36,60
24	tubería de drenaje PVC d" 1"	4	m	-	6,10	24,40
25	angulos 90grados 6mt. 100x100mm	30	und.	-	12,00	360,00
					<b>Total</b>	<b>32.579,00</b>

Fuente: Elaboración propia

### 3.3.1.2 Costos de Construcción

Se han considerado los posibles costos que intervienen en el proceso de construcción de la cámara, estos son: consumibles y mano de obra, obteniendo la estructura metálica, el cerramiento de las paredes y aparatos que forman parte de la instrumentación en la adquisición de datos. Los costos de construcción ascienden a \$ 3.669,00.

**Tabla 3.3 Costo de materiales y equipos para Cámara de pruebas**

Construcción de la estructura				
Consumibles	Cantidad	Unidad	P.U. [\$]	Total [\$]
Soldadura A-6013	15	kg.	2,90	43,50
Disco de corte	7	Und.	2,90	20,30
Pintura	30	lt.	8,50	255,00
Pernos 3/2"x1" con tuerca	80	Und.	1,20	96,00
arandela 3/2"	160	Und.	0,03	4,80
			<b>Total</b>	<b>415,00</b>
Mano de obra	Cantidad	Tiempo (h)	P.U.	Total
Soldador	1	160	5,00	800,00
Ayudante	2	160	3,13	1.000,00
			<b>Total</b>	<b>1.800,00</b>
tiempo de la actividad	45	días	<b>Total del rubro:</b>	<b>2.2155,00</b>
Cámara				
Consumibles	Cantidad	Unidad	P.U.	Total
perno 3/4"x2" con tuerca	176	Und.	0,70	123,20
Arandela de 3/4"	352	Und.	0,03	10,56
Pintura	8	lt.	8,50	68,00
Disco de corte	3	Und.	2,90	8,70
			<b>Total</b>	<b>210,46</b>
Mano de obra	Cantidad	Tiempo (h)	P.U.	Total
armador	1	96	3,75	360,00

Ayudante	1	96	3,13	300,00
			Total	660,00
tiempo de la actividad	12	días	Total del rubro:	871,00
<b>Aparatos y División interna</b>				
Consumibles	Cantidad	Unidad	P.U. [\$]	Total [\$]
cinta de aluminio	15	Und.	6,55	98,25
tornillos de 1/2"	40	Und.	0,10	4,00
			Total	103,00
Mano de obra	Cantidad	Tiempo (h)	P.U.	Total
Ductero	1	64	3,75	240,00
Ayudante	1	64	3,13	200,00
			Total	440,00
tiempo de la actividad	8	días	Total del rubro:	543,00
<b>TOTAL, DE COSTO DE CONSTRUCCIÓN</b>				<b>3.628,00</b>

Fuente: Elaboración propia

### 3.3.1.3 Costos de instalación

En los costos de instalación se ha tomado en cuenta la colocación de equipos y piezas, instalación de la parte eléctrica para finalizar el banco de pruebas. Dentro de esto, se encuentran el medidor de flujo, contemplan los materiales, mano de obra y consumibles, se aprecia:

- Instalación del Medidor de Flujo.
- Acondicionador de Ambiente.
- Instalación de Psicrómetro.
- Instalación de Herramientas de soporte.

Cabe recalcar que el total de costos por instalación se remonta a \$ 1005,00 como se aprecia en la tabla siguiente.

**Tabla 3.4 Costo de instalación**

Instalación del Medidor de Flujo				
Consumibles	Cantidad	Unidad	P.U. [\$]	Total [\$]
pernos de 1/4" con tuerca	4	Und.	0,70	2,80
Arandela de 1/4" de presión	4	Und.	0,08	0,32
Arandela de 1/4"	4	Und.	0,03	0,12
			Total	4,00

Mano de obra	Cantidad	Tiempo (h)	P.U.	Total
Armador	1	6	3,75	22,50
Ayudante	2	6	3,13	37,50
Ingeniero	1	1	7,50	7,50
Electricista	1	3	5,63	16,89
			Total	85,00
tiempo de la actividad	1	días	Total del rubro:	87,63
<b>Acondicionador de Ambiente</b>				
Consumibles	Cantidad	Unidad	P.U.	Total
perno 1/4"x2" con tuerca	15	Und.	0,70	10,50
Soldadura de estaño y plata	25	palillos	7,50	187,50
			Total	198,00
Mano de obra	Cantidad	Tiempo (h)	P.U.	Total
Plomero	1	16	3,44	55,04
Ayudante	1	16	3,13	50,00
Electricista	1	5	5,63	28,15
			Total	134,00
tiempo de la actividad	2	días	Total del rubro:	331,19
<b>Instalación del Psicrómetro</b>				
Consumibles	Cantidad	Unidad	P.U.	Total
Cinta de aluminio	3	Und.	6,55	19,65
Tornillos de 1/2"	16	Und.	0,10	1,60
Soldadura de estaño	10	palillos	7,50	75,00
			Total	96,00
Mano de obra	Cantidad	Tiempo (h)	P.U.	Total
Ductero	1	16	3,75	60,00
Ayudante	1	16	3,13	50,00
Electricista	1	3	5,63	16,89
			Total	127,00
tiempo de la actividad	2	días	Total del rubro:	223,14
<b>Instalación de Herramientas de soporte</b>				
consumibles	Cantidad	Unidad	P.U.	Total
perno 1/4"x2" con tuerca	30	Und.	0,70	21,00
Soldadura A-6013	3	kg.	7,50	22,50
Tubo de 1/2"	18	m	11,28	203,04
			Total	247,00

Mano de obra	Cantidad	Tiempo (h)	P.U.	Total
Soldador	1	14	5,00	70,00
Ayudante	1	14	3,13	43,75
			Total	114,00
tiempo de la actividad	2	días	Total del rubro:	360,29
<b>TOTAL, DE COSTO DE INSTALACIÓN</b>				<b>1.002,00</b>

Fuente: Elaboración propia

### 3.3.2. Costos indirectos

Los costos indirectos se los considera en el proyecto, pero de una manera muy relevante, es decir que se atribuyen al proyecto pero que no se los considera de una manera cuantitativa de afectación. Para el banco de pruebas se ha considerado:

- Costos de ingeniería
- Costos de transporte
- Imprevistos

#### 3.3.2.1 Costos de Ingeniería

Este costo se lo ha estimado considerando la planificación, control del desarrollo y presupuesto del diseño del de la cámara psicrométrica, se ha implementado un valor de costo de \$1,200.00 por mes.

#### 3.3.2.2 Costos de transporte

Los costos de transporte toman referencia del traslado de materiales o equipos desde el lugar que se los adquiera hacia el lugar donde se realizará la construcción. Estos costos ascienden a \$ 650.00.

#### 3.3.2.3 Imprevistos

En el banco de pruebas se presentarán cambios que serán aceptables, ya que son acciones que solo se constatan en la construcción. Por lo tanto, si se desea

considera un escenario conservador, se considera un porcentaje del 2% de los costos directos.

**Tabla 3.5 Costo Indirecto**

Instalación de Herramientas de soporte				
Rubro	Cantidad	Unidad	P.U. [\$]	Total [\$]
Ingeniería	3	meses	1.200,00	3.600,00
Transportes	1	Global	650,00	650,00
Imprevistos (2%)	1	Global	725,00	725,00
Total				4.975,00

Fuente: Elaboración Propia.

Finalmente se puede apreciar en la tabla 3.5 el total de costos indirectos es:

\$ 4.975,00.

### 3.3.3. Costos Totales

El presupuesto final del diseño del proyecto será la suma de los Costos Directos Totales y los Costos Indirectos Totales. Como lo indica la Tabla 3.6.

**Tabla 3.6 Costos Totales**

RESUMEN DE COSTOS	
Costos Directos	Total [\$]
Costo de materiales y equipos	32.579,00
Costo de Construcción	3.628,00
Costo de Instalación	1.002,00
Costo Directo Total	37.209,00
Costos Indirectos	Total [\$]
ingeniería	3.600,00
Transporte	650,00
Imprevistos (2%)	724,13
Costo Indirecto Total	4.974,00
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>42.183,00</b>

Fuente: Elaboración Propia.

El Costo total del proyecto será de \$ 42183,00. Cabe recalcar que los costos variarán dependiendo del lugar donde se adquieran cada uno de los implementos.

### 3.3.4. Cálculo del VAN y el TIR

Para el siguiente análisis se han determinado, cuáles serían los ingresos anuales (ver tabla 3.7) y de igual manera, se estiman los egresos anuales (ver tabla 3.8), los que serían al estar la cámara operativa.

**Tabla 3.7. Ingresos anuales**

Ingresos Anuales		
Cantidades de pruebas	Costo de la evaluación	Total
3	\$ 10.000,00	\$ 30.000,00

Fuente: Elaboración propia

**Tabla 3.8. Egresos Anuales**

Egresos anuales			
Descripción	Cantidad	Costo mensual [\$]	Costo Anual [\$]
operador	2	376,00	9.024,00
ayudante	1	200,00	2.400,00
		Total	11.424,00

Fuente: Elaboración propia

Se realiza el flujo de caja neto con proyección en funcionamiento en los 5 primeros años.

**Tabla 3.9. Flujo de Caja**

datos	Años					
	0	1	2	3	4	5
Total, de Ingresos		\$ 30.000,00	\$ 30.000,00	\$ 30.000,00	\$ 30.000,00	\$ 30.000,00
Total, de Egresos		\$ 11.424,00	\$ 11.424,00	\$ 11.424,00	\$ 11.424,00	\$ 11.424,00
Utilidad Operativa		\$ 18.576,00	\$ 18.576,00	\$ 18.576,00	\$ 18.576,00	\$ 18.576,00
Intereses						
Utilidad Neta		\$ 18.576,00	\$ 18.576,00	\$ 18.576,00	\$ 18.576,00	\$ 18.576,00
Inversión Inicial (-)	\$ 42.183,00					
Flujo de Caja Neto	-\$ 42.183,00	\$ 16.887,27	\$ 15.352,07	\$ 13.956,42	\$ 12.687,66	\$ 11.534,23

Fuente: Elaboración propia

Utilizando la herramienta de Excel, se procede a calcular el Valor Actual Neto (VAN), éste se encarga de medir los futuros flujos de caja con un descuento en una tasa de la inversión inicial, al que se ha considerado el 10%, determinando si se tiene ganancias al término de cada año. El proyecto es aprobado siempre que el VAN sea mayor que cero.

El VAN es de: \$28,234.66

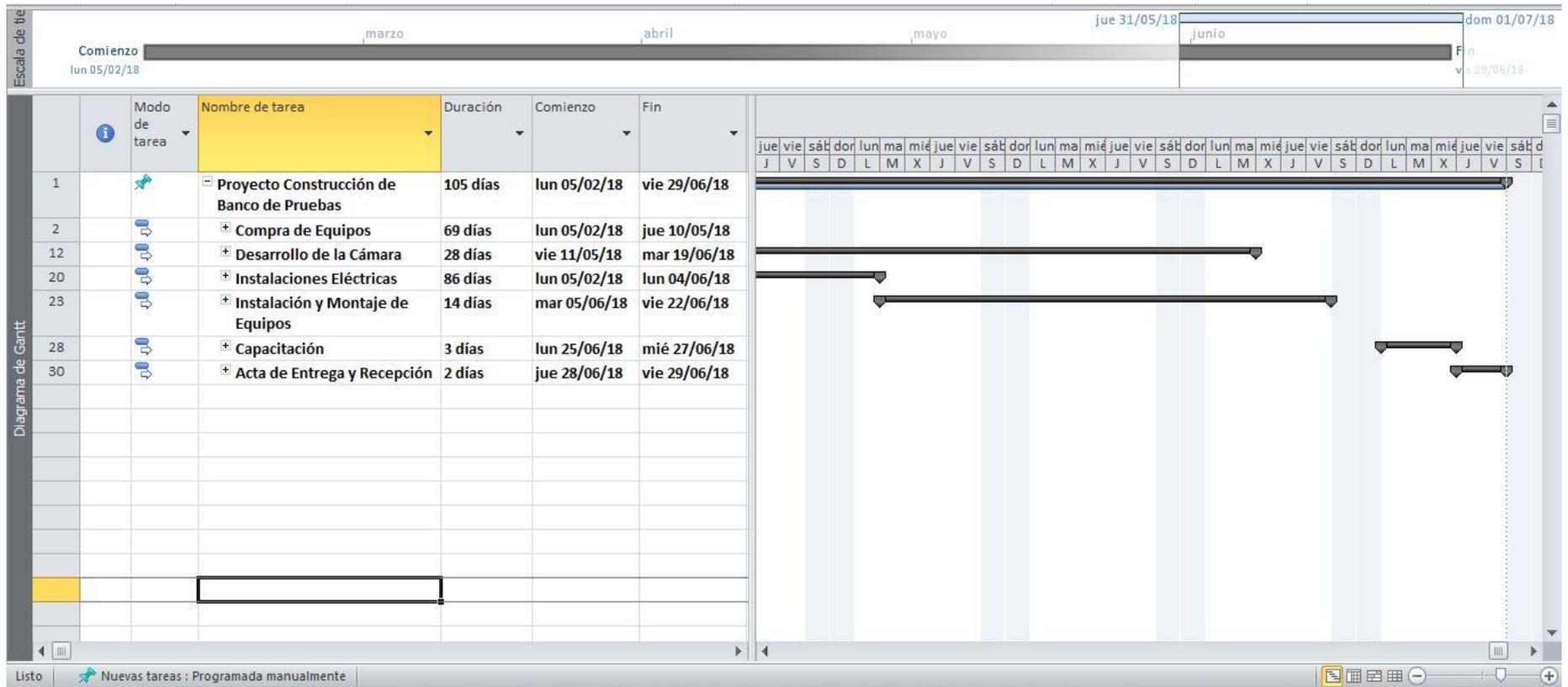
En cambio, al calcular la Tasa Interna de Retorno (TIR) donde obtuvo la tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado de una inversión, de modo que el saldo al final de la vida de la propuesta es cero [19].

El valor del TIR es de 34%.

Finalmente, al observar que el TIR es mayor que la tasa de descuento del 10% usada anteriormente en el VAN, por lo tanto, se puede concluir que el proyecto de la cámara psicrométrica es viable.

#### **3.4. Cronograma de Montaje**

En el cronograma de montaje se ha realizado en base a la lista de equipos y materiales que se debe adquirir, implementar, calibrar y puesta en funcionamiento, describiendo el tiempo para cada una de las secciones que requiere el banco de prueba.



**Figura 3.1 Cronograma de montaje**

Fuente: Elaboración propia

# CAPÍTULO 4

## 4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

El trabajo realizado es relevante puesto a que contribuirá la normalización o certificación de unidades de aire acondicionado con el fin de garantizar la eficiencia del equipo a utilizar, además de hacer que las personas sepan la importancia del consumo energético que las unidades de aire acondicionado generan.

Sin embargo, como se puede ver en la sección de costos, realizar este proyecto lleva un valor alto de inversión, pues esta cámara tiene distintos campos de ejecución de los cuales tenemos: construcción estructural, instalaciones eléctricas, instrumentación y sistema de control, llevando así a tener que profundizar en cada aspecto de la cámara y economizar en lo posible en su construcción.

El tipo de cámara que utilizamos es el de tipo calorímetro donde es comúnmente utilizado por otras empresas internacionales que prestan servicios de certificación en eficiencia de los equipos a prueba, por lo que también tomamos varias consideraciones de diseño por parte de estas entidades de servicio.

