

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBA PARA LA SIMULACIÓN FÍSICA DE PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los Bachilleres:

Medina R., Pedro J.

Poskal I., Iván A.

Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBA PARA LA SIMULACIÓN FÍSICA DE PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

TUTOR ACADÉMICO: **Prof. Miguel Padilla**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los Bachilleres:

Medina R., Pedro J.

Poskal I., Iván A.

Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

Caracas, 14 de noviembre de 2.007

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

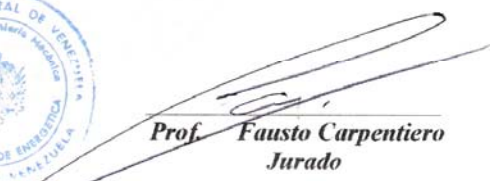
MEDINA PEDRO y POSKAL IVAN

Titulado: "DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBA PARA LA SIMULACION FISICA DE PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE."

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. Rodolfo Grullón
Jurado



Prof. Fausto Carpentiero
Jurado



Prof. Miguel Padilla
Tutor

"Hacia el 50º Aniversario del 21 de noviembre de 1957, Día del Estudiante"

DEDICATORIA

A mi mamá y a mi papá.

Pedro Medina

A mis siete más íntimos familiares, en especial a mi papá, a mi mamá y a Lita.

Iván Poskal

AGRADECIMIENTOS

Gracias a la Universidad Central de Venezuela, por darnos la facilidad de cursar una magnífica carrera en un ambiente propio de madurez, donde a veces hay buenas y a veces malas, pero de todas sin duda se aprende. Gracias a nuestro tutor Miguel Padilla por haber sido el que nos motivó a realizar este trabajo y por estar siempre pendiente de lo que teníamos, además de su gran amistad y cercanía.

Gracias a *Difusores Friodan* por habernos ayudado en la búsqueda del conocimiento y experiencia facilitándonos tanta información y consejo. Gracias a los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica que nos brindaron ayuda: Franklin Baduy, Hans García, Julio Segura, Crisanto Villalobos, Antonio Barragán, Carmen Hernández, Rodolfo Berríos, Juvenal.

Gracias al Consejo de Desarrollo Científico y Humanístico CDCH UCV, por los aportes otorgados al Proyecto de Investigación PI 08.15.5431.2007, ya que forma parte fundamental para la procura y construcción de este banco de prueba.

Pedro: a mi mamá y mi papá por todo lo que soy, un millón de gracias a Silvia Moreira por su confianza, infinita ayuda, amistad e incondicionalidad. A Ludgardo Machmud y Edgar Abreu por sus invaluable consejos. A mi tía Marisela Boada y mi tío Walberto Medina por toda su ayuda y a mi familia por estar siempre ahí y a mis compañeros por su gran amistad y solidaridad en todo momento.

Iván: gracias infinitamente a Dios por brindarme tanta ayuda y apoyo en todo este largo camino y por cuidar día a día de todos mis seres queridos y de mí especialmente. Gracias a toda mi familia por compartir tan buenos ratos **juntos** como debe ser. A mis compañeros por estos 5 años de muchas nuevas y buenas experiencias, ustedes saben quienes son y los quiero con toda mi alma. A mis amigos de la escena musical, por su fiel apoyo y entendimiento (Anacronic). Finalmente siempre estaré eternamente agradecido de tener una madre y un padre tan especiales y cariñosos, una abuelita siempre feliz y familia y amigos incontables.

Medina R., Pedro J. y Poskal I., Iván A.

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBA PARA LA SIMULACIÓN FÍSICA DE PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Tutor Académico: Prof. Miguel Padilla. Tesis. Caracas, UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2007. 171 pág.

Palabras Claves: Acondicionamiento de aire, Refrigeración, Ventiladores, Automatización, Expansión directa.

RESUMEN

En este Trabajo Especial de Grado se diseñó un banco de prueba, con tecnología actualizada, que simula procesos de acondicionamiento de aire, el cual permite la realización de investigaciones o ensayos en el área de Termodinámica, especialmente con las aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado. Las limitaciones y especificaciones de diseño se basaron en un estudio de tecnologías existentes, requerimientos físicos y monetarios y similitud con los procesos y arreglos que comúnmente se efectúan en los equipos de aire acondicionado. A través de una metodología de diseño, donde a partir del establecimiento de un problema y una respectiva generación de soluciones, se seleccionó un concepto solución que cumple con las especificaciones de diseño y limitantes. Este banco de prueba se caracteriza por su versatilidad en cuanto a su automatización mediante un controlador lógico programable (PLC) que permite la lectura en pantalla en tiempo real de propiedades psicrométricas y control de variables básicas de operación. El amplio cálculo del sistema de refrigeración incluye el desarrollo detallado de ambos serpentines, el distribuidor del evaporador, el compresor y la válvula de expansión. Entre las secciones escogidas, se diseñó un humidificador por vapor y se seleccionaron resistencias eléctricas (calentamiento sensible), a fin de permitir un alto rango de condiciones del aire de salida delimitado por un triángulo cuyos vértices de temperatura y humedad relativa son: 14,9°C-91,2%, 31,9°C-34,4% y 32,4 °C-49,1%.

ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
RESUMEN.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
LISTA DE TABLAS	xii
LISTA DE FIGURAS.....	xiii
SIMBOLOGÍA Y ABREVIATURAS.....	xvi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: EL PROBLEMA EN ESTUDIO	3
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.1.1 Descripción de la situación y motivación	3
1.1.2 Formulación del problema	4
1.2 OBJETIVOS	5
1.2.1 Objetivo General	5
1.2.2 Objetivos Específicos.....	5
1.3 ALCANCES.....	6
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	8
2.1 ANTECEDENTES.....	8
2.2 ASPECTOS FUNDAMENTALES.....	9
2.2.1 Ley de gases ideales.....	9
2.2.2 Primera Ley de la Termodinámica.....	10
2.2.2.1 Primera Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos.....	10
2.2.3 Ecuación de continuidad	11
2.2.4 Número de Reynolds.....	11
2.2.5 Flujo turbulento.....	12
2.2.6 Principio de Bernoulli	12
2.2.7 Pérdidas por fricción en tuberías.....	13
2.2.8 Mecanismos de transferencia de calor	15
2.2.8.1 Convección.....	16
2.2.8.2 Intercambiador de calor de flujos cruzados	16
2.2.8.3 Superficies ampliadas	17
2.2.8.4 Estándar ARI 410-2001	18
2.2.9 Psicrometría	18
2.2.9.1 Calentamiento o enfriamiento sensible	20
2.2.9.2 Humidificación.....	20
2.2.9.3 Mezcla adiabática.....	21
2.2.9.4 Diagramas psicrométricos.....	22

2.2.10 Aire acondicionado	24
2.2.10.1 Refrigeración, ciclo básico por compresión de vapor	24
2.2.10.2 Serpentin de enfriamiento	27
2.2.10.3 Válvula de expansión termostática.....	27
2.2.10.4 Compresor de desplazamiento positivo	28
2.2.10.5 Condensador enfriado por aire	28
2.2.10.6 Estándares de confort	28
2.2.10.7 Unidad de Manejo de Aire (UMA)	29
2.2.10.8 Calentamiento por resistencias eléctricas.....	30
2.2.10.9 Control de la humedad	31
2.2.10.10 Ventiladores	33
2.2.11 Ingeniería y diseño asistidos por computadora	39
2.2.11.1 Herramientas CAD.....	39
2.2.11.2 Herramientas CAE	39
2.2.11.3 Método de los Elementos Finitos (MEF)	40
2.2.12 Sistemas de Control	44
2.2.12.1 Tipos de señales	45
2.2.12.2 Tipos de sistemas	47
2.2.12.3 Sensores	54
2.2.13 Ergonomía.....	55
2.2.13.1 Áreas y volúmenes de trabajo	56
2.2.13.2 Planos de trabajo en posición de pie	57
2.2.13.3 Requerimientos para espacios de trabajos móviles.....	58
CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO	59
3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN	59
3.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	59
3.3 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS	60
3.4 METODOLOGÍA DEL DISEÑO	61
3.4.1 Programa de instrucciones	61
3.4.2 Análisis de la necesidad	61
3.4.2.1 Requisitos de uso o especificaciones del diseño	62
3.4.3 Generación de soluciones.....	62
3.4.3.1 Frenos o bloqueos de la creatividad.....	62
3.4.3.2 Mecanismos para generar ideas	63
3.4.3.3 Métodos para generar ideas en grupo.....	63
3.4.4 Evaluación y selección.....	64
3.4.4.1 Evaluación.....	64
3.4.4.2 Selección	64
3.4.4.3 Diseño final	64
3.4.5 Desarrollo final del proyecto.....	64
3.4.5.1 Descripción del diseño final.....	65
CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE TECNOLOGÍAS EXISTENTES Y ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	66

4.1	ANÁLISIS DE TECNOLOGÍAS EXISTENTES	66
4.2	ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	71
CAPÍTULO V: PROPOSICIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN.....		74
5.1	USO DE LA CAJA NEGRA	74
5.2	PROPOSICIÓN Y EVALUACIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN	74
5.3	SELECCIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN.....	81
5.4	DISEÑO FINAL	82
5.4.1	Selección de subsistemas del concepto solución	83
5.4.1.1	Ventilación	83
5.4.1.2	Ductería.....	83
5.4.1.3	Enfriamiento: sistema de refrigeración	84
5.4.1.4	Calentamiento sensible	84
5.4.1.5	Humidificación.....	85
5.4.1.6	Simulación de ambiente	85
5.4.1.7	Automatización	85
5.4.1.8	Soporte del banco.....	86
CAPÍTULO VI: DESARROLLO DEL CONCEPTO SOLUCIÓN		87
6.1	SECCIÓN DE ENFRIAMIENTO CON DESHUMIDIFICACIÓN.....	87
6.1.1	Evaporador	87
6.1.1.1	Selección de los parámetros de funcionamiento:.....	88
6.1.1.2	Cálculo (Corrida en el programa <i>DXW</i> y resultados obtenidos ..	89
6.1.1.3	Distribución de circuitos	91
6.1.1.4	Manifold de descarga (flauta)	95
6.1.1.5	Bandeja recolectora de condensado	95
6.1.1.6	Esquema de fabricación	97
6.1.2	Condensador.....	97
6.1.2.1	Selección de los parámetros de funcionamiento:.....	97
6.1.2.2	Cálculo (Corrida en el programa <i>DXW</i> y resultados obtenidos ..	98
6.1.2.3	Esquema de fabricación	100
6.1.2.4	Ventilador.....	100
6.1.3	Compresor	101
6.1.3.1	Criterios de selección	101
6.1.4	Válvula de expansión	102
6.1.4.1	Método de selección de especificaciones.....	102
6.1.4.2	Visor de líquido.....	103
6.2	SECCIÓN DE CALENTAMIENTO SENSIBLE	104
6.2.1	Desarrollo numérico.....	104
6.2.1.1	Consideraciones	104
6.2.1.2	Datos	104
6.2.1.3	Procedimiento de cálculo	105
6.2.1.4	Resultados	105
6.2.2	Selección	106
6.3	SECCIÓN DE HUMIDIFICACIÓN	106

6.3.1	Dispositivo de calentamiento	107
6.3.2	Desarrollo numérico	107
6.3.2.1	Formulación	108
6.3.2.2	Procedimiento de cálculo	108
6.3.2.3	Resultados	110
6.3.3	Dispositivo de control de nivel	111
6.4	SECCIÓN DE SIMULACIÓN DE AMBIENTE	112
6.4.1	Espacio de la simulación	112
6.4.2	Desarrollo numérico	112
6.4.2.1	Procedimiento de cálculo	113
6.4.2.2	Resultados	114
6.5	DUCTERÍA	115
6.5.1	Dimensiones	115
6.6	SECCIÓN DE VENTILACIÓN	116
6.6.1	Pérdidas en secciones, ductería y accesorios	117
6.6.1.1	Pérdida en el serpentín de enfriamiento	118
6.6.1.2	Pérdida en la sección de calentamiento	119
6.6.1.3	Pérdida en la sección de humidificación	119
6.6.1.4	Pérdida en la sección de simulación de ambiente	120
6.6.1.5	Pérdidas en ductería	120
6.6.1.6	Pérdidas en accesorios	121
6.7	INSTRUMENTACIÓN Y AUTOMATIZACIÓN	123
6.7.1	Sensores mecánicos	124
6.7.2	Sensores eléctricos	124
6.7.3	Sensores electrónicos	124
6.7.4	Controlador Lógico Programable (PLC)	125
6.7.5	Interfaz humano-máquina	126
6.8	ESTRUCTURA DE LA PROPUESTA	127
CAPÍTULO VII: INSTALACIÓN Y CÓMPUTOS MÉTRICOS		130
7.1	VENTILADOR	130
7.2	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON DESHUMIDIFICACIÓN	130
7.2.1	Evaporador	130
7.2.2	Calibración de la válvula de expansión termostática	132
7.2.3	Compresor	133
7.2.4	Condensador	134
7.3	SISTEMA DE CALENTAMIENTO SENSIBLE	134
7.4	SISTEMA DE HUMIDIFICACIÓN	135
7.4.1	Recipiente de reposición	135
7.4.2	Recipiente de generación de vapor	135
7.4.3	Sistema de control de nivel	136
7.5	DUCTERÍA	136
7.5.1	Primer tramo (ventilador-serpentín)	136
7.5.2	Segundo tramo (serpentín-simulación de ambiente)	136
7.5.3	Tercer tramo (simulación de ambiente-salida)	140

7.6 SIMULACIÓN DE AMBIENTE.....	140
7.7 CÓMPUTOS MÉTRICOS.....	140
SÍNTESIS Y CONCLUSIONES	143
RECOMENDACIONES.....	146
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	148
APÉNDICES.....	150
APÉNDICE A – TABLAS	151
APÉNDICE B – EQUIPOS SELECCIONADOS Y DETALLES	153
APÉNDICE C – PLANOS.....	168

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1 – Procesos psicrométricos. Fuente: los autores.....	20
Tabla 5.1 – Matriz de selección. Fuente: los autores	82
Tabla 6.1 – Parámetros de diseño para el cálculo del evaporador. Fuente: los autores	88
Tabla 6.2 – Leyenda de abreviaturas en los datos del evaporador. Fuente: los autores	90
Tabla 6.3 – Leyenda de abreviaturas en los resultados del evaporador. Fuente: los autores	91
Tabla 6.4 – Tabla de diámetro externo de capilares. Fuente: los autores	93
Tabla 6.5 – Factor de corrección del distribuidor. Fuente: los autores	93
Tabla 6.6 – Largo del capilar. Fuente: los autores	94
Tabla 6.7 – Número de orificio de la tobera. Fuente: los autores	94
Tabla 6.8 – Parámetros de diseño para el cálculo del condensador. Fuente: los autores	97
Tabla 6.9 – Leyenda de abreviaturas en los datos del condensador. Fuente: los autores	99
Tabla 6.10 – Leyenda de abreviaturas en los resultados del condensador. Fuente: los autores	100
Tabla 6.11 – Resultados de cálculo tipo para la 1º etapa de calentamiento. Fuente: los autores	105
Tabla 6.12 – Niveles de temperatura alcanzados por las cinco etapas encendidas. Fuente: los autores	106
Tabla 6.13 – Resultados de las etapas de humidificación. Fuente: los autores.....	111
Tabla 6.14 – Datos iniciales etapa para simulación de calentamiento sensible. Fuente: los autores	113
Tabla 6.15 – Resultados simulación de carga sensible. Fuente: los autores.....	113
Tabla 6.16 – Resultados de simulación de carga latente. Fuente: los autores	114
Tabla 6.17 – Etapas de simulación de carga térmica. Fuente: los autores	115
Tabla 6.18 – Calibres de acero galvanizado. Fuente: los autores	115
Tabla 6.19 – Condiciones del aire para el cálculo de pérdidas de presión. Fuente: los autores	118
Tabla 6.20 – Pérdidas en ductería. Fuente: los autores.....	121
Tabla 6.21 – Pérdidas en accesorios. Fuente: los autores	122
Tabla 7.1 – Cómputos métricos del banco de prueba. Fuente: los autores	140

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Intercambiador de calor de flujos cruzados. Fuente: Fernández (2002).....	17
Figura 2.2 – Distintos tipos de superficies ampliadas. Fuente: Fernández (2002)	17
Figura 2.3 – Mezcla adiabática. Fuente: Fernández (2002).....	22
Figura 2.4 – Carta psicrométrica. Fuente: Fernández (2002).....	23
Figura 2.5 – Procesos psicrométricos 1. Fuente: Fernández (2002)	23
Figura 2.6 – Procesos psicrométricos 2. Fuente: Fernández (2002)	24
Figura 2.7 – Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Fernández (2002).....	25
Figura 2.8. Fuente: www.heseco.com	27
Figura 2.9 – Zonas de confort. Fuente: Pita (2003)	29
Figura 2.10 – Sistema de precision (UMA con recalentamiento). Fuente: Fernández (2002)	30
Figura 2.11 – Sistema de precision (UMA con recalentamiento y humidificador). Fuente: Fernández (2002)	30
Figura 2.12 – Resistencia tubular. Fuente: www.fati.com	31
Figura 2.13 – Proliferación de agentes perjudiciales en zonas de humedad relativa. Fuente: ASHRAE (2000).....	32
Figura 2.14 – Humidificador de tipo resistencia. Fuente: www.honeywell.com	33
Figura 2.15 – Curva característica de un ventilador. Fuente: Fernández (2002)	34
Figura 2.16 – Ventilador centrífugo. Fuente: Fernández (2002)	36
Figura 2.17 – Tipos de ventiladores centrífugos. Fuente: Fernández (2002).....	36
Figura 2.18 – Álabe de un ventilador axial. Fuente: Fernández (2002).....	37
Figura 2.19 – Tipos de ventiladores axiales: (a) de hélice, (b) turboaxial, (c) de aspas axiales. Fuente: Pita (2003)	37
Figura 2.20 – Desarrollo del perfil de velocidad luego de un ventilador. Fuente: ASHRAE (2001).....	38
Figura 2.21 – Cuerpo tridimensional. Fuente: Hawkes (1989).....	41
Figura 2.22 – Diagrama de un sistema de control. Fuente: Kuo (1996).....	45
Figura 2.23 – Señal analogical. Fuente: Kuo (1996)	46
Figura 2.24 – Señal discreta en tiempo. Fuente: Kuo (1996).....	46
Figura 2.25 – Señal discreta en amplitud. Fuente: Kuo (1996)	47
Figura 2.26 – Señal discreta en amplitud y tiempo. Fuente: Kuo (1996)	47
Figura 2.27 – Sistema lazo abierto. Fuente: Kuo (1996)	48
Figura 2.28 – Sistema lazo cerrado. Fuente: Kuo (1996)	49
Figura 2.29 – Control PID. Fuente: Kuo (1996).....	51
Figura 2.30 – Controladores Lógicos Programables. Fuente: www.schneider-electric.com	52
Figura 2.31 – Estructura general de un PLC. Fuente: Becerra (2007).....	53
Figura 2.32 – Área de trabajo normal y máxima en el plano horizontal desarrollados para hombres por Farley. Fuente: MAPFRE (1995)	56

Figura 2.33 – Zona conveniente de alcance. Fuente: MAPFRE (1995)	57
Figura 2.34 – Planos de trabajo en posición de pie según Grandjean. Fuente: MAPFRE (1995)	57
Figura 2.35 – Espacios de trabajo donde la actividad es individual. Fuente: Mc. Cormick (1969)	58
Figura 4.1 – Adiestrador de aire acondicionado de ducto abierto (GUNT). Fuente www.gunt.de	67
Figura 4.2 – Adiestrador de aire acondicionado con recirculación (GUNT). Fuente www.gunt.de	67
Figura 4.3 – Sistema de aire acondicionado con cámara climatizada (GUNT). Fuente www.gunt.de	68
Figura 4.4 – Unidad de aire acondicionado A660. Fuente www.p-a-hilton.co.uk	69
Figura 4.5 – Refrigeración y aire acondicionado MEP451. Fuente engg.kaau.edu.sa	69
Figura 4.6 – Panel de demostración de refrigeración (GUNT-USB). Fuente www.gunt.de	70
Figura 4.7 – Banco de Prueba para compresores. Fuente: Cantor (2003).....	71
Figura 5.1 – Banco de prueba visto como una caja negra. Fuente: los autores	74
Figura 5.2 – Leyenda de colores de procesos en las propuestas. Fuente: los autores	75
Figura 5.3 – Propuesta N° 1. Fuente: los autores	76
Figura 5.4 – Propuesta N° 2. Fuente: los autores	77
Figura 5.5 – Propuesta N° 3. Fuente: los autores	77
Figura 5.6 – Propuesta N° 4. Fuente: los autores	78
Figura 5.7 – Propuesta N° 5. Fuente: los autores	78
Figura 5.8 – Propuesta N° 6. Fuente: los autores	79
Figura 5.9 – Propuesta N° 7. Fuente: los autores	79
Figura 5.10 – Propuesta N° 8. Fuente: los autores	80
Figura 5.11 – Propuesta N° 9. Fuente: los autores	80
Figura 5.12 – Propuesta N° 10. Fuente: los autores	81
Figura 5.13 – Resistencias eléctricas aletadas. Fuente www.provindus.com.py	84
Figura 6.1 – Datos del cálculo del evaporador. Fuente: los autores	90
Figura 6.2 – Resultados del evaporador. Fuente: los autores.....	91
Figura 6.3 – Código del distribuidor. Fuente: los autores.....	94
Figura 6.4 – Datos del cálculo del condensador. Fuente: los autores	99
Figura 6.5 – Resultados del condensador. Fuente: los autores	100
Figura 6.6 – Representación gráfica del cálculo tipo para obtener los estados de salida luego del humidificador. Fuente: los autores.....	109
Figura 6.7 – Combinación de calentamiento y humidificación. Fuente: los autores	110
Figura 6.8 – Representación del sistema de ventilación. Fuente: los autores.....	117
Figura 6.9 – Sensores analógicos y elementos de control manual. Fuente: los autores	123
Figura 6.10 – Ubicación de los sensores en el sistema de refrigeración. Fuente: los autores	123

Figura 6.11 – Distribución de fuerzas en los perfiles (2 niveles: 35kg c/u). Fuente: los autores	128
Figura 6.12 – Malla no estructurada. Fuente: los autores	129
Figura 6.13 –Resultado de esfuerzos en los nodos de la malla. Fuente: los autores	129
Figura 7.1 – Válvula de expansión termostática. Fuente: www.buenosaires.ansal.com.ar	133
Figura 7.2 – Sección de calentamiento sensible. Fuente: los autores	135
Figura 7.3 – Esquema de transferencia de calor para el caso más desfavorable. Fuente: los autores	137

SIMBOLOGÍA Y ABREVIATURAS

SIMBOLOGÍA

A	Área
Btu	Unidad térmica británica
C	Coefficiente de pérdida
°C	Grados Centígrados
C_p	Calor específico a presión constante
C_v	Calor específico a volumen constante
cfm	Pies cúbicos por minuto
d	Diámetro, diferencial
D	Diámetro
D_h	Diámetro hidráulico
E	Módulo de elasticidad
E_t	Energía total del sistema
f	Fuerza
f	Factor de fricción
°F	Grados Fahrenheit
ft	Pies
g	Aceleración de gravedad
G	Módulo de corte
Gr	Número de Grashof
h	Hora
h	Entalpía, Coeficiente convectivo
H	Altura
h'	Entalpía psicrométrica
h_f	Caída de presión
h_f	Entalpía del líquido saturado
h_{fg}	Calor latente de evaporación

h_g	Entalpía del gas saturado
HP	Caballos de fuerza
HR	Humedad relativa
Hz	Hercios
in H ₂ O	Pulgadas de agua
k	Conductividad térmica
K	Grados Kelvin
kg	Kilogramo
kPa	kiloPascal
kW	Kilowatts
L	Largo
L_e	Longitud efectiva de desarrollo
lb	Libra
m_a	Masa de aire seco
m_e	Masa que entra
m_f	Masa final
m_i	Masa inicial
m_s	Masa que sale
m_w	Masa de vapor de agua
\dot{m}	Flujo másico
\dot{m}_{as}	Flujo másico de aire seco
\dot{m}_{cond}	Flujo másico de agua condensada
\dot{m}_w	Flujo másico de vapor de agua
mm Hg	Milímetros de mercurio
N ₂	Nitrógeno
Ne	Potencia en el eje
Nh	Potencia hidráulica
Nu	Número de Nusselt promedio
P	Presión, Perímetro

P_{atm}	Presión atmosférica
P_s	Presión de saturación
PEV	Presión estática del ventilador
ph	Fase
ppm	Pies por minuto
Pr	Número de Prandtl
psi	Libras fuerza sobre pulgada cuadrada
Q	Calor, Caudal
\dot{q}	Flujo de calor por unidad de tiempo
R_{aire}	Constante de los gases ideales
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
rpm	Revoluciones por minuto
RT	Rendimiento total
s	Segundo
T	Temperatura, Tracción superficial
T_{bh}	Temperatura de bulbo húmedo
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco
T_r	Temperatura de rocío
tr	Tonelada de refrigeración
u	Energía interna
U_d	Energía de distorsión
v	Volumen específico
V	Velocidad, Voltaje
V_{media}	Velocidad promedio
w	Humedad absoluta
W	Trabajo, Watts
Y	Relación de Poisson
z	Altura potencial

LETRAS GRIEGAS

β	Coeficiente de expansión
ε	Rugosidad, Deformación
ϕ	Humedad relativa
ν	Viscosidad cinemática
ρ	Densidad
σ	Esfuerzo

ABREVIATURAS

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
ASTM	<i>American Society of Testing Materials</i>
ARI	<i>American Refrigeration Institute</i>
CAD	<i>Computer Aided Engineering</i>
CAE	<i>Computer Aided Design</i>
Cal	Calificación
FONDOIN	Fondo de Reversión Industrial
NTC	<i>Negative Temperature Coefficient</i>
P	Puntuación
Pd	Ponderación
PLC	Controlador lógico programable
PTC	<i>Positive Temperature Coefficient</i>
VAV	Volumen de aire variable
VM	Von Mises

INTRODUCCIÓN

La evolución del hombre se ha basado en su búsqueda de simplificar la vida y de mejorar las condiciones del medio en el que se desenvuelve. Una de estas búsquedas se fundamenta en el acondicionamiento del aire en espacios cerrados o interiores, para esto se realizaron estudios e investigaciones partiendo del ciclo de refrigeración básico, con el cual se logró regular los parámetros de temperatura y humedad adecuados para el confort humano.

Los sistemas de acondicionamiento de aire según su aplicación se pueden clasificar en dos grandes grupos: los sistemas de confort y los de precisión, la diferencia entre uno y otro, es el tipo de acondicionamiento a realizar. En el primero, el sistema proporciona al ambiente condiciones de temperatura, humedad, movimiento y calidad del aire, apropiados para el confort de las personas, el cual se basa en una zona limitada por rangos de las variables mencionadas, estas condiciones no deben afectar el rendimiento de las personas que permanecen en el medio interior. En el segundo, el sistema presenta un alto rango de sensibilidad y debe ser capaz de proporcionar al ambiente unas condiciones de temperatura y humedad mucho más precisas. Estos sistemas son utilizados principalmente en salas de equipos electrónicos (*data centers*, computadoras, salas de servidores, etc.), quirófanos, salas de procesos de producción delicados (productos químicos, microprocesadores, circuitos integrados y electrónica de alta tecnología), entre otros, que requieren condiciones de trabajo y operación muy específicas (Pita, 2003).

Para la evolución y buen desempeño de los equipos de aire acondicionado, se deben realizar, en laboratorios, pruebas de simulación de ambientes, para poner en funcionamiento equipos de aire acondicionado y verificar su exactitud requerida según su clasificación. Estos ensayos también tienen cabida para fines didácticos a fin de asimilar el funcionamiento de un equipo de aire acondicionado y sus parámetros.

Para registrar la información del ensayo se suele aplicar una recolección de datos del ensayo, en donde se obtienen las propiedades en los puntos necesarios para calcular resultados de capacidad y otros detalles del equipo. Esta recolección de datos en décadas pasadas se realizaba manualmente, leyendo los valores mostrados por las escalas de la instrumentación colocada en bancos de ensayos. Con el avance tecnológico, se empieza a utilizar la electrónica como una herramienta útil para agilizar procedimientos mecánicos que se llevaban a cabo anteriormente en un tiempo mayor y de manera no tan precisa y exacta. Actualmente son populares los controladores lógicos programables (PLC), para la obtención de datos y regulación de condiciones de operación de maquinarias, debido a la gran ventaja de ingeniería asistida por computadora (CAE) de poder regular, modificar y registrar procesos en la industria en tiempos muy reducidos, con una debida interfaz entre el humano y el computador.