En este documento se muestra el diseño de la cámara psicrométrica realizadas con el fin de poder cumplir con los requerimientos del usuario o empresa interesada en el proyecto y así cubrir con toda la demanda de aires acondicionados que no han sido certificados en eficiencia estacional.

### 4.1. Conclusiones

Con el desarrollo de este proyecto, se espera que para etapas futuras el proyecto sea implementado a futuro y sea realizado para cumplir con los objetivos planteados, además de que sería lo ideal realizar las certificaciones para empresas nacionales e internacionales y obtener la mayoría de equipos normalizados.

Al diseñar la cámara psicrométrica nos basamos de forma estricta en las normativas ASHRAE 37-2009 y ASHRAE 116-2010, donde se obtuvieron los requerimientos de diseño de la cámara, instrumentos de medición, condiciones y métodos de los ensayos para la determinación del SEER. Además de detallar el proceso de diseño del medidor de flujo de aire también se realizaron distintas pautas sobre el tipo de medidor utilizado para la medición de la temperatura en la cámara.

Al realizar la investigación de normas de métodos para determinación del coeficiente de desempeño energético y dimensionamiento de los componentes del banco de pruebas, se pudo constatar que en nuestro país no existen normas regulatorias vigentes, pero si una compatible con unidades de menos de 8 kW y destinados a funcionar a una presión estática externa de menos de 25 Pa, correspondiente al código NTE INEN-ISO 5151. Esta norma también especifica los métodos de prueba, sin embargo no profundiza como las normativas ASHRAE.

Por otro lado, tanto para la selección del tipo de aislamiento a utilizar y el espesor sugerido se comparó con otros tipos de aislamientos para la selección del más idóneo a nuestro proyecto, además de realizar una simulación de transferencia de calor para las paredes de la cámara donde se pudo estar seguro de que el coeficiente global de transferencia era el apropiado para esta aplicación.

Para la selección correcta de los implementos de medición consideró los rangos de exactitud y precisión sugeridos por la norma ASHRAE 37. Por tal motivo, la mayoría de los equipos no están disponibles en el mercado ecuatoriano.

Se realizó un análisis de costos considerando tanto los costos directos como los costos indirectos, para finalmente determinar que el proyecto de la cámara

psicrométrica asciende a un valor de \$ 42.183,00. Además, se determinó la rentabilidad del proyecto proyectando la inversión en 5 años a futuro, resultando un VAN igual a \$28,183.00 y un TIR del 22%, concluyendo que el proyecto es viable. Asumiendo que las pruebas son realizadas con continuidad para diferentes empresas.

#### **4.1. Recomendaciones**

Para el acondicionamiento de la cámara utilizamos una manejadora de aire (air handling unit), es necesario consultar con un especialista en instalación de estos equipos para que sean adaptados de forma correcta en la cámara sin perjudicar o alterar su diseño de distribución del aire en todo el espacio.

Además, se debe enseñar el tipo de ensamblaje de los paneles en la estructura a la empresa a cargo de proveer este material pues es necesario que sepan qué tipo de estructura vamos a aislar.

Se sugiere que en el montaje del banco de pruebas debe agregar un generador eléctrico para en casos de que exista un corte de suministro eléctrico y este se prolongue, así no perder las condiciones que se requiere.

Para el sistema de control se recomienda consultar con especialistas o de igual manera ser utilizado como tema de investigación para ESPOLE ya que este es un buen proyecto para aplicar lo aprendido en sistemas de control y adquisición de datos.

Para sistemas alternativos, como unidades de paquete, la cámara debe ser rediseñada con los requerimientos adecuados para que la instalación de estas unidades sea correcta y cumplan con las consideraciones de diseño del proyecto.

# BIBLIOGRAFÍA

- [1] Organización Mundial del Comercio, “El Comercio y el Desarrollo,” 2009.
- [2] Peralta, J., López, Á, Barriga, A., & Sosa, I. (2013), “Análisis Estadístico de la información meteorológica para la explotación de energías renovables en el Ecuador.,” 21 March 2014. [online]. Disponible: [http://www.researchgate.net/publication/262420217\\_Analisis\\_estadstico\\_de\\_la](http://www.researchgate.net/publication/262420217_Analisis_estadstico_de_la).
- [3] J. Erazo; H. Sánchez, “Estudio para mejora de la eficiencia energética del edificio gobierno zonal de Guayaquil mediante una simulación energética”, Trabajo final de graduación, Facultad de Ingeniería y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, 2015.
- [4] TechSci Research, “India Air Conditioners Market Forecast and Opportunities, 2020,” Junio 2015. [En línea]. Available: <https://www.techsciresearch.com/news/422-india-air-conditioners-market-to-witness-growth-of-over-10-until-2020.html>.
- [5] Dirección de Recursos Hídricos y Gestión Ambiental, «Anuario Meteorológico 2014,» Ambato-Ecuador, 2014.
- [6] B. e. d. Ecuador, “Consulta de Totales por Mandina,” mayo 2017. [En línea]. Available: <https://www.bce.fin.ec/comercioExterior/comercio/consultaTotXNandinaConGrafico.jsp>.
- [7] M. Prasad, Refrigeration and air conditioning, Delhi: New Age International, 2003.
- [8] S. Suyambazhahan, ENGINEERING PRACTICES, New Delhi: PHI Learning, 2012.
- [9] *Methods of testing for rating seasonal of unitary air conditioners and heat pumps*. Atlanta, ANSI/ASHRAE Standard 116-2010.
- [10] ARI, “ARI Standard 210/240-2005, Unitary air conditioning and air-source heat pump equipment,” ARI, E., 2005
- [11] *Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pump equipment*. Atlanta, ANSI/ASHRAE Standard 37-2009.
- [12] S. O. Lifferth, “Design and construction of a new psychrometric chamber”, Thesis master degree, Mechanical department, Oklahoma State University.
- [13] Cremaschi, L. and E. Lee (2008). "Design and Heat Transfer Analysis of a New Psychrometric Environmental Chamber for Heat Pump and Refrigeration Systems Testing." ASHRAE Transaction 114(2): 619-631.
- [14] CONDENSER 060KBTU 220-230/1/60 ST R410A, Everwell Inc., Miami,

2016.

- [15] M. Shawyer; F. Medina, “El uso de hielo en pequeñas embarcaciones de pesca”, FAO, Documento técnico de pesca. No. 436.
- [16] ANSI laboratory methods of testing fans for certified aerodynamic Performance Rating. Arlington Heights, IL: Air Movement and Control Association International, 2007.
- [17] Blackward-Inclined Blowers, Central Blower Company, City of Industry, California, 2003.
- [18] Standard Method for Temperature Measurement, ANSI/ASHRAE 41.1, 2013.
- [19] R. C. Bu, Analisis y Evaluación de proyectos de inversión, México: Limusa, 2005.

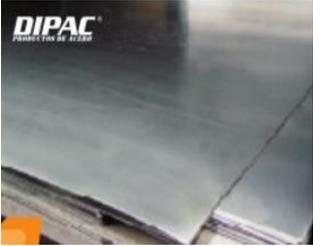
**APÉNDICE A**  
**EQUIPOS Y MATERIALES**

## Paredes y techo de la cámara

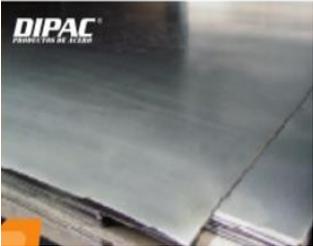
	<b>Modelo:</b>	Ecuapoliuretano
	<b>grosor del panel de LA PU:</b>	100 mm
	<b>Conductividad térmica</b>	0,24 W/ m <sup>2</sup> .k
	<b>Densidad media</b>	38 Kg/m <sup>3</sup>
	<b>Presión bearance</b>	1,6 T/2
	<b>Más alta temperatura de funcionamiento.</b>	60 ° C
	<b>Espesor de la placa de acero:</b>	0,5 mm
	<b>Dimensión: W x L</b>	1000 mm x 2000 mm
	<b>Peso del panel:</b>	11,5 Kg/m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia

## Piso de la cámara

	<b>Material:</b>	Plancha de acero A36
	<b>grosor de la plancha:</b>	2 mm
	<b>Conductividad térmica</b>	63,9 w/m k
	<b>Densidad media</b>	38 Kg/m <sup>3</sup>
	<b>norma de fabricación:</b>	NTE INEN 115
	<b>Dimensión: W x L</b>	1220 mmx2440 mm
	<b>Peso del panel:</b>	46,74 Kg/m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia

	<b>Material:</b>	Plancha Galvanizada
	<b>grosor de la plancha:</b>	1.1 mm
	<b>Conductividad térmica</b>	63.9 w/m k
	<b>Densidad media</b>	27 Kg/m <sup>3</sup>
	<b>norma de fabricación:</b>	NTE INEN 115
	<b>Dimensión: W x L</b>	1220 mmx2440 mm
	<b>Peso del panel:</b>	27.3 Kg/m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia

## Cuarto de entrada (Indoor room)

### Cámara receptora

#### 28/2 Psicrómetro con ventilación de ambos termómetros

	<b>Modelo:</b>	KS-TMB-2 (inoxidable)
	<b>Tipo:</b>	Alimentación automática de agua
	<b>Especulación:</b>	Ventilador centrífugo
	<b>Presión bearance</b>	1.6 T/2
	<b>Temperatura de Bulbo Seco:</b>	-20...+60 °C
	<b>Temperatura de Bulbo Húmedo:</b>	-20...+70 °C
	<b>Temperatura de rocío:</b>	-68 ... + 60 °C
	<b>Humedad Relativa:</b>	0 – 100 %HR
	<b>Peso:</b>	5.6 Kg.

Fuente: Elaboración propia

### Medidor de presión

	<b>Nombre:</b>	Medidor de presión diferencial
	<b>Tipo:</b>	Pt100 RTD Clase F0.1 IEC 60751
	<b>Rango de medición:</b>	-40...+60 °C (-40 ... 140 °F)
	<b>Exactitud:</b>	±1.5 % + 1 Pa
	<b>Temperatura de operación:</b>	-10...+50 °C
	<b>Temperatura de almacenamiento:</b>	-20...+70 °C
	<b>Rango de operación de humedad:</b>	0 to 95 % rH

Fuente: Elaboración propia

### Medidor de temperatura

	<b>Nombre:</b>	Termómetro de Resistencia
	<b>Tipo:</b>	Pt100 RTD Clase F0.1 IEC 60751
	<b>Rango:</b>	-40...+60 °C (-40 ... 140 °F)
	<b>Entrada:</b>	0 ... +70 °C (32 ... 140 °F)
	<b>Salida:</b>	10 ... 35 V CC
	<b>Exactitud:</b>	± 0.2 °C (± 0.36 °F)

Fuente: Elaboración propia

## Medidor de humedad

	<b>Nombre:</b>	Medidor de humedad
	<b>Tipo:</b>	HUMICAP 180R o 180RC
	<b>Rango:</b>	0 – 100 %HR
	<b>Entrada:</b>	- 60.00°C
	<b>Salida:</b>	0 - 10 V
	<b>Exactitud:</b>	+15 ... +25 °C (59 ... +77 °F) ±1 % HR (0 ... 90 %)

Fuente: Elaboración propia

## Blower

	<b>Modelo:</b>	A120
	<b>Voltaje:</b>	230 V 50 Hz
	<b>Potencia:</b>	150 W
	<b>Flujo de aire:</b>	0 - 600m3/h (0 - 350 CFM)
	<b>RPM:</b>	2800 r/min
	<b>Dimensión:</b>	250mm x 195 mm x245 mm
	<b>Peso:</b>	4 KG

Fuente: Elaboración propia

## Variador de frecuencia

	<b>Modelo:</b>	ACS510
	<b>Potencia nominal:</b>	4 kW
	<b>Voltaje de entrada:</b>	3~ 380...480 V
	<b>Frecuencia de entrada:</b>	48...63 Hz
	<b>Voltaje de salida:</b>	3~ 0...U1V
	<b>Frecuencia de salida:</b>	0...50 Hz

Fuente: Elaboración propia

## Medidor de flujo de aire

	<b>Modelo:</b>	A1100
	<b>Voltaje:</b>	415V 50Hz
	<b>Potencia:</b>	4 KW
	<b>Flujo de aire:</b>	200 – 5000 m3/h
	<b>RPM:</b>	2800 r/min
	<b>Dimensión:</b>	43cm x 42 cm x 41 cm
	<b>Peso:</b>	19.6 KG

Fuente: Elaboración propia

## Variador de frecuencia

	<b>Modelo:</b>	ACS510
	<b>Potencia nominal:</b>	4 kW
	<b>Voltaje de entrada:</b>	3~ 380...480 V
	<b>Frecuencia de entrada:</b>	48...63 Hz
	<b>Voltaje de salida:</b>	3~ 0...U1V
	<b>Frecuencia de salida:</b>	0...50 Hz

Fuente: Elaboración propia

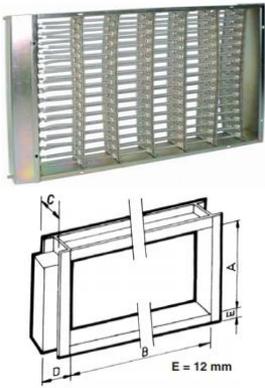
## Acondicionador de Cuarto

### Rejilla de Retorno con damper

	<b>Modelo:</b>	Rejilla de retorno
	<b>Código:</b>	103.24.12
	<b>Dimensión:</b>	24" x 12"
	<b>Descripción:</b>	Fabricado en chapa de acero, decapado, fosfatizado, pintura base por inmersión, acabado en pintura epóxica secada al horno, color blanco.

Fuente: Elaboración propia

## Resistencia eléctrica (heater)

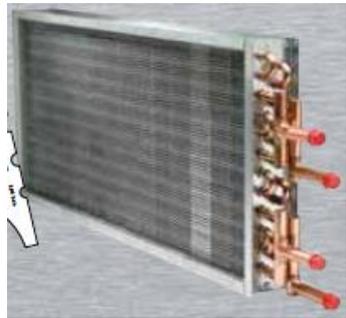
	<b>Modelo:</b>	MSRM-20
	<b>N. de resistencias:</b>	15
	<b>Potencia:</b>	20 kW
	<b>N. de Etapas:</b>	5
	<b>RPM:</b>	2800 r/min
	<b>Dimensión: A x B x C x D</b>	387mm x 470mm x 70mm x 46mm
	<b>Peso:</b>	19.6 KG

Fuente: Elaboración propia

## Humificador de tipo inyección

	<b>Modelo:</b>	Esco 20
	<b>Presión de vapor:</b>	15psi (1.034Bar)
	<b>Velocidad:</b>	500fpm (2.54m/s)
	<b>Flujo másico:</b>	500 kg/h
	<b>Dimensión del ducto de aire:</b>	4,000 mm
	<b>Distancia de tiro de vapor:</b>	2 ft (0.609m)

### Serpentín de calentador (humificador)

	<b>Modelo:</b>	HW 12 L 03 A 8 24x30 RH
	<b>N. de tubos:</b>	20
	<b>N. de pasos:</b>	2
	<b>Potencia:</b>	17 Kw
	<b>Dimensión: W x H x L</b>	300 mm x 100 mm x 600 mm
	<b>Material:</b>	Cañería de cobre de ½ pulg. De diámetro

Fuente: Elaboración propia

### Calentador de agua para el humificador (indoor)

	<b>Modelo:</b>	ECO Smart (eco18)
	<b>capacidad de producción de vapor:</b>	200kg/h a 11bar
	<b>consumo de combustible máx.:</b>	12L/h
	<b>Potencia:</b>	7 Kw
	<b>Voltaje:</b>	230V, 60Hz, 3 fases
	<b>tiempo de calentamiento:</b>	8min
	<b>Dimensión: W x H x L</b>	3500x2000x2450mm
	<b>Peso:</b>	1950kg

Fuente: Elaboración propia

### Variador de frecuencia

	<b>Modelo:</b>	ACS510
	<b>Potencia Nominal:</b>	4 kW
	<b>Voltaje de entrada:</b>	3~ 380...480 V
	<b>Frecuencia de entrada:</b>	48...63 Hz
	<b>Voltaje de salida:</b>	3~ 0...U1V
	<b>Frecuencia de salida:</b>	0...50 Hz

Fuente: Elaboración propia

## 28/2 Psicrómetro con ventilación de ambos termómetros

	<b>Modelo:</b>	KS-TMB-2 (inoxidable)
	<b>Tipo:</b>	Alimentación automática de agua
	<b>Especulación:</b>	Ventilador centrífugo
	<b>Presión bearance:</b>	1.6 T/2
	<b>Temperatura de Bulbo Seco:</b>	-20...+60 °C
	<b>Temperatura de Bulbo Húmedo:</b>	-20...+70 °C
	<b>Temperatura de rocío:</b>	-68 ... + 60 °C
	<b>Humedad Relativa:</b>	0 – 100 %HR
	<b>Peso:</b>	5.6 Kg.

Fuente: Elaboración propia

## Medidor de presión

	<b>Nombre:</b>	Medidor de presión diferencial
	<b>Tipo:</b>	Pt100 RTD Clase F0.1 IEC 60751
	<b>Rango de medición:</b>	-40...+60 °C (-40 ... 140 °F)
	<b>Exactitud:</b>	±1.5 % + 1 Pa
	<b>Temperatura de operación:</b>	-10...+50 °C
	<b>Temperatura de almacenamiento:</b>	-20...+70 °C
	<b>Rango de operación de humedad:</b>	0 to 95 % rH

Fuente: Elaboración propia

## Medidor de temperatura

	<b>Nombre:</b>	Termómetro de Resistencia
	<b>Tipo:</b>	Pt100 RTD Clase F0.1 IEC 60751
	<b>Rango:</b>	-40...+60 °C (-40 ... 140 °F)
	<b>Entrada:</b>	0 ... +70 °C (32 ... 140 °F)
	<b>Salida:</b>	10 ... 35 V CC
	<b>Exactitud:</b>	± 0.2 °C (± 0.36 °F)

Fuente: Elaboración propia

## Medidor de humedad

	<b>Nombre:</b>	Medidor de humedad
	<b>Tipo:</b>	HUMICAP 180R o 180RC
	<b>Rango:</b>	0 – 100 %HR
	<b>Entrada:</b>	- 60.00°C
	<b>Salida:</b>	0 - 10 V
	<b>Exactitud:</b>	+15 ... +25 °C (59 ... +77 °F) ±1 % HR (0 ... 90 %)

Fuente: Elaboración propia

## Blower

	<b>Modelo:</b>	A120
	<b>Voltaje:</b>	230 V 50 Hz
	<b>Potencia:</b>	150 W
	<b>Flujo de aire:</b>	0 - 600m <sup>3</sup> /h (0 - 350 CFM)
	<b>RPM:</b>	2800 r/min
	<b>Dimensión:</b>	250mm x 195 mm x245 mm
	<b>Peso:</b>	4 KG

Fuente: Elaboración propia

## Variador de frecuencia

	<b>Modelo:</b>	ACS510
	<b>Potencia nominal:</b>	4 kW
	<b>Voltaje de entrada:</b>	3~ 380...480 V
	<b>Frecuencia de entrada:</b>	48...63 Hz
	<b>Voltaje de salida:</b>	3~ 0...U1V
	<b>Frecuencia de salida:</b>	0...50 Hz

Fuente: Elaboración propia

## Cuarto de salida (Outdoor room)

### Cámara receptora

#### 28/2 Psicrómetro con ventilación de ambos termómetros

	<b>Modelo:</b>	KS-TMB-2 (inoxidable)
	<b>Tipo:</b>	Alimentación automática de agua
	<b>Especificación:</b>	Ventilador centrífugo
	<b>Presión bearance</b>	1.6 T/2
	<b>Temperatura de Bulbo Seco:</b>	-20...+60 °C
	<b>Temperatura de Bulbo Húmedo:</b>	-20...+70 °C
	<b>Temperatura de rocío:</b>	-68 ... + 60 °C
	<b>Humedad Relativa:</b>	0 – 100 %HR
	<b>Peso:</b>	5.6 Kg.

Fuente: Elaboración propia

### Medidor de presión

	<b>Nombre:</b>	Medidor de presión diferencial
	<b>Tipo:</b>	Pt100 RTD Clase F0.1 IEC 60751
	<b>Rango de medición:</b>	-40...+60 °C (-40 ... 140 °F)
	<b>Exactitud:</b>	±1.5 % + 1 Pa
	<b>Temperatura de operación:</b>	-10...+50 °C
	<b>Temperatura de almacenamiento:</b>	-20...+70 °C
	<b>Rango de operación de humedad:</b>	0 to 95 % rH

Fuente: Elaboración propia

### Medidor de temperatura

	<b>Nombre:</b>	Termómetro de Resistencia
	<b>Tipo:</b>	Pt100 RTD Clase F0.1 IEC 60751
	<b>Rango:</b>	-40...+60 °C (-40 ... 140 °F)
	<b>Entrada:</b>	0 ... +70 °C (32 ... 140 °F)
	<b>Salida:</b>	10 ... 35 V CC
	<b>Exactitud:</b>	± 0.2 °C (± 0.36 °F)

Fuente: Elaboración propia

## Medidor de humedad

	<b>Nombre:</b>	Medidor de humedad
	<b>Tipo:</b>	HUMICAP 180R o 180RC
	<b>Rango:</b>	0 – 100 %HR
	<b>Entrada:</b>	- 60.00°C
	<b>Salida:</b>	0 - 10 V
	<b>Exactitud:</b>	+15 ... +25 °C (59 ... +77 °F) ±1 % HR (0 ... 90 %)

Fuente: Elaboración propia

## Blower

	<b>Modelo:</b>	A120
	<b>Voltaje:</b>	230 V 50 Hz
	<b>Potencia:</b>	150 W
	<b>Flujo de aire:</b>	0 - 600m3/h (0 - 350 CFM)
	<b>RPM:</b>	2800 r/min
	<b>Dimensión:</b>	250mm x 195 mm x245 mm
	<b>Peso:</b>	4 KG

Fuente: Elaboración propia

## Variador de frecuencia

	<b>Modelo:</b>	ACS510
	<b>Potencia nominal:</b>	4 kW
	<b>Voltaje de entrada:</b>	3~ 380...480 V
	<b>Frecuencia de entrada:</b>	48...63 Hz
	<b>Voltaje de salida:</b>	3~ 0...U1V
	<b>Frecuencia de salida:</b>	0...50 Hz

Fuente: Elaboración propia

## Medidor de flujo de aire

	<b>Modelo:</b>	A1100
	<b>Voltaje:</b>	415V 50Hz
	<b>Potencia:</b>	4 KW
	<b>Flujo de aire:</b>	200 – 5000 m3/h
	<b>RPM:</b>	2800 r/min
	<b>Dimensión:</b>	43cm x 42 cm x 41 cm
	<b>Peso:</b>	19.6 KG

Fuente: Elaboración propia

### Variador de frecuencia

	<b>Modelo:</b>	ACS510
	<b>Potencia nominal:</b>	4 kW
	<b>Voltaje de entrada:</b>	3~ 380...480 V
	<b>Frecuencia de entrada:</b>	48...63 Hz
	<b>Voltaje de salida:</b>	3~ 0...U1V
	<b>Frecuencia de salida:</b>	0...50 Hz

Fuente: Elaboración propia

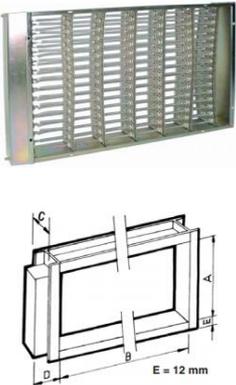
### Acondicionador de Cuarto

#### Rejilla de Retorno con damper

	<b>Modelo:</b>	103.24.12
	<b>Código:</b>	103.24.12
	<b>Dimensión:</b>	24" x 12"
	<b>Descripción:</b>	Fabricado en chapa de acero, decapado, fosfatizado, pintura base por inmersión, acabado en pintura epóxica secada al horno, color blanco.

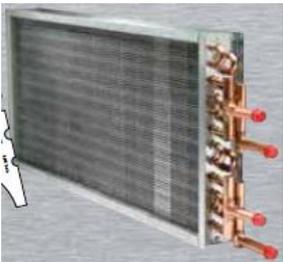
Fuente: Elaboración propia

### Resistencia eléctrico (heater)

	<b>Modelo:</b>	MSRM-20
	<b>N. de resistencias:</b>	15
	<b>Potencia:</b>	20 kW
	<b>N. de Etapas:</b>	5
	<b>RPM:</b>	2800 r/min
	<b>Dimensión: A x B x C x D</b>	387mm x 470mm x 70mm x 46mm
	<b>Peso:</b>	19.6 KG

Fuente: Elaboración propia

### Serpentín de enfriamiento (humificador)

	<b>Modelo:</b>	HW 12 L 03 A 8 24x30 RH
	<b>N. de tubos:</b>	20
	<b>N. de pasos:</b>	2
	<b>Potencia:</b>	17 Kw
	<b>Dimensión: W x H x L</b>	300 mm x 100 mm x 600 mm
	<b>Material:</b>	Cañería de cobre de ½ pulg. De diámetro

Fuente: Elaboración propia

### Calentador de agua para el humidificador (indoor)

	<b>Modelo:</b>	ECO Smart (eco18)
	<b>capacidad de producción de vapor:</b>	200kg/h a 11bar
	<b>consumo de combustible máx.:</b>	12L/h
	<b>Potencia:</b>	7 Kw
	<b>Voltaje:</b>	230V, 60Hz, 3 fases
	<b>tiempo de calentamiento:</b>	8min
	<b>Dimensión: W x H x L</b>	3500x2000x2450mm
	<b>Peso:</b>	1950kg

Fuente: Elaboración propia

### Variador de frecuencia

	<b>Modelo:</b>	ACS510
	<b>Potencia nominal:</b>	4 kW
	<b>Voltaje de entrada:</b>	3~ 380...480 V
	<b>Frecuencia de entrada:</b>	48...63 Hz
	<b>Voltaje de salida:</b>	3~ 0...U1V
	<b>Frecuencia de salida:</b>	0...50 Hz

Fuente: Elaboración propia

**APÉNDICE B**  
**DIMENSIONAMIENTO DE**  
**EQUIPOS**

Calor total en el cuarto de entrada.

$$Q_T = Q_{Unidad\ Eva.} - (Q_{paredes} + Q_{Equipos})$$

$$Q_{paredes}'' = \frac{\Delta T}{R_{conv.ac.} + R_{cond.ac.} + R_{cond.aisl.} + R_{cond.ac.}}$$

$$Q_{paredes}'' = \frac{(30 - 24)^\circ C}{\frac{1}{100} + \frac{6 \times 10^{-3} m}{63.9 \frac{W}{m.k}} + 4.17 \frac{m^2 k}{W} + \frac{6 \times 10^{-3} m}{63.9 \frac{W}{m.k}}}$$

$$Q_{paredes}'' = 1.32 \frac{W}{m^2}$$

$$Q_{paredes} = Q_{paredes}'' \times A$$

$$Q_{paredes} = 1.32 \frac{W}{m^2} \times 150 m^2$$

$$Q_{paredes} = 198 W$$

$$Q_{Equipos} = 8hx(150wx2 + 4000wx2) \times 5\%$$

$$Q_{Equipos} = 332 W$$

$$Q_T = 17584 W - (198 W + 332 W)$$

$$Q_T = 17054 W$$

a. Cálculos para determinación del serpentín de enfriamiento.

Datos:

$$Q_{ganado} = Q_{perdido} = 60000 \frac{Btu}{h} \rightarrow 17584 W$$

$$v_{agua} = v_1 = 4 fpm$$

$$N = 20$$

Aire:

$$T_{entrada} = T_{ci} = 14^\circ C$$

$$T_{salida} = T_{co} = 25^\circ C$$

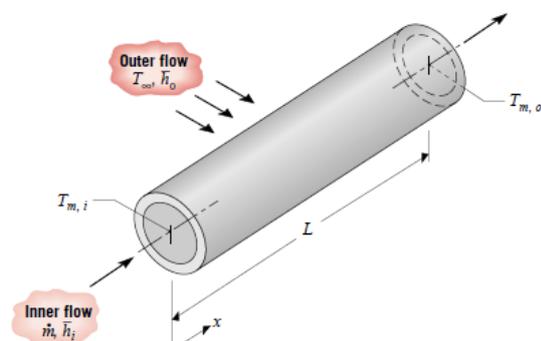
Agua:

$$T_{entrada} = T_{hi} = 130^\circ C$$

$$D_{tuberia\ de\ cobre} = D = \frac{1}{2} pulg. \rightarrow 12.7 mm$$

$$\dot{m}_{agua} = \rho \times A \times v$$

$$\dot{m}_{agua} = 1000 \frac{kg}{m^3} \times \left( \pi \times \frac{(0.00127)^2}{4} \right) \times 0.02 m/s$$