CAPÍTULO I: EL PROBLEMA EN ESTUDIO

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1.1 Descripción de la situación y motivación

De acuerdo al pénsum de estudios de Ingeniería Mecánica, es necesario realizar prácticas de laboratorio relacionadas al área de termodinámica, particularmente aquellas aplicaciones con refrigeración y acondicionamiento de aire, pues son temas a dictar en las asignaturas Termodinámica I y II. Debido a esto, la Escuela de Ingeniería Mecánica cuenta desde hace algunas décadas con el Laboratorio de Termodinámica. Lamentablemente debido al envejecimiento de los equipos, pérdida de vida útil y falta de mantenimiento o renovación, algunos bancos de prueba han dejado de funcionar en su totalidad o a muy bajo rendimiento. Es por esto que actualmente existe el *Proyecto para la Modernización del Laboratorio de Termodinámica*, con el cual se ha obtenido financiamiento para el diseño y construcción de diversos bancos de prueba modernos, acondicionados para las necesidades actuales y mejoramiento de las instalaciones del laboratorio.

En la presente generación tecnológica, prácticamente todas las maquinarias en la industria dependen de cierto tipo de automatización para asegurar el buen funcionamiento de estos equipos. Además, la reapertura del Departamento de Automática aunado a la poca cantidad de prácticas de automatización en la Escuela, soportan la idea de realizar bancos de prueba que puedan aplicarse a materias de automática, por lo tanto un banco de prueba del área de termodinámica, controlado por autómata, conllevaría a contar con un mismo equipo aplicable a diversas materias del pénsum.

Al mismo tiempo de emplearse el banco de prueba para prácticas de laboratorio, se puede utilizar para investigación profesional o desarrollo de Trabajos Especiales de Grado, específicamente en el área de ventilación, refrigeración, aire

acondicionado o termodinámica. Actualmente no se cuenta con bancos de prueba, en buen funcionamiento, para dichas áreas.

Adicionalmente, la Universidad Central de Venezuela, mediante el Laboratorio de Termodinámica, ha firmado un convenio de cooperación con FONDOIN con la finalidad de capacitar recurso humano en el área de aire acondicionado y refrigeración en buenas prácticas. Este equipo sería de gran utilidad ya que facilitaría el adiestramiento del personal a capacitar.

1.1.2 Formulación del problema

En el año 1978, el estudiante de pregrado Álvaro Bellizzia, con la tutoría del Profesor Franklin Baduy, diseñó y construyó un equipo para estudios de acondicionamiento de aire que contemplaba una ductería por la cual circulaba un flujo aire, forzado por un ventilador en la entrada. A dicho aire se le modificaban sus propiedades psicrométricas a lo largo del trayecto y se realizaban así, prácticas de laboratorio. El equipo dejó de funcionar hace algunos años, llegando a la situación actual de estar separado en varias partes, varias de ellas todavía están en el laboratorio, acumuladas en una esquina, deteriorándose progresivamente. Remarcando la importancia de realizar prácticas de laboratorio con respecto al área de Termodinámica y aire acondicionado, este banco de prueba se convierte en una pieza fundamental del laboratorio, por lo tanto se debe reparar o sustituir por uno nuevo. Una vez se intentó reparar con resultados fallidos, estableciendo como desventajas principales que las partes del equipo ya pasaron su vida útil, además del gran espacio que ocupaba en el laboratorio, cuando estaba en funcionamiento; y su diseño y construcción con la tecnología de hace ya dos décadas.

Las ventajas de hacer un nuevo banco de prueba para el estudio de procesos de acondicionamiento de aire radican en la modernización del Laboratorio de Termodinámica, aplicando conocimientos y tecnología actuales de diseño, construcción y operación; no ocuparía tanto espacio en el laboratorio, se generarían diversas prácticas aplicadas a varias materias de la Escuela y se motivaría al

estudiantado a asistir y prestar atención a la parte práctica, al observar y utilizar un banco de prueba ajustado a las condiciones actuales de Ingeniería. Por lo tanto resulta una mejor opción a final de cuentas el diseño y construcción de un nuevo banco de pruebas relacionado a acondicionamiento de aire, que reparar el antiguo equipo.

Con respecto a la parte de diseñar un banco de prueba automatizado, se tiene que para la utilización de un banco no automatizado, el registro de datos y establecimiento de las condiciones deseadas de operación, y su modificación, puede resultar complejo, dependiendo del número de variables a manejar en el problema. La lectura de los manómetros, termómetros y diversa instrumentación, bajo sistemas mecánicos, puede ser problemática para establecer el valor de la variable medida y con posibles errores de calibración, en cambio al usar métodos electrónicos bastante exactos, se facilita la recolección de datos y modificación de las condiciones de operación de procesos, lo cual es una ventaja fundamental para la investigación de campo, pues permite obtener data técnica reproducible y verificable. Otra ventaja por la cual automatizar, es la prolongación de la vida útil del banco de prueba, ya que prácticamente no se deberán tocar las partes por el estudiantado o trabajadores.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un banco de prueba para la simulación física de procesos de acondicionamiento de aire.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Desarrollar un resumen bibliográfico de los avances logrados en el área del estudio de sistemas de acondicionamiento de aire.
- Identificar el sistema termodinámico a estudiar, sus componentes, fronteras, propiedades termodinámicas y físicas involucradas, y las interacciones que ocurren en las fronteras.

- Establecer una metodología de diseño que permita obtener varias propuestas, de bancos de prueba, a ser estudiadas.
- Establecer los posibles procesos a efectuarse en el banco de prueba.
- Seleccionar, de acuerdo a los criterios utilizados en los puntos anteriores, el diseño que mejor se adapte a los requerimientos del problema planteado.
- Desarrollar la propuesta seleccionada en el punto anterior en función de dimensionar, especificar y seleccionar equipos y materiales requeridos.
- Elaborar planos y cómputos métricos para la construcción del banco de prueba.

1.3 ALCANCES

- Consultar manuales, libros y/o catálogos relacionados con aire acondicionado, refrigeración, ventilación y automatización.
- Partiendo de las referencias encontradas junto con el problema planteado, se describirán los componentes principales que rodean o circulan el equipo.
- La metodología de diseño estará conformada por el planteamiento de una necesidad, luego se establecen especificaciones de diseño, posteriormente una tormenta de ideas sin restricción alguna. Se aplican las especificaciones de diseño para descartar las que no cumplan con lo requerido, seguido de la combinación de dichas ideas dentro de un análisis morfológico, y por último la selección de la(s) mejor(es) por medio de una matriz de selección que contenga criterios razonables y fundamentados en las especificaciones de diseño.
- Los posibles procesos a ser establecidos, serán los reflejados comúnmente en los modelos existentes en el mercado o los planteados en trabajos anteriores referenciales.
- En el desarrollo de la propuesta final se incluirá el cálculo de la mayoría de los componentes (ductos, serpentines, resistencias, ventilador, etc.); se diseñará principalmente la ductería por la cual circulará el aire y se

seleccionarán, por catálogo, diversos componentes restantes (compresor, serpentines, automatización, ventilador, etc.).

- En el diseño del banco de prueba se considerará que las dimensiones físicas del mismo, estarán sujetas a las del espacio disponible para su ubicación en el laboratorio.
- Se proporcionarán planos donde se describa completamente el banco de prueba, junto con la lista de materiales o componentes necesarios y cálculos métricos de cada sección.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

“Los antecedentes reflejan los avances y el estado actual del conocimiento en un área determinada y sirven de modelo o ejemplo para futuras investigaciones.” (Arias, 2006). Se describen a continuación una lista de trabajos cuyo tema está vinculado al de la presente investigación y que cumpliendo con la definición descrita anteriormente, sirven de ejemplo para el desarrollo de este trabajo.

Bellizzia M., Álvaro (1978). *Diseño y construcción de un equipo para estudios de acondicionamiento de aire.* Diseñó y construyó un equipo para estudios de acondicionamiento de aire para el Laboratorio de Termodinámica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, basado en secciones de ventilación, enfriamiento, calentamiento y humidificación del aire atmosférico. Se realizaron guías de operación y mantenimiento.

Figuera A., Victor M.; Mujica M., José A. (1991). *Optimización del sistema de aire acondicionado y su control y supervisión mediante el CC-1000.* El trabajo fue realizado para las torres de Parque Central donde se controló el encendido y apagado de las unidades de manejo de aire de cada piso de las torres. Se analizó las partes del sistema computarizado, su conexión y control. La optimización del sistema de control automático se basó en garantizar un ahorro de energía y mejora del plan de mantenimiento integral.

Carbonell C., Elkin E. (2000). *Automatización de los sistemas de aire acondicionado e iluminación de una empresa de cosméticos.* El sistema de aire acondicionado estaba formado por un sistema central principalmente. Plantearon el control de forma automática de cada equipo en función de horarios, así como las maniobras que se deben ejecutar para mantener el confort.

Becerra L., Jonathan F. (2007). *Automatización, control y supervisión remota del sistema central de aire acondicionado (agua helada) para un edificio.*

Realizó la automatización, control y supervisión remota del sistema central de aire acondicionado (agua helada) para un edificio, por medio de Internet, basándose en un autómata programable modelo *QUANTUM* de *Schneider Electric* bajo el lenguaje *UNITY PRO*. Esto permite a la empresa encargada de la operación del equipo la visualización del sistema y la realización de maniobras para un óptimo funcionamiento, vía Internet (TCP/IP).

Djurisic R., Daniel.; Tovar H., Luís R. (2007). *Ahorro de energía en los sistemas de acondicionamiento de aire instalados en un complejo de oficinas pertenecientes a una compañía de telecomunicaciones.*

Realizaron un levantamiento y análisis exhaustivo de los equipos que se encontraban en la compañía para el momento. Al obtener resultados bajos en cuanto a eficiencia se refiere, hicieron propuestas sobre sustitución de *chillers* antiguos, por unos nuevos con mejor desempeño. También recomendaron modificaciones para el sistema de monitoreo y control de las instalaciones.

2.2 ASPECTOS FUNDAMENTALES

2.2.1 Ley de gases ideales

Son gases hipotéticamente hablando, idealizados del comportamiento de los gases en condiciones corrientes (Fernández, 2002). También se les conoce como gases perfectos (C_p y C_v constantes). La ecuación 2.1 describe la relación entre la presión, el volumen específico y la temperatura para gases ideales.

$$P \cdot v = R \cdot T \quad [2.1]$$

Siendo R una constante para cada gas. De esta ecuación se pueden deducir relaciones entre la densidad, la presión y la temperatura para un estado o un cambio de estados, como se muestra en las ecuaciones 2.2 y 2.3.

$$\frac{\rho T}{P} = cte \quad [2.2]$$

$$\rho = \rho_o \cdot \frac{P}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T} \quad [2.3]$$

Donde:

ρ_o : densidad de referencia

P_o : presión de referencia

T_o : temperatura de referencia

2.2.2 Primera Ley de la Termodinámica

Esta ley esta basada en principio de que la energía no se puede crear ni destruir y para un sistema cerrado (de masa constante) la Primera Ley de la Termodinámica se expresa matemáticamente por medio de la ecuación 2.4.

$$\Delta E_T = Q - W \quad [2.4]$$

Donde ΔE_T es el cambio total de energía del sistema, Q es el calor agregado al sistema y W el trabajo realizado por el sistema. La Primera Ley de la Termodinámica sólo proporciona la expresión cuantitativa del Principio de Conservación de la Energía (Fernández, 2002).

2.2.2.1 Primera Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos

Para sistemas abiertos la 1ª Ley de la Termodinámica se puede obtener por extensión de la expresión para sistemas cerrados, como se muestra en la ecuación 2.5.

$$\begin{aligned} & \sum m_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum m_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s + Q - W = \\ & = \left[m_f \left(u + \frac{V^2}{2} + gz \right)_f - m_i \left(u + \frac{V^2}{2} + gz \right)_i \right]_{sistema} \end{aligned} \quad [2.5]$$

Donde:

m_e : masa que entra

h : entalpía

m_s : masa que sale

Q : Calor

W : Trabajo

u : Energía interna

m_i : masa inicial

m_f : masa final

V : Velocidad

g : Aceleración de gravedad

2.2.3 Ecuación de continuidad

Si se considera que un fluido es continuo a lo largo del espacio que ocupa (en un marco de observación macroscópico), se puede establecer una igualdad entre la masa entrante al sistema y la masa saliente, pues la ecuación de continuidad enuncia un cambio de masa nulo con respecto a una variación de tiempo. En las ecuaciones 2.6 y 2.7, aplicada a un volumen, se muestran las igualdades.

$$m_e = m_s \quad [2.6]$$

$$\rho_e Q_e = \rho_s Q_s \quad [2.7]$$

2.2.4 Número de Reynolds

Es un parámetro adimensional para caracterizar el movimiento de un fluido. Como todo número adimensional es un cociente, una comparación. En este caso es la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas y está definida por la ecuación 2.8.

$$Re = \frac{V_{media} \cdot D_h}{\nu} \quad [2.8]$$

Donde:

V_{media} : Velocidad media

D_h : Diámetro hidráulico

ν : Viscosidad cinemática

Para secciones no circulares el diámetro hidráulico dependerá del área transversal y del perímetro de la sección en contacto con el fluido, por medio de la ecuación 2.9 se describe la relación.

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad [2.9]$$

Para secciones rectangulares, el diámetro hidráulico tiene una definición más específica encontrada por Huebscher en 1948 (ASHRAE, 2001), para obtener similares flujos y resistencias al de una sección circular (ecuación 2.10).

$$D_h = \frac{1,3(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}} \quad [2.10]$$

Donde a y b son los lados de la sección rectangular en mm.

2.2.5 Flujo turbulento

Es el movimiento de un fluido, que se da en forma caótica, en el cual las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se encuentran formando pequeños remolinos no periódicos (Fernández, 2002). Debido a esto, la trayectoria de una partícula se puede predecir hasta una cierta escala, donde luego se hace impredecible conocer el patrón correcto. Un flujo es turbulento cuando el número de Reynolds, aplicado al caso, es mayor de 4000, donde las fuerzas inerciales se hacen muy superiores con respecto a las fuerzas de viscosidad.

2.2.6 Principio de Bernoulli

Describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una línea de corriente. Expresa que en un fluido perfecto (sin viscosidad ni rozamiento) en

régimen de flujo por un conducto cerrado, la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de su recorrido. Dicha energía, en cualquier momento, consta de tres componentes:

- Cinético: es la energía debida a la velocidad que posee el fluido.
- Potencial gravitacional: es la energía debido a la altitud que un fluido posee.
- Potencial de presión: es la energía que un fluido contiene debido a la presión que posee.

La ecuación 2.11 conocida como "Ecuación de Bernoulli" consta de estos mismos términos.

$$\frac{V^2}{2g} + z + \frac{P}{\rho \cdot g} = \text{Constante} \quad [2.11]$$

Para aplicar la ecuación se deben realizar los siguientes supuestos:

- Viscosidad (fricción interna) = 0, es decir, aplicada para un fluido perfecto
- Caudal constante
- Fluido incompresible (densidad constante)
- La ecuación se aplica a lo largo de una línea de corriente
- Flujo isotérmico

2.2.7 Pérdidas por fricción en tuberías

La ecuación de Darcy-Weisbach es ampliamente usada para el cálculo de la pérdida de carga debida a la fricción dentro una tubería. Es aplicable para un flujo con cualquier valor de número de Reynolds y se expresa en la ecuación 2.12.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad [2.12]$$

Donde h_f es la pérdida de carga debida a la fricción, calculada a partir de la fricción f (término este conocido como factor de fricción de Darcy o coeficiente de

rozamiento), la relación entre la longitud y el diámetro de la tubería (L/D), la velocidad del flujo (V) y la aceleración debida a la gravedad g que es constante.

Para encontrar el factor de fricción (f) también es aplicable la fórmula de Swamme & Jain (1976) teniendo un error de $\pm 1\%$. La ecuación 2.13 describe dicha relación.

$$f = \frac{0,25}{\left(\text{Log} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot d / 12} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right)^2} \quad [2.13]$$

Donde:

d: diámetro de la tubería en pulgadas

Re: Número de Reynolds

ε : Rugosidad del material, 0,00015 ft para acero galvanizado.

En la práctica, es común usar data experimental para calcular pérdidas en tuberías y accesorios. Para tuberías, se suele encontrar por tabla (o gráfica) un valor de pérdida, asociada a cierto caudal y diámetro, que ocurre en una longitud de 100 ft de tubería.

Para accesorios, hay tablas donde se indica un coeficiente de pérdida, que se multiplica por la carga de energía cinética del flujo y se obtiene la caída de presión (ecuación 2.14), a este método se le conoce como método de coeficiente de pérdida.

$$h_{f, \text{accesorios}} = C \cdot \rho \left(\frac{V}{1097} \right)^2 \quad [2.14]$$

Donde:

$h_{f, \text{accesorios}}$: caída de presión en inH₂O

C: coeficiente de pérdida

ρ : densidad en lb/ft²

V: velocidad en ppm

De manera alternativa, también se suele encontrar dicho coeficiente en forma de longitud equivalente de tubería, es decir, una longitud en tubería según un diámetro y una velocidad de operación, que genera una misma caída de presión que la del accesorio, para luego calcular el caso con los métodos conocidos para pérdidas en tuberías.

2.2.8 Mecanismos de transferencia de calor

Siempre que existe una diferencia de temperatura, la energía se transfiere de la región de mayor a la de menor temperatura. De acuerdo con los conceptos termodinámicos la energía que se transfiere como resultado de una diferencia de temperatura, es el calor, sin embargo, aunque las leyes de la termodinámica tratan de la transferencia de energía, sólo se aplican a sistemas que están en equilibrio; pueden utilizarse para predecir la cantidad de energía requerida para modificar un sistema de un estado de equilibrio a otro, pero no sirven para predecir la rapidez (tiempo) con que puedan producirse estos cambios; la fenomenología que estudia la transferencia de calor complementa los principios termodinámicos, proporcionando unos métodos de análisis que permiten predecir esta velocidad de transferencia térmica (Fernández, 2002).

La transferencia de calor ocurre por medio de tres mecanismos distintos: conducción, convección y radiación. La transferencia de energía térmica entre dos cuerpos diferentes, por conducción o convección, requieren el contacto directo de las moléculas de diferentes cuerpos y se diferencian en que en la primera no existe movimiento macroscópico de materia, mientras que en la segunda sí hay movimiento macroscópico. Para la materia ordinaria la conducción y la convección son los mecanismos principales, ya que la transferencia de energía térmica por radiación sólo representa una parte minúscula de la energía transferida. El intercambio de energía térmica por radiación aumenta con la cuarta potencia de la temperatura, siendo sólo significativa a partir de temperaturas superiores a varios miles de Kelvin.

2.2.8.1 Convección

Este mecanismo de transferencia de calor es propio de los fluidos y se modela con la Ley del Enfriamiento de Newton (ecuación 2.15).

$$\frac{dQ}{dt} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad [2.15]$$

Donde h es el coeficiente de convección (o coeficiente de película), A_s es el área del cuerpo en contacto con el fluido, T_s es la temperatura en la superficie del cuerpo y T_∞ es la temperatura del fluido en un punto lo suficientemente alejado como para no estar afectado por la transferencia de calor. El desarrollo del coeficiente convectivo (h) es la parte más compleja e interesante dentro del estudio de la transferencia de calor por convección, ya que éste cuantifica la influencia de las propiedades del fluido y de la superficie. Existe gran número de correlaciones empíricas para la obtención de dicho coeficiente, cada una para un caso especial con condiciones y consideraciones específicas.

2.2.8.2 Intercambiador de calor de flujos cruzados

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir energía térmica de un fluido a otro por convección y conducción, bien sea que estos estén separados por una barrera sólida o que se encuentren en contacto. En los intercambiadores de flujo cruzado (figura 2.1), uno de los fluidos (líquido o gas) fluye por el interior de los tubos, mientras que al otro fluido (gaseoso) se le obliga a fluir perpendicularmente al haz de tubos. El flujo del fluido exterior puede realizarse mediante convección forzada o libre.

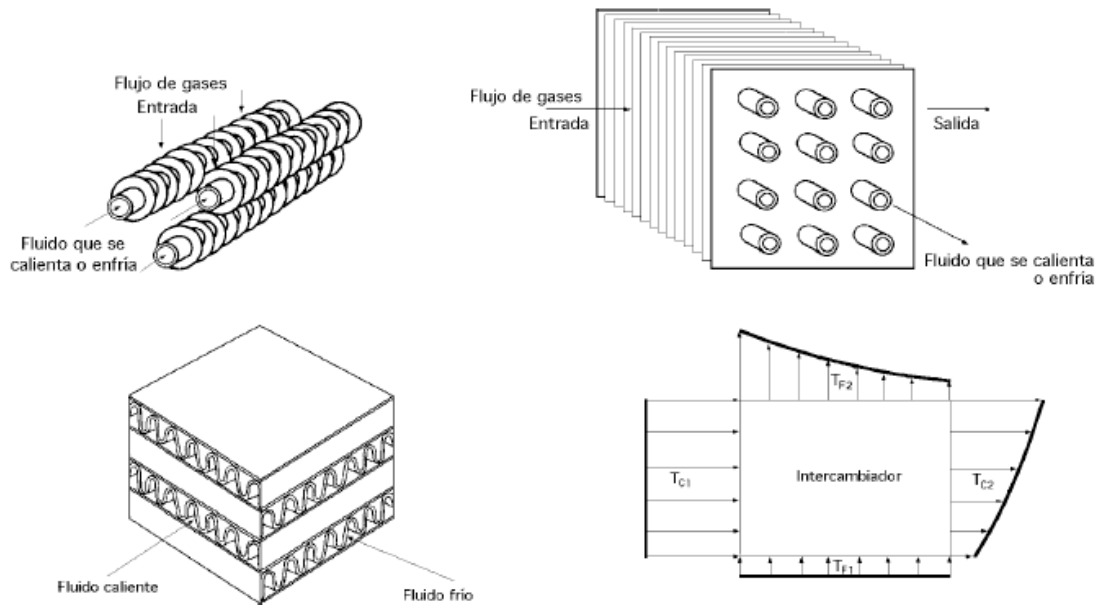


Figura 2.1 – Intercambiador de calor de flujos cruzados. Fuente: Fernández (2002)

2.2.8.3 Superficies ampliadas

Cuando una de las dos corrientes de fluido tiene un coeficiente de transferencia de calor mucho menor que la otra, se presentan problemas de flujo de calor. En estos casos, para ahorrar espacio y disminuir el coste del aparato existen ciertos tipos de superficies ampliadas (figura 2.2), en las cuales el área exterior de los tubos se amplía mediante aletas, clavos, discos y otros accesorios. De esta forma el área exterior se hace mucho mayor que el área interior aumentando la transferencia de calor.

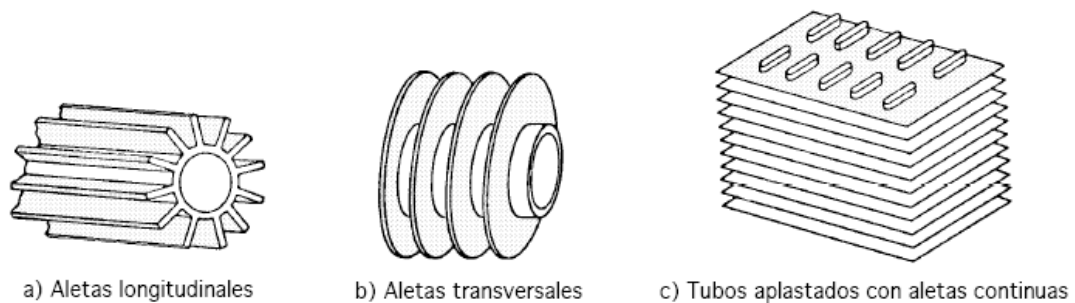


Figura 2.2 – Distintos tipos de superficies ampliadas. Fuente: Fernández (2002)

2.2.8.4 Estándar ARI 410-2001

El propósito de este estándar es establecer, para serpentines de enfriamiento o calentamiento con convección forzada definiciones, clasificaciones, requerimientos de pruebas, intervalos estándares de variables, propiedades de sólidos y fluidos, etc. Su función es guiar a la industria, incluyendo fabricantes, ingenieros, instaladores y usuarios. Este estándar fundamenta las bases para establecer el desempeño de serpentines prácticamente bajo cualquier condición de operación y arreglo geométrico.

2.2.9 Psicrometría

Es una rama de la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano (Pita, 2003). El aire húmedo puede considerarse como una mezcla de aire seco y vapor de agua. Ambos componentes pueden modelarse como gases ideales, debido a que en el rango de presiones de operación, los dos gases presentan un error prácticamente despreciable con relación a la ecuación para un gas ideal. La presión de la mezcla es la suma de ambas presiones locales (Ley de Dalton). La relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco se conoce como humedad absoluta, descrita en la ecuación 2.16.

$$w = \frac{m_w}{m_a} \quad [2.16]$$

El vapor de agua presente en el aire suele tener una presión parcial pequeña. El aire estará saturado de vapor de agua cuando, a una temperatura de bulbo seco dada, dicha presión parcial sea igual a su presión de saturación, a dicha temperatura. A esta temperatura se le denomina temperatura o punto de rocío (T_r) ya que indica la temperatura a la que comenzará a condensarse el vapor de agua.

Otro parámetro psicrométrico de alta importancia es la humedad relativa, el cual es el cociente entre la presión parcial del vapor y su presión de saturación a la misma temperatura (ecuación 2.17), expresado en porcentaje.

$$HR = 100 \cdot \frac{P_v}{P_{s@T}} (\%) \quad [2.17]$$

De esta manera, cuando el aire está saturado $P_v=P_{s@T}$ y $T_{bs}=T_r$ y la humedad relativa será del 100%. Según se aleje del 100% el aire estará más seco.

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura que alcanza un termómetro cubierto con un paño húmedo que se expone a una corriente de aire sin saturar que fluye a velocidades cercanas a 5 m/s (también puede hacerse que sea el termómetro el que se mueva). Cuando el paño se expone al aire, parte del agua se evapora, consumiendo inicialmente calor latente del paño y produciendo un descenso de la temperatura del termómetro. A partir de dicho momento fluye calor desde el aire hacia el paño, permitiendo la evaporación de más agua. El proceso sigue hasta que se alcanza el equilibrio entre ambos flujos de calor (Fernández, 2002).

La entalpía específica total del aire húmedo h' es la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua como se muestra en la ecuación 2.18. También se puede obtener por la ecuación 2.19 en función de la temperatura de bulbo seco en °C y la humedad absoluta en $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}$.

$$h' = h_a + wh_g \quad [2.18]$$

$$h' = 1,006 \cdot T_{bs} + w(2501 + 1,805T_{bs}) \quad [2.19]$$

Los procesos psicrométricos fundamentales consisten en transferencias de energía en forma de calor y transferencias de masa con vapor de agua (tabla 2.1). El signo de dichas transferencias da lugar a varias posibilidades, tal y como se muestra en la siguiente tabla de procesos que aumentan o disminuyen la entalpía y humedad absoluta del aire atmosférico.

Tabla 2.1 – Procesos psicrométricos. Fuente: los autores

Proceso	Δh	Δw
Calentamiento sensible	+	0
Enfriamiento sensible	-	0
Humidificación adiabática	0	+
Deshumidificación adiabática	0	-
Humidificación con calentamiento	+	+
Humidificación con enfriamiento	-	+
Deshumidificación con calentamiento	+	-
Deshumidificación con enfriamiento	-	-

2.2.9.1 Calentamiento o enfriamiento sensible

Son procesos en los que se modifica la temperatura del aire sin que se produzca evaporación o condensación. En este caso se mantiene constante la cantidad de vapor presente en el aire. El calentamiento va acompañado de una disminución de la humedad relativa, aumentando, por tanto, la capacidad del aire para secar los materiales con los que entre en contacto. El enfriamiento produce, por el contrario, un aumento de la humedad relativa, pero sin llegar a la saturación. La cantidad de energía necesaria para el calentamiento o desprendida en el enfriamiento es dada por la ecuación 2.20.

$$Q = m_a (h'_2 - h'_1) = m_a \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [2.20]$$

2.2.9.2 Humidificación

En los procesos de humidificación se produce un aumento de la cantidad de vapor de agua presente en el aire. Dicho aumento de la humedad estará provocado por la extracción del agua presente en alguna sustancia (secado) o por que se añada agua expresamente (por ejemplo, para acondicionar el aire en un clima seco, o para conseguir una humedad relativa elevada en cámaras de conservación de frutas y hortalizas). En todo caso, se producirá también una variación en la temperatura del aire, que dependerá de si se ha añadido o no calor durante el proceso.

Humidificación adiabática: hay un aumento de la humedad y la humedad relativa a la vez que disminuye la temperatura sin que exista aportación de energía. El proceso es el mismo que el explicado en la saturación adiabática, sin que tenga que alcanzarse necesariamente dicha saturación.

Humidificación con calentamiento o enfriamiento: existe un aumento de la humedad con intercambio de calor. La temperatura puede aumentar, disminuir o permanecer constante. La humedad relativa puede aumentar o disminuir, el proceso puede descomponerse, por ejemplo, en un calentamiento sensible seguido de una humidificación adiabática.

Deshumidificación por enfriamiento: disminuye la humedad del aire como consecuencia de un decremento de la temperatura por debajo de su correspondiente temperatura de rocío. Como ya sabemos, la saturación del aire se produce cuando su humedad relativa alcanza el 100% y el aire alcanza su temperatura de rocío. A partir de dicho momento cualquier enfriamiento producirá la condensación del vapor de agua existente, disminuyendo así, la humedad presente en el aire. En los problemas relacionados con procesos de condensación es importante obtener la temperatura final, así como la cantidad de vapor condensado.

2.2.9.3 Mezcla adiabática

En algunos casos prácticos se produce la mezcla de aires con diferentes propiedades psicrométricas (figura 2.3), sin que se realice ningún aporte externo de calor (adiabáticamente). Ejemplo típico es el que se produce cuando el aire de retorno en un sistema de aire acondicionado se mezcla con una parte de aire procedente del exterior. Para calcular las propiedades del aire mezclado, conociendo las de sus componentes, es necesario recurrir a los balances de masa y energía.

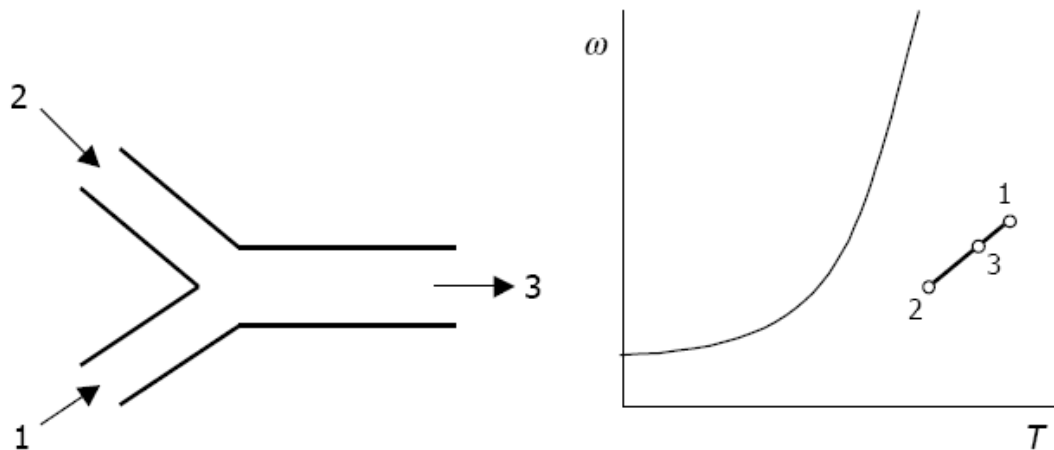


Figura 2.3 – Mezcla adiabática. Fuente: Fernández (2002)

2.2.9.4 Diagramas psicrométricos

Las diferentes propiedades del aire húmedo están relacionadas entre sí, de forma que a partir de dos cualesquiera de las definidas anteriormente es posible obtener el resto. Sin embargo, el uso de las diversas ecuaciones o aproximaciones puede complicar excesivamente el cálculo de las propiedades. Por ello, se ha impuesto en la práctica la utilización de diagramas, que no son más que las representaciones gráficas de las ecuaciones anteriores, y que se denominan diagramas psicrométricos. En estos diagramas, cada estado del aire está representado por un punto y cada proceso psicrométrico por una línea. Se consigue así una estimación rápida y precisa de la información necesaria en el estudio y diseño de equipos o procesos relacionados con la psicrometría. Además permiten realizar cálculos en cualquier momento y situación.

El principal inconveniente de los diagramas psicrométricos es que solamente pueden ser utilizados para la presión indicada (con un margen aproximado de un 10% arriba o abajo), es decir, es necesario construir un diagrama para cada presión total. Otro inconveniente es la gran cantidad de líneas que vienen representadas, lo cual puede llevar al usuario inexperto a cometer errores fácilmente. Es necesario, por tanto, aprender a utilizar correctamente los mencionados diagramas. También hay que tener en cuenta que no están representadas las curvas para todos los valores posibles,

por lo que en muchos casos será necesario interpolar. A continuación se muestra un diagrama psicrométrico (carta psicrométrica) y la representación de los procesos antes descritos (figuras 2.4, 2.5 y 2.6).

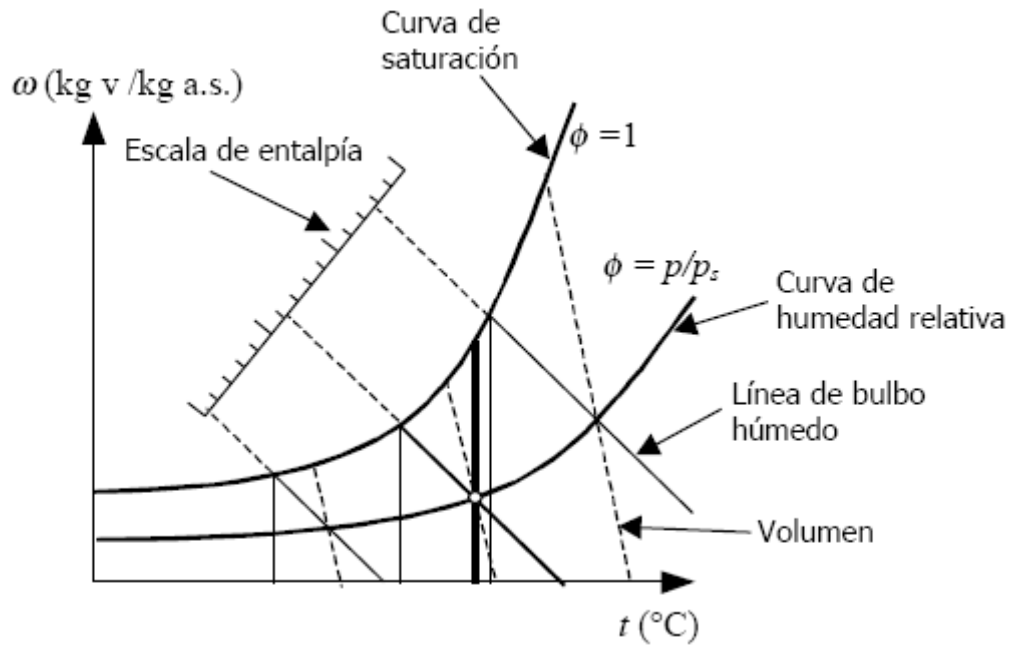


Figura 2.4 – Carta psicrométrica. Fuente: Fernández (2002)

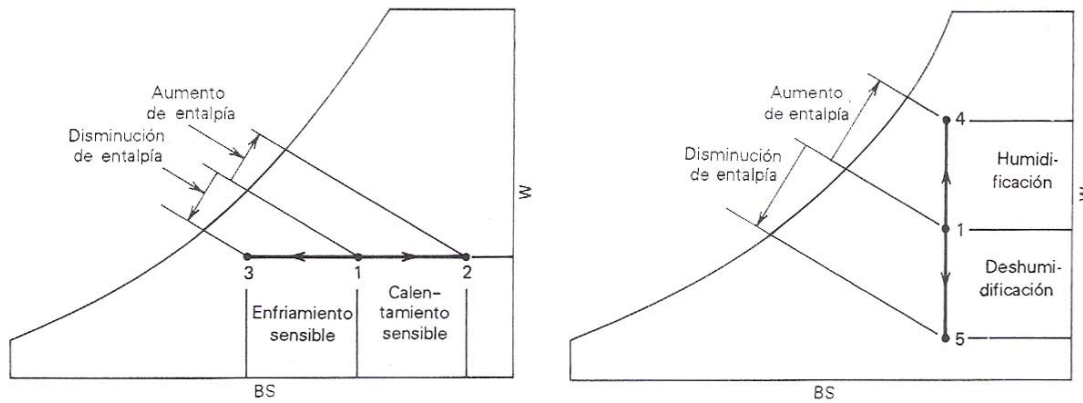


Figura 2.5 – Procesos psicrométricos 1. Fuente: Fernández (2002)

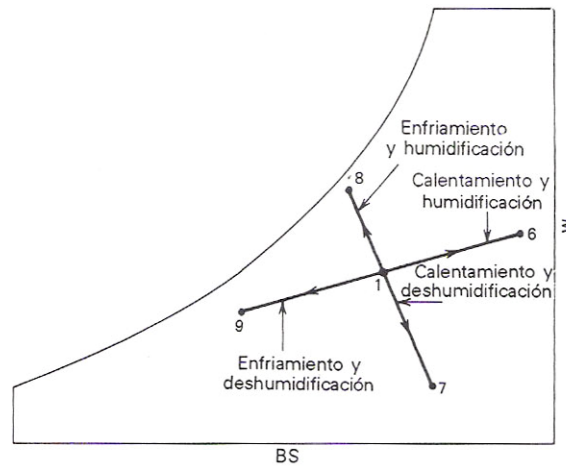


Figura 2.6 – Procesos psicrométricos 2. Fuente: Fernández (2002)

2.2.10 Aire acondicionado

El acondicionamiento de aire es el proceso más completo de tratamiento del aire ambiente de los locales habitados; consiste en regular las condiciones en cuanto a la temperatura (calefacción o refrigeración), humedad, limpieza (renovación, filtrado) y el movimiento del aire dentro de los locales. Si no se trata la humedad, sino solamente la temperatura, podría llamarse climatización. El acondicionamiento de aire para un recinto que genere calor, se basa en suministrar aire a menor temperatura para combatir la carga térmica. Esto se logra básicamente por medio de un sistema de refrigeración, el cual transfiere calor del aire hacia el sistema para así enfriarlo (Pita, 2003).

2.2.10.1 Refrigeración, ciclo básico por compresión de vapor

En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Más específicamente, se define la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior con respecto de los alrededores correspondientes. Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado. Debido a que el calor eliminado del cuerpo refrigerado es transferido a

otro cuerpo, es evidente que refrigeración y calefacción son en realidad los extremos opuestos del mismo proceso. A menudo, solo el resultado deseado distingue a uno del otro. Debido a que el calor siempre fluye de una región de temperatura alta a una región de temperatura baja, siempre se tendrá un flujo de calor hacia la región refrigerada de los alrededores calientes. Para limitar el flujo de calor hacia la región refrigerada de manera que sea un mínimo, resulta necesario aislar la región de sus alrededores con un buen material aislante de calor.

En la figura 2.7 se muestra un diagrama que indica los componentes básicos del sistema de refrigeración por compresión de vapor. El fluido refrigerante circula a través de la tubería y el equipo en la dirección indicada. Hay cuatro procesos (cambios en el estado del fluido) que se efectúan a medida que el fluido pasa a través del sistema:

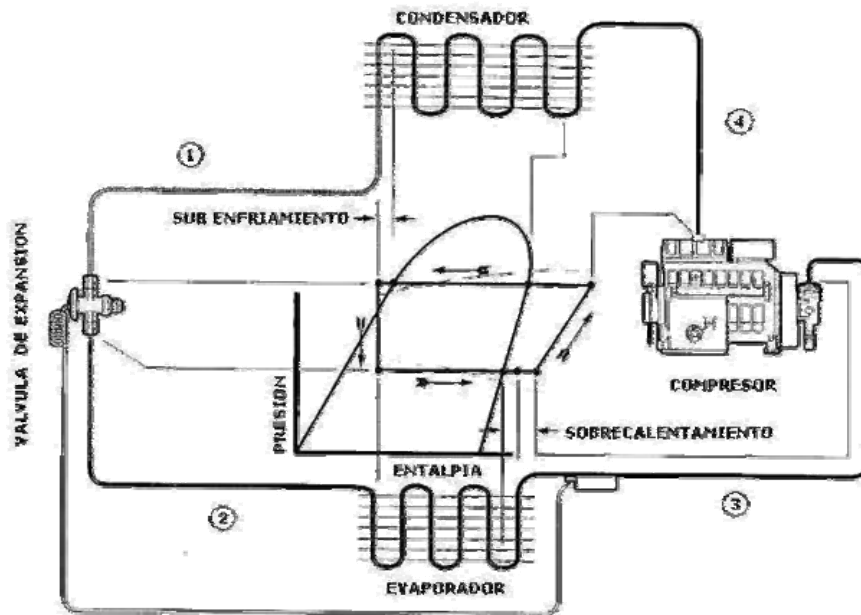


Figura 2.7 – Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Fernández (2002)

- *Proceso 1-2:* en el punto 1, el refrigerante se encuentra en estado líquido a presión y temperatura relativamente altas. Pasa a 2 a través de una restricción que se llama dispositivo de control de flujo o también dispositivo de

expansión. El refrigerante pierde presión al pasar por la restricción. La presión en 2 es tan baja que se evapora una pequeña parte del refrigerante, pasando al estado gaseoso, pero para evaporarse debe ganar calor, que toma de la parte del refrigerante que no se evaporó y así se enfría la mezcla, produciendo la baja temperatura en 2.

- *Proceso 2-3:* el refrigerante pasa a través de un intercambiador de calor de flujos cruzados llamado evaporador. El refrigerante fluye por dentro de una tubería y el fluido por enfriar, que generalmente es aire o agua, pasa por fuera de la tubería pero limitado en espacio por la carcasa del intercambiador. El fluido por enfriar está a una temperatura ligeramente mayor que la del refrigerante, por lo tanto se transfiere calor del medio más caliente hacia el más frío y se produce el efecto de enfriamiento que se desea. El refrigerante se evapora debido al calor que recibe en el intercambiador. Para cuando sale del evaporador (4) está vaporizado por completo.
- *Proceso 3-4:* al salir del evaporador, el refrigerante es un gas a baja temperatura y baja presión. Para poder volver a usarlo y obtener continuamente el efecto de evaporación, se debe regresar a las condiciones de 1 (líquido a alta presión). El primer paso en este proceso es aumentar la presión del refrigerante gaseoso mediante el empleo de un compresor. Al comprimir el gas se produce un aumento de temperatura en el fluido.
- *Proceso 4-1:* el refrigerante sale del compresor en estado gaseoso a alta temperatura y presión. Para cambiar al estado líquido, se le debe eliminar calor. Esto se logra en un intercambiador de calor de flujos cruzados que se le conoce como condensador. El calor se transfiere del refrigerante al fluido de enfriamiento y, como resultado de ello, se condensa y pasa a la forma líquida (1). El refrigerante vuelve a su estado inicial y está listo para repetir el ciclo. Estos procesos son continuos al fluir el refrigerante a través del sistema.

2.2.10.2 Serpentín de enfriamiento

Suele trabajar a base del calentamiento de agua helada o la evaporación de un refrigerante respectivamente, mejor conocido como serpentín de expansión directa (figura 2.8). Es un intercambiador de calor de flujo cruzado y para aumentar su eficiencia, hacen uso de superficies ampliadas. En general la tubería que conduce el fluido se fabrica de cobre y las aletas de aluminio (ocasionalmente de cobre). Los parámetros de cálculo de un serpentín se basan en factores como cantidad de calor a transferir, condiciones de entrada y salida del aire, caudal manejado, aplicando ecuaciones termodinámicas y de transferencia de calor, la mayoría referidas a la norma ARI 410.



Figura 2.8. Fuente: www.heseco.com

2.2.10.3 Válvula de expansión termostática

El dispositivo de restricción de flujo, que provoca la caída de presión del refrigerante, regula también el flujo del mismo de acuerdo con la carga. Esta válvula se usa mucho en los sistemas de expansión directa. Su pequeña abertura origina la caída de presión necesaria. Efectúa una regulación de flujo dejando menos espacio libre de la abertura máxima de la válvula con el movimiento lineal de un diafragma, que lo acciona la dilatación de un líquido, encerrado en un tubo, que tiene contacto con la salida del evaporador, sensando la temperatura de dicha salida. Ajustado la válvula se logra que no entre líquido al compresor asegurando un grado de recalentamiento (Pita, 2003).

2.2.10.4 Compresor de desplazamiento positivo

Trabaja reduciendo el volumen de un gas en el espacio confinado y con ello aumentan su presión y temperatura. Los más usados son de tipo recíprocante, los cuales tienen pistones, cilindros, válvulas, bielas y cigüeñal, similar al motor de vehículos. Los compresores rotativos tienen un rotor excéntrico con respecto a la carcasa. Cuando éste gira reduce el volumen del gas y aumenta su presión. Las ventajas de este tipo sobre el recíprocante se basan en un menor número de partes, de construcción sencilla, silenciosos y poca generación de vibraciones (Pita, 2003).

2.2.10.5 Condensador enfriado por aire

El refrigerante fluye a través de un intercambiador de flujos cruzados. El aire entra a una temperatura menor que la del refrigerante. El movimiento del aire se origina mediante efectos de convección natural, cuando se calienta el aire, o bien el condensador puede tener un ventilador para aumentar la velocidad de éste, con lo cual se obtiene mayor capacidad. En general, los condensadores enfriados por aire se instalan en el exterior (Pita, 2003).

2.2.10.6 Estándares de confort

En la serie de estándares de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (ASHRAE) se establecen condiciones ideales para interiores a partir de estudios sobre los efectos de la temperatura, la humedad, el movimiento y las prendas de vestir en el confort humano (Figura 2.9). Estas condiciones se diferencian para cada época del año (verano e invierno) y en ellas se cumple que mínimo el 80% de los ocupantes opinaría que el medio ambiente es confortable. Hay ciertas limitaciones para estas zonas: sólo son aplicables a espacios ocupados por personas sedentarias o poco activas, para personas con vestimenta de acuerdo a la época del año, un movimiento del aire menor a 30 ppm en invierno y 50 ppm en verano.

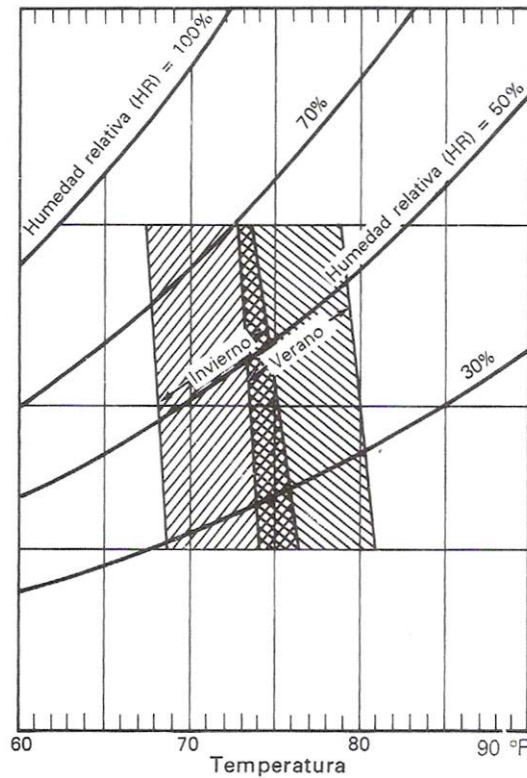


Figura 2.9 – Zonas de confort. Fuente: Pita (2003)

2.2.10.7 Unidad de Manejo de Aire (UMA)

Es un equipo de acondicionamiento de aire con cierta combinación de elementos (serpentines, ventilador, filtros, compuertas, etc.) donde se modifican las propiedades psicrométricas del aire, bajo ciertos requisitos, para luego ser suministrado al recinto. Dependiendo del sistema aplicado de acondicionamiento de aire, la configuración de la UMA será de cierta manera. Para los sistemas normales de confort, la UMA dispone de filtro, ventilador y serpentín de enfriamiento, diseñados para cumplir acordemente los requisitos del espacio a acondicionar. En los sistemas de precisión hay un número mayor de combinaciones existentes (Figuras 2.10 y 2.11). Debido a que estos sistemas involucran un manejo cuidadoso de temperatura y humedad, además de contar con los elementos básicos de los sistemas de confort, se añaden secciones de recalentamiento y/o humidificación para el mayor control de la humedad relativa del ambiente (Fernández, 2002).

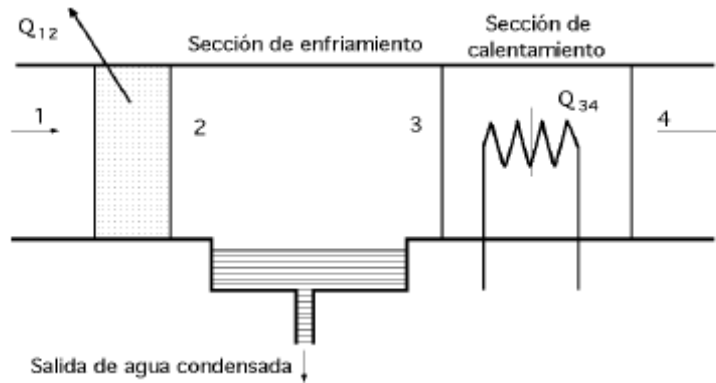


Figura 2.10 – Sistema de precisión (UMA con recalentamiento). Fuente: Fernández (2002)

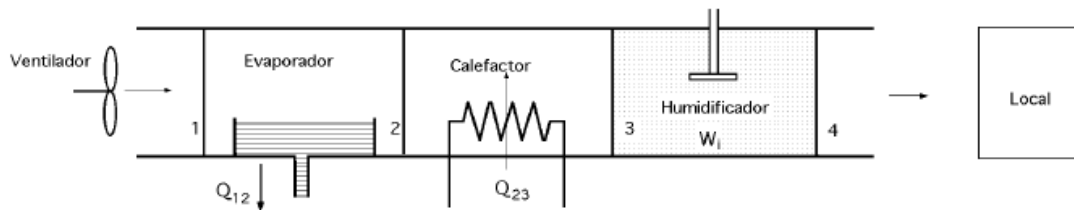


Figura 2.11 – Sistema de precisión (UMA con recalentamiento y humidificador). Fuente: Fernández (2002)

2.2.10.8 Calentamiento por resistencias eléctricas

Se aplica mediante un dispositivo que produce energía térmica a partir de la resistividad eléctrica de un filamento. El tipo más difundido es el calefactor eléctrico resistivo (figura 2.12), donde la generación del calor se debe al Efecto Joule. Sirve para obtener calor de una forma cómoda, rápida, limpia, compacta, económica y hasta elegante. Los calefactores resistivos generan calor proporcionalmente al cuadrado de la corriente eléctrica que fluye a través de ellos. Esta relación es conocida como *Ley de Joule*. Los materiales conductores (metales y aleaciones) no son conductores perfectos, sino que tienen una resistividad eléctrica al paso de la corriente eléctrica. La resistividad es una desventaja cuando se requiere transportar energía eléctrica, pero es deseable cuando se busca generar calor.

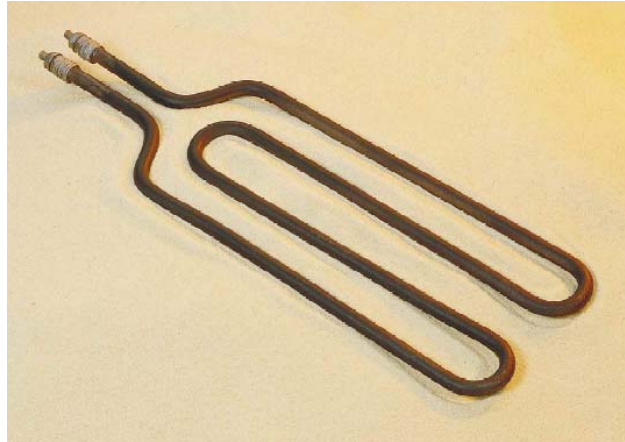


Figura 2.12 – Resistencia tubular. Fuente: www.fati.com

La explicación microscópica, es que al haber un voltaje en los extremos de un hilo conductor, hay un campo eléctrico en el interior del material. Este campo acelera las cargas libres del material, hasta que éstas chocan (frenándose) con alguno de los iones fijos en la red cristalina que forman al conductor. En esos choques, las cargas ceden su energía cinética a los iones de la red, lo que corresponde a una disipación de calor desde el material al medio que le rodea.

A mayor temperatura hay mayor agitación en los iones de la red. Esto hace que sea mayor el espacio donde se mueven, y entonces, mayor la frecuencia de los choques de las cargas con los iones. Por lo tanto, la resistividad en los conductores metálicos aumenta con la temperatura. El valor de esta resistividad depende del tipo de átomos del metal, a sus enlaces, a la cantidad y tipo de impurezas, y a otros defectos como los debidos a deformación mecánica durante la fabricación y el conformado del conductor.

2.2.10.9 Control de la humedad

El control de la humedad se establece cuando se requiera una banda definida de humedad relativa en un recinto. Los valores recomendados, tanto para el confort humano como para la poca proliferación de bacterias y demás agentes dañinos, de humedad relativa son los pertenecientes al intervalo entre 30% y 60% (Fig 2.13).

Rangos más específicos consideran un intervalo entre 45% y 55% de humedad relativa.

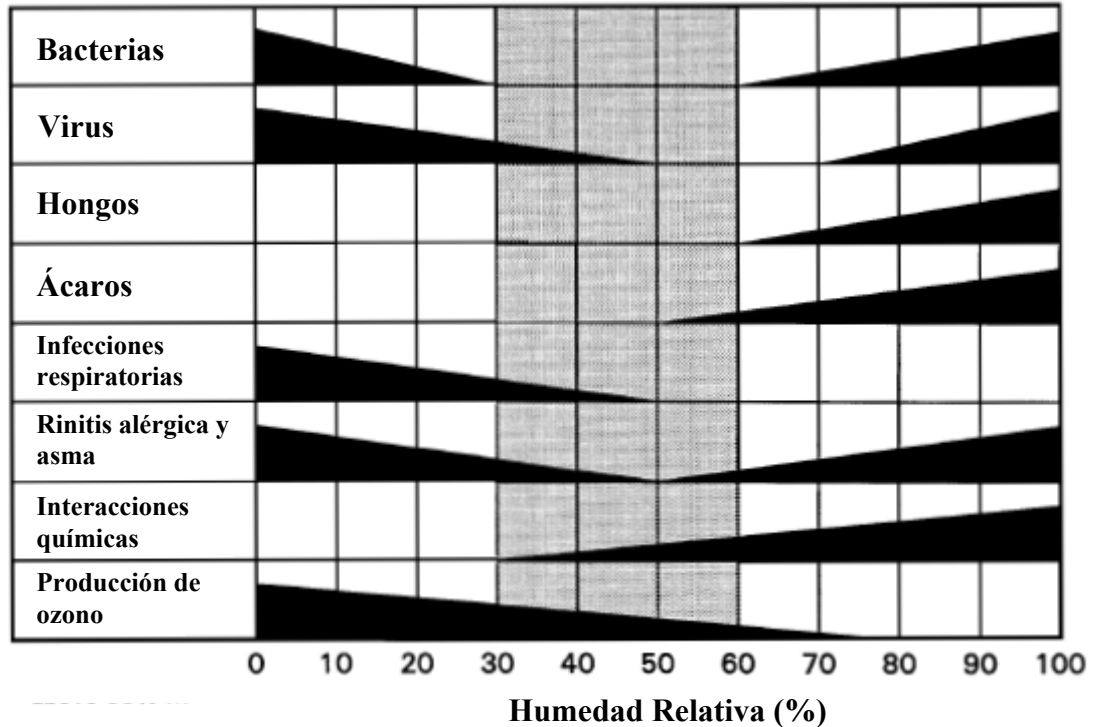


Figura 2.13 – Proliferación de agentes perjudiciales en zonas de humedad relativa. Fuente: ASHRAE (2000)

Humidificador de vapor calentado eléctricamente: este dispositivo convierte agua en vapor, causando el aumento de energía térmica, un elemento que convierte energía eléctrica en la anterior mencionada (ASHRAE, 2000). El vapor es generado a presión atmosférica y descargado hacia la ductería usualmente por medio de un múltiple de dispersión. La única desventaja entre usar agua corriente en lugar de agua destilada o desmineralizada es la mayor frecuencia de mantenimiento o limpieza del equipo.

Humidificadores de tipo resistencia: utilizan uno o más elementos resistivos, que calientan directamente el agua, para generar vapor (Figura 2.14). El agua suele estar contenida en un depósito de acero inoxidable, donde el acceso a las partes del humidificador debe ser posible para su mantenimiento. Los niveles mínimos y

máximos de agua son controlados por dispositivos eléctricos, electrónicos o por un flotador mecánico.

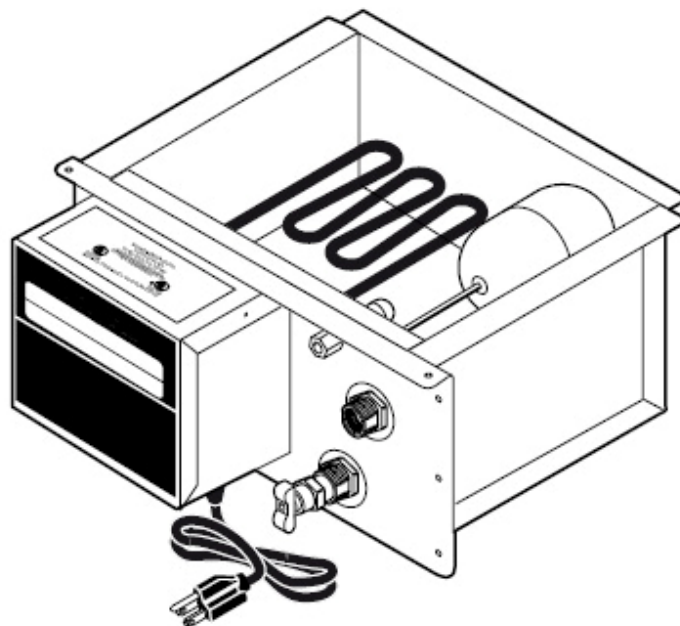


Figura 2.14 – Humidificador de tipo resistencia. Fuente: www.honeywell.com

2.2.10.10 Ventiladores

Debido a la resistencia, originada por la fricción, al flujo de aire que pasa por un ducto, se tiene que suministrar energía al sistema, en forma de presión. Esto se logra mediante la implementación de un ventilador adecuado en un sistema. Los ventiladores se diseñan tal que aumenten la presión del aire justo para vencer las pérdidas en el trayecto del flujo, ya que es la única carga energética a vencer (al trabajar con aire se desprecian las diferencias de altura potencial, velocidad y presión). Los ventiladores son turbomáquinas generadoras (ceden energía), hidráulicas (no cambia la densidad del fluido significativamente).