Fuente: Incropera, 2016

$$\dot{m}_{agua} = 7.722 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{T\text{ agua}} = 7.722 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 10$$

$$\dot{m}_{T\text{ agua}} = 0.07722 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{Ho} = T_{Hi} - \frac{Q}{\dot{m}_{agua} \times c_{p\text{ agua}}}$$

$$T_{Ho} = 403 \text{ K} - \frac{17584 \text{ W}}{0.07722 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4188 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}}$$

$$T_{Ho} = 324.218 \text{ K} \rightarrow 51.218 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = \dot{m}_{aire} \times c_{p\text{ aire}} (T_{co} - T_{ci})$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{Q}{c_{p\text{ aire}} (T_{co} - T_{ci})}$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{17584 \text{ W}}{1.00685 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} (25^\circ\text{C} - 14^\circ\text{C})}$$

$$\dot{m}_{aire} = 1.94 \text{ kg/s}$$

$$Re = \frac{4\dot{m}_{agua}}{\pi \times Di \times \mu}$$

$$Re = \frac{4 (7.722 \times 10^{-2} \text{ kg/s})}{\pi \times (12.7 \times 10^{-3} \text{ m}) \times 306 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2}$$

$$Re = 49144.64$$

$$Nu_D = 0.023 \times Re^{4/5} \times Pr^{0.3}$$

$$Nu_D = 0.023 \times (49144.64)^{4/5} \times (1.7)^{0.3}$$

$$Nu_D = 161.09$$

**Flujo Interno:**

$$hi = Nu_D \times \frac{K}{D}$$

$$hi = 161.09 \times \frac{677 \times 10^{-3}}{12.7 \times 10^{-3}}$$

$$hi = 8587.63 \text{ W/m}^2\text{K}$$

**Flujo Externo:**

$$\dot{m}_{aire} = \dot{V} \times \rho$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho}$$

$$\dot{V} = \frac{1.94 \text{ kg/s}}{1.2 \text{ kg/m}^3}$$

$$\dot{V} = 1.58 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_2 = \frac{\dot{V}}{A_{seccion \text{ serpentin}}}$$

$$v_2 = \frac{1.58 \text{ m}^3/\text{s}}{0.2 \text{ m}^2}$$

$$v_2 = 9.875 \text{ m/s}$$

$$\bar{V}_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} v_2$$

$$\bar{V}_{max} = \frac{66.6 \text{ mm}}{((66.6 \text{ mm} - 12.7 \text{ mm}))} \times (9.875 \text{ m/s})$$

$$\bar{V}_{max} = 12.20 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho \times \bar{V}_{max} \times D}{\mu}$$

$$Re = \frac{\left(1. \frac{2 \text{ kg}}{\text{m}^3}\right) \left(12.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \times 12.7 \times 10^{-3} \text{ m}}{180.85 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2}$$

$$Re = 10280.79$$

$$Nu_D = 0.27 \times Re^{0.63} \times Pr^{0.6} \times \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4}$$

$$Nu_D = 0.27 \times (10280.79)^{0.63} \times (0.71)^{0.6} \times \left(\frac{0.71}{0.695}\right)^{1/4}$$

$$Nu_D = 317.68$$

$$ho = Nu_D \times \frac{K}{D}$$

$$ho = 317.68 \times \frac{25.7 \times 10^{-3}}{12.7 \times 10^{-3}}$$

$$ho = 642.86 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{8587.63 \text{ W/m}^2\text{k}} + \frac{1}{642.86 \text{ W/m}^2\text{k}}}$$

$$U = 598.08 \text{ W/m}^2\text{k}$$

$$\Delta T_{mCF} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}\right)}$$

$$\Delta T_{mCF} = \frac{(130^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) - (51,22^\circ\text{C} - 14^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{130^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}}{51,22^\circ\text{C} - 14^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{mCF} = 65.35^\circ\text{C}$$

$$T_{hi} = T1; \quad T_{ho} = T_o;$$

$$T_{ci} = t1; \quad T_{co} = t_o;$$

$$P = \frac{t_o - t1}{T1 - t1}$$

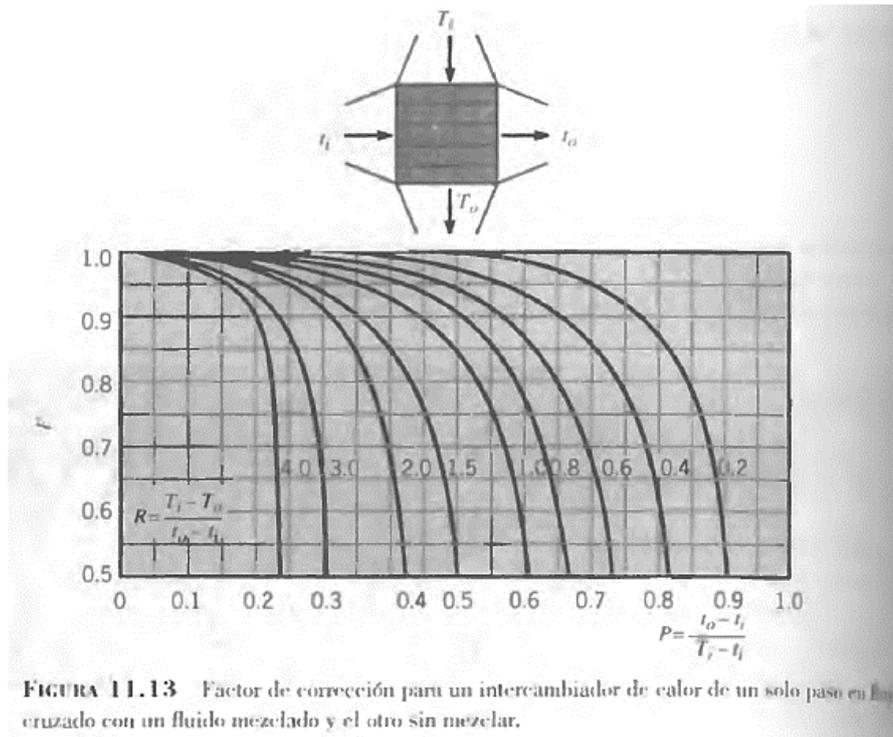
$$P = \frac{25^\circ\text{C} - 14^\circ\text{C}}{130^\circ\text{C} - 14^\circ\text{C}}$$

$$P = 0.09$$

$$R = \frac{T1 - T_o}{t_o - t1}$$

$$R = \frac{130^\circ\text{C} - 51.2^\circ\text{C}}{25^\circ\text{C} - 14^\circ\text{C}}$$

$$R = 7.17$$



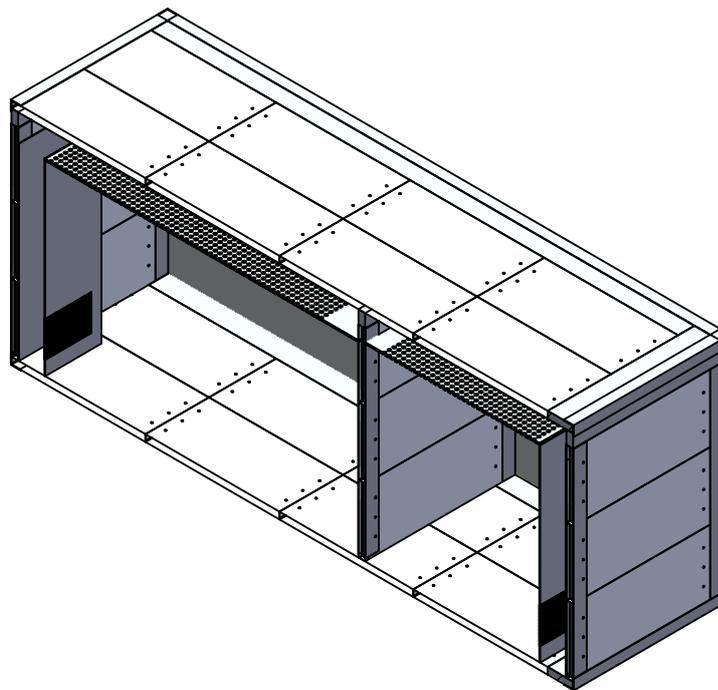
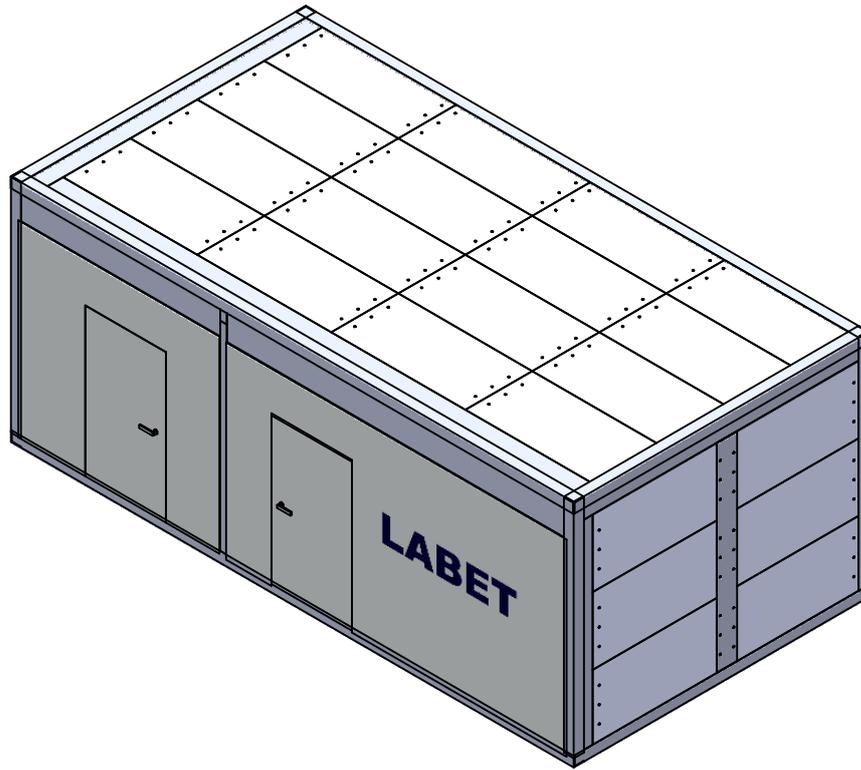
$$F = 0.98$$

$$L = \frac{Q}{U \times N \times \pi \times D \times F \times \Delta T}$$

$$L = \frac{17584 \text{ W}}{598.08 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 20 \times \pi \times 12.7 \times 10^{-3} \text{ m} \times 0.98 \times 65.35 \text{ K}}$$

$$L = 0.50 \text{ m}$$

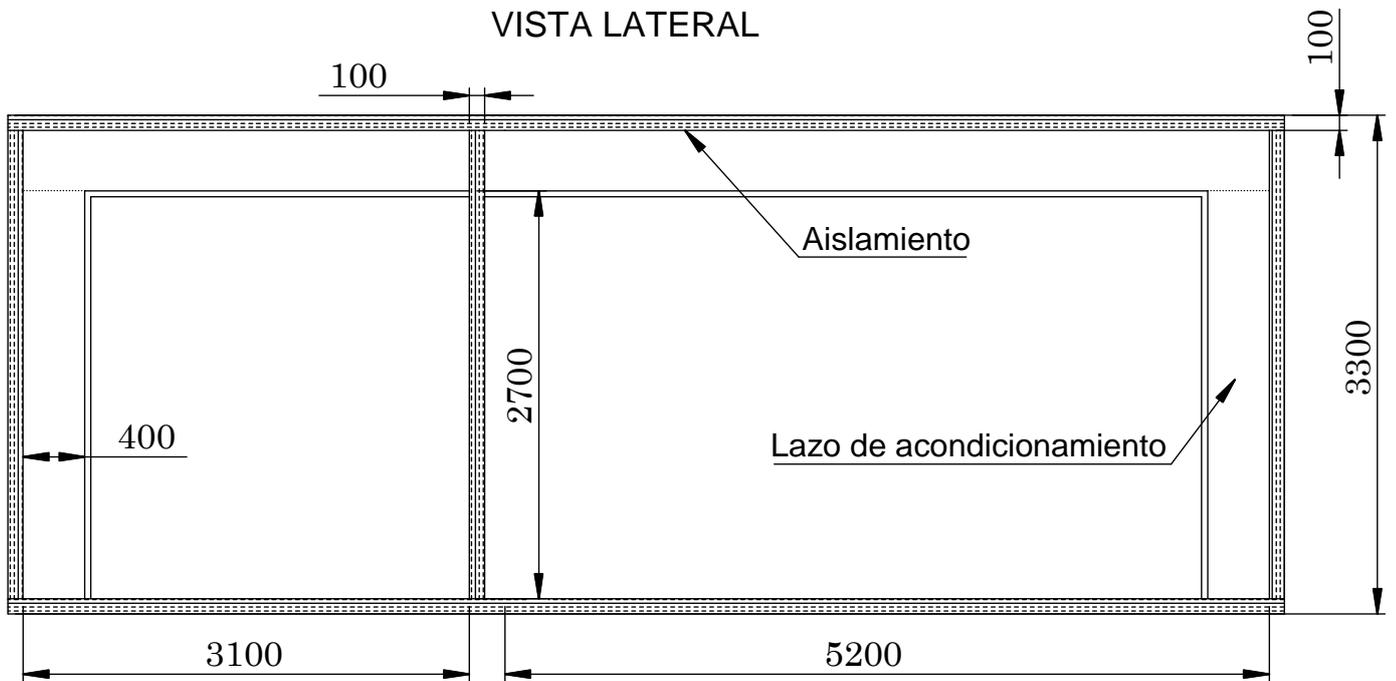
**APÉNDICE C**  
**PLANOS ESQUEMÁTICOS**



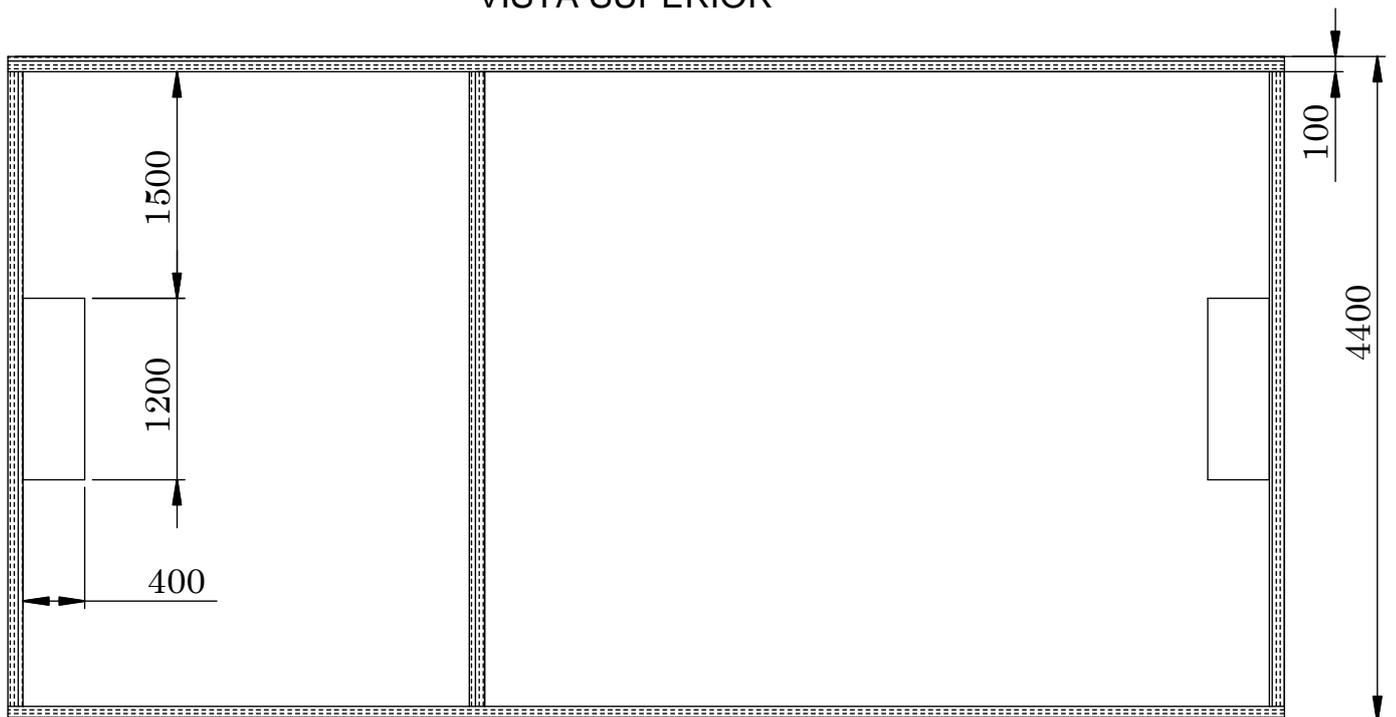
Diseñado por: Joel Ordoñez	Revisado por: Guillermo Soriano	Revisión: 0.0	Aprobado por: Guillermo Soriano	Fecha: 28/08/2017
-------------------------------	------------------------------------	------------------	------------------------------------	----------------------

<h1>ESPOL</h1>	Contenido: Cámara psicrométrica completo y sección		
	Proyecto: Banco de pruebas para unidades de aire acondicionado	Escala: 1:80	Hoja: 1/1