El principio de operación e intercambio de energía de los ventiladores se basa en la conversión de energía eléctrica del motor en energía mecánica hacia el rotor, al producir cierto número de vueltas por unidad de tiempo (Fernández, 2002). El giro del rotor induce un flujo de fluido cediéndole energía cinética, para que luego pase

por un difusor (reducción de sección transversal) y se convierte gran parte de la energía cinética en energía de presión (principio de Bernoulli para un fluido perfecto), como se muestra en la ecuación 2.21.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \quad [2.21]$$

A la relación entre el flujo volumétrico manejado y la presión aportada al sistema se le conoce como curva característica de funcionamiento. En la zona estable de los ventiladores se cumple que al aumentar el caudal manejado disminuye la pérdida que puede vencer (curva continua en la figura 2.15). La curva del sistema se comporta de forma cuadrática partiendo desde aproximadamente el origen, siendo la presión proporcional al cuadrado del caudal (curva punteada en la figura 2.15).

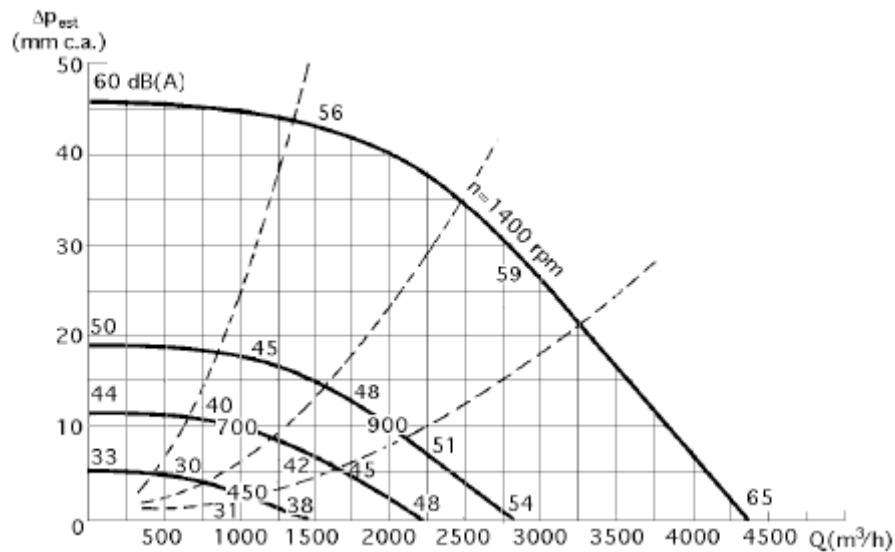


Figura 2.15 – Curva característica de un ventilador. Fuente: Fernández (2002)

Las ecuaciones generalizadas para la descripción del funcionamiento de ventiladores 2.22, 2.23 y 2.24, vienen dadas a partir de la Primera Ley de la Termodinámica para un proceso isoentrópico, de la definición potencia para ventiladores y de la ecuación de Bernoulli generalizada para un flujo permanente respectivamente.

$$N_h = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m} \frac{(P_s - P_e)}{\rho} = Q \cdot \Delta P \quad [2.22]$$

$$N_e = BHP = \frac{N_h}{RT} = \frac{Q \cdot PEV}{RT} \quad [2.23]$$

Donde:

Nh: potencia hidráulica

\dot{m} : flujo másico

h: entalpía

P: presión

ρ : densidad

Q: caudal

Ne=BHP: potencia en el eje

RT: rendimiento total

PEV: presión estática del ventilador

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 + \frac{PEV}{\rho} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 + \frac{\sum h_f}{\rho} \quad [2.24]$$

Donde:

$\sum h_f$: Sumatoria de pérdidas en el sistema

Existen dos tipos básicos de ventiladores: centrífugos y axiales:

Los ventiladores centrífugos son turbomáquinas radiales, en donde el flujo entra con dirección paralela al eje del rotor y sale en dirección contenida en un plano transversal sobre el eje, es decir, ocurre un giro de 90° entre la entrada y la salida (Figura 2.16). Son aplicados para vencer pérdidas grandes o medianas y caudales bajos o medios, ya que para esas zonas tienen mayor eficiencia.

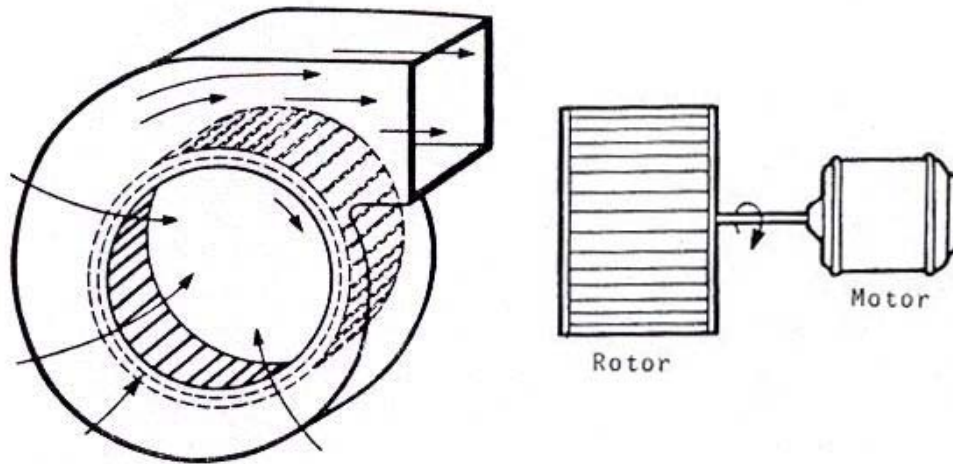


Figura 2.16 – Ventilador centrífugo. Fuente: Fernández (2002)

Los centrífugos pueden ser de tres tipos (figura 2.17): con álabes curvados hacia delante (hacia la dirección del giro), hacia atrás (opuestos al giro) y radiales (dirección radial).

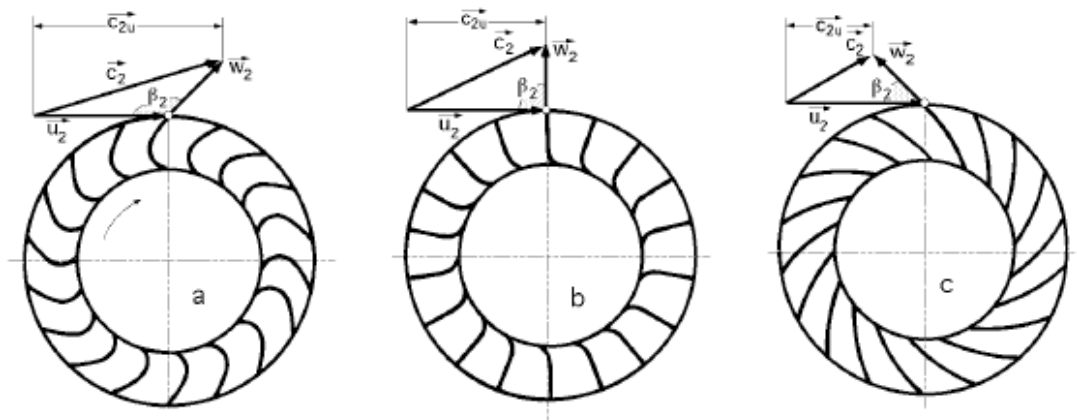


Figura 2.17 – Tipos de ventiladores centrífugos. Fuente: Fernández (2002)

Los ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia adelante (también se llaman de jaula de ardilla) tienen un rodete con álabes curvados en el mismo sentido que la dirección de giro. Estos ventiladores necesitan poco espacio, baja velocidad periférica y son silenciosos. Se utilizan cuando la presión estática necesaria es de baja a media, tal como la que se encuentran en los sistemas de calefacción, aire

acondicionado, renovación de aire, etc. No es recomendable utilizar este tipo de ventilador con aire polvoriento, ya que las partículas se adhieren a los pequeños álabes curvados y pueden provocar el desequilibrio del rodete.

En los axiales, el aire entra paralelo al eje y sale en la misma dirección. El rango de aplicación se delimita para grandes caudales y pequeñas pérdidas. Es de diseño aerodinámico (Figura 2.18). La facilidad de montaje y el flujo del aire en línea recta los hace ideales para muchas aplicaciones. Pueden ser de tres tipos: de hélice (sin carcasa, sólo montando en un marco o anillo), turboaxial (carcasa cilíndrica) y el de aspas axiales, en el cual, antes de entrar al rodete, el aire pasa por unos álabes fijos guías para direccionar el flujo (Figura 2.19).

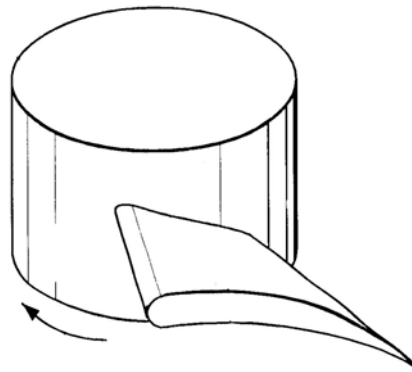


Figura 2.18 – Álabes de un ventilador axial. Fuente: Fernández (2002)

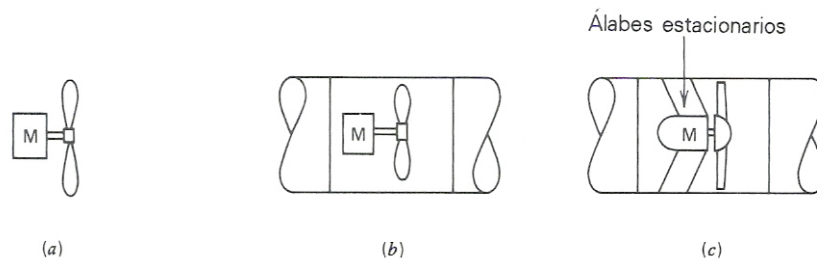


Figura 2.19 – Tipos de ventiladores axiales: (a) de hélice, (b) turboaxial, (c) de aspas axiales. Fuente: Pita (2003)

Desarrollo de flujo en ventiladores: para tener un flujo completamente desarrollado, luego de atravesar un ventilador, el fluido debe desplazarse cierta longitud en ductería libre y así tener un estable perfil de velocidades (Figura 2.20).

Dicha longitud depende del área donde circulará y de la velocidad del flujo (ASHRAE, 2001).

Para $V_o > 2500$ ppm:

$$L_e = \frac{V_o \sqrt{A_o}}{10600} \quad [2.25]$$

Para $V_o \leq 2500$ ppm

$$L_e = \frac{\sqrt{A_o}}{4,3} \quad [2.26]$$

Donde:

L_e : Longitud efectiva de desarrollo [ft]

A_o : Área del ducto [in^2]

V_o : Velocidad en el ducto [ppm]

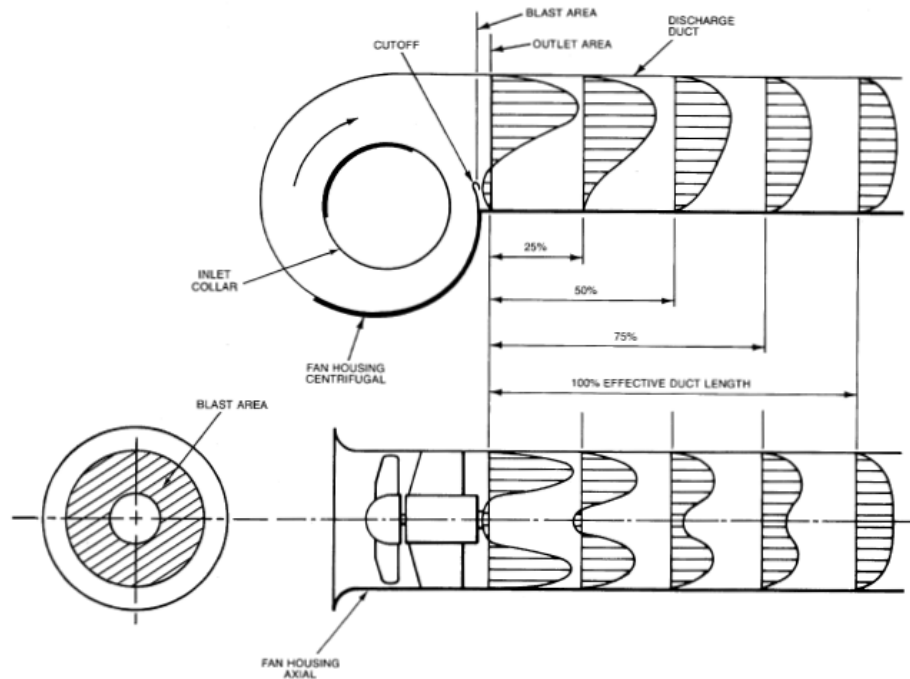


Figura 2.20 – Desarrollo del perfil de velocidad luego de un ventilador. Fuente: ASHRAE (2001)

2.2.11 Ingeniería y diseño asistidos por computadora

2.2.11.1 Herramientas CAD

El acrónimo CAD, diseño asistido por computadora, viene del inglés *Computer-Aided Design*. En su sentido más moderno, CAD significa el proceso de diseño que emplea sofisticadas técnicas gráficas de computador, apoyadas en paquetes de software, para ayuda en los problemas analíticos, de desarrollo, de costo y ergonómicos asociados con el trabajo de diseño (Hawkes, 1989). En líneas generales, a través de un sencillo y preciso manejo de elementos geométricos básicos, un buen programa CAD dispone de herramientas para crear y modificar planos y modelos, bien sea en dos o tres dimensiones. Además, ofrece al usuario todos los elementos necesarios para conseguir realizar, sobre el modelo CAD, todas las actividades de ingeniería de diseño necesarias como: fijaciones, entradores, elementos rigidizadores, etc (Vivancos, 1997).

Típicamente, las herramientas tipo CAD tienen aplicaciones que incluyen: paquetes de dibujo en dos dimensiones (2D), paquetes de modelización en tres dimensiones (3D) y diversos programas básicos, trayendo consigo muchas ventajas, entre las que se encuentran: una producción más rápida de dibujos, mayor precisión y limpieza en los mismos, dibujos no repetidos, técnicas especiales de dibujo, análisis y cálculos de diseño más rápidos, un estilo superior de diseño, menores requisitos de desarrollo y la integración del diseño con otras disciplinas.

2.2.11.2 Herramientas CAE

A diferencia de los sistemas tipo CAD tradicionales, los sistemas CAE no sólo son capaces de integrar el diseño de modelos, sino también sus propiedades, condiciones a las que está sometido, materiales, etc., dejándolo preparado para un análisis numérico a través del cual se puede calcular y predecir el comportamiento de la pieza en la realidad, aspectos tan diversos como deformaciones, resistencias, distribuciones térmicas, vibraciones, etc (Vivancos, 1997).

2.2.11.3 Método de los Elementos Finitos (MEF)

Las ideas básicas del método de los elementos finitos se originaron gracias a los avances en el análisis estructural de las aeronaves. Este método se ha convertido en una herramienta poderosa en la solución numérica de un amplio rango de problemas de la ingeniería. Sus aplicaciones van desde el análisis por deformación y esfuerzo de automóviles, aeronaves, edificios y estructuras de puentes, hasta el análisis de dinámica de fluidos.

En este método de análisis, una región compleja que define un medio continuo, se discretiza en formas geométricas simples llamadas elementos finitos. Las propiedades del material y las relaciones gobernantes son consideradas sobre esos elementos y expresadas en términos de valores desconocidos en los bordes del elemento.

En ocasiones, los elementos se denominan discretos y al proceso de generación se le llama discretización de la forma componente. Con la incursión de las computadoras, los problemas discretos pueden resolverse sin dificultad, aún cuando el número de elementos sea muy elevado (Fornons, 1982).

En un proceso de ensamble, cuando se consideran debidamente las cargas y restricciones del modelo, se da lugar a un conjunto de ecuaciones. La solución de esas ecuaciones nos da el comportamiento aproximado del continuo. Una descripción, más sofisticada, considera una interpolación polinomial de la pieza. Esto quiere decir que, sobre un elemento, una cantidad (como el desplazamiento) es interpolada entre los valores que le corresponden en los nodos. Mediante la conexión de los nodos, la cantidad se convierte en una cantidad interpolada sobre la estructura completa, a través de tantas expresiones polinomiales como elementos haya.

Esfuerzos y equilibrio: en la figura 2.21 se observa un cuerpo tridimensional que ocupa un volumen V y tiene una superficie S .

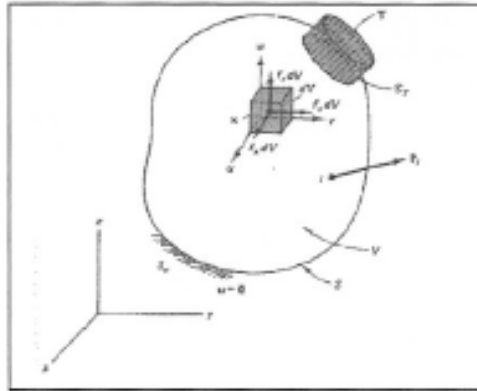


Figura 2.21 – Cuerpo tridimensional. Fuente: Hawkes (1989)

Los puntos en el cuerpo están identificados por las coordenadas x,y,z . La frontera del cuerpo se restringe a la región donde se especifica el desplazamiento. Sobre una parte de la frontera se aplica una fuerza distribuida por unidad de área T , llamada también tracción. Debido a la acción de la fuerza se deforma el cuerpo. La deformación en un punto ($u=[x,y,z]^T$) está dada por las tres componentes de su desplazamiento en la ecuación 2.27.

$$u = [u,v,w]^T \quad [2.27]$$

La fuerza distribuida por unidad de volumen, por ejemplo, el peso por unidad de volumen, es el vector f dado por la ecuación 2.28.

$$f = [f_x, f_y, f_z]^T \quad [2.28]$$

La tracción superficial T , o fuerza del cuerpo actuando sobre el volumen elemental dV , puede darse por el valor de sus componentes en puntos sobre la superficie mostrado en la ecuación 2.29.

$$T = [T_x, T_y, T_z]^T \quad [2.29]$$

Ejemplos de tracción son las fuerzas de contacto distribuidas y la acción de la presión. Una carga P actuando en un punto i se representa por sus tres componentes en la ecuación 2.30.

$$P_i = [P_x, P_y, P_z]^T_i \quad [2.30]$$

En la figura 2.21 se muestran los esfuerzos que actúan sobre el volumen elemental dV . Cuando el volumen dV se contrae a un punto, el tensor de esfuerzo se representa colocando sus componentes en una matriz simétrica (3 x 3). Sin embargo, se representan los esfuerzos por medio de sus seis componentes independientes, en la ecuación 2.31.

$$\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}]^T \quad [2.31]$$

Donde σ_x , σ_y y σ_z son esfuerzos normales y τ_{yz} , τ_{xz} y τ_{xy} , son esfuerzos cortantes. Considerando el equilibrio del volumen elemental mostrado en la figura 2.21. Primero se obtienen las fuerzas sobre las caras multiplicando los esfuerzos por las áreas correspondientes. Como $\sum F_x = \sum F_y = \sum F_z = 0$ y $dV=dx \cdot dy \cdot dz$ las ecuaciones de equilibrio se obtienen de la manera mostrada en la ecuación 2.32.

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x = 0 \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y = 0 \\ \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + f_z = 0 \end{cases} \quad [2.32]$$

Deformación unitaria: las deformaciones unitarias en una forma vectorial, que corresponden a los esfuerzos, se muestran en la ecuación 2.33.

$$\varepsilon = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}]^T \quad [2.33]$$

Donde ε_x , ε_y , ε_z son las deformaciones unitarias normales y γ_{xy} , γ_{xz} , γ_{yz} , son las deformaciones angulares unitarias cortantes.

Relaciones Esfuerzo - Deformación unitaria: para materiales elásticos lineales, las relaciones esfuerzo - deformación unitaria provienen de la Ley de Hooke generalizada. Para materiales isotrópicos, las dos propiedades del material son el

módulo de Young (o módulo de elasticidad E) y la relación de Poisson (ν). Si se considera un cubo elemental dentro del cuerpo, la Ley de Hooke aplicada, se muestra en las ecuaciones 2.34 y 2.35.

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu\sigma_y}{E} - \frac{\nu\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu\sigma_x}{E} - \frac{\nu\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu\sigma_x}{E} - \frac{\nu\sigma_y}{E} \end{cases} \quad [2.34]$$

$$\begin{cases} \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \\ \gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G} \\ \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \end{cases} \quad [2.35]$$

El módulo de corte o módulo de rigidez, está dado por la relación mostrada en la ecuación 2.36.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad [2.36]$$

De las relaciones de la Ley de Hooke (ecuaciones 2.34 y 2.345) expresada en términos específicos dados por la ecuación 2.36, queda la relación general en la ecuación 2.37.

$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = \frac{(1-2\nu)}{E}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad [2.37]$$

Esfuerzo de Von Mises: el criterio de falla utilizado para el análisis del diseño propuesto en este trabajo de investigación es el criterio de Von Mises, el cual se aplica ampliamente para materiales dúctiles. Este criterio de falla establece que el

esfuerzo de Von Mises (σ_{VM}) debe ser menor que el esfuerzo de fluencia σ_y del material. En forma de desigualdad el criterio se define por la desigualdad en la ecuación 2.38.

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_y \quad [2.38]$$

El criterio explica la relación entre el esfuerzo de Von Mises y la energía de distorsión (ecuación 2.39), exponiendo dicha relación y la ecuación final del esfuerzo (ecuación 2.40) a comparar con el límite de fluencia a continuación.

$$U_d = \frac{(1+\nu)}{3E} \sigma_{VM} \quad [2.39]$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad [2.40]$$

2.2.12 Sistemas de Control

Desde el punto de vista de la teoría de control, un sistema o proceso está formado por un conjunto de elementos relacionados entre sí que ofrecen señales de salida en función de señales o datos de entrada. Es importante resaltar el hecho de que no es necesario conocer el funcionamiento interno, o cómo actúan entre sí los diversos elementos, para caracterizar el sistema. Para ello, sólo se precisa conocer la relación que existe entre la entrada y la salida del proceso que realiza el mismo (principio de caja negra). El aspecto más importante de un sistema es el conocimiento de su dinámica, es decir, cómo se comporta la señal de salida frente a una variación de la señal de entrada.

Un conocimiento preciso de la relación entrada/salida permite predecir la respuesta del sistema y seleccionar la acción de control adecuada para mejorarla. De esta manera, el diseñador, conociendo cuál es la dinámica deseada, ajustará la acción de control para conseguir el objetivo final. Combinando ideas, se puede definir un

sistema de control como el conjunto de elementos que interactúan para conseguir que la salida de un proceso se comporte tal y como se desea, mediante una acción de control (figura 2.22).

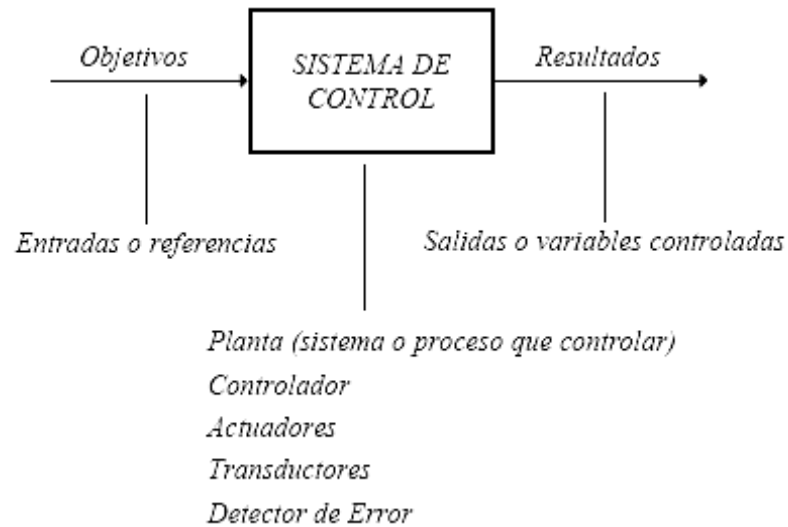


Figura 2.22 – Diagrama de un sistema de control. Fuente: Kuo (1996)

2.2.12.1 Tipos de señales

Se consideran como señales las variaciones a lo largo del tiempo de las entradas o salidas de un sistema. Estas señales pueden ser de distinta naturaleza, y por tanto sus unidades físicas pueden ser diversas. Según como sea la variación de estas señales, se pueden clasificar dentro de dos grandes grupos: señales analógicas y señales discretas.

Señales analógicas: son aquellas cuya variación, tanto en amplitud como a lo largo del tiempo, es continua. Es decir, pueden tomar cualquier valor real, en cualquier instante de tiempo (Figura 2.23)

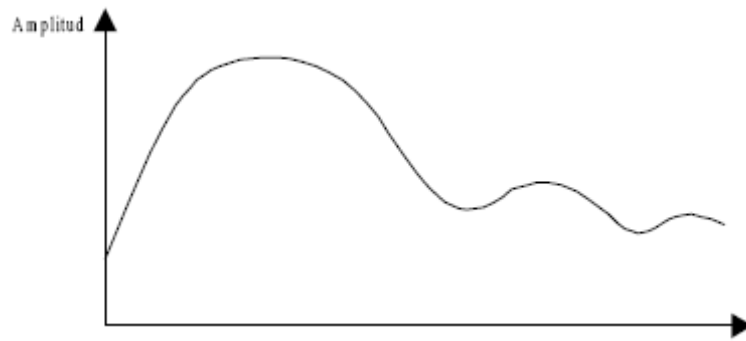


Figura 2.23 – Señal analógica. Fuente: Kuo (1996)

Señales discretas: este tipo de señales no tiene una variación continua como las anteriores, sino que su evolución se rige por un determinado conjunto finito de valores posibles. Según dónde tome este conjunto de valores, se podrá distinguir entre señales discretas en amplitud o discretas en tiempo.

- *Señales discretas en tiempo*: sólo tienen valor en instantes de tiempo predeterminados. Y aunque su amplitud puede ser cualquier valor dentro del rango de los reales, el valor de la señal entre dos instantes de tiempo consecutivos no está definido (figura 2.24).

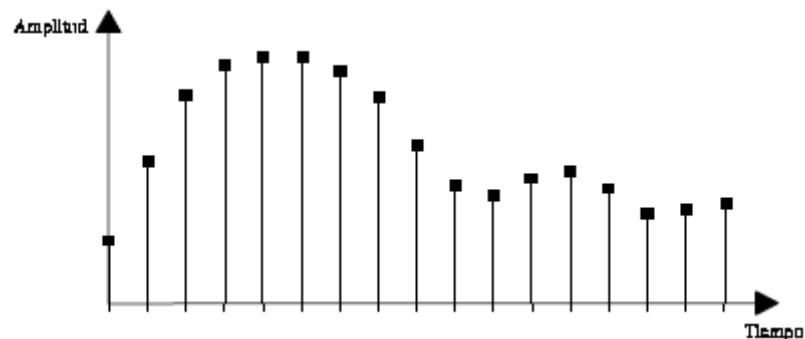


Figura 2.24 – Señal discreta en tiempo. Fuente: Kuo (1996)

- *Señales discretas en amplitud*: en este caso, la señal toma valor en cualquier instante de tiempo, pero estos valores de amplitud pueden encontrarse entre los definidos en el conjunto predeterminado. Una señal digital es una señal discreta en amplitud que alterna su valor entre 0 o 1 (figura 2.25).

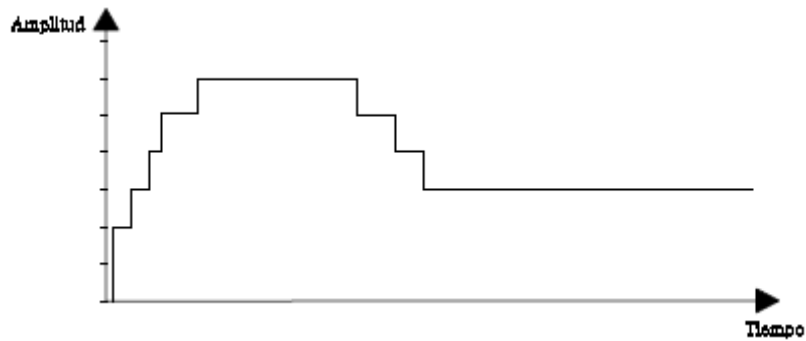


Figura 2.25 – Señal discreta en amplitud. Fuente: Kuo (1996)

- *Señales discretas en amplitud y tiempo*: Son una mezcla de los dos tipos anteriores, es decir, la señal sólo podrá tomar valores predeterminados en instantes de tiempo predeterminados (figura 2.26).

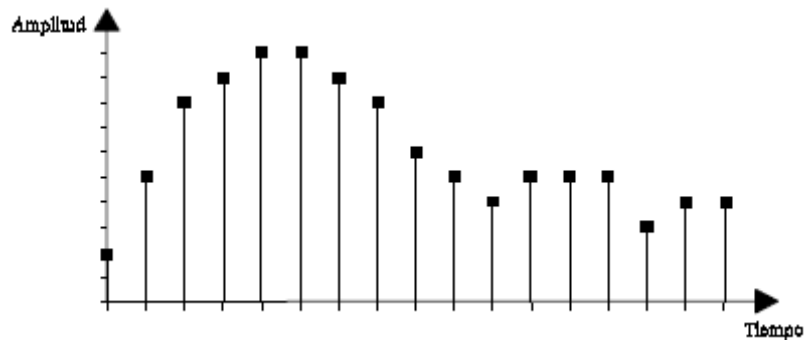


Figura 2.26 – Señal discreta en amplitud y tiempo. Fuente: Kuo (1996)

2.2.12.2 Tipos de sistemas

Sistemas combinatorios y secuenciales: pueden clasificarse como sistemas de control basados en instrucciones lógicas. Los datos de entrada y salida al sistema son binarios e indican que los sensores tienen dos estados o valores (por ejemplo: válvula abierta o cerrada, un indicador activado o no, o un interruptor pulsado o no). Las decisiones tomadas por el sistema de control son del tipo *on/off* y se basan en las condiciones de los datos de entrada.

Sistemas de control dinámico: dependiendo del tratamiento que el sistema de control realiza con la señal de salida, pueden distinguirse dos topologías de control generales: sistemas en lazo abierto y sistemas en lazo cerrado.

Sistemas en lazo abierto: En este tipo de sistemas, la salida no tiene efecto alguno sobre la acción de control (figura 2.27).



Figura 2.27 – Sistema lazo abierto. Fuente: Kuo (1996)

En un sistema en lazo abierto, la salida no se compara con la entrada de referencia, por ello cada entrada corresponderá a una operación prefijada sobre la señal de salida. Se puede asegurar entonces que la exactitud del sistema depende en gran manera de la calibración del mismo y, por tanto, la presencia de perturbaciones en la cadena (señales indeseadas) provocará que éste no cumpla la función asignada.

Para poder considerar una topología en lazo abierto, es necesario conocer la relación entrada/salida y garantizar la inexistencia de perturbaciones externas o de variaciones de los parámetros internos del sistema. Esto es, en general, difícil de cumplir en la práctica, y su realización implica sistemas excesivamente caros. Como se puede suponer, una perturbación de origen externo puede falsear la señal en cualquier punto de la cadena y como resultado obtendremos una salida diferente de la deseada.

Sistemas de control en lazo cerrado: la señal de salida tiene efecto sobre la acción de control. A este efecto se le denomina retroalimentación (figura 2.28).

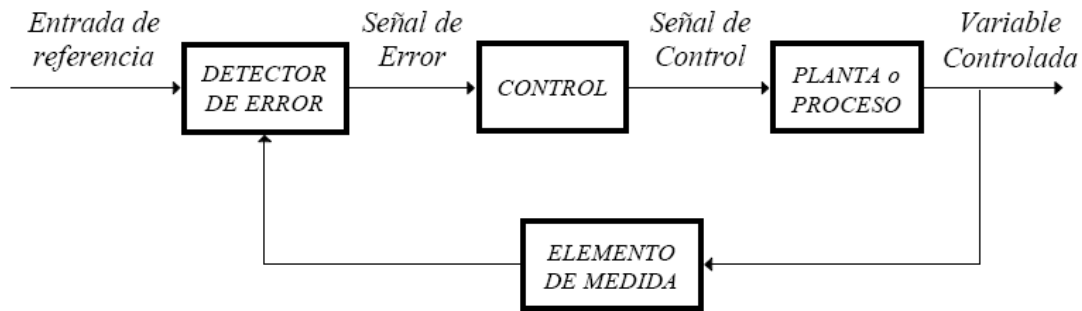


Figura 2.28 – Sistema lazo cerrado. Fuente: Kuo (1996)

Donde:

Variable controlada: es la señal que se desea controlar.

Entrada de referencia: es el valor que se desea que alcance la señal de salida.

Señal de error: es la diferencia entre la señal de referencia y la señal de salida.

Señal de control: es la señal que produce el controlador para modificar la variable controlada de tal forma que se disminuya o elimine el error.

La señal controlada debe realimentarse y compararse con la entrada de referencia, tras lo cual se envía a través del sistema una señal de control, que será proporcional a la diferencia encontrada entre la señal de entrada y la señal medida a la salida, con el objetivo de corregir el error o desviación que pudiera existir. La principal ventaja de los sistemas de control en lazo cerrado es que el uso de la realimentación hace al conjunto menos sensible a las perturbaciones externas y a las variaciones de los parámetros internos que los sistemas en lazo abierto.

Se disponen de varios tipos de acción correctiva de los dispositivos de control (controladores) cuando sensan una desviación del valor de la variable controlada respecto a valor deseado, acción que deben impartir al componente controlado:

- *Acción de dos posiciones (on/off)*: el componente controlado puede ser posicionado solamente en una condición máxima o mínima, o encendido o apagado. El controlador que actúa según dos posiciones, tendrá un *valor diferencial* o rango algo menor que al *diferencial de funcionamiento* de la

variable controlada debido al defasaje que transcurre entre la actuación del dispositivo y la reacción del sistema.

- *Acción flotante*: el componente controlado se deberá mover entre las posiciones cerrada y abierta operado por un controlador de dos posiciones. Generalmente una zona neutra entre las dos posiciones permite que el componente controlado *flote* en una posición intermedia, siempre que el valor de la variable controlada esté dentro del diferencial del controlador.
- *Acción proporcional*: el controlador en este modo de acción envía su señal en proporción a la magnitud de cambio en la variable controlada moviéndose proporcionalmente el componente controlado. El controlador y el componente controlado deberán ser del tipo proporcional. Una modalidad de acción de control lo constituye la *acción proporcional con reajuste automático*, en el que valor medido se lleva automáticamente al punto de consigna siempre que se produzca alguna desviación reduciendo la diferencia y obteniendo por lo tanto una regulación más precisa de la variable controlada.
- *Acción proporcional más integral*: en el control integral, el elemento final se mueve de acuerdo a una función integral en el tiempo de la variable controlada. Con una acción integral, un error pequeño positivo produce una acción de control creciente, y si fuera negativo la señal de control será decreciente.
- *Acción proporcional más derivado*: en la regulación derivada existe una relación lineal continua entre la velocidad y la posición del elemento final de control. Cuando una acción de control derivada se agrega a un controlador permite obtener un controlador de alta sensibilidad.
- *Acción proporcional más integral más derivada (PID)*: esta acción combinada reúne las ventajas de cada una de las acciones de control

individuales. Se fija la banda proporcional, se amplifica la desviación entre la variable y el punto de consigna, se fija el valor del punto de consigna.

Control PID: Se encarga de regular la salida de una planta (proceso) a través una combinación de acciones correctivas (figura 2.29).

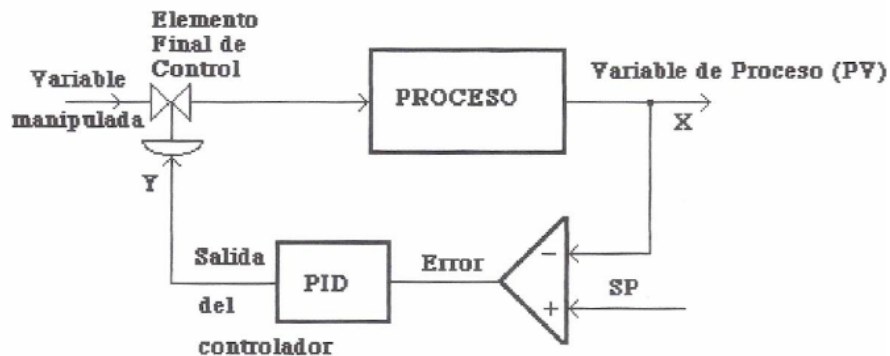


Figura 2.29 – Control PID. Fuente: Kuo (1996)

El *Setpoint* (SP) se compara con la variable de proceso (X). La diferencia entre ellos es el error (E). La acción derivada establece la velocidad de cambio, a esta se le suma la acción integral, la cual integra la función que representa el error con respecto al tiempo, obteniendo el valor de la constante de tiempo T. Este se mide en repeticiones por segundos. Mientras mayor sea T, menor es la acción integral.

Controlador Lógico Programable (PLC): es un equipo electrónico (figura 2.30) diseñado para controlar, en tiempo real, procesos secuenciales de cualquier tipo. Las amplias ventajas de todo tipo que ofrece respecto a la lógica cableada, lo convierte en elemento imprescindible en el campo de la automatización industrial. Seguridad, fácil manejo, economía y tiempo son los factores fundamentales que han determinado su aceptación.



Figura 2.30 – Controladores Lógicos Programables. Fuente: www.schneider-electric.com

Antecedentes e Historia: el desafío que toda industria tiene planteado para ser competitiva ha sido el motor impulsor del desarrollo de nuevas tecnologías para conseguir una mayor productividad. En 1968, Ford y General Motors impusieron a sus proveedores de automatismos unas especificaciones para la realización de un sistema de control electrónico programable, sin recurrir a los computadores industriales ya en servicio en la industria.

Entre estos microcomputadores y la lógica cableada aparecen los primeros modelos de autómatas (PLC). Limitados originalmente a los tratamientos de lógica secuencial, los autómatas se desarrollaron rápidamente, y actualmente extienden sus aplicaciones al conjunto de sistemas de control de procesos.

Estructura del PLC (figura 2.31):

- *Unidad Central de Procesos (CPU):* es el cerebro del sistema, ya que mediante la interpretación de las instrucciones del programa de usuario y en función de los valores de las entradas, activa las salidas deseadas.
- *Sección de entradas:* mediante el interfaz, adapta y codifica de forma comprensible por el CPU las señales procedentes de los dispositivos de entrada como pulsadores, finales de carrera, sensores, etc. También tiene

una misión de protección de los circuitos electrónicos internos del PLC's, realizando una separación eléctrica entre éstos y los captadores.

- *Sección de salidas*: mediante el interfaz, trabaja de forma inversa a la de entradas, es decir, decodifica las señales procedentes de la CPU, las amplifica y los manda a arrancadores, electro válvulas, etc. Aquí también existen unos interfaces de adaptación a las salidas y de protección de circuitos internos.
- *Unidad de alimentación o fuente de alimentación*: adapta la tensión de red a la de los dispositivos de entrada.
- *Unidad de programación*: en los PLC's más sencillos se realiza directamente por botones en la parte frontal del equipo a diferencia de los más grandes, en donde se realiza mediante un PC la cual posee un Software de programación.
- *Interfaces*: son aquellos circuitos o dispositivos que permiten la conexión al PLC's con elementos exteriores.

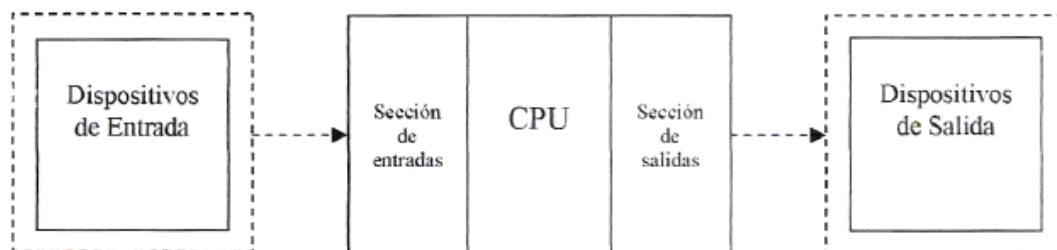


Figura 2.31 – Estructura general de un PLC. Fuente: Becerra (2007)

Configuración externa: se refiere al aspecto físico exterior del mismo, bloques o elementos en que está dividido. Desde su nacimiento y hasta nuestros días han sido varias las configuraciones que han salido al mercado, condicionadas tanto por el fabricante del mismo como por la tendencia existente en el área al que pertenece. Actualmente son dos las configuraciones más significativas que existen en el mercado:

- *Configuración compacta*: este tipo de autómatas se distingue por presentar en un solo bloque todos sus elementos. En cuanto a su programación, ésta se realiza por botones en la parte frontal del mismo bloque o por un PC (software) mediante un cable conector. El montaje del autómata al armario que ha de contenerlo se realiza por cualquiera de los conocidos: carril DIN, placa perforada, etc.
- *Configuración modular*: como su nombre lo indica, la estructura de este tipo de autómatas se divide en módulos o partes del mismo que realizan funciones específicas. Sus partes se adquieren por separado, ajustado a las necesidades especiales. El CPU se conecta con el bloque de fuente de alimentación. A esta combinación, se le añaden posteriormente tarjetas adicionales de entradas y salidas según la cantidad necesaria del sistema a controlar.

2.2.12.3 Sensores

Son dispositivos que detectan manifestaciones de cualidades o fenómenos físicos, como la velocidad, aceleración, tamaño, cantidad, etc. Se puede decir también que son dispositivos que aprovechan una de sus propiedades con el fin de adaptar la señal que mide para que la pueda interpretar otro elemento. Por ejemplo el termómetro de mercurio que aprovecha la propiedad que posee el mercurio de dilatarse o contraerse por la acción de la temperatura.

Muchos de los sensores son eléctricos o electrónicos, aunque existen otros tipos como los basados en operaciones mecánicas o químicas. Un sensor actúa como una especie de transductor que transforma la magnitud que se quiere medir, en otra, que facilite su medida. Pueden ser de indicación directa (termómetro de mercurio) o pueden estar conectados a un indicador (posiblemente a través de un convertidor analógico a digital, un computador y un display) de modo que los valores sensados puedan ser leídos por un humano.

Termistor: es un resistor cuyo valor varía en función de la temperatura. Existen dos clases de termistores: de Coeficiente de Temperatura Negativo (NTC - *Negative Temperature Coefficient*), que es una resistencia variable cuyo valor decrece a medida que aumenta la temperatura; y de Coeficiente de Temperatura Positivo (PTC - *Positive Temperature Coefficient*), cuyo valor de resistencia eléctrica aumenta directamente con la temperatura.

Sensores de humedad relativa: la detección de humedad puede ser muy importante en un sistema si éste debe desenvolverse en entornos que no se conocen de antemano. Por esta razón se deben tener en cuenta una variedad de sensores de humedad disponibles, entre ellos los capacitivos y resistivos, más simples, y algunos integrados con diferentes niveles de complejidad y prestaciones.

- *Sensores de humedad resistivos*: están hechos sobre una delgada tableta de un polímero capaz de absorber agua, sobre la cual se han impreso dos contactos entrelazados de material conductor metálico o de carbón. El parámetro que se mide es la resistencia eléctrica a través del polímero, que cambia con el contenido de agua.
- *Sensores de humedad capacitivos*: están basados en un cambio, dependiendo de la humedad, de una capacidad de un condensador con una película delgada de polímero como dieléctrico, la cual se instala encima de una placa de vidrio. Al cambiar la humedad en el sensor, se recibe y se manda moléculas de agua por una película polímero. Eso cambia las propiedades dieléctricas de la película y así la capacidad del condensador. Dicho cambio es proporcional al cambio de la humedad relativa, la cual se transforma en una señal analógica.

2.2.13 Ergonomía

Cuando se requiere una buena relación hombre-máquina, es necesario considerar algunos fundamentos antropométricos.

2.2.13.1 Áreas y volúmenes de trabajo

La Fundación MAPFRE (1995) define al área normal de trabajo como la zona más conveniente para que los movimientos de las manos se puedan realizar con un gasto normal de energía. Por eso, todos los materiales, herramientas y equipos se deben localizar preferentemente en esta área. Uno de los criterios es el de las *áreas de farley*, en la figura 2.32 se refleja ésta área (medidas en centímetros).

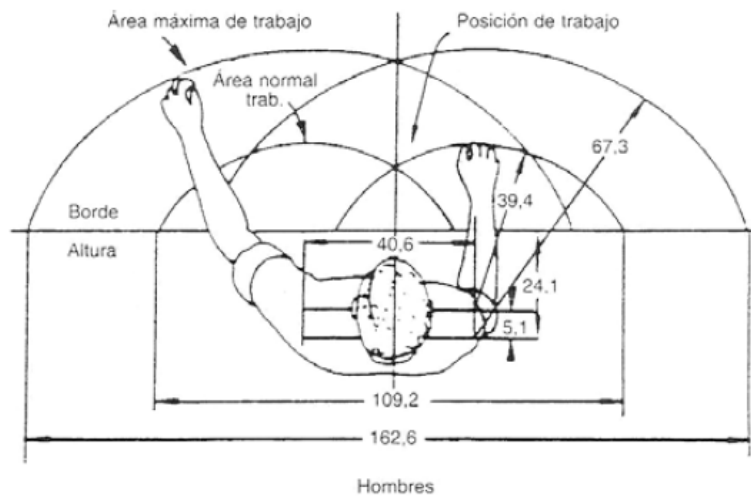


Figura 2.32 – Área de trabajo normal y máxima en el plano horizontal desarrollados para hombres por Farley. Fuente: MAPFRE (1995)

La zona o espacio de alcance conveniente es aquella en el que un objeto puede ser alcanzado de forma fácil sin tener que efectuar movimientos indebidos. Si se efectúan movimientos con los miembros superiores, tomando como punto fijo la articulación del hombro y como radio la distancia desde ese punto fijo al punto medio de la posición de agarre cuando el brazo está extendido, el lugar geométrico de la superficie barrida es la “envolvente del alcance total”; lo cual se representa en la figura 2.33.

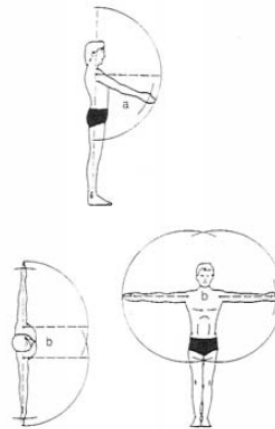


Figura 2.33 – Zona conveniente de alcance. Fuente: MAPFRE (1995)

Para situar en el espacio algún elemento que debe ser manipulado, se debe tomar en cuenta los alcances y las posibilidades prácticas que proporciona el espacio disponible. En algunos casos, hay que situar el elemento en una pared o muy cercana a ella, en este caso el plano cortará la envolvente, proporcionando un perfil circular o doble circular tomando ambas manos.

2.2.13.2 Planos de trabajo en posición de pie

En este sentido, Grandjean (referenciado por la Fundación MAPFRE (1995)) ha determinado algunos planos en esta posición según el tipo de trabajo realizado, con sus respectivas tolerancias, la Figura 2.34 muestra dichos planos de trabajo.

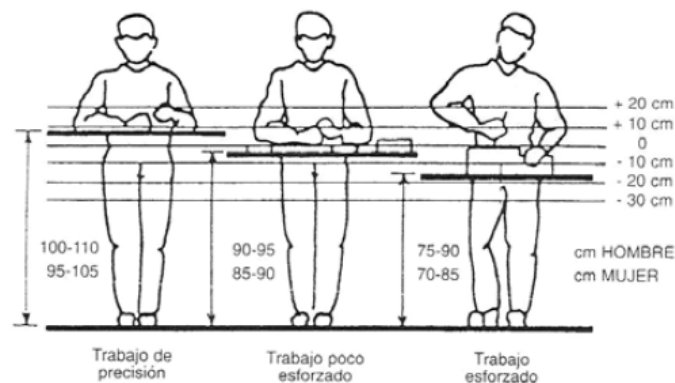


Figura 2.34 – Planos de trabajo en posición de pie según Grandjean. Fuente: MAPFRE (1995)

2.2.13.3 Requerimientos para espacios de trabajos móviles

En este sentido, Mc. Cormick (1969) escribió sobre espacios que involucran movimiento de un lugar a otro, mientras que en algunos casos el interés está en espacios mínimos para movilizarse. La figura 2.35 ilustra espacios para trabajo donde la actividad es individual, las dimensiones se encuentran en pulgadas, desde el tope hasta el fondo, en el siguiente orden: mínimo, con ropa normal, y ropa pesada.

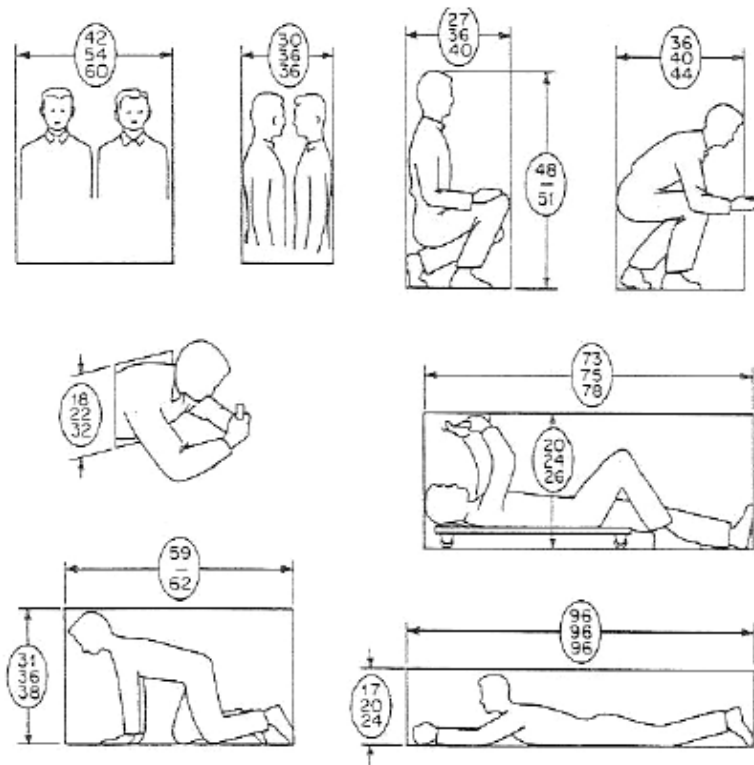


Figura 2.35 – Espacios de trabajo donde la actividad es individual. Fuente: Mc. Cormick (1969)

CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo se desarrolló un conjunto de acciones destinadas a describir y analizar el problema planteado, detallando de qué manera se realizó el estudio, siendo atacado de forma sistemática.

3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

De acuerdo a Arias (2006), el tipo de investigación resume el conjunto de características que identifican la investigación por su naturaleza, por su metodología y la técnica a emplear en el proceso de la resolución del problema. Se plantea una clasificación de la investigación desde el punto de vista del nivel o grado de profundidad de la misma como: exploratoria, descriptiva y explicativa.

En ocasiones una investigación puede caracterizarse como exploratoria, descriptiva, o explicativa, pero no situarse únicamente como tal. Aunque un estudio sea esencialmente exploratorio contendrá elementos descriptivos, y lo mismo ocurre con cada una de las combinaciones de clases de estudios, además, una investigación puede iniciarse como exploratoria o descriptiva y después llegar a ser explicativa.

Basándose en esto y ampliando conceptos se puede decir que la investigación realizada es del tipo descriptiva y explicativa. En la parte descriptiva se cubre la caracterización de un fenómeno a fin de establecer su comportamiento, siendo del tipo correlacional, ya que se vinculan dos o más variables entre sí. Se relaciona al tipo explicativo también, ya que se responde a las causas y efectos de eventos físicos y sus condiciones y relación con variables.

3.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

Se refiere a la estrategia o estructura fundamental para generar información exacta e interpretable, y especifica la naturaleza global de la investigación. Consiste en una serie de actividades sucesivas y organizadas que deben adaptarse a las

particularidades de la investigación y que nos indican los pasos y pruebas a efectuar y las técnicas a utilizar para recolectar y analizar los datos. De manera general, desde el punto de vista del diseño de la investigación, ésta se puede clasificar en:

- Investigación Documental
- Proyectos Factibles
- Investigación de Campo

Con respecto al diseño de la investigación para el caso específico del trabajo realizado, se trata de un proyecto factible, ya que dichos proyectos consisten en la investigación, elaboración y desarrollo de una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, y satisfacer requerimientos o necesidades humanas. Esta definición encaja para el diseño de un banco de prueba, al abarcar las áreas descritas anteriormente por proyectos factibles.

3.3 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

Un instrumento de recolección de datos es, en principio, cualquier recurso, mecanismo o sistema mediante el cual el investigador puede acercarse al fenómeno o fenómenos de estudio y extraer de ellos información (Arias, 2006). Las técnicas de recolección de datos están referidas al modo de obtención de dichos datos, a diferencia de los instrumentos que son los medios materiales, a través de los cuales se hace posible la obtención y registro de la información requerida para la investigación. Se utilizaron los siguientes instrumentos y técnicas de recolección de datos:

- Observación directa, la cual facilitó la obtención de una descripción explícita de la realidad por medio de la percepción visual, recolectando la mayor información acerca del ambiente a situar el banco de prueba.
- Consultas a expertos, con las que fue posible recopilar información deseada, manteniendo una conversación dirigida con un propósito específico, así como

también conocer las expectativas de cada uno de los consultados para la optimización del diseño.

- Equipos de medición de longitud, para definir especificaciones de diseño.
- Investigación bibliográfica, a fin de obtener datos de tablas para el cálculo de variables.

3.4 METODOLOGÍA DEL DISEÑO

La metodología del diseño estudia y permite sistematizar las técnicas necesarias para llevar a cabo el proceso de diseño. Diseño es el procedimiento mediante el cual se transforman recursos (humanos, materiales, etc.) en productos o sistemas con el fin de satisfacer una necesidad. La necesidad es una situación no satisfactoria y está relacionada con la carencia (Tablante, 1988). El proceso de diseño posee varias etapas, las cuales se nombran a continuación.

- Programa de instrucciones o método de solución de problemas
- Estudio o análisis de la necesidad
- Generación de soluciones
- Evaluación y selección
- Desarrollo

3.4.1 Programa de instrucciones

Es una etapa en la cual se identifica el problema, se describe el área de interés, situaciones involucradas y se formulan las causas y efectos. El primer capítulo define claramente el programa de instrucciones, de modo que en la ejecución del marco práctico se considera como una etapa previamente descrita, evitando así, los análisis redundantes.

3.4.2 Análisis de la necesidad

En esta fase se debe estudiar el problema a fondo, planteado por el programa de instrucciones. En el análisis de la necesidad se involucran investigaciones

bibliográficas, de usuarios y tecnológicas. Con las técnicas e instrumentos de recolección de datos, descritas previamente, se cumple con dicho análisis.

3.4.2.1 Requisitos de uso o especificaciones del diseño

Son las condiciones especificadas que debe poseer el diseño para que cumpla con lo requerido, esencialmente en un límite dentro de lo posible, necesario y deseable, y que además asegure su progreso hasta la culminación de los objetivos definidos.

3.4.3 Generación de soluciones

En esta etapa se crearán conceptos solución empleando dinámicas mentales, mecanismos para generar ideas y métodos para generar ideas en grupo logrando diseños preliminares, además se deben tomar en cuenta los bloqueos que se presentan durante el proceso creativo que afectan el desarrollo de la investigación.

3.4.3.1 Frenos o bloqueos de la creatividad

Durante el desarrollo de la dinámica mental se deben evitar los bloqueos que se pueden originar dentro del estudio, según Tablante (1988) se pueden concentrar en tres categorías:

- **Bloqueo perceptual:** genera la tendencia de limitar excesivamente el área solución del problema, también ocasiona la dificultad para aislarse del problema predisponiendo una solución conocida.
- **Bloqueo psicológico:** es aquel derivado de las emociones, temor a equivocarse, arriesgar, deseo de seguridad, falta de interés en el problema, impaciencia o incapacidad para relajarse, ser tan perfeccionista que la autocrítica no permite desarrollar las ideas.
- **Bloqueo intelectual:** se presenta por la falta de conocimientos, o exceso de los mismos, pensar que cualquier aseveración debe ser comprobada experimentalmente, el diseño debe ser algo serio y no permiten el humor, las soluciones involucran el pensamiento científico, dinero, etc.

3.4.3.2 Mecanismos para generar ideas

Los siguientes mecanismos fomentan la creatividad a partir de relaciones, comparaciones y situaciones que permitan percibir la necesidad proponiendo ideas solución. Los mecanismos son:

- **Inversión:** consiste en invertir las funciones, configuración o posición de un determinado elemento del dispositivo.
- **Empatía:** es la acción de colocarse en el lugar del diseño o innovación.
- **Analogía:** es la asociación de un diseño con elementos de la naturaleza o creados por el hombre.