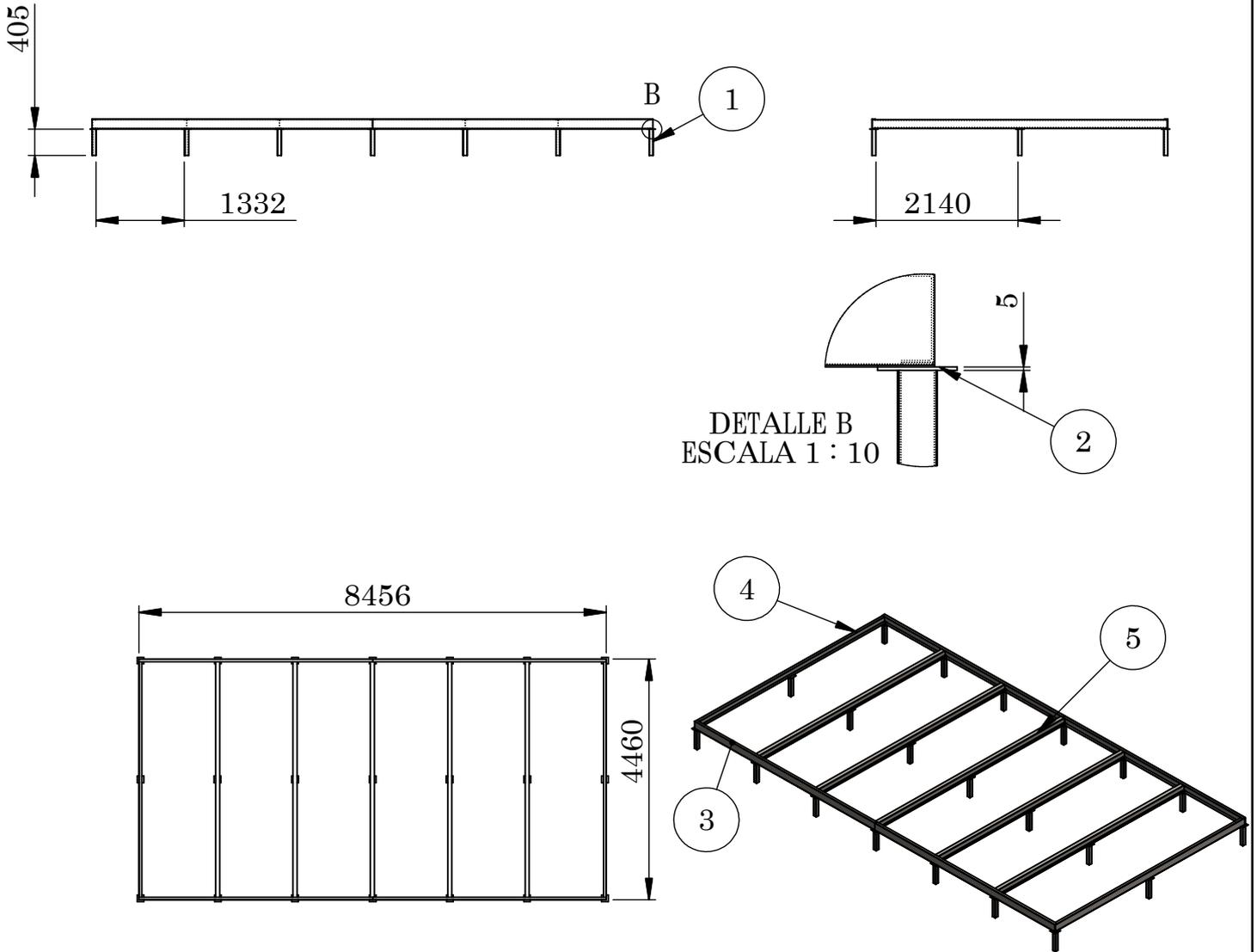
VISTA LATERAL



VISTA SUPERIOR



Diseñado por: <b>Joel Ordoñez</b>	Revisado por: <b>Guillermo Soriano</b>	Revisión: 0.0	Aprobado por: <b>Guillermo Soriano</b>	Fecha: 28/08/2017
<h1>ESPOL</h1>		Contenido: Dimensiones cámara psicrométrica		
		Proyecto: Banco de pruebas para unidades de aire acondicionado	Escala: 1:20	Hoja: 1/1



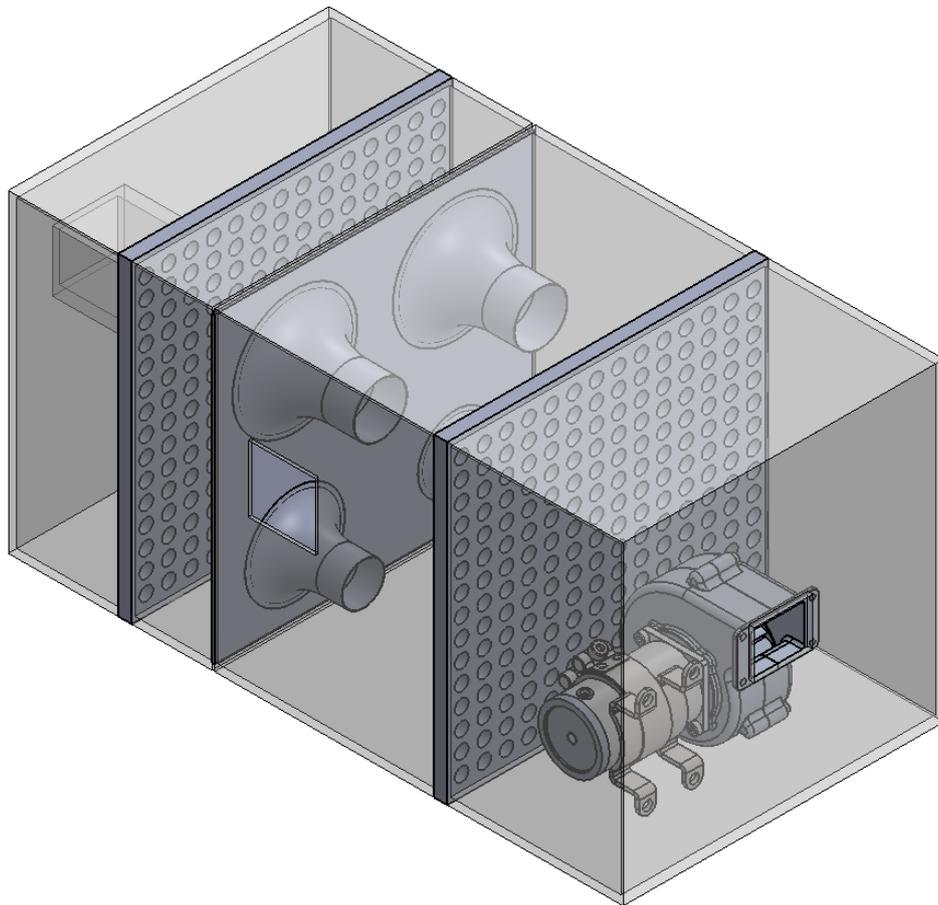
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Columna	Tuberías cuadrada estructural (150x5)	21
2	placa de apoyo	Placa (120x120x5 mm)	21
3	Canal	Canal HB (150X50 mm) 4.2 m	4
4	Canal	Canal HB (150x50 mm) 4.4 m	2
5	Viga H 140	Viga IPE 140 (4.2 m)	5

Diseñado por: Joel Ordoñez	Revisado por: Guillermo Soriano	Revisión: 0.0	Aprobado por: Guillermo Soriano	Fecha: 28/08/2017
-------------------------------	------------------------------------	------------------	------------------------------------	----------------------

# ESPOL

Contenido:  
Base estructural

Proyecto: Banco de pruebas para unidades de aire acondicionado	Escala: 1:160	Hoja: 1/1
---	------------------	--------------



Diseñado por:

Joel Ordoñez

Revisado por:

Guillermo Soriano

Revisión:

0.0

Aprobado por:

Guillermo Soriano

Fecha:

28/08/2017

# ESPOL

Contenido:

Cámara medidora de flujo de aire

Proyecto:

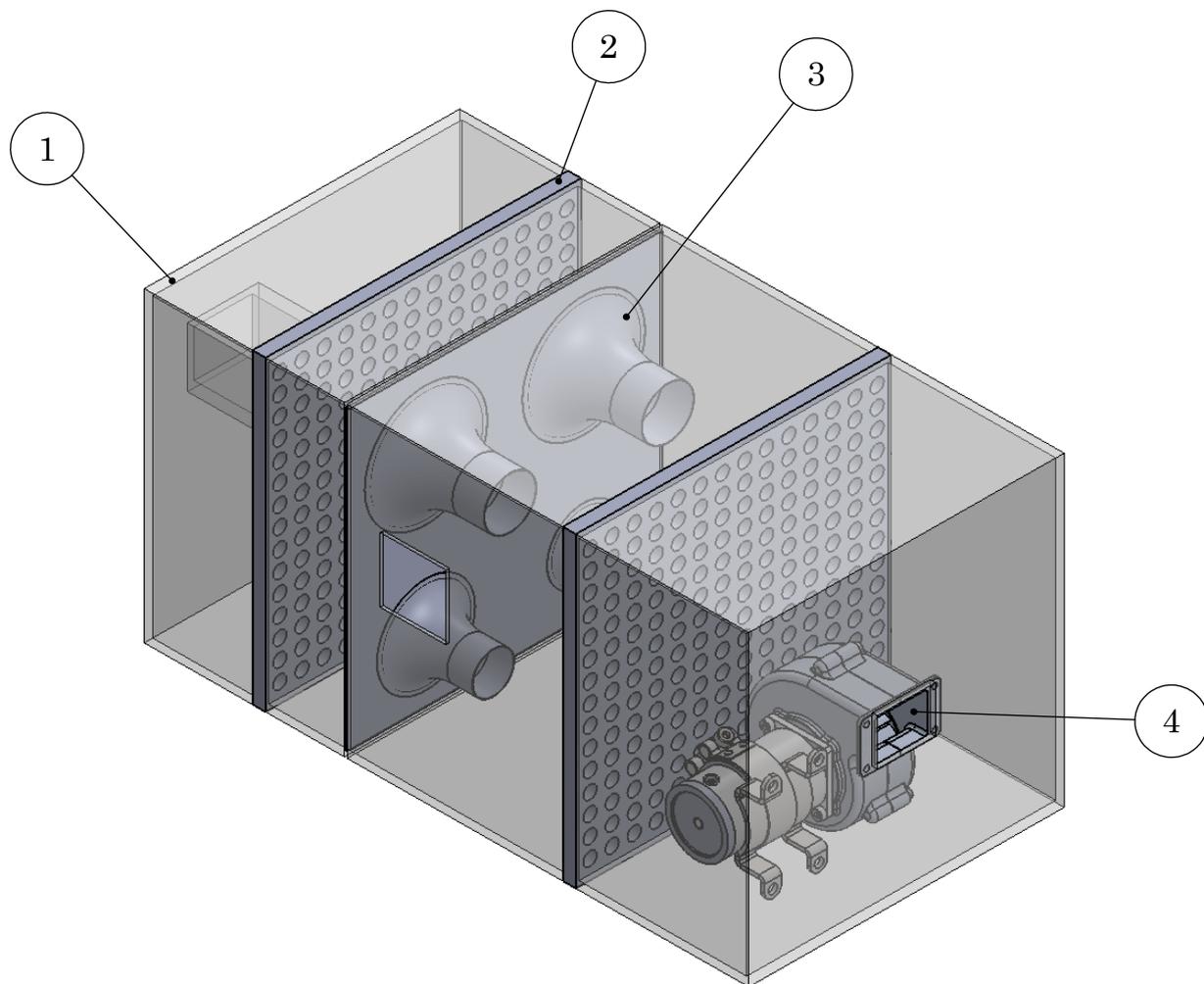
Banco de pruebas para unidades de aire acondicionado

Escala:

1:20

Hoja:

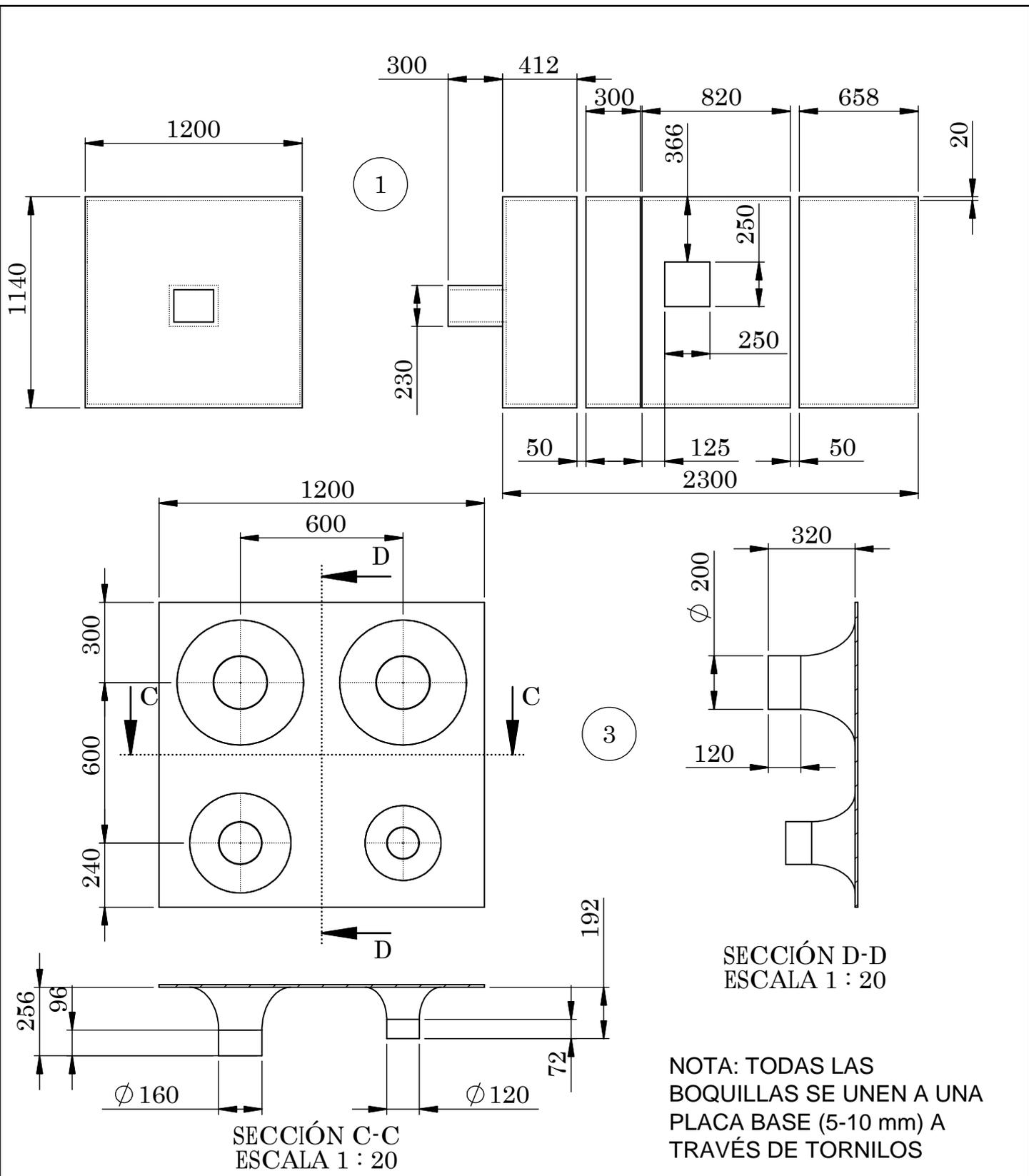
1/3



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Cámara de prueba	Material: Chapa metálica ó acrilico	1
2	Difusores (Honeycomb)	Acero inoxidable, aluminio ó acero dulce	2
3	Boquillas (Nozzle)	Acero inoxidable o aluminio	1
4	Soplador (Blower)	12 BI-Central Blower Company	1