3.4.3.3 Métodos para generar ideas en grupo

El método más común y el que se utilizó durante la ejecución del trabajo especial es la *tormenta de ideas*. Ésta presenta diferentes variantes dependiendo del área en el que será aplicada:

- **Procedimiento 1:** fue propuesto por Alex Osborn en el año 1941, quien especifica que la tormenta de ideas o brainstorming como el la llamó, consiste en elaborar y discutir ideas en un grupo de 4 a 6 personas, luego se vuelven a elaborar y discutir nuevas ideas tomando como referencia las anteriores.
- **Procedimiento 2:** es la promoción del ejercicio individual empleando un lenguaje visual predominante, donde Tablante (1988) establece que se debe formular el problema y los objetivos del diseño, luego en 12 círculos con diámetros de 5 a 10 cm cada uno se deben dibujar la figura concepto en tiempo máximo de 12 minutos.
- **Procedimiento 3:** se realizan sesiones de grupo para generar el mayor número de soluciones en un tiempo relativamente corto, en este tipo de reuniones normalmente participan de 6 a 12 personas. El coordinador se encarga de informar a los participantes sobre la metodología, propósito o asunto sobre el

cual se basará la tormenta. La tarea de los participantes es expresar libremente sus ideas sin limitación, burlas, críticas entre otros.

En este caso se aplicaron los procedimientos 1 y 2.

3.4.4 Evaluación y selección

3.4.4.1 Evaluación

Es el proceso que determina una o varias soluciones provenientes de la tormenta de ideas considerando los requisitos de uso. De esta manera se descartan las ideas y diseños que no se adapten a las especificaciones previamente establecidas, además se realiza un análisis morfológico combinando ideas propuestas.

3.4.4.2 Selección

Tiene como objetivo concretar el diseño final, por ende se establecen criterios de selección, se jerarquizan y poseen una ponderación de 0 a 5 puntos; además a los diseños se les asignó un valor que muestra el nivel de cumplimiento de los requisitos establecidos, entre 0 y 10 puntos, donde 0 indica que no cumple el requisito y 10 que lo cumple de una manera optimizada. Una vez asignados las ponderaciones y valores correspondientes se suman para obtener una puntuación total, de allí se selecciona el diseño final.

3.4.4.3 Diseño final

El diseño final expondrá la estructura, geometría y etapas que caracteriza el prototipo. Presentará el orden de funcionamiento, número de secciones y disposición de partes, todo de forma general, sin ningún cálculo.

3.4.5 Desarrollo final del proyecto

En esta etapa se diseñarán y calcularán las partes y funciones de la propuesta seleccionada finalmente, si dentro del diseño de un elemento existen varias opciones

posibles, se expondrán ventajas y desventajas para evidenciar y demostrar la mejor opción a elegir.

3.4.5.1 Descripción del diseño final

Incluye planos del diseño, lista de cálculos métricos para su construcción y opción de compra.

CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE TECNOLOGÍAS EXISTENTES Y ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

4.1 ANÁLISIS DE TECNOLOGÍAS EXISTENTES

En este capítulo se han seleccionado algunos bancos relacionados con acondicionamiento de aire, cuyas tecnologías fueron desarrolladas internacionalmente tanto por empresas como por universidades. La finalidad de esta investigación es determinar los parámetros más importantes empleados en el diseño de los diferentes bancos de ensayos, incluyendo aspectos operativos, instrumentación, geometría, ergonomía, disposición de partes, capacidad, entre otros; a fin de implementar ciertas especificaciones de diseño según lo que se tilda a ensamblar actualmente o lo que ha sido fruto de una investigación universitaria reciente.

Banco N° 1 – Adiestrador de aire acondicionado de ducto abierto (GUNT)

El objetivo principal de este equipo (figura 4.1), de casa alemana, es familiarizar a los usuarios con el área de aire acondicionado y sus componentes principales. En este caso se emplea una secuencia de humidificación por vapor, ventilación centrífuga, precalentamiento con resistencias eléctricas de dos etapas, enfriamiento con deshumidificación por medio de un sistema de refrigeración de expansión directa que opera con refrigerante R134a y recalentamiento con resistencias eléctricas de dos etapas. El flujo másico del humidificador es de 5,5 kg/h de vapor, el flujo másico del sistema de ventilación puede ser entre 8 y 102 L/h, la potencia del precalentador es de 1 kW, la del evaporador es de 6 kW y la del recalentador es de 2 kW. Posee tanto instrumentación electrónica (temperatura y humedad) como mecánica (flujo de aire y refrigerante y presión de refrigerante). Adicionalmente cuenta con una computadora donde se pueden leer los datos de sensores electrónicos a través de una apropiada tarjeta de adquisición de datos.

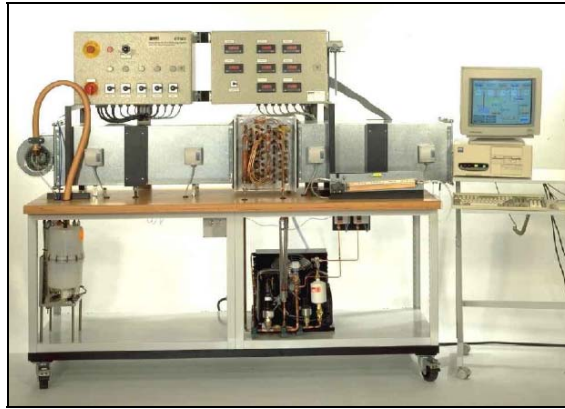


Figura 4.1 – Adiestrador de aire acondicionado de ducto abierto (GUNT). Fuente www.gunt.de

Banco N° 2 – Adiestrador de aire acondicionado con recirculación (GUNT)

Este adiestrador (figura 4.2) permite, bajo modos de aire fresco o recirculación, el acondicionamiento de aire a través de un serpentín de enfriamiento con deshumidificación de 320 W con refrigerante R134a, un humidificador de 400 W, una resistencia eléctrica de 360 W, un ventilador axial, una cámara de simulación de carga térmica de un ambiente, en este caso continuamente variable para la simulación de la carga sensible y latente, de 0 a 250 W cada una.



Figura 4.2 – Adiestrador de aire acondicionado con recirculación (GUNT). Fuente www.gunt.de

Banco N° 3 – Sistema de aire acondicionado con cámara climatizada (GUNT)

Este equipo (figura 4.3) presenta una diversa gama de posibilidades de experimentos con respecto a ventilación, aire acondicionado y cámara de climatización. La cámara es suficientemente grande para que entre una persona, para probar una condición particular y su efecto en la persona. Posee un ventilador radial de 39 m³/h, resistencias de calentamiento sensible de 1500 W, un sistema de refrigeración de 19200 Btu/h, y un humidificador de 6 kg/h de producción de vapor. En la cámara sólo se miden variables de temperatura y humedad, no hay simulación de carga térmica.



Figura 4.3 – Sistema de aire acondicionado con cámara climatizada (GUNT). Fuente www.gunt.de

Banco N° 4 – Unidad de aire acondicionado de laboratorio A660

Este banco de prueba (figura 4.4) lo distribuye P.A. Hilton Ltd. El objetivo del banco es demostrar los procesos psicrométricos comunes, como enfriamiento con

deshumidificación, calentamiento sensible y humidificación. El caudal es de 0,14 m³/s, la potencia del calentamiento es de 4 kW, la del humidificador es de 5 kW y el sistema de refrigeración es de 2 kW. Tiene una tarjeta de adquisición de datos para visualización y registro de los datos de prácticas.



Figura 4.4 – Unidad de aire acondicionado A660. Fuente www.p-a-hilton.co.uk

Banco N° 5 – Equipo de refrigeración y aire acondicionado MEP451

Es un modelo básico del sistema de refrigeración de un equipo de aire acondicionado (figura 4.5), donde se ejecutan prácticas tanto concernientes específicamente a refrigeración como a aire acondicionado. No se utiliza ductería, el evaporador tiene contacto directamente con el aire del ambiente.



Figura 4.5 – Refrigeración y aire acondicionado MEP451. Fuente engg.kaau.edu.sa

Banco N° 6 – Panel de demostración de refrigeración (GUNT-USB)

Este equipo (figura 4.6) ofrece un principio básico operacional de como funciona un *chiller*, pues el refrigerante, al pasar por el evaporador, intercambia calor con agua, a la cual se le miden sus condiciones de entrada y salida, así como también en cada etapa del sistema de refrigeración, para poder calcular y graficar el proceso. El evaporador coaxial tiene una capacidad de 2 kW y el ciclo opera con refrigerante R134a.

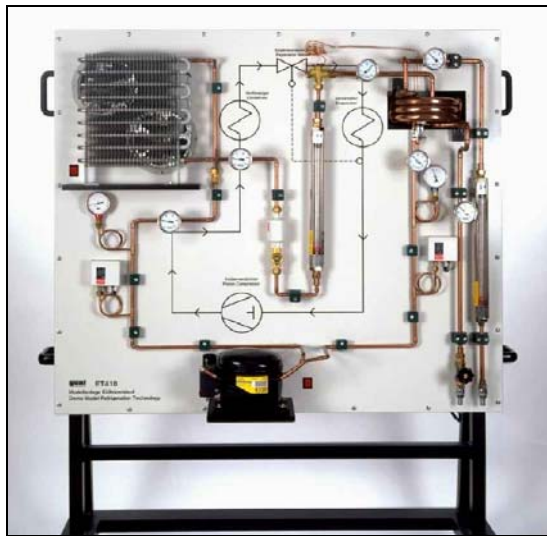


Figura 4.6 – Panel de demostración de refrigeración (GUNT-USB). Fuente www.gunt.de

Banco N° 6 – Banco de prueba para compresores de refrigeración de desplazamiento positivo (*scroll* y *reciprocante*) (UNIMET)

Este trabajo especial de grado, realizado por Claudia Cantor y desarrollado en la Universidad Metropolitana, tiene como fin evidenciar las ventajas (menor consumo eléctrico) de un compresor *scroll* sobre el *reciprocante* utilizado comúnmente. El sistema de refrigeración es de 18000 Btu/h, el aire a la entrada del serpentín puede variar su temperatura mediante resistencias eléctricas dispuestas en el ducto de entrada a fin de simular diversas condiciones de aire fresco (figura 4.7).



Figura 4.7 – Banco de Prueba para compresores. Fuente: Cantor (2003)

4.2 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

En esta sección se enuncian parámetros de diseño primordiales, los cuales se tomarán en cuenta tanto para evaluar las soluciones generadas y así descartar ideas que no cumplan con lo requerido inicialmente, como para guiar el procedimiento de cálculo y selección de los elementos de la propuesta seleccionada. Las especificaciones de diseño se describen a continuación:

- El equipo tiene un espacio asignado en el laboratorio, por lo que la solución no se debe salir de los límites longitudinales con un porcentaje significativo. Estos límites son: 2,5 m de largo, altura basada acorde a la ergonomía de los

usuarios según el fundamento de ergonomía antes descrito y un buen alcance visual de todas las partes (un aproximado de 1,75 m) y de ancho, o dimensión menor, se necesita que el equipo pueda salir del laboratorio (ancho de la puerta = 95 cm).

- Viable procura de partes y accesorios, de rápida entrega y/o ensamble o fabricación.
- El diseño no debe provocar una instalación asociada con complicaciones innecesarias.
- Se busca una alta relación entre lo didáctico y la complejidad, número de partes o precio total, es decir, será preferible mientras más didáctico sea con menos partes o procesos posibles.
- Las partes deben tener fácil acceso para fines de observación (comodidad del estudiante), mantenimiento o reemplazo.
- Para el desarrollo del laboratorio se tiene un presupuesto asignado (dispuesto para diversos trabajos especiales de grado), por lo que serán preferibles las ideas que contengan elementos lo suficientemente útiles con un bajo costo estimado. Igualmente se aplicará esta condición en la selección de equipos dentro de las secciones de la idea final.
- Debe ser competitivo entre los modelos existentes a nivel de tecnología aplicada y flexibilidad operacional.
- Los procesos psicrométricos a efectuarse deben guardar relación con los estudiados en la teoría y los aplicados en el campo laboral.
- La ductería será diseñada tal que el flujo de aire, transportado a través de ésta, no desarrolle una velocidad que genere un nivel de ruido fuera de los límites

asociados no permitiendo la comunicación establecida entre los usuarios del banco.

- Se desea la automatización del banco prueba, tanto para aumentar su carácter multidisciplinario como para agilizar el proceso de adquisición de datos; sin dejar a un lado los requerimientos tecnológicos del campo laboral actual.

Diversas especificaciones de diseño no descritas en la lista anterior, están relacionadas directamente con algunas ya mencionadas por lo que se redundaría al colocarlas. Al momento de aplicar las no mencionadas, se comentará en base a cual especificación se relacionó para su análisis.

CAPÍTULO V: PROPOSICIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

Ya se ha reconocido que existe un problema, se ha hecho un estudio para entenderlo, ahora sigue una etapa de preparación para la generación de ideas y así formular las posibles soluciones a ese problema, para posteriormente evaluar, seleccionar aquel concepto solución (idea que soluciona un problema considerando los requerimientos del caso) más adecuado y proceder a su desarrollo.

5.1 USO DE LA CAJA NEGRA

Consiste en ver el banco de prueba como una *caja negra* (figura 5.1), que tiene entradas y salidas, y adicionalmente se presentan señales de interés para saber si realmente está funcionando, lo que permite establecer los límites del sistema.

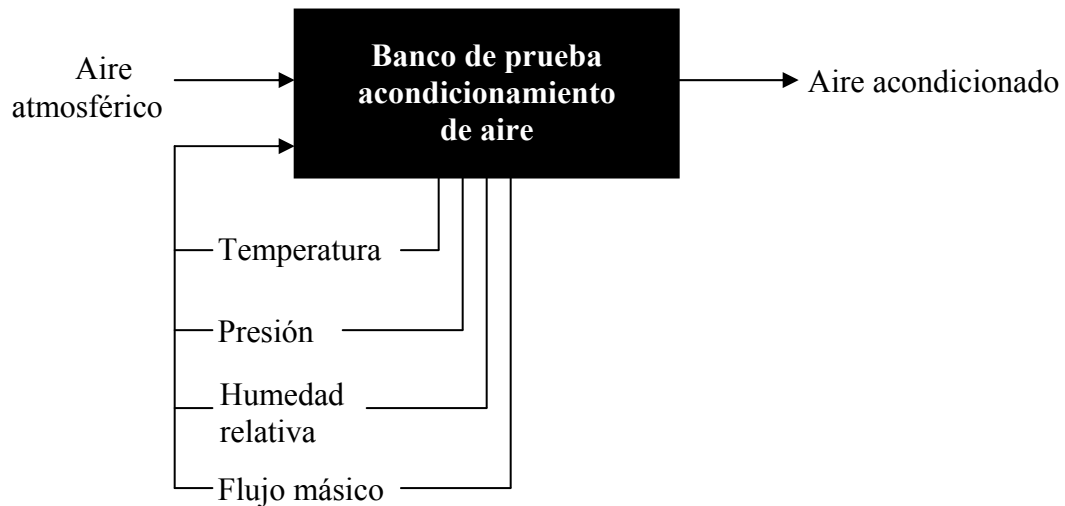


Figura 5.1 – Banco de prueba visto como una caja negra. Fuente: los autores

5.2 PROPOSICIÓN Y EVALUACIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

La columna vertebral del presente capítulo se basa en la obtención, por medio del planteamiento de una tormenta de ideas y una posterior evaluación y selección, de la estructura, funcionalidad y disposición básica de los elementos que tendrá el diseño final. Se tiene mucha libertad al momento de pensar sobre un posible equipo de

simulación de acondicionamiento de aire, debido a que este es un campo muy extenso, por lo que se presentaron a lo largo de la gestión del diseño diversas propuestas, basándonos en bocetos de equipos, diagramando así, una configuración razonable, principios de operación y apariencias factibles; Algunos serán diseños nuevos y otros evolutivos basados en equipos existentes.

Si bien es cierto que una tormenta de ideas puede generar muchas ideas, también lo es que buena parte de esas ideas serán descartadas por no cumplir las especificaciones de diseño, por lo que de la tormenta de ideas realizada, por practicidad, se tomaron sólo las diversas soluciones que cumplen las especificaciones de diseño relacionadas con la sección conceptual (hay especificaciones de diseño dispuestas a restringir resultados en el desarrollo de la propuesta como tal). Debido a esto, se designa esta sección, como proposición y evaluación del concepto solución.

Se empleó tanto la tormenta de ideas grupal como la individual (procedimientos 1 y 2 de métodos de generación de ideas, respectivamente). Las ideas resultantes, luego de haber descartado las que no cumplen los requisitos de uso y haber combinado ciertas ideas estableciendo un análisis morfológico, se esbozan a continuación con una descripción básica de funcionamiento, un boceto base y posible desempeño en la carta psicrométrica.

En los bocetos, el color gris representa la ductería, el color azul indica enfriamiento con deshumidificación, el rojo calentamiento sensible, el verde humidificación y el color ocre una simulación de ambiente. Además se señala con flechas la dirección y sentido del flujo de aire en las propuestas (figura 5.2).






	Enfriamiento con deshumidificación
	Calentamiento sensible
	Humidificación
	Simulación de ambiente
	Compuerta VAV

Figura 5.2 – Leyenda de colores de procesos en las propuestas. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 1:** basado en un sistema *split*. Las dos partes están separadas por una de las paredes del laboratorio. Se podrían medir las condiciones a la entrada y salida del evaporador para hallar su capacidad, en operación. Se puede calcular el flujo de calor que extrae el condensador y así comparar los flujos energéticos de cada parte, para observar la relación entre ellos (figura 5.3).

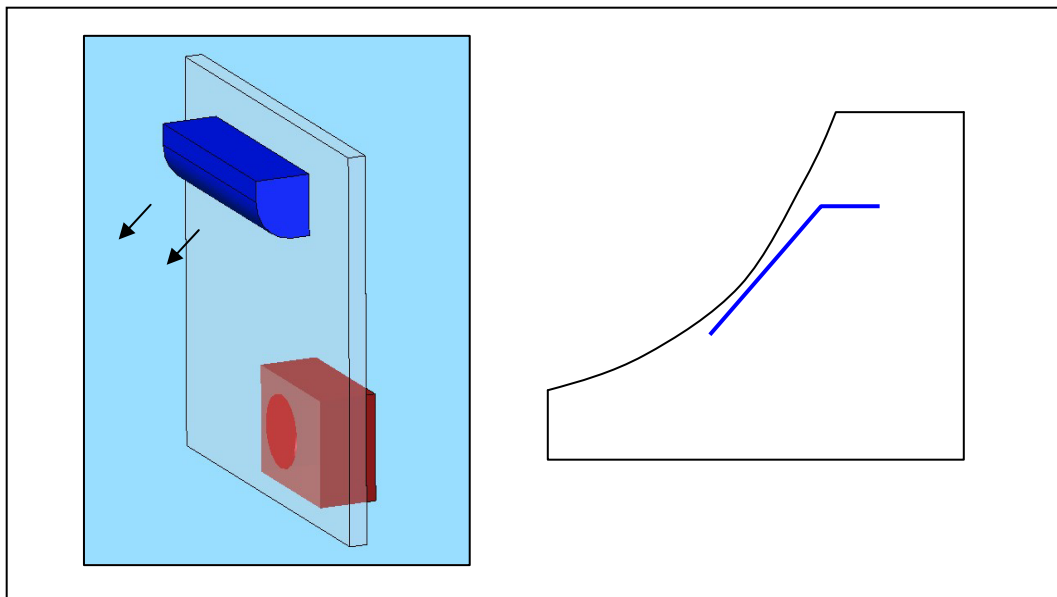


Figura 5.3 – Propuesta N° 1. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 2:** es un sistema divergente con simulación de dos ambientes. Cada flujo puede tratarse con enfriamiento con deshumidificación, calentamiento sensible y humidificación, estos dos últimos procesos serían independientes en cada rama, pudiendo ser distintas las potencias, para así poder acondicionar una cámara de simulación de ambiente de carga térmica basada en el calor sensible y latente, para que al final se cumpla con condiciones a la salida, distintas entre ambas (figura 5.4).

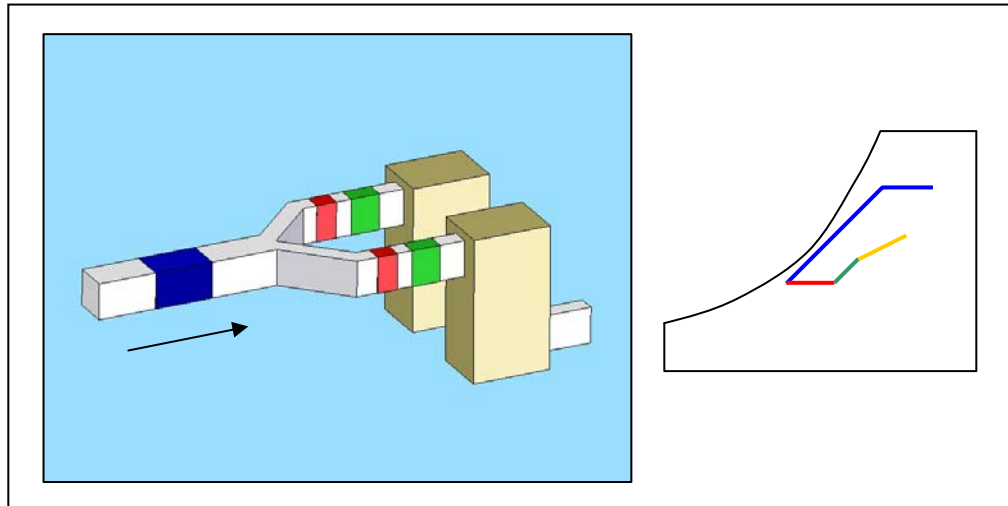


Figura 5.4 – Propuesta N° 2. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 3:** se basa en un sistema de mezcla adiabática. Se unen dos flujos con distintas condiciones, uno de ambiente y el otro enfriado en una etapa anterior, para luego calentarse sensiblemente y humidificarse a fin de requerir cierta temperatura y humedad relativa a la salida (figura 5.5).

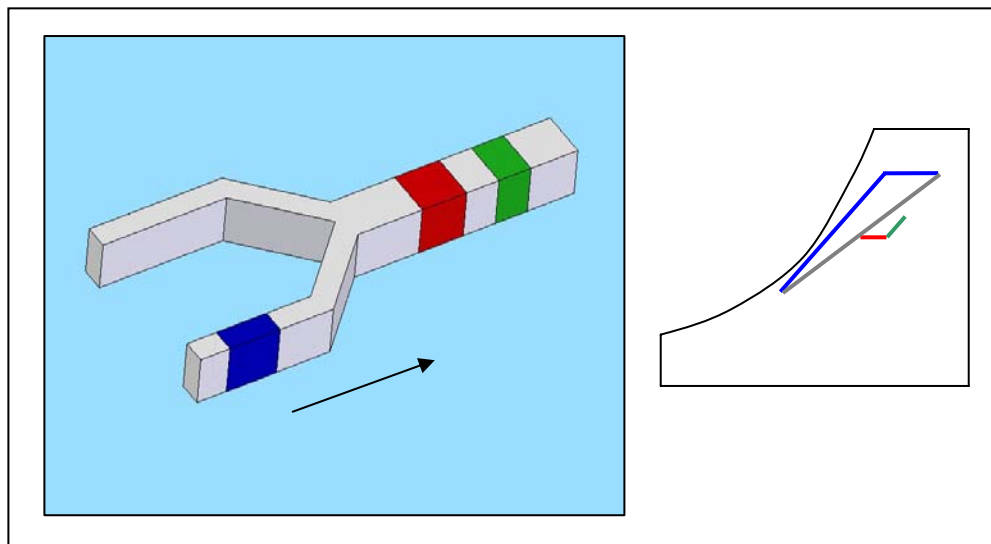


Figura 5.5 – Propuesta N° 3. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 4:** se tratan dos flujos con una posterior mezcla. Luego de realizar un enfriamiento con deshumidificación, separándose el flujo en dos corrientes, cada una se acondiciona con diferentes condiciones. Luego se unen y se observa el punto resultante (figura 5.6).

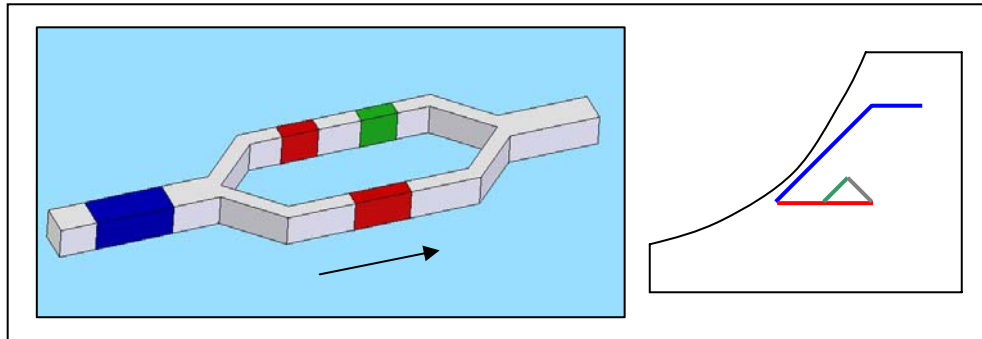


Figura 5.6 – Propuesta N° 4. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 5:** es un sistema de mezcla adiabática. A diferencia de la tercera propuesta, uno de los flujos se calienta sensiblemente, con el calor que se extrae del condensador. Luego se mezclan y el aire se sigue acondicionando mediante calentamiento sensible y humidificación (figura 5.7).

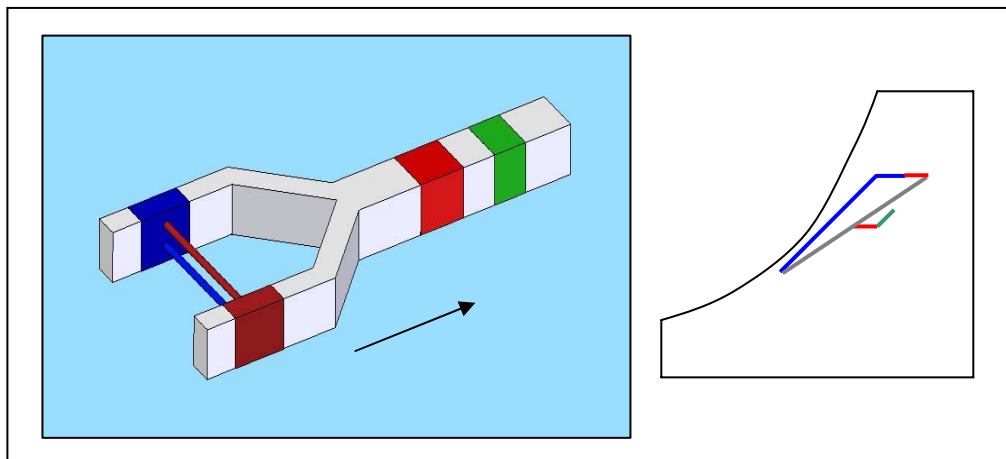


Figura 5.7 – Propuesta N° 5. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 6:** es similar al equipo existente en el pasado. Un flujo de aire se enfría con deshumidificación, se calienta sensiblemente y por último se humidifica a fin de simular un posible suministro a un recinto (figura 5.8)

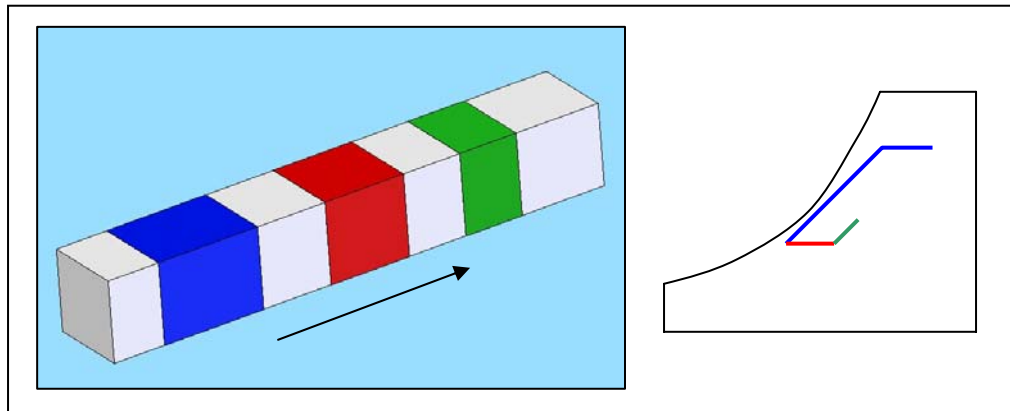


Figura 5.8 – Propuesta N° 6. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 7:** es un sistema de acondicionamiento de aire con simulación de ambiente, trabajando con una regulación (porcentaje) de aire fresco y aire de retorno. El acondicionamiento se surte de los procesos regulares, enfriamiento con deshumidificación, calentamiento sensible y humidificación (figura 5.9).

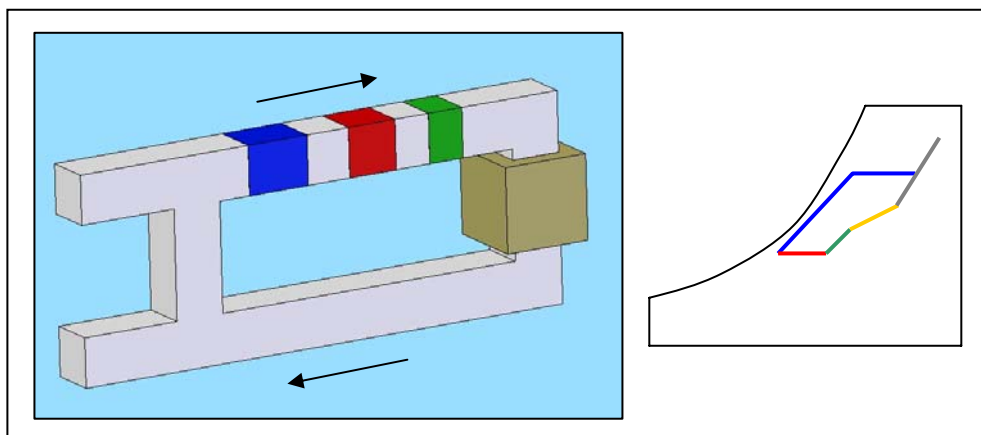


Figura 5.9 – Propuesta N° 7. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 8:** se basa en un sistema de acondicionamiento de aire con simulación de ambiente, trabajando solamente con aire fresco. Dicho aire se enfría con deshumidificación, se calienta sensiblemente y se humidifica, para así tener las condiciones apropiadas del suministro hacia la cámara de simulación (calor sensible y latente), regulándose el sistema, para llegar a una condición adecuada en la cámara (figura 5.10).

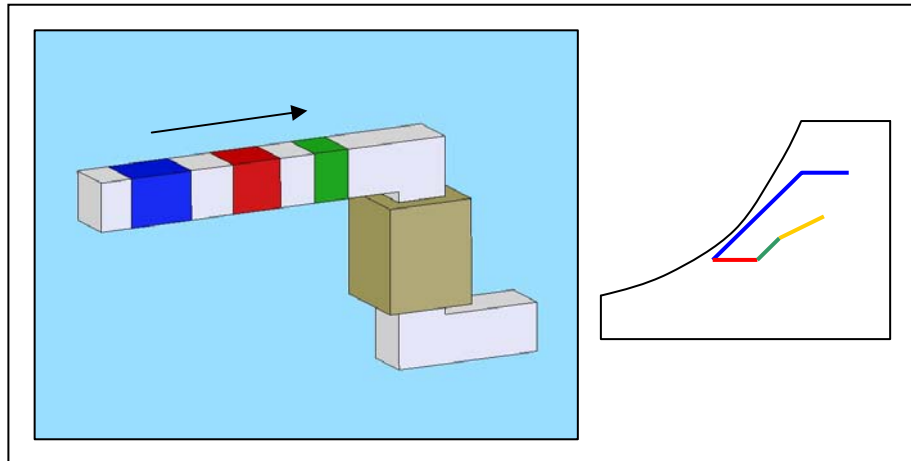


Figura 5.10 – Propuesta N° 8. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 9:** se basa en la séptima idea, sólo que trabaja con recirculación completa. Permanecen los procesos psicrométricos de enfriamiento con deshumidificación, calentamiento sensible y humidificación, además de la cámara de simulación de ambiente (figura 5.11).

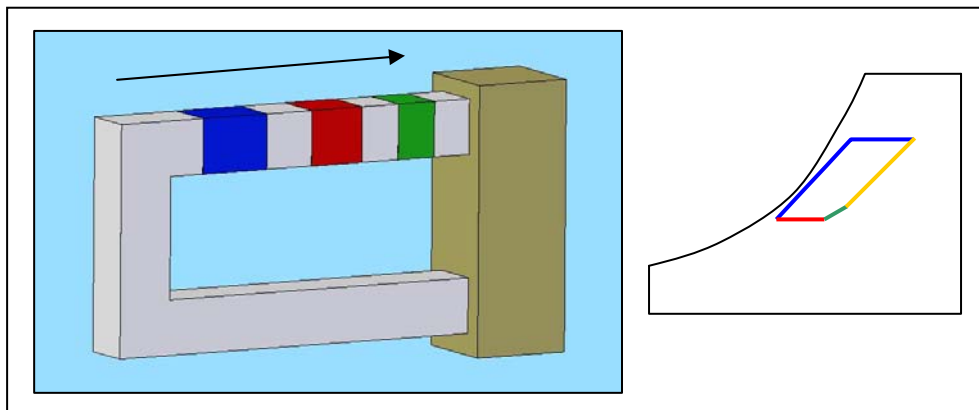


Figura 5.11 – Propuesta N° 9. Fuente: los autores

- **Propuesta N° 10:** es un sistema que se divide en dos flujos que a su vez van hacia dos cámaras de simulación de ambientes, se unen luego de salir y por último se mezclan con aire fresco para realizar cierto número de cambios de aire del recinto. En lugar de calentamiento y humidificación, se trabaja con un sistema de caudal variable (VAV) para atacar con diversos flujos máscicos cada ambiente y lograr las condiciones requeridas (figura 5.12).

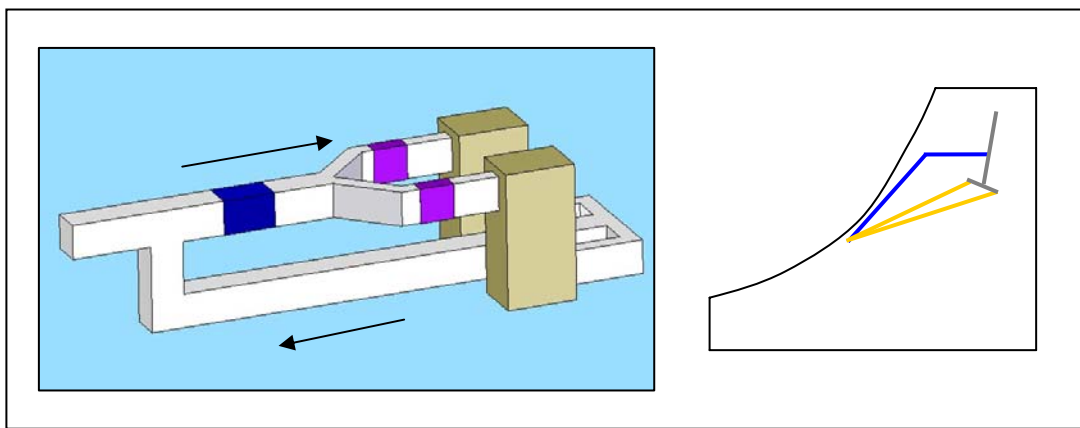


Figura 5.12 – Propuesta N° 10. Fuente: los autores

5.3 SELECCIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

Como se dijo en el capítulo III, se empleó el método de los criterios ponderados en función de los requisitos de diseño, asignando una ponderación (Pd) del uno al cinco (1-5) según su importancia; y una calificación (Cal) a cada diseño individual del uno al diez (1-10), logrando una puntuación (P), según el criterio, mediante el producto de la ponderación por la calificación, para así finalmente, haciendo la sumatoria de las puntuaciones, obtener el total por el diseño y seleccionar aquel que obtenga la mayor puntuación. La tabla con la matriz de selección se muestra a continuación.

Tabla 5.1 - Matriz de selección. Fuente: los autores

Criterio	Pd	PROPUESTAS 1-5									
		1		2		3		4		5	
		Cal	P	Cal	P	Cal	P	Cal	P	Cal	P
Económico	4	10	40	5	20	8	32	6	24	6	24
Didáctico/Complejo	5	2	10	6	30	5	25	3	15	5	25
Aprovechamiento de espacio	3	10	30	3	9	4	12	3	9	6	18
Procura de partes	4	10	40	8	32	9	36	8	32	9	36
Flexibilidad de procesos	5	1	5	8	40	6	30	8	40	5	25
Fácil instalación	4	10	40	4	16	4	16	2	8	3	12
Multidisciplinario	5	1	5	8	40	6	30	7	35	5	25
Competitividad	4	1	4	6	24	3	12	5	20	5	20
Total		174		211		193		183		185	
Criterio	Pd	PROPUESTAS 6-10									
		6		7		8		9		10	
		Cal	P	Cal	P	Cal	P	Cal	P	Cal	P
Económico	4	8	32	3	12	6	24	4	16	3	12
Didáctico/Complejo	5	2	10	6	30	7	35	5	25	4	20
Aprovechamiento de espacio	3	7	21	3	9	5	15	2	6	3	9
Procura de partes	4	9	36	6	24	8	32	7	28	5	20
Flexibilidad de procesos	5	3	15	8	40	8	40	7	35	6	30
Fácil instalación	4	7	28	3	12	4	16	5	20	3	12
Multidisciplinario	5	3	15	8	40	8	40	7	35	7	35
Competitividad	4	3	12	7	28	6	24	6	24	9	36
Total		169		195		226		189		174	

La octava propuesta resultó como la seleccionada para su posterior desarrollo. La opción N° 2 fue la segunda puntuación más alta. Debido a la diferencia de puntaje entre las dos propuestas (15 puntos – 7% adicional), no hace falta un análisis más a fondo, para elegir una u otra, según otros detalles.

5.4 DISEÑO FINAL

La propuesta a desarrollar consta de un evaporador con deshumidificación, del cual es consecuencia la selección de un sistema de refrigeración adecuado. Atraviesa una sección de calentamiento sensible posteriormente. En la siguiente sección se humidifica para luego ingresar a la cámara de simulación de ambiente, la cual generará calor sensible y latente, por último se extraerá el flujo del volumen de control. El flujo es causado por el funcionamiento de un ventilador, que logrará

vencer las pérdidas del sistema, para así movilizar el aire desde la entrada, hasta la salida del sistema, atravesando un sistema de ductería.

5.4.1 Selección de subsistemas del concepto solución

La propuesta escogida contiene varias secciones a estudiar (mencionadas anteriormente), las cuales todavía no están suficientemente listas para su desarrollo numérico. Primero hace falta descomponer el diseño en subproblemas (basado en las secciones principalmente) y seleccionar la gama de equipos a emplearse entre las opciones populares, eficientes, conocidas y recomendadas por expertos.

5.4.1.1 Ventilación

En este ámbito existen dos opciones a considerar, ventiladores axiales y centrífugos. Estableciendo una comparación entre los atributos de cada estilo de ventiladores, se destaca para este caso, en una gran cantidad de aspectos, el ventilador de tipo centrífugo. A diferencia de los axiales, los centrífugos necesitan poco espacio, son utilizados cuando la presión estática necesaria es de baja a media y poseen menores rangos de velocidad periférica, lo cual los hace más silenciosos. El campo de aplicación de los centrífugos se concentra en los sistemas de calefacción, aire acondicionado y renovación de aire. Con esta descripción y las ventajas presentadas de un tipo sobre el otro, se seleccionó un ventilador centrífugo para el manejo de aire del banco de prueba.

5.4.1.2 Ductería

Se seleccionó una ductería de acero galvanizado, por ser éste un material, tanto económico como fácil de trabajar, el cual a su vez le dará firmeza al equipo y una posibilidad de acoplarle una cara transparente (no es posible con ductería flexible), con una finalidad estrictamente didáctica. Con el estilo de ductería rectangular se evitarán transformaciones de cono mitrado, pues las secciones (enfriamiento, calentamiento, ventilación) del diseño final son área transversal rectangular.

5.4.1.3 Enfriamiento: sistema de refrigeración

Dentro de las opciones a estudiar, se enfoca la selección, entre un sistema de agua helada o de expansión directa. Se seleccionó este último, ya que se evita principalmente la utilización de más elementos operacionales, tales como un enfriador de agua (*cooler*), una bomba (más sus complementos adicionales) y un tanque de expansión, entre otros, los cuales son necesarios para un sistema de agua helada. De esta manera se ve afectado directa y positivamente, tanto los costos iniciales y de operación, como también el espacio disponible.

5.4.1.4 Calentamiento sensible

Se escogieron resistencias eléctricas, debido a que son mucho más viables de controlar que un serpentín de calentamiento, ya que dicho serpentín trabajaría con un fluido a alta temperatura, previamente calentado en un proceso de intercambio energético, el cual sería más costoso, ocuparía más espacio que las resistencias e indudablemente sería más costoso, tanto inicialmente como en operación.

Dichas resistencias, se seleccionaron dentro de una diversa gama de variedad, siendo escogida para este fin, una de tipo aletada, pues disipan el calor de una manera más eficaz, ya que aumentan considerablemente la superficie de transferencia de calor hacia el aire.

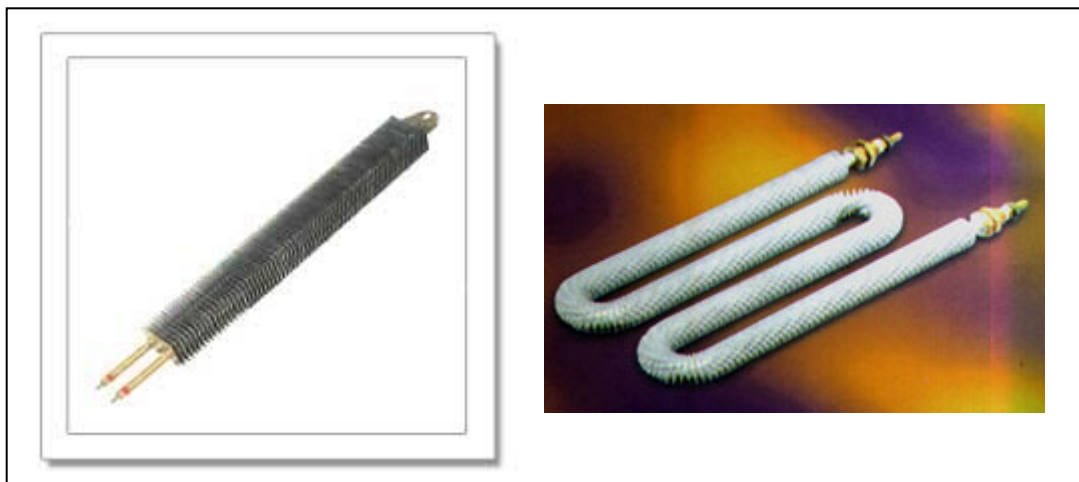


Figura 5.13 – Resistencias eléctricas aletadas. Fuente www.provindus.com.py

5.4.1.5 Humidificación

Se tomó el vapor como el fluido de trabajo para tal fin, ya que le permite al proceso tener una mejor y mayor movilidad en la carta psicrométrica. Al humidificar con agua, el proceso resulta similar a uno isoentálpico (el aire se enfría y se humidifica), en cambio con vapor, el aire se calienta, además de humidificarse. Este aumento en la temperatura del aire incide en un ahorro energético para la sección de calentamiento, ya que necesitaría menos potencia que con la humidificación con agua, pues ésta contrarresta en cierto porcentaje el efecto de la sección anterior.

5.4.1.6 Simulación de ambiente

En esta etapa se busca simular una carga lo más similar posible a la generada en un cuarto donde residen personas y equipos, por lo que se simuló tanto calor latente (humidificación) como sensible (calentamiento sensible). Ambos procesos se realizarán con el mismo método de las secciones de igual función explicadas anteriormente (humidificación con vapor y calentamiento sensible con resistencias eléctricas aletadas).

5.4.1.7 Automatización

En cuanto a la recolección automatizada de datos, se colocarán, a lo largo de la ductería, sensores tanto de temperatura de bulbo seco como de humedad relativa, ya que estas magnitudes físicas son las necesarias para poder definir un estado psicrométrico (además de la presión la cual es muy cercana a la atmosférica en cada sección).

En cuanto al sistema que procesará los datos, existen dos posibles opciones: tarjetas de control y adquisición de datos y controladores lógicos programables (PLC), aunque sea conocido que las tarjetas de control y adquisición de datos son ampliamente utilizadas en el campo del acondicionamiento de aire, se tomó como sistema de control un PLC. Este criterio de selección se basó en que el pénsum de la Escuela de Ingeniería Mecánica figura la materia *Controladores Lógicos*

Programables, la cual, aunque contando con horas prácticas, éstas se basan en la simple programación con un determinado *software*, dejando a un lado la aplicación en campo de manera tangible. De esta forma y conjuntamente con la colaboración del encargado de dictar la materia, con este equipo se podrán ejecutar procesos en campo, vistos en este caso, desde el punto de vista de la automática. Esto le añade carácter multidisciplinario al equipo y cooperación entre departamentos.

5.4.1.8 Soporte del banco

Se seleccionó una estructura metálica rígida disponible en el laboratorio de perfiles de Acero ASTM A36, con dimensiones cercanas a las máximas especificadas. Tiene dos niveles, uno inferior muy próximo al piso y uno superior, el cual permite que equipos colocados en ese nivel, estén a una altura aceptable de observación por los usuarios, que cumple con las condiciones ergonómicas estandarizadas. Las placas de los niveles disponibles en el laboratorio son de madera contrachapada con fórmica en buen estado.

CAPÍTULO VI: DESARROLLO DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

6.1 SECCIÓN DE ENFRIAMIENTO CON DESHUMIDIFICACIÓN

Los sistemas de expansión directa constan básicamente de una unidad condensadora, una válvula de expansión, una unidad evaporadora y un compresor. El objetivo principal, en la selección y cálculo del sistema de refrigeración, fue obtener una buena disposición y versatilidad de cada elemento. Por lo tanto se procedió a la búsqueda de las partes del ciclo una por una, para así tener el máximo detalle y especificación de cada elemento del sistema de refrigeración, a fin de profundizar en la explicación metódica y numérica de las partes, para luego ser ensambladas siguiendo una serie de criterios de instalación.

6.1.1 Evaporador

En la búsqueda de empresas especializadas en procura de serpentines de expansión directa, se contactó a la empresa *Difusores Friodan*, la cual se escogió debido a que no sólo venden serpentines, sino que también los calculan y fabrican, lo cual representa una gran ventaja al poder calcular tanto la evaporadora como la condensadora para las condiciones específicas de operación. Para tal fin, luego de presentar la propuesta de cálculo a mencionada empresa, se obtuvo la colaboración necesaria.

Difusores Friodan utiliza como herramienta de cálculo un software en ambiente *MS-DOS*, llamado *DXW*, el cual trabaja bajo los lineamientos establecidos en el Estándar ARI 410: *forced-circulation air-cooling and air-heating coils*, el cual designa parámetros de diseño fundamentales en intercambiadores de calor a nivel internacional. El *software* fue proporcionado en aras de colaborar con la profundización del cálculo del sistema de refrigeración. Para esto, *Difusores Friodan* brindó apoyo tanto técnico como inductivo para el correcto uso del mencionado software.

6.1.1.1 Selección de los parámetros de funcionamiento:

Parámetros y criterios

Para una apropiada metodología de cálculo, es necesario establecer una serie de criterios y parámetros, los cuales restringirán así, los resultados a obtener. Estos se muestran en la tabla 6.1.

Tabla 6.1 – Parámetros de diseño para el cálculo del evaporador. Fuente: los autores

PARÁMETRO	CRITERIO
Tipo de Refrigerante: R-22 (Monoclorodifluormetano)	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil procura. - Ampliamente utilizados en el área del acondicionamiento de aire. - Mayor amplitud en el domo de saturación a cualquier presión, lo cual brinda mayor precisión a la hora de calibrar el ciclo. - Al comparar el R-22 con el 134a para los mismos parámetros de diseño, resulta que el serpentín es de menor dimensión en un rango del 7-8%
Dimensión (LxAxP): 8"x8"x6.93"	Tamaño adecuado (iterado) para la capacidad de disipación energética seleccionada(Btu/h)
Carga de disipación energética: 12.000 (Btu/h)	Carga pequeña y comercial por ende facilita la procura de accesorios.
Temperaturas de entrada Bulbo seco (85 °F) y Bulbo húmedo (74 °F)	Temperatura promedio registrada en Caracas entre octubre de 2006 y septiembre de 2007.
Temperatura de succión (t. de baja): 45 °F	Según Estándar ARI 410 (valore promedio)
Temperatura de condensación (t. de alta): 125 °F	Según Estándar ARI 410 (valor promedio)
Aletas por pulgadas: 8 aletas/pulgada	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil limpieza del serpentín - Cantidad de aletas por pulgadas necesarias para disipar la carga de diseño
Material de los tubos: Cobre C122000 ASTM B743 temple recocido ligero (pared 0.012", diámetro 3/8")	<ul style="list-style-type: none"> - Este espesor permite la fácil expansión en el proceso de ensamblaje - Este diámetro disminuye el tamaño del serpentín
Material de aletas: Aluminio AISI 8011HO	Aluminio con la dureza adecuada para que el cuello de la aleta produzca la cantidad de aletas

(espesor 0,05")	por pulgadas, una vez expandido el tubo de cobre
Tipo de troquel: Tres bolillos (alternado)	Con éste se dispone de una configuración de tubos alternados, diagramando así una serie de triángulos equiláteros de 1" de lado, medido entre centro y centro de cada tubo.

Limitaciones

- *Velocidad de cara (Aire):* debe permanecer en un rango entre 200 y 800 ppm (Estándar ARI 410, 2001). El límite inferior asegura la debida transferencia de calor a fin de evaporar por completo el refrigerante a lo largo del serpentín. El límite superior asegura que no se lleve por arrastre, a causa de la deshumidificación del aire, la porción de la masa de agua que se condensa, la cual se encuentra en forma de gotas sobre el serpentín mismo.
- *Perdida del refrigerante a lo largo del serpentín:* se debe mantener en un rango entre 2 y 6 psi (Estándar ARI 410, 2001).

6.1.1.2 Cálculo (Corrida en el programa DXW y resultados obtenidos)

Carga de datos

Partiendo de los parámetros anteriormente descritos, se procedió a la carga de los mismos (datos iniciales) como se muestra en la figura 6.1. La explicación de las abreviaturas del *software* se presenta en la tabla 6.2.

```

DX-COOLING COIL      |      DIFUSORES FRIODAN      |
                    |      - COOLING RATING -      |
                    |      |      |      |      |
                    |      |      |      |      |
CUSTOMER ID = EVAPORADOR
                    |      |      |      |      |
    FH = 8          |      FL = 8          |      FIN MAT = AL
    CFM = 200       |      EWB = 74       |      FIN THK = .0050
    EDB = 85       |      |      |      |      |
    ROWS = 8       |      R.TYPE = R-22   |      NO OF CIR = 2
                    |      <R-12,R-22,R-502,R-717,R-134A,R-404> |      TUBE MAT = CU
                    |      SURF.TYPE = 4   |      TUBE THK = .012
                    |      LIQT = 125      |
                    |      INPUT SURF. TYPE LISTED BELOW
                    |      1-5/8<1.5x1.5>,2-1/2<1.25x1.08>,3-3/8<1x1>
                    |      4-3/8<1x.866>,5-3/8<1.25x1.08>,6-5/8<1.5x1.299>
                    |      FPI = 8
    
```

Figura 6.1 – Datos del cálculo del evaporador. Fuente: los autores

Tabla 6.2 – Leyenda de abreviaturas en los datos del evaporador. Fuente: los autores

ENTRADAS	
ITEM	DESCRIPCIÓN
FH	Tubos de alta
FL	Largo de los tubos
CFM	Caudal en pies cúbicos por minuto
EDB/EWB	Temperatura de entrada Bulbo seco/Bulbo húmedo
R.TYPE	Tipo de refrigerante
SUCT	Temperatura de succión de refrigerante (temperatura de baja)
LIQT	Temperatura de saturación en el condensador (temperatura de alta)
SURF. TYPE	Tipo de troquel 4-3/8”<1x.866>
FPI	Aletas Por pulgadas.
FIN MAT	Material de aleta (aluminio)
FIN THK	Espesor de aleta (in)
NO OF CIR	Número de circuitos del serpentín.
TUBE MAT	Material de los tubos (cobre)
TUBE THK	Espesor de tubo (in)

Reporte de resultados

Partiendo de las relaciones predeterminadas en la lógica de lenguaje del programa, tomadas del patrón en el Estándar ARI 410, y los datos antes

especificados, se obtuvieron resultados adaptados a los requerimientos antes referidos. Esto se muestra en la figura 6.2 y se detalla en la tabla 6.3.

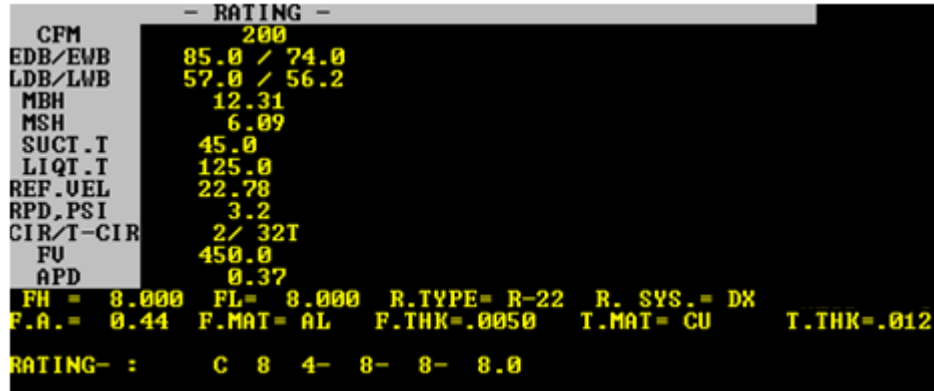


Figura 6.2 – Resultados del evaporador. Fuente: los autores

Tabla 6.3 – Leyenda de abreviaturas en los resultados del evaporador. Fuente: los autores

SALIDAS	
ITEM	DESCRIPCIÓN
LDB/LWB	Temperatura de salida Bulbo seco/ Bulbo húmedo
MBH	Rata de calor disipada (miles de Btu por hora)
MSH	Rata de calor sensible (miles de Btu por hora)
REF.VEL	Velocidad del refrigerante (pies/s)
RPD PSI	Caída de presión del refrigerante a lo largo del serpentín. (psi)
CIR/T-CIR	Circuitos del serpentín/cantidad de tubos por circuito.
FV	Velocidad de cara (aire) pies/min.
F.A.	Area de cara (ft ²)
APD	Caída de presión del aire (in H ₂ O)

6.1.1.3 Distribución de circuitos

En el caso del evaporador, la entrada de refrigerante al serpentín se hace a través de un dispositivo, denominado *distribuidor*, que alimenta de manera uniforme todos los circuitos del evaporador (2). Éste es fabricado en bronce, y se puede obtener, tanto en tiendas de repuestos especializados, como también pueden ser

fabricados en un taller metal-mecánico. El distribuidor consta de una pequeña tobera cuyo orificio viene determinado por la capacidad del serpentín y la temperatura de evaporación. El número de salidas del distribuidor, viene dado por la cantidad de circuitos obtenidos en el cálculo del serpentín. Cada una de estas salidas se conecta al serpentín por medio de una tubería de cobre flexible, las cuales se conocen como *capilares*.

Existe una relación entre los diámetros de los capilares y la disipación de calor asociada a cada uno de los circuitos que componen el serpentín. Se insiste en que al momento de conectar el distribuidor al serpentín, debe preverse que se sitúe en un nivel inferior al nivel de descarga (Apéndice B-1). La salida de refrigerante se realiza por medio de la instalación de un colector de descarga (flauta).

Selección del distribuidor

Se escogió una marca ampliamente reconocida, de fácil procura y que facilita buena información técnica del distribuidor, necesaria para su selección. Dicha marca es *Sporlan Valve Company*. Partiendo de las tablas que presenta el manual de selección *Refrigerant Distributors* (2006), se escogió el distribuidor y la longitud y diámetro de los capilares, el procedimiento se describe a continuación.

Datos:

- Refrigerante: R-22
- Temperatura de evaporación: 45 °F
- Temperatura de condensación: 125 °F
- Cantidad de circuitos: 2 circuitos
- Capacidad del serpentín: 1 tr

Cálculos:

- Toneladas por circuito:

$$\text{Toneladas por circuito} = \text{Capacidad serpentín} / \text{N}^\circ \text{ circuitos} \quad [6.1]$$

Toneladas por circuito = 0,5tr / circuito

- Diámetro externo capilares: 3/16” con factor de carga de 0,53, inmediato mayor a 0,5 (Tabla 6.4)

Tabla 6.4 – Tabla de diámetro externo de capilares. Fuente: los autores

DÍAM. EXT TUBO CIRC.	R-22				
	40°	20°	0°	-20°	-40°
5/32"	0,26	0,21	0,16	0,12	0,09
3/16"	0,53	0,44	0,33	0,24	0,20
1/4"	1,10	0,89	0,67	0,49	0,39
5/16"	2,2	1,7	1,3	1,0	0,79
3/8"	3,7	2,9	2,2	1,7	1,4

- Factor de corrección: 0,79 (Tabla 6.5) iterado para 125 °F de temperatura de condensación.