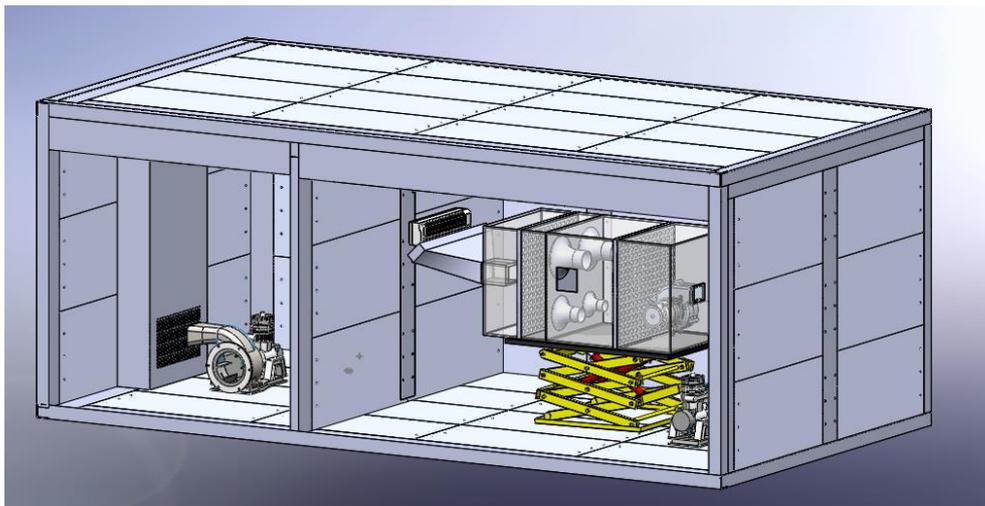
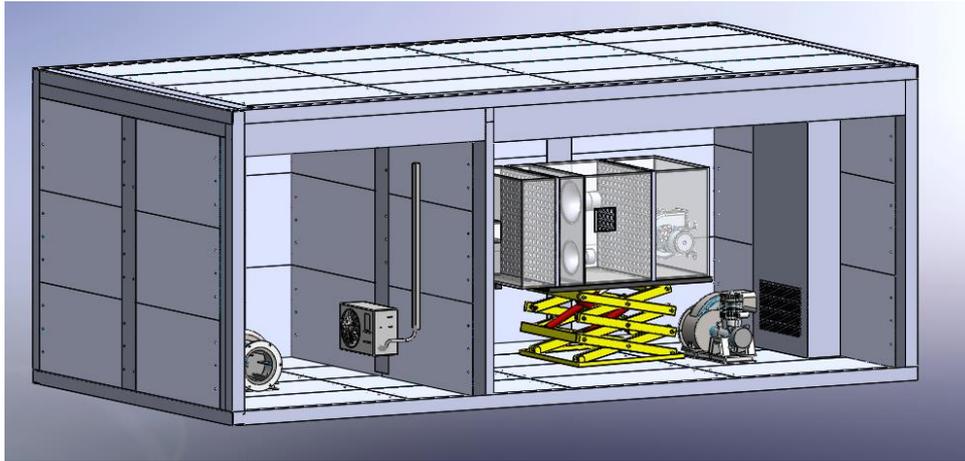
Diseñado por: <b>Joel Ordoñez</b>	Revisado por: <b>Guillermo Soriano</b>	Revisión: <b>0.0</b>	Aprobado por: <b>Guillermo Soriano</b>	Fecha: <b>28/08/2017</b>
--------------------------------------	---	-------------------------	---	-----------------------------

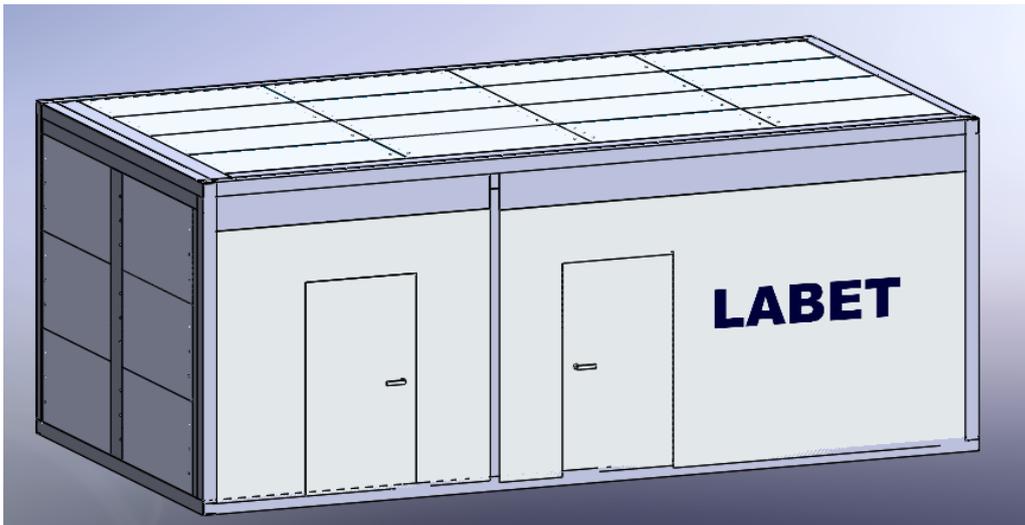
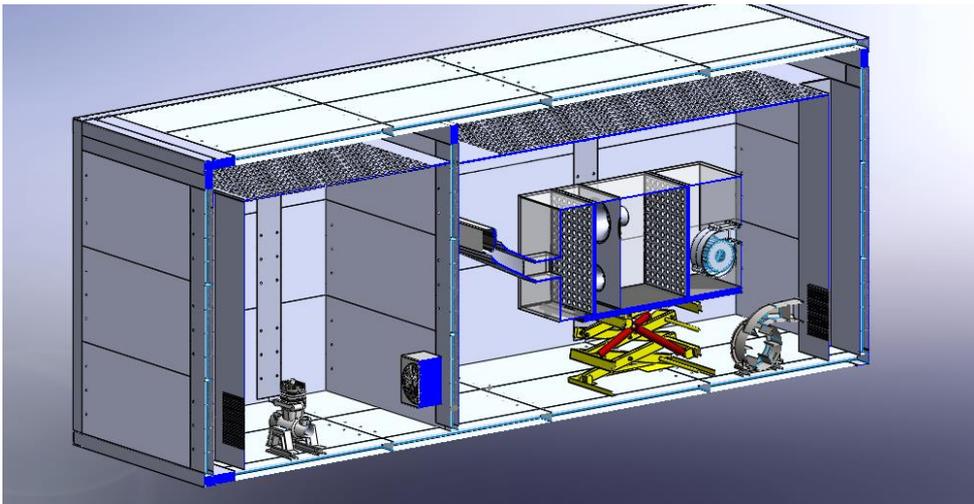
<h1>ESPOL</h1>	Contenido: Cámara medidora de flujo de aire		
	Proyecto: Banco de pruebas para unidades de aire acondicionado	Escala: <b>1:20</b>	Hoja: <b>2/3</b>



Diseñado por: <b>Joel Ordoñez</b>	Revisado por: <b>Guillermo Soriano</b>	Revisión: <b>0.0</b>	Aprobado por: <b>Guillermo Soriano</b>	Fecha: <b>28/08/2017</b>
<b>ESPOL</b>	Contenido: Dimensiones: Cámara medidora y boquillas			
	Proyecto: Banco de pruebas para unidades de aire acondicionado		Escala: <b>1:20</b>	Hoja: <b>3/3</b>

**APÉNDICE D**  
**MODELADO EN 3D**





**APÉNDICE E**  
**FORMULAS PARA LA**  
**EFICIENCIA**

## E.1 Enfriamiento en estado estable

La evaluación de la capacidad de enfriamiento del lado interno de la cámara se la calcula de la suma del calor latente con el calor sensible. A continuación:

$$\dot{q}_{sci} = 60 \cdot \frac{Q_{mi}(C_{pa1}t_{a1} - C_{pa2}t_{a2})}{[v'_n(1+W_n)]} ; \text{ Calor sensible}$$

Donde:

$$C_{pa} = 0,224 + 0,444W_n$$

$$\dot{q}_{lci} = \frac{63600 \cdot Q_{mi}(W_{i1} - W_{i2})}{[v'_n(1+W_n)]} ; \text{ Calor latente}$$

$$\dot{q}_{tci} = \dot{q}_{sci} + \dot{q}_{lci} = \frac{60 \cdot Q_{mi}(h_{a1} - h_{a2})}{[v'_n(1+W_n)]} ; \text{ Calor Total}$$

Las capacidades de enfriamiento serán calculadas por:

### - Evaluación del serpentín seco

$$\dot{q}_{lci} = 0$$

$$\dot{q}_{tci} = \dot{q}_{sci}$$

La tasa de eficiencia energética en estado estable se halla por:

$$[EER]_{ss} = \dot{q}_{tci} / \dot{E}_t$$

Donde:

$\dot{E}_t$  es la potencia de entrada total

Ciclo de enfriamiento

Se analizará la capacidad de enfriamiento para el serpentín seco.

$$\dot{q}_{cyc} = \frac{60 \cdot Q_{mi} C_{pa} T}{[v'_n(1+W_n)]}$$

Donde:

$Q_{mi}$ ,  $C_{pa}$ ,  $v'_n$  y  $W_a$  se los determina en test de estado estable.

$$T = \int_0^{\theta_I} [t_{a1}(\theta) - t_{a2}(\theta)] d\theta$$

Donde:

$$q_{cyc} = \dot{q}_{cyc} + q_{ts}$$

$$q_{ts} = mc_{pm}[t_m(0) - t_m(\theta_I)]$$

Donde:  $t_m(0)$  es la temperatura del dispositivo de almacenamiento térmico al comienzo del ciclo de tiempo ON y  $t_m(\theta_I)$  es la temperatura al final del tiempo  $\theta_I$ .

La tasa de eficiencia de energía del ciclo se determina:

$$CLF = q_{cyc} / (\dot{q}_{tci} \cdot \theta_{cyc})$$

Donde:

$\dot{q}_{tci}$  = capacidad total de enfriamiento del serpentín en estado estable del test.

La degradación del coeficiente para operación del ciclo de enfriamiento será:

$$C_D = \frac{\left\{ 1 - \frac{EER_{cyc}}{EER_{ss}} \right\}}{1 - CLF},$$

Donde:

$EER_{ss}$  = Tasa de eficiencia energética a estado estable del Test del serpentín seco.

## E.2 Cálculo para el Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)

En el procedimiento para determinar el SEER depende del tipo de análisis que se vaya aplicar, los que se han dividido en TEST A, B, C y D para velocidad simple, doble velocidad y sistema de doble compresor.

Para sistemas de velocidad variable, los datos de rendimiento en las pruebas de velocidades intermedias, I son necesarias. Las evaluaciones necesarias y condiciones son especificadas en la tabla 6a y 6b. en donde los valores específicos se los ha mostrados en la norma AISI 210/420.

TABLE 6 a					
Test Conditions ( see Notes e, f, and g )					
All Products ( Except Variable Speed)					
Test	Indoor (d)		Outdoor (d)		Operation
	DB, °F	WB, °F	DB, °F	WB, °F	
A	$t_{a5}$ (80)	$t_{a5w}$ (67)	$t_{a6}$ (95)	(b) $t_{s6w}$ (75)	S.S. Cooling
B	$t_{a5}$ (80)	$t_{a5w}$ (67)	$t_{a8}$ (82)	(b) $t_{a6w}$ (75)	S.S. Cooling
C	$t_{a5}$ (80)	(a) (≤ 57)	$t_{a8}$ (82)		S.S. Cooling dry coil
D	$t_{a5}$ (80)	(a) (≤ 57)	$t_{a8}$ (82)		Cyclic Cooling, dry coil
High Temp <sub>2</sub>	$t_{a5}$ (70)	(c) (≤ 60)	$t_{a9}$ (47)	$t_{a9w}$ (43)	S.S Heating
High Temp <sub>1</sub>	$t_{a5}$ (70)	(c) (≤ 60)	$t_{a10}$ (62)	$t_{a10w}$ (56.5)	S.S Heating
High Temp Cyclic	$t_{a5}$ (70)	(c) (≤ 60)	$t_{a9}$ (47)	$t_{a9w}$ (43)	Cyclic Heating
Frost Acc.	$t_{a5}$ (70)	(c) (≤ 60)	$t_{a11}$ (35)	$t_{a11w}$ (33)	Defrost
Low Temp.	$t_{a5}$ (70)	(c) (≤ 60)	$t_{a12}$ (17)	$t_{a12w}$ (15)	S.S Heating

(a) Wet bulb at least 57°F and sufficiently low so that no condensate forms on the evaporator coil.  
(b) For Units that reject condensate to the outdoor condenser coil.  
(c) Maximum values to be specificed by such standars as ARI Estándar 210/240<sup>3</sup> or federal rules and regulations.  
(d) For values, refer to standars such as ARI Standard 210/240<sup>3</sup> or federal rules and regulations. Examples are shown in parentheses below t's.  
(e) For two-speed, two-compressor, and unloading-type systems.

- (f) Voltage and frequency - refer to standards such as ARI Standard 210/240<sup>3</sup> or federal rules and regulations.  
 (g) See Tables 5.

TABLE 6 b						
Test Conditions – Variable-Speed Products ( see Notes d and e )						
Cooling Mode						
Test	Speed	Indoor (c)		Outdoor (c)		Operation
		DB, °F	WB, °F	DB, °F	WB, °F	
A	Max	$t_{a5}$ (80)	$t_{a5w}$ (67)	$t_{a6}$ (95)	(b) $t_{a6w}$ (75)	S.S. Cooling
I	Int	$t_{a5}$ (80)	$t_{a5w}$ (67)	$t_{a12}$ (87)	(b) $t_{a12w}$ (69)	S.S. Cooling
$B_1$	Max	$t_{a5}$ (80)	$t_{a5w}$ (67)	$t_{a8}$ (82)	(b) $t_{a6w}$ (65)	S.S. Cooling
$B_2$	Min	$t_{a5}$ (80)	$t_{a5w}$ (67)	$t_{a8}$ (82)	(b) $t_{a6w}$ (65)	S.S. Cooling
$B_3$	Min	$t_{a5}$ (80)	$t_{a5w}$ (67)	$t_{a13}$ (67)	(b) $t_{a13w}$ (53.5)	S.S. Cooling
C	Min	$t_{a5}$ (80)	(a) (≤ 57)	$t_{a14}$ (67)		S.S. Cooling
D	Min	$t_{a5}$ (80)	(a) (≤ 57)	$t_{a14}$ (67)		Cyclic

(a) Wet bulb at least 57°F and sufficiently low so that no condensate forms on the evaporator coil.  
 (b) For Units that reject condensate to the outdoor condenser coil.  
 (c) For values, refer to standards such as ARI Standard 210/240<sup>3</sup> or federal rules and regulations. Examples are shown in parentheses below t's.  
 (d) For two-speed, two-compressor, and unloading-type systems.  
 (e) Voltage and frequency - refer to standards such as ARI Standard 210/240<sup>3</sup> or federal rules and regulations.  
 (f) See Tables 5 a, 5 b, and 5 c.

Table 5. Cooling Mode Test Conditions for Units Having a Single-Speed Compressor and a Variable Air Volume Rate Indoor Fan that Correlates with the Outdoor Dry Bulb Temperature (Section 6.1.4.3.1)									
Test Description	Air Entering Indoor Unit Temperature				Air Entering Outdoor Unit Temperature				Cooling Air Volume Rate
	Dry-Bulb		Wet-Bulb		Dry-Bulb		Wet-Bulb		
	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	
A <sub>2</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 <sup>(1)</sup>	23.9 <sup>(1)</sup>	Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
A <sub>1</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 <sup>(1)</sup>	23.9 <sup>(1)</sup>	Cooling Minimum <sup>(3)</sup>
B <sub>2</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
B <sub>1</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	Cooling Minimum <sup>(3)</sup>
C <sub>1</sub> Test <sup>(4)</sup> - optional (steady, dry coil)	80.0	26.7		<sup>(4)</sup>	82.0	27.8	—		Cooling Minimum <sup>(3)</sup>
D <sub>1</sub> Test <sup>(4)</sup> - optional (cyclic, dry coil)	80.0	26.7		<sup>(4)</sup>	82.0	27.8	—		<sup>(5)</sup>

Notes:

(1) The specified test condition only applies if the unit rejects condensate to the outdoor coil.  
(2) Defined in section 6.1.3.3.1.  
(3) Defined in section 6.1.3.3.2.  
(4) The entering air must have a low enough moisture content so no condensate forms on the indoor coil. (It is recommended that an indoor wet-bulb temperature of 57.0 °F [13.9 °C] or less be used.)  
(5) Maintain the airflow nozzles static pressure difference or velocity pressure during the ON period at the same pressure difference or velocity pressure as measured during the C<sub>1</sub> Test.

### E.2.1 Velocidades simples y compresores simples.

$$SEER = PLF(0.5) \frac{\dot{q}_{SS}(t_{a8})}{\dot{E}_{SS}(t_{a8})}$$

Donde:

$PLF(0.5) = 1 - 0.5XC_D$ , El Factor De Carga De Enfriamiento CLF=0.5;

$C_D =$  Coeficiente de degradación ciclica.

$\dot{q}_{SS} =$  Capacidad obtenida en la evaluacion tipo B

$\dot{E}_{SS} =$  Potencia de la unidad en al evaluación

### E.2.2 doble velocidad o dos unidades de compresores

$$SEER = \sum_{j=1}^8 q(t_j) / \sum_{j=1}^8 E(t_j)$$

Los términos  $q(t_j)$  y  $E(t_j)$ , serán evaluados con las temperaturas recolectadas de los 4 posibles casos.

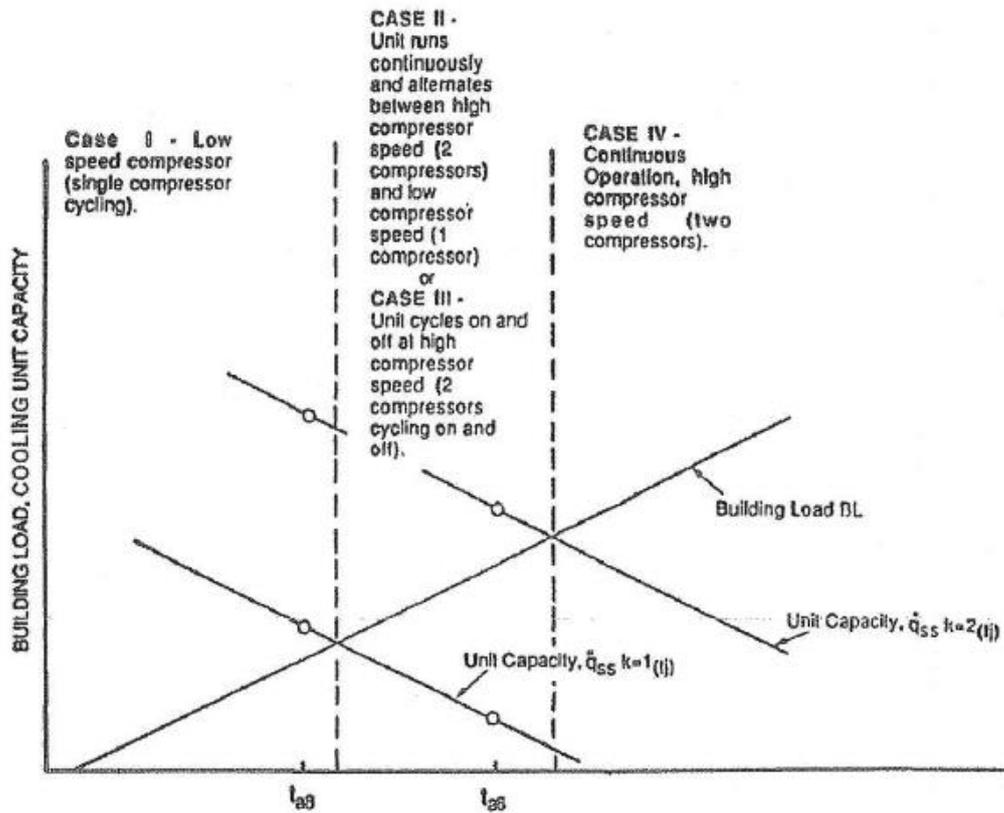


Figure 5 Schematic of the various modes of operation for units with two-speed compressors or two compressors. (See Tables 6 and 8 for temperature references.)

### Caso I

Unidades operando a baja velocidad del compresor ( $k=1$ ), para el cual la capacidad de estado estable de enfriamiento,  $q_{ss}^{K=1}(t_j)$  es mejor o igual a la carga de enfriamiento del edificio  $BL(t_j)$ .

$$BL(t_j) \leq q_{ss}^{K=1}(t_j)$$

$$CLF^{K=1} = \frac{BL(t_j)}{q_{ss}^{K=1}(t_j)}$$

$$q(t_j) = CLF^{K=1} q_{ss}^{K=1}(t_j) n_j$$

$$E(t_j) = \frac{CLF^{K=1} \dot{E}^{K=1}(t_j) n_j}{PLF^{K=1}}$$

$$PLF^{K=1} = 1 - C_D^{K=1} [1 - CLF^{K=1}]$$

### Caso II

Unidades que alternan entre altas ( $k=2$ ) y bajas ( $k=1$ ) velocidades del compresor para satisfacer la carga de enfriamiento del edificio a temperatura.

$$q_{ss}^{K=1}(t_j) \leq BL(t_j) \leq q_{ss}^{K=2}(t_j)$$

$$CLF^{K=1} = \frac{q_{ss}^{K=2}(t_j) - BL(t_j)}{q_{ss}^{K=2}(t_j) - q_{ss}^{K=1}(t_j)}$$

$$CLF^{K=2} = 1 - CLF^{K=1}$$

$$q(t_j) = [CLF^{K=1}q_{ss}^{K=1}(t_j) + CLF^{K=2}q_{ss}^{K=2}(t_j)]n_j$$

$$E(t_j) = [CLF^{K=1}\dot{E}^{K=1}(t_j) + CLF^{K=2}\dot{E}^{K=2}(t_j)]n_j$$

### Caso III

Unidades operando a alta velocidad del compresor (k=2), para satisfacer la carga de enfriamiento del edificio a la temperatura  $t_j$ .

$$q_{ss}^{K=1}(t_j) < BL(t_j) \leq q_{ss}^{K=2}(t_j)$$

$$CLF^{K=2} = \frac{BL(t_j)}{q_{ss}^{K=2}(t_j)}$$

$$q(t_j) = CLF^{K=2}q_{ss}^{K=2}(t_j)n_j$$

$$E(t_j) = \frac{CLF^{K=2}\dot{E}^{K=2}(t_j)}{PLF^{K=2}}n_j$$

$$PLF^{K=2} = 1 - C_D^{K=2}[1 - CLF^{K=2}]$$

### Caso IV

Unidades operando continuamente a alta velocidad del compresor (k=2) A temperatura exterior

$$BL(t_j) > q_{ss}^{K=2}(t_j)$$

$$q(t_j) = q_{ss}^{K=2}(t_j)n_j$$

$$E(t_j) = \dot{E}_{SS}^{K=2}(t_j)n_j$$

LA carga de enfriamiento del edificio para los cuatro casos describe anterior para dos velocidades de compresor o dos unidades de compresores serán obtenidos con:

$$BL(t_j) = \frac{(t_j - 65) q_{ss}^{K=2}(t_{OD})}{(t_{OD} - 65) SizeFactor}$$

Donde la temperatura del diseño al aire libre  $t_{OD} = 95^\circ\text{F}$ , y  $Size Factor = 1.1$ .

La fracción de hora  $n_j$ , en cada temperatura almacenada. Veremos en la siguiente tabla.

**Fractional Bin Hours to Be Used in Calculation of SEER**

Bin Number $j$	Bin Temperature $t_j$ ( $^\circ\text{F}$ )	Fractional Bin Hours $n_j$
1	67	0.214
2	72	0.231
3	77	0.216
4	82	0.161
5	87	0.104
6	92	0.052
7	97	0.018
8	102	0.004

### Horas de binarias fraccionarias para ser usadas en el cálculo de SEER

Fuente: [9]

En orden de evaluación la capacidad de estado estable,  $q_{ss}^K(t_j)$  y potencia de entrada,  $\dot{E}_{SS}^K(t_j)$ , la temperatura  $t_j$  para cada velocidad del compresor  $k = 1,2$ , el resultado de evaluación A y B será usado en las ecuaciones:

$$q_{ss}^K(t_j) = q_{ss}^K(t_{a6}) + \left\{ \frac{q_{ss}^K(t_{a8}) - q_{ss}^K(t_{a6})}{t_{a6} - t_{a8}} \right\} (t_{a6} - t_j)$$

$$\dot{E}_{SS}^K(t_j) = \dot{E}_{SS}^K(t_{a6}) + \left\{ \frac{\dot{E}_{SS}^K(t_{a8}) - \dot{E}_{SS}^K(t_{a6})}{t_{a6} - t_{a8}} \right\} (t_{a6} - t_j)$$

### E.2.3 Unidades de velocidad Variable

El coeficiente energético de desempeño se lo calcula por:

$$SEER = \sum_{j=1}^8 q(t_j) / \sum_{j=1}^8 E(t_j)$$

Los términos  $q(t_j)$  y  $E(t_j)$ , serán evaluados con las temperaturas recolectadas de los 3 posibles casos. Como se indican en la figura 6.

LA temperatura exterior,  $t_I$ , es la temperatura al cual la carga del edificio es igual a la capacidad del sistema de operación del compresor a la mínima velocidad ( $k=1$ ). Por otro lado, también hay la temperatura exterior  $t_{II}$ , la cual carga del edificio es igual a la capacidad del sistema de operación del compresor a la máxima velocidad ( $k=2$ ). Las temperaturas se calculan por las siguientes ecuaciones.

$$t_I = \frac{q_{ss}^{K=1}(t_{a13}) + 65 \cdot F_1 - t_{a13} \cdot F_2}{F_1 - F_2}$$

$$t_{II} = \frac{q_{ss}^{K=2}(t_{a8}) + 65 \cdot F_1 - t_{a8} \cdot F_3}{F_1 - F_3}$$

$$F_1 = \frac{q_{ss}^{K=2}(t_{OD})}{(t_{OD} - 65) \text{SizeFactor}}$$

$$F_2 = \frac{q_{ss}^{K=1}(t_{a8}) - q_{ss}^{K=1}(t_{a13})}{(t_{a6} - t_{a13})}$$

$$F_3 = \frac{q_{ss}^{K=2}(t_{a6}) - q_{ss}^{K=2}(t_{a8})}{(t_{a6} - t_{a8})}$$

Para los 3 casos la carga de enfriamiento del edificio,  $BL(t_j)$ , se lo calcula por:

$$BL(t_j) = \frac{(t_j - 65) q_{ss}^{K=2}(t_{OD})}{(t_{OD} - 65) \text{Size Factor}}$$

Donde:

$t_{OD}$  es la temperatura exterior de diseño se usa  $t_{OD} = 95^\circ\text{F}$  y  $\text{Size Factor} = 1.1$ . Por el contrario, La fracción de almacenamiento de horas,  $n_j$ , se detalla en la Tabla 9.

**TABLE 9**  
**Fractional Bin Hours to Be Used in Calculation of SEER**

Bin Number <i>j</i>	Bin Temperature $t_j$ ( $^\circ\text{F}$ )	Fractional Bin Hours $n_j$
1	67	0.214
2	72	0.231
3	77	0.216
4	82	0.161
5	87	0.104
6	92	0.052
7	97	0.018
8	102	0.004

## Caso I

Unidades operando a baja velocidad del compresor ( $k=1$ ), para el cual la capacidad de estado estable de enfriamiento es mayor o igual a la carga de enfriamiento del edificio. Las unidades de ciclan ON y OFF.

$$BL(t_j) \leq \dot{q}_{ss}^{K=1}(t_j), \quad (t_j \leq t_l)$$

$$\dot{q}_{ss}^{K=1}(t_j) = \dot{q}_{ss}^{K=1}(t_{a13}) + [\dot{q}_{ss}^{K=1}(t_{a8}) - \dot{q}_{ss}^{K=1}(t_{a13})][t_j - t_{a13}]/[t_{a8} - t_{a13}]$$

$$\dot{E}_{ss}^{K=1}(t_j) = \dot{E}_{ss}^{K=1}(t_{a13}) + [\dot{E}_{ss}^{K=1}(t_{a8}) - \dot{E}_{ss}^{K=1}(t_{a13})][t_j - t_{a13}]/[t_{a8} - t_{a13}]$$

## Caso II

La unidad es capaz de igualar la carga del edificio modulando la velocidad del compresor entre las velocidades mínima ( $K = 1$ ) y máxima ( $K = 2$ ).

$$\dot{q}_{ss}^{K=1}(t_j) < BL(t_j) < \dot{q}_{ss}^{K=2}(t_j), \quad (t_l < t_j < t_{ll})$$

$$q(t_j) = \dot{q}_{ss}^{K=v}(t_j)n_j = BL(t_j)n_j$$

$$E(t_j) = \dot{E}_{ss}^{K=v}(t_j).n_j = \frac{\dot{q}_{ss}^{K=v}(t_j)}{EER_{ss}^{K=v}(t_j)}.n_j$$

Donde:

$$EER_{ss}^{K=v}(t_j) = a + b.t_j + ct_j^2$$

Tasa de eficiencia de energía de temperatura en estado estable y una velocidad intermedia en la cual, las capacidades de la unidad se consideran en la carga del edificio.

a, b, c se debe calcular los siguientes coeficientes.

Los coeficientes a, b y c requieren que EER sea evaluado en 3 velocidades diferentes del compresor: La velocidad mínima ( $k=1$ ), la velocidad máxima ( $k=2$ ) y velocidad intermedia ( $k=i$ ).

$$\dot{q}_{ss}^{K=1}(t) = \dot{q}_{ss}^{K=1}(t_{a14}) + M_q[t - t_{a14}]$$

Donde:

$\dot{q}_{ss}^{K=1}(t_{a14})$  = capacidad de la unidad a la temperatura  $t_{a14}$ , determinada al evaluarla en una velocidad intermedia y en estado estable.

$$M_q = \frac{q_{ss}^{K=1}(t_{a8}) - q_{ss}^{K=1}(t_{a13})}{t_{a8} - t_{a13}} (1 - N_q) + \frac{q_{ss}^{K=2}(t_{a6}) - q_{ss}^{K=2}(t_{a8})}{t_{a6} - t_{a8}} (N_q)$$

$$N_q = \frac{q_{ss}^{K=1}(t_{a14}) - q_{ss}^{K=1}(t_{a14})}{q_{ss}^{K=2}(t_{a14}) - q_{ss}^{K=1}(t_{a14})}$$

Una vez que la ecuación se ha determinado  $q_{ss}^{K=1}(t)$ , la temperatura al cual  $q_{ss}^{K=1}(t) = BL(t)$  puede ser hallada. Esta temperatura se ha denominado.

$$t_{vc} = \frac{33 \cdot q_{ss}^{K=1}(t_{a14}) - 2871 \cdot M_q + 65 \cdot q_{ss}^{K=2}(t_{a6})}{q_{ss}^{K=2}(t_{a6}) - 33 \cdot M_q}$$

La potencia eléctrica de entrada para la unidad operando a la velocidad intermedia (k=i) y temperatura  $t_{vc}$ , se determina por:

$$\dot{E}^{K=1}(t_{vc}) = \dot{E}^{K=1}(t_{a14}) + M_E [t_{vc} - t_{a14}]$$

Donde:

$\dot{E}^{K=1}(t_{a14})$  = potencia eléctrica de entrada para  $t_{a14}$ , de igual manera operando a la velocidad intermedia.

$$M_E = \frac{E_{ss}^{K=1}(t_{a8}) - E_{ss}^{K=1}(t_{a13})}{t_{a8} - t_{a13}} (1 - N_E) + \frac{E_{ss}^{K=2}(t_{a6}) - E_{ss}^{K=2}(t_{a8})}{t_{a6} - t_{a8}} (N_E)$$

$$N_E = \frac{E_{ss}^{K=1}(t_{a14}) - E_{ss}^{K=1}(t_{a14})}{E_{ss}^{K=2}(t_{a14}) - E_{ss}^{K=1}(t_{a14})}$$

Tasa de eficiencia energética de la unidad a velocidad intermedia (k=i) y temperatura  $t_{vc}$ ,  $EER_{ss}^{K=i}(t_{vc})$  será calculado por:

$$EER_{ss}^{K=i}(t_{vc}) = \frac{q_{ss}^{K=i}(t_{vc})}{\dot{q}_{ss}^{K=i}(t_{vc})}$$

Similarmente, La tasa de eficiente energética a temperatura  $t_I$  y  $t_{II}$ , de halla por:

$$EER_{ss}^{K=1}(t_I) = \frac{q_{ss}^{K=i}(t_I)}{q_{ss}^{K=i}(t_{II})}$$

$$EER_{ss}^{K=2}(t_{II}) = \frac{q_{ss}^{K=2}(t_I)}{E_{ss}^{K=2}(t_{II})}$$

La capacidad y potencia de entrada en  $t_I$  y  $t_{II}$  será calculado por las ecuaciones dadas en los Casos I y casos III.

Finalmente, los coeficientes a, b y c se calcula usando las siguientes ecuaciones:

$$d = \frac{t_{II}^2 - t_I^2}{t_{vc}^2 - t_I^2}$$

$$b = \frac{EER_{ss}^{K=1}(t_I) - EER_{ss}^{K=2}(t_{II}) - d.[EER_{ss}^{K=1}(t_I) - EER_{ss}^{K=1}(t_{vc})]}{t_I - t_{II} - d.[t_I - t_{vc}]}$$

$$c = \frac{EER_{ss}^{K=1}(t_I) - EER_{ss}^{K=2}(t_{II}) - b.[t_I - t_{II}]}{t_I^2 - t_{II}^2}$$

$$a = EER_{ss}^{K=2}(t_{II}) - b.t_{II} - c.t_{II}^2$$

### Caso III

La capacidad de la unidad en la velocidad máxima (**k=2**) del compresor es igual o menor que la carga del edificio.

$$BL(t_j) \geq q_{ss}^{K=2}(t_j), \quad (t_j \geq t_{II})$$

$$CLF^{K=2} = \frac{BL(t_j)}{q_{ss}^{K=2}(t_j)}$$

$$q(t_j) = CLF^{K=2} q_{ss}^{K=2}(t_j) n_j$$

$$E(t_j) = \frac{CLF^{K=2} \dot{E}^{K=2}(t_j)}{PLF^{K=2}} n_j$$

$$PLF^{K=2} = 1 - C_D^{K=2} [1 - CLF^{K=2}]$$

**Table 3. Cooling Mode Test Conditions for Units Having a Single-Speed Compressor and a Fixed-Speed Indoor Fan, a Constant Air Volume Rate Indoor Fan, or No Indoor Fan**

Test Description	Air Entering Indoor Unit Temperature				Air Entering Outdoor Unit Temperature				Cooling Air Volume Rate
	Dry-Bulb		Wet-Bulb		Dry-Bulb		Wet-Bulb		
	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	
A Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 <sup>(1)</sup>	23.9 <sup>(1)</sup>	Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
B Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
C Test – optional (steady, dry coil)	80.0	26.7	<sup>(3)</sup>		82.0	27.8	—		Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
D Test – optional (cyclic, dry coil)	80.0	26.7	<sup>(3)</sup>		82.0	27.8	—		<sup>(4)</sup>

Notes:

- <sup>(1)</sup> The specified test condition only applies if the unit rejects condensate to the outdoor coil.
- <sup>(2)</sup> Defined in section 6.1.3.3.1.
- <sup>(3)</sup> The entering air must have a low enough moisture content so no condensate forms on the indoor coil. (It is recommended that an indoor wet-bulb temperature of 57.0 °F [13.9 °C] or less be used.)
- <sup>(4)</sup> Maintain the airflow nozzles static pressure difference or velocity pressure during the ON period at the same pressure difference or velocity pressure as measured during the C Test.

**Table 5. Cooling Mode Test Conditions for Units Having a Single-Speed Compressor and a Variable Air Volume Rate Indoor Fan that Correlates with the Outdoor Dry Bulb Temperature (Section 6.1.4.3.1)**

Test Description	Air Entering Indoor Unit Temperature				Air Entering Outdoor Unit Temperature				Cooling Air Volume Rate
	Dry-Bulb		Wet-Bulb		Dry-Bulb		Wet-Bulb		
	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	
A <sub>2</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 <sup>(1)</sup>	23.9 <sup>(1)</sup>	Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
A <sub>1</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 <sup>(1)</sup>	23.9 <sup>(1)</sup>	Cooling Minimum <sup>(3)</sup>
B <sub>2</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
B <sub>1</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	Cooling Minimum <sup>(3)</sup>
C <sub>1</sub> Test <sup>(4)</sup> - optional (steady, dry coil)	80.0	26.7	<sup>(4)</sup>		82.0	27.8	—		Cooling Minimum <sup>(5)</sup>
D <sub>1</sub> Test <sup>(4)</sup> - optional (cyclic, dry coil)	80.0	26.7	<sup>(4)</sup>		82.0	27.8	—		<sup>(5)</sup>

Notes:

- <sup>(1)</sup> The specified test condition only applies if the unit rejects condensate to the outdoor coil.
- <sup>(2)</sup> Defined in section 6.1.3.3.1.
- <sup>(3)</sup> Defined in section 6.1.3.3.2.
- <sup>(4)</sup> The entering air must have a low enough moisture content so no condensate forms on the indoor coil. (It is recommended that an indoor wet-bulb temperature of 57.0 °F [13.9 °C] or less be used.)
- <sup>(5)</sup> Maintain the airflow nozzles static pressure difference or velocity pressure during the ON period at the same pressure difference or velocity pressure as measured during the C<sub>1</sub> Test.

**Table 6. Heating Mode Test Conditions for Units Having a Single-Speed Compressor and a Variable Air Volume Rate Indoor Fan**

Test Description	Air Entering Indoor Unit Temperature				Air Entering Outdoor Unit Temperature				Heating Air Volume Rate
	Dry-Bulb		Wet-Bulb		Dry-Bulb		Wet-Bulb		
	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	
H1 <sub>2</sub> Test (required, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	47.0	8.33	43.0	6.11	Heating Full-load <sup>(1)</sup>
H1 <sub>1</sub> Test (required, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	47.0	8.33	43.0	6.11	Heating Minimum <sup>(2)</sup>
H1C <sub>1</sub> Test (optional, cyclic)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	47.0	8.33	43.0	6.11	<sup>(3)</sup>
H2 <sub>2</sub> Test (required)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	35.0	1.67	33.0	0.56	Heating Full-load <sup>(1)</sup>
H2 <sub>1</sub> Test (optional)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	35.0	1.67	33.0	0.56	Heating Minimum <sup>(2)</sup>
H3 <sub>2</sub> Test (required, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	17.0	-8.33	15.0	-9.44	Heating Full-load <sup>(1)</sup>
H3 <sub>1</sub> Test (required, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	17.0	-8.33	15.0	-9.44	Heating Minimum <sup>(2)</sup>

Notes:

<sup>(1)</sup> Defined in section 6.1.3.3.4.

<sup>(2)</sup> Defined in section 6.1.3.3.5.

<sup>(3)</sup> Maintain the airflow nozzles static pressure difference or velocity pressure during the ON period at the same pressure difference or velocity pressure as measured during the H1<sub>1</sub> Test.

Test Description	Air Entering Indoor Unit Temperature				Air Entering Outdoor Unit Temperature				Compressor Capacity	Cooling Air Volume Rate
	Dry-Bulb °F °C		Wet-Bulb °F °C		Dry-Bulb °F °C		Wet-Bulb °F °C			
A <sub>2</sub> Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 <sup>(1)</sup>	23.9 <sup>(1)</sup>	High	Cooling Full-Load <sup>(2)</sup>
B <sub>2</sub> Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	High	Cooling Full-Load <sup>(2)</sup>
B <sub>1</sub> Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	Low	Cooling Minimum <sup>(3)</sup>
C <sub>2</sub> Test – optional (steady, dry-coil)	80.0	26.7	(4)		82.0	27.8	–		High	Cooling Full-Load <sup>(2)</sup>
D <sub>2</sub> Test – optional (cyclic, dry-coil)	80.0	26.7	(4)		82.0	27.8	–		High	(5)
C <sub>1</sub> Test – optional (steady, dry-coil)	80.0	26.7	(4)		82.0	27.8	–		Low	Cooling Minimum <sup>(3)</sup>
D <sub>1</sub> Test – optional (cyclic, dry-coil)	80.0	26.7	(4)		82.0	27.8	–		Low	(6)
F <sub>1</sub> Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	67.0	19.4	53.5 <sup>(1)</sup>	11.9 <sup>(1)</sup>	Low	Cooling Minimum <sup>(3)</sup>

(1) The specified test condition only applies if the unit rejects condensate to the outdoor coil.  
(2) Defined in section 6.1.3.3.1.  
(3) Defined in section 6.1.3.3.2.  
(4) The entering air must have a low enough moisture content so no condensate forms on the indoor coil. DOE recommends using an indoor air wet-bulb temperature of 57.0 °F [13.9 °C] or less.  
(5) Maintain the airflow nozzle(s) static pressure difference or velocity pressure during the ON period at the same pressure or velocity as measured during the C<sub>2</sub> Test.  
(6) Maintain the airflow nozzle(s) static pressure difference or velocity pressure during the ON period at the same pressure or velocity as measured during the C<sub>1</sub> Test.

Test Description	Air Entering Indoor Unit Temperature				Air Entering Outdoor Unit Temperature				Compressor Speed	Cooling Air Volume Rate
	Dry-Bulb °F °C		Wet-Bulb °F °C		Dry-Bulb °F °C		Wet-Bulb °F °C			
A <sub>2</sub> Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	95.0	35.0	75.0 <sup>(1)</sup>	23.9 <sup>(1)</sup>	Maximum	Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
B <sub>2</sub> Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	Maximum	Cooling Full-load <sup>(2)</sup>
E <sub>v</sub> Test - required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	87.0	30.6	69.0 <sup>(1)</sup>	20.6 <sup>(1)</sup>	Intermediate	Cooling Intermediate <sup>(3)</sup>
B <sub>1</sub> Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	82.0	27.8	65.0 <sup>(1)</sup>	18.3 <sup>(1)</sup>	Minimum	Cooling Minimum <sup>(4)</sup>
F <sub>1</sub> Test – required (steady, wet coil)	80.0	26.7	67.0	19.4	67.0	19.4	53.5 <sup>(1)</sup>	11.9 <sup>(1)</sup>	Minimum	Cooling Minimum <sup>(4)</sup>
G <sub>1</sub> Test - optional (steady, dry coil)	80.0	26.7	(5)		67.0	19.4	–		Minimum	Cooling Minimum <sup>(4)</sup>
I <sub>1</sub> Test - optional (cyclic, dry coil)	80.0	26.7	(5)		67.0	19.4	–		Minimum	(6)

Notes:  
(1) The specified test condition only applies if the unit rejects condensate to the outdoor coil.  
(2) Defined in section 6.1.3.3.1.  
(3) Defined in section 6.1.3.3.3.  
(4) Defined in section 6.1.3.3.2.  
(5) The entering air must have a low enough moisture content so no condensate forms on the indoor coil. (It is recommended that an indoor wet-bulb temperature of 57.0 °F [13.9 °C] or less be used.)  
(6) Maintain the airflow nozzles static pressure difference or velocity pressure during the ON period at the same pressure difference or velocity pressure as measured during the G<sub>1</sub> Test.

**Table 10. Heating Mode Test Conditions for Units Having a Variable-Speed Compressor**

Test Description	Air Entering Indoor Unit Temperature				Air Entering Outdoor Unit Temperature				Compressor Speed	Heating Air Volume Rate
	Dry-Bulb °F °C		Wet-Bulb °F °C		Dry-Bulb °F °C		Wet-Bulb °F °C			
H0 <sub>1</sub> Test (required, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	62.0	16.7	56.5	13.6	Minimum	Heating Minimum <sup>(1)</sup>
H0C <sub>1</sub> Test (optional, cyclic)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	62.0	16.7	56.5	13.6	Minimum	<sup>(2)</sup>
H1 <sub>2</sub> Test (required, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	47.0	8.33	43.0	6.11	Maximum	Heating Full-load <sup>(3)</sup>
H1 <sub>1</sub> Test (required, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	47.0	8.33	43.0	6.11	Minimum	Heating Minimum <sup>(1)</sup>
H1 <sub>N</sub> Test (optional, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	47.0	8.33	43.0	6.11	Cooling Mode Maximum	Heating Nominal <sup>(4)</sup>
H2 <sub>2</sub> Test (optional)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	35.0	1.67	33.0	0.56	Maximum	Heating Full-load <sup>(3)</sup>
H2 <sub>V</sub> Test (required)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	35.0	1.67	33.0	0.56	Intermediate	Heating Intermediate <sup>(5)</sup>
H3 <sub>2</sub> Test (required, steady)	70.0	21.1	60.0 <sup>(max)</sup>	15.6 <sup>(max)</sup>	17.0	-8.33	15.0	-9.44	Maximum	Heating Full-load <sup>(3)</sup>

Notes:

- <sup>(1)</sup> Defined in section 6.1.3.3.5.
- <sup>(2)</sup> Maintain the airflow nozzles static pressure difference or velocity pressure during the ON period at the same pressure difference or velocity pressure as measured during the H0<sub>1</sub> Test.
- <sup>(3)</sup> Defined in section 6.1.3.3.4.
- <sup>(4)</sup> Defined in section 6.1.3.3.7.
- <sup>(5)</sup> Defined in section 6.1.3.3.6.