Tabla 6.5 – Factor de corrección del distribuidor. Fuente: los autores

FACTOR DE CORRECCIÓN								
TEMP LÍQUIDO °F	50°	60°	70°	80°	90°	110°	120°	130°
FACTOR	2,10	1,83	1,59	1,37	1,17	1,00	0,85	0,72

- Corrección:

$$\text{Corrección} = \text{Factor de corrección} \cdot \text{Factor de carga} \quad [6.2]$$

$$\text{Corrección} = 0,4187tr$$

- Corrección por largo de tubo (%):

$$\text{Corrección por largo de tubo} = \text{Capacidad serpentín} / \text{Corrección} \quad [6.3]$$

$$\text{Corrección por largo de tubo} = 1,1941(119,41\%)$$

- Largo de capilar: 18” (tabla 6.6) entrando con el valor de corrección por largo de tubo se interpola para 1,1941 y se escoge el número par por encima del resultado.

$$L = \left(\frac{12 - 18}{1,36 - 1,16} \right) (1,1941 - 1,16) \approx 17in \rightarrow 18in$$

Tabla 6.6 – Largo del capilar. Fuente: los autores

CORRECCIÓN POR LARGO DE TUBO											
LARGO TUBO PULG.	12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72
FACTOR	1,36	1,16	1,07	1,00	0,95	0,90	0,86	0,82	0,79	0,75	0,73

El número de orificio de la tobera es 1 de diámetro 2.53 mm (tabla 6.7)

Tabla 6.7 – Número de orificio de la tobera. Fuente: los autores

TOBERA	
NÚMERO DE ORIFICIO	DIAMETRO (mm)
1/2	1.78
3/4	2.18
1	2.53
1 1/2	3.07
2	3.57
2 1/2	3.99
3	4.37

Resumen

Distribuidor de 2 salidas, conexión 1/2", capilares de 3/16" x 16" de largo. El número de orificio de la tobera es 1 de diámetro 2.53 mm.

Partiendo de esto se puede seleccionar un distribuidor roscado que cumple con los parámetros calculados, el cual brinda la posibilidad de ser sustituido, en caso de daño, con mayor facilidad (Apéndice B-2). El código del distribuidor se muestra en la figura 6.3.

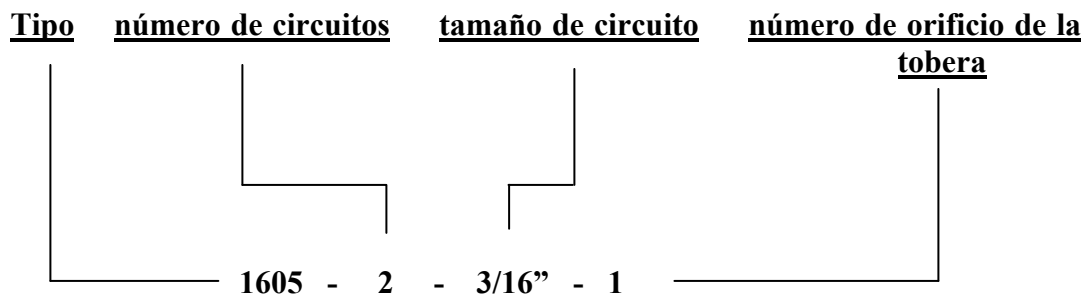


Figura 6.3 – Código del distribuidor. Fuente: los autores

6.1.1.4 Manifold de descarga (flauta)

Éste actúa como un recolector de vapor a la salida del serpentín, en este caso posee 2 entradas (cantidad de circuitos del serpentín) a 3/8" y una salida al compresor de 1/2".

6.1.1.5 Bandeja recolectora de condensado

Esta bandeja, por lo general construida en acero galvanizado calibre 16 será colocada debajo del serpentín (evaporador), cumpliendo la esencial función de recoger el condensado debido a la deshumidificación en el proceso de enfriamiento, para luego, valiéndose de una inclinación, cercana a 5° comúnmente, hacer llegar dicha masa de agua a un recipiente fuera del sistema de estudio y a una cota menor para que pueda fluir hacia el depósito, por medio de una manguera de media pulgada, la cual es suficiente para transportar el caudal condensado sin que se acumule en la bandeja.

Calculo del flujo másico de agua de condensado (\dot{m}_{cond})

Consideraciones:

- Flujo másico ($\text{kg}_{\text{as}}/\text{s}$) constante.
- Mezcla aire-vapor se comporta como gas ideal.
- El proceso ocurre a presión constante (presión del laboratorio 690 mm Hg)

$$v = \frac{0,2871 \cdot T_{bs} \cdot (1 + 1,6078w)}{P} \quad [6.4]$$

$$\rho = (m_a + m_w) / V = \frac{(1 + w)}{v} \quad [6.5]$$

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{as} (w_1 - w_2) \quad [6.6]$$

Donde:

\dot{m}_{cond} : flujo másico de agua de condensación ($\text{kg}_{acond}/\text{seg.}$)

\dot{m}_{as} : flujo másico de aire seco ($\text{kg}_{aireseco}/\text{seg.}$)

$w_{1,2}$: humedad absoluta ($\text{kg}_{vapor}/\text{kg}_{aire seco}$)

ρ : densidad del aire húmedo. ($\text{kg}_{aire seco}/\text{m}^3$)

v : volumen específico ($\text{m}^3/\text{kg}_{aire seco}$)

T : temperatura de bulbo seco (K)

P : presión total en (Pa)

Valores iniciales

$w_1 = 0,01749 \text{ kg}_{vapor}/\text{kg}_{as}$ (valor en carta psicrométrica a 690 mmHg)

$w_2 = 0,01045 \text{ kg}_{vapor}/\text{kg}_{as}$ (valor en carta psicrométrica a 690 mmHg)

$T_o = T_{bs} = 29.44 \text{ }^\circ\text{C}$

$P_{atm} = 91,992 \text{ Kpa}$ (690 mm hg)

$Q = 200 \text{ cfm} = 0.0943894 \text{ m}^3/\text{s}$

Con la ecuación 6.4 se obtiene el volumen específico del aire seco.

$$v_0 = 0,97357 \text{ (m}^3/\text{kg}_{as})$$

Aplicando la ecuación 6.5 se obtiene la densidad del aire seco.

$$\rho = 1,045109039 \text{ (kg}_{as}/\text{m}^3)$$

Se calcula el flujo másico de aire seco combinando las ecuaciones 2.6 y 2.7.

$$\dot{m}_{as} = \rho * Q = 0,098647215 \text{ kg}_{as}/\text{s}$$

Por ultimo con la ecuación 6.6 se calcula el flujo másico de condensación.

$$\dot{m}_{cond} = 0,69447 g_{agua} / s$$

6.1.1.6 Esquema de fabricación

Los esquemas de fabricación usados normalmente por las compañías que manufacturan estas piezas representan el código de comunicación en el proceso de interacción entre la fábrica y el departamento de diseño (Apéndice B-1).

6.1.2 Condensador

De igual manera, este serpentín se calculó por medio del software *DXW*, tomando los parámetros adecuados para el condensador en la tabla 6.8, para asegurar así, su buen desempeño.

6.1.2.1 Selección de los parámetros de funcionamiento:

Parámetros y criterios

Tabla 6.8 – Parámetros de diseño para el cálculo del condensador. Fuente: los autores

PARÁMETRO	CRITERIO
Tipo de Refrigerante: R-22 (Monoclorodifluormetano)	Mismo refrigerante que el evaporador
Dimensión (LxAxP): 14"x14"x2.6"	Tamaño adecuado (iterado) para la capacidad de disipación energética seleccionada(Btu/h)
Carga de disipación energética: 15.000 (Btu/hrs)	Por lo general similar a 20±1% más de carga que el disipado en el evaporador, debido a que al sistema se le suministra trabajo (Wcompresor, traducido en aumento de entalpía)
Temperatura de entrada Bulbo seco: 85 °F	Temperatura promedio registrada en Caracas entre octubre de 2006 y septiembre de 2007.
Temperatura de succión (T. de baja): 45 °F	Según normas ARI 410 (valor promedio)
Temperatura de condensación (t. de alta): 125 °F	Según normas ARI 410 (valor promedio)
Aletas por pulgadas: 12 aletas/pulgada	- Cantidad de aletas por pulgadas necesarias para disipar la carga de diseño

Material de los tubos: Cobre C122000 ASTM B743 temple recocido ligero (pared 0.012", diámetro 3/8")	- Este espesor permite la fácil expansión en el proceso de ensamblaje - Este diámetro disminuye el tamaño del serpentín
Material de aleta: Aluminio AISI 8011HO (espesor 0.05")	Aluminio con la dureza adecuada para que el cuello de la aleta produzca la cantidad de aletas por pulgadas, una vez expandido el tubo de cobre
Tipo de troquel: Tres bolillos (alternado)	Con éste se dispone de una configuración de tubos alternados, diagramando así una serie de triángulos equiláteros de 1" de lado, medido entre centro y centro de cada tubo.

Limitaciones

- *Perdida de presión del aire a lo largo del serpentín:* ésta no debe exceder las 0,3 inH₂O (Estándar ARI 410, 2001), ya que el ventilador apropiado para esta aplicación es de tipo axial (vecen pequeñas pérdidas a grandes caudales). Este es uno de los parámetros de convergencia de la iteración de los datos.

6.1.2.2 Cálculo (Corrida en el programa DXW y resultados obtenidos)

Carga de datos

Partiendo de los parámetros anteriormente presentados, se procedió a la carga de los mismos (datos iniciales), como se muestra en la figura 6.4. La explicación de las abreviaturas del *software* se presenta en la tabla 6.6.

```

CONDENSER COIL          I          H
||                      ||
E          -            DIFUSORES FRIODAN          -            A
||                      ||
C          -            CONDENSER RATING          -            C

CUSTOMER ID = CONDENSADOR

FH = 14                FL = 14                FIN MAT = AL
CFM = 600              FIN THK = .0050
EDB = 85
ROWS = 3              NO OF CIR = 1
R.TYPE = R-22
<R-12,R-22,R-502,R-717,R-134A,R-404>        TUBE MAT = CU
SUCT = 45              SURF.TYPE = 4          TUBE THK = .012
CONDT = 125

FPI = 12

INPUT SURF. TYPE FROM NEXT LINE
1-5/8-1.5X1.5,2-1/2-1.25X1.08,3-3/8-1X1,4-3/8-1X.866,5-3/8-1.25X1.08
    
```

Figura 6.4 – Datos del cálculo del condensador. Fuente: los autores

Tabla 6.9 - Leyenda de abreviaturas en los datos del condensador. Fuente: los autores

ENTRADAS	
ITEM	DESCRIPCION
FH	Tubos de alta
FL	Largo de los tubos
CFM	Caudal en pies cúbicos por minuto
EDB	Temperatura de entrada Bulbo seco
ROW	Filas
SUCT	Temperatura de succión de refrigerante (temperatura de baja)
CONDT	Temperatura de saturación en el condensador (temperatura de alta)
R.TYPE	Tipo de refrigerante
SURF.TYPE	Tipo de troquel
FPI	Aletas por pulgadas
FIN MAT	Material de aleta (aluminio)
FIN THK	Espesor de aleta (in)
NO OF CIR	Numero de circuitos del serpentín.
TUBE MAT	Material de los tubos (cobre)
TUBE THK	Espesor de tubo (in)

Reporte de resultados

Partiendo de las relaciones predeterminadas en la lógica de lenguaje del programa, tomadas del patrón en el Estándar ARI 410, y los datos antes especificados, se obtuvieron resultados adaptados a los requerimientos antes referidos. Esto se muestra en la figura 6.5 y se detalla en la tabla 6.10.

- RATING -	
CFM	600
EDB	85.00
LDB	108.23
TOT HT	15123
---	---
SUCT. I	45.0
COND. I	125.0
---	---
RPD, PSI	7.3
N. CIR	1
FV	440.8
APD	0.13
FH = 14.000 FL = 14.000 R.TYPE = R-22	
F.A. = 1.36 F.MAT = AL F.THK = .0050 T.MAT = CU T.THK = .012	

Figura 6.5 – Resultados del condensador. Fuente: los autores

Tabla 6.10 – Leyenda de abreviaturas en los resultados del condensador. Fuente: los autores

SALIDAS	
ITEM	DESCRIPCIÓN
LDB	Temperatura de salida Bulbo seco
TOT HT	Rata de calor disipada (Btu por hora)
RPD, PSI	Caída de presión del refrigerante a lo largo del serpentín.
N.CIR	Circuitos del serpentín
FV	Velocidad de cara (aire)
F.A.	Área de cara (ft ²)
APD	Caída de presión del aire (in wg)

Se destaca que el condensador resultó de sólo un circuito, para lo cual no hace falta la colocación de un distribuidor.

6.1.2.3 Esquema de fabricación

El proceso de fabricación del serpentín condensador no difiere mucho del proceso del evaporador, anteriormente especificado. La entrada de refrigerante se debe colocar por encima de la salida como en el evaporador (apéndice B-3).

6.1.2.4 Ventilador

En base al caudal (600 cfm) y las pérdidas del aire a través del serpentín (0,13 inH₂O), se seleccionó un ventilador axial, de 12” de diámetro a 1550 rpm, al ser el modelo más pequeño y a menor velocidad de giro que soportaba el caudal resultante

venciendo la pérdida del serpentín (apéndice B-4). Este ventilador está acoplado a un motor marca Motorvenca (usualmente aplicado en la empresa ensambladora del serpentín) modelo REV-8107 de 47,8 W (0,064 HP) a 110 V. El ventilador tiene 6 álabes, con 31° de inclinación, los cuales son fabricados en aluminio aleación 3003H14 de 1 mm de espesor por la empresa *Difusores Friodan*.

6.1.3 Compresor

Los datos necesarios para poder seleccionar un compresor que se adapte a las necesidades de este ciclo, son los siguientes:

- Tipo de refrigerante: R-22
- Capacidad del serpentín: 12310 Btu/h
- Temperatura de evaporación: 7,22 °C
- Temperatura de condensación: 51,66 °C
- Sobrecalentamiento (5,5 °C) y subenfriamiento en el ciclo (6 °C).
- Voltaje: 220 V, 1 fase y frecuencia de funcionamiento de 60 Hz

6.1.3.1 Criterios de selección

El compresor seleccionado es de tipo rotativo debido a dos razones en específico:

- Sistema con poca generación de ruido (ambiente pedagógico).
- El fluido sale del compresor de una manera más continua que en uno recíprocante, en éste saldría de manera intermitente, lo cual minimiza la precisión a la toma de las medidas relevantes del proceso de refrigeración, al ser un sistema de baja capacidad esto es de alta importancia.

Se buscó que un compresor que fuese de una marca reconocida, para así facilitar, tanto su procura como la sustitución de piezas en futuros mantenimientos. Dicha búsqueda dio como resultado un compresor de marca *LG*, modelo *QK178K* (apéndice B-4).

6.1.4 Válvula de expansión

Se seleccionó una válvula de expansión termostática, la cual controla el flujo de refrigerante líquido que entra en el evaporador, manteniendo constante el recalentamiento de vapor en la salida del mismo. Para medir el recalentamiento que la válvula de expansión controla, se determina la diferencia entre la temperatura real en el bulbo sensor la temperatura de saturación correspondiente en el punto donde está instalado el bulbo. Con ello se mantiene el evaporador inundado y se evita a la vez el suministro de líquido al compresor.

6.1.4.1 Método de selección de especificaciones

Primero se debe determinar la caída de presión a través de la válvula, para lograr esto se realizaron las siguientes consideraciones:

- El fluido de trabajo es R-22.
- La presión de salida del compresor es la presión de saturación a la temperatura de alta (51,67 °C en el condensador) la cual es 299 psi. Es decir que la caída de presión a la descarga del compresor es despreciable.
- El subenfriamiento es de 6 °C.
- La longitud de la tubería de líquido es cercana a 5 ft.
- Partiendo de los datos del condensador, proporcionados por el fabricante, la caída de presión del refrigerante es de 7.3 psi.
- La presión de baja es la presión de saturación a la temperatura de evaporación (45 °F = 7.22 °C), la cual es 91 psi.

A partir de dichas consideraciones se puede asegurar que la temperatura de la línea de líquido es de 45,67 °C. Con dicho valor, en el apéndice A-1, se consigue un factor de corrección por temperatura de líquido del refrigerante de 0,94.

La caída de presión en la línea de líquido, según el catálogo 201 del fabricante, es de 0,5 psi/pie para R-22, por lo tanto la caída total para la longitud de 5 ft es:

$$\Delta P_{liq} = 2,5 \text{ psi}$$

La caída de presión a través de la válvula se determina a partir de la ecuación 6.7:

$$\begin{aligned} \Delta P_{valvula} &= P_{condensación} - P_{evaporación} - \Delta P_{liq} - \Delta P_{distribuidor, capilares} & [6.7] \\ \Delta P_{valvula} &= (299 - 91 - 2,5 - 49) \text{ psi} = 156,5 \text{ psi} \end{aligned}$$

Con la caída de presión se puede encontrar de tabla (apéndice A-2) el factor de corrección para dicha caída y refrigerante R-22. Al interpolar resulta 1,22 dicho factor. La válvula para 1 tonelada de refrigeración nominal, tiene una capacidad real de 0,98 tr según el apéndice A-3. La capacidad actual máxima de la válvula de expansión termostática se obtiene por la ecuación 6.8.

$$\begin{aligned} VET_{cap,actual} &= VET_{capacidad} \cdot FC_{temp} \cdot FC_{\Delta P} & [6.8] \\ VET_{cap,actual} &= 1,12 \text{ tr} \end{aligned}$$

Finalmente se selecciona la válvula de modelo F que es del tipo roscada, con equilibrador externo de ¼", tipo de carga VGA (aire acondicionado), entrada de 3/8" y salida de ½", la cual coincide con la del distribuidor, por ende no es necesario usar reducciones roscadas.

6.1.4.2 Visor de líquido

Este implemento cumple la función de poder observar, por medio de un visor transparente, las siguientes indicaciones:

- Existencia de humedad peligrosa en el refrigerante.
- Se puede apreciar la calidad del líquido antes de la llegada a la válvula de expansión, debiéndose asegurar un estado de líquido comprimido.

6.2 SECCIÓN DE CALENTAMIENTO SENSIBLE

Para este fin se seleccionaron resistencias planas de tipo aletada, las cuales serán instaladas en una disposición por etapas, es decir, cada grupo de resistencias dispuestas de manera secuencial, con el fin de tener una variedad de condiciones resultantes del aire, de acuerdo a la cantidad de etapas a encender.

Para el dimensionamiento de las resistencias se tomaron diversos aspectos relevantes de diseño: condiciones del aire anteriormente tratado (T_{bs}/T_{bh}), tamaño, existencia en *stock* local (fácil procura), voltajes de alimentación, generación de calor (potencia), practicidad al momento de ser instalada, etc.

6.2.1 Desarrollo numérico

6.2.1.1 Consideraciones

- El aire se comporta como gas ideal.
- El flujo másico del aire, como mezcla aire-vapor, permanece constante a lo largo del ducto.
- Toda la potencia de las resistencias se transforma en calor cedido al aire.
- El calentamiento sensible ocurre a presión constante.
- El calentamiento sensible ocurre a humedad absoluta constante.

6.2.1.2 Datos

- T_{bs}/T_{bh} de entrada: 13,89 °C/13,44 °C
- $W_1 = W_2 = W_3 = W_4 = W_5 = W_6 = 0,010449882 \text{ kg}_{H_2O}/\text{kg}_{as}$ (carta psicrométrica a 690 mm Hg)
- Caudal de aire de entrada: 189,72 cfm = 0,089538 m³/s
- Presión: 690 mm Hg = 91,74229 kPa
- R_{aire} : 287,055 J/kg·K

6.2.1.3 Procedimiento de cálculo

Se iteró la variable $T_{(n+1)}$, con las ecuaciones 6.9, 6.10 y las del apartado de psicrometría, hasta que el valor de \dot{q} , se acercase lo más posible a un múltiplo de la potencia de las resistencias, comúnmente utilizadas para el calentamiento de aire, y que desde luego se localicen fácilmente en el mercado nacional.

$$W = 0.62198 \frac{P_w}{P - P_w} \quad [6.9]$$

$$h'_n = 1.006T_n + W_n(2501 + 1.805T_n) \quad [6.10]$$

6.2.1.4 Resultados

Tabla 6.11 – Resultados de cálculo tipo para la 1º etapa de calentamiento. Fuente: los autores

			Flujo másico de aire	0,098318	kg/s
			Caudal de aire	0,089538	m ³ /s
h`₁=	40,29750785	kJ/kg	Densidad del aire	1,098066	kg/m ³
			P del aire	90,476537	kPa
T₁=	13,89	°C	Temperatura	287,04	K
			R del aire	287,055	J/kg*K
W₁=	0,010420991	kg_w/kg_{as}	Humedad Relativa (ϕ)	0,9549	
			P _w	1,51589314	kPa
			Flujo másico de aire	0,098318	kg/s
h`₂=	43,35144131	kJ/kg	Caudal de aire	0,090467	m ³ /s
			Densidad del aire	1,086783	kg/m ³
T₂=	16,87	°C	P del aire	90,476537	kPa
			Temperatura	290,02	K
W₂=	0,010420991	kg_w/kg_{as}	R del aire	287,055	J/kg*K
			Humedad Relativa (ϕ)	0,7885	
			P _w	1,51589314	kPa

Según la tabla 6.11 y la ecuación 6.10 y la ley de conservación de la masa, se tiene que $\dot{q} = 0,2994534 \text{ kW} \cong 0,3 \text{ kW}$. Se establecieron cinco etapas de calentamiento sensible de 300 W para aumentar la temperatura en un rango apreciable de estudio para recorrer la carta psicrométrica. Las temperaturas calculadas para cada inicio y salida de etapa se muestran en la tabla 6.12.

Tabla 6.12 – Niveles de temperatura alcanzados por las cinco etapas encendidas. Fuente: los autores

	ETAPA DE CALENTAMIENTO				
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
To/Tf (°C)	13,89 / 16,87	16,87-19,85	19,85-22,83	22,83-25,81	25,81-28,79
h`o / h`f (kJ/kg)	40,297508-43,351441	43,351441-46,405375	46,405375-49,459308	49,459308-52,513242	52,513242-55,567175

6.2.2 Selección

Partiendo de esto, las resistencias fueron escogidas entre una variada gama de tipos y tamaños, comparando entre tamaño con respecto al serpentín y precio. Se seleccionaron resistencias planas con aletas disipadoras rectangulares con terminal de tornillos en el mismo extremo y con dos orificios para su fijación. Son de 6" de largo y 1,33" de ancho (220 V 150 W).

Ya que la generación interna de calor es de 150 W en cada una de las resistencias, se colocaron 2 resistencias por etapa, dando así los 300 W antes estimados, mejorando la distribución de transferencia de calor en la superficie transversal.

6.3 SECCIÓN DE HUMIDIFICACIÓN

En esta etapa se buscó, por medio de un dispositivo, suministrarle al aire una cantidad de masa de vapor por unidad de tiempo, para así lograr las condiciones de humedad, tanto relativas como absolutas, deseadas en la muestra de trabajo.

Con esta premisa se procedió a la búsqueda en el mercado de mencionado dispositivo, al observarse que los mecanismos que contaban con un perfil que se adaptaba al deseado, para los requerimientos antes expuestos, eran de muy alto costo, además de trabajar bajo condiciones estándares que no concuerdan con las reales en sitio, se procedió a dimensionar, calcular y seleccionar los elementos que conformarán el sistema de humidificación, abaratando así costos y proporcionando datos de operación claramente fundamentados a un virtual usuario.

6.3.1 Dispositivo de calentamiento

Se seleccionó un tipo de resistencia para inmersión en líquido, especial para el calentamiento de agua hasta su punto de saturación. Para asegurar que el vapor suministrado lleva las condiciones en dicho punto, se tomaron las siguientes consideraciones:

- El calor emitido por las resistencias es el absorbido por el agua en su totalidad.
- El agua se encuentra a una temperatura inicial de 97,29 °C y a una presión de 690 mm Hg. Es decir que el calor latente es igual al h_{fg} a esa temperatura.
- Toda la potencia eléctrica en la resistencia es transformada en calor efectivo para evaporar el agua.

6.3.2 Desarrollo numérico

En aras de diseñar un sistema de humidificación flexible para satisfacer los diversos requerimientos a lo largo de su puesta en marcha, se buscó, dentro de las posibilidades, que al igual que la etapa de calentamiento sensible, este dispositivo también contase con varias resistencias, para así tener varias etapas de funcionamiento, por ende, como metodología de cálculo, se fue iterando la variable de carga (\dot{q}) para luego observar los efectos en el aire a acondicionar. La condición que dio como resultado la mayor flexibilidad al sistema fue la seleccionada, teniendo en consideración cargas comerciales, cuando de resistencias a utilizar se refiera.

6.3.2.1 Formulación

Para el agua en evaporación, la Primera Ley de la Termodinámica se puede expresar por la ecuación 6.11.

$$\dot{m}_w = \dot{q} / h_{fg} \quad [6.11]$$

Con la ecuación 2.13 se tiene la relación entre la masa de aire seco y la masa de vapor presente en una mezcla de aire húmedo. Haciendo un balance de energía y uno de masa para el vapor, se obtienen las ecuaciones 6.12 y 6.13 respectivamente y al dividir ambas, resulta la ecuación 6.14.

$$\dot{m}_a h'_1 + \dot{m}_w h_g = \dot{m}_a h'_2 \quad [6.12]$$

$$\dot{m}_a w_1 + \dot{m}_w = \dot{m}_a w_2 \quad [6.13]$$

$$\frac{h'_2 - h'_1}{w_2 - w_1} = \frac{\Delta h'}{\Delta w} = h_g \quad [6.14]$$

6.3.2.2 Procedimiento de cálculo

Aplicando la ecuación 6.11 y con los siguientes datos, se encuentra el flujo másico de vapor con dos etapas activas.

$$\dot{q} \text{ final seleccionado} = 300 \text{ W (por etapa)}$$

$$h_g = 2671,145 \text{ kJ/kg (a } 97,29 \text{ °C)}$$

$$h_f = 407.715 \text{ kJ/kg (a } 97,29 \text{ °C)}$$

$$\dot{m}_w = 0,265084462 g_w / s$$

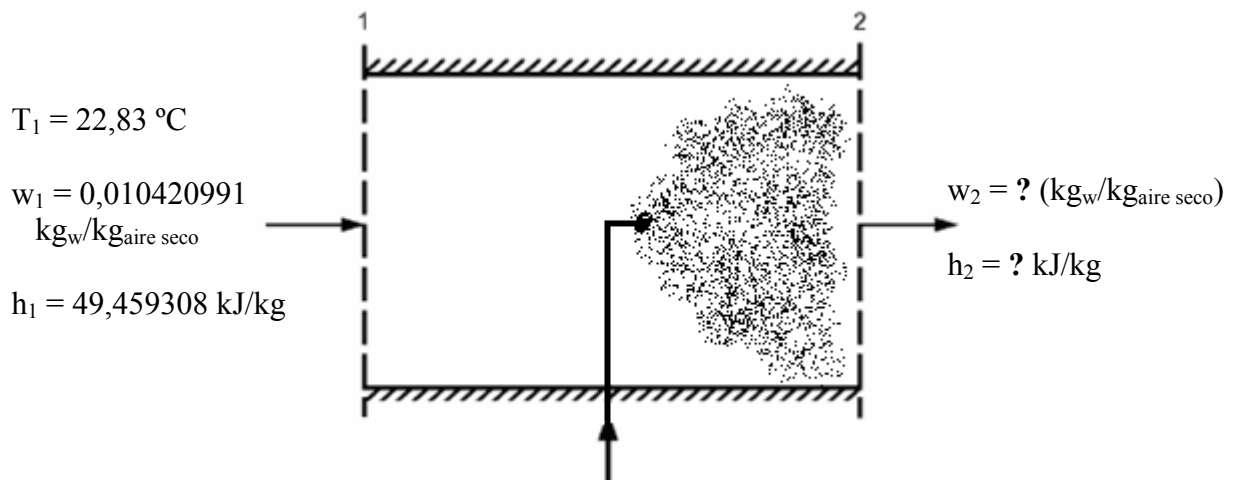
Si sólo se prenden 3 etapas de recalentamiento y 2 de humidificación se obtendría lo siguiente:

Salida de la sección de calentamiento (tabla 6.12)

	ETAPA DE CALENTAMIENTO				
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
T_i/T_f (°C)	13,89 / 16-87	16,87-19,85	19,85-22,83	22,83-25,81	25,81-28,79
h_i/h_f (kJ/kg)	40,297508- 43,351441	43,351441- 46,405375	46,405375- 49,459308	49,459308- 52,513242	52,513242- 55,567175

La humedad absoluta en la etapa de calentamiento permanece constante y es 0,010420991 kg_w/kg_{as}.

Volumen de control:



Vapor saturado a
97,29°C

$$h_{\text{vapor}} = h_{g@97,29^{\circ}\text{C}} = 2671,145 \text{ kJ/kg}$$

Figura 6.6 – Representación gráfica del cálculo tipo para obtener los estados de salida luego del humidificador. Fuente: los autores

Aplicando la ecuación 6.13 de balance de masa de vapor, con los datos suministrados a continuación, se obtiene la humedad absoluta a la salida:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0,098318 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{vapor-inicial}} = 1,024571 \text{ g H}_2\text{O/s}$$

$$w_2 = 0,013117186 \text{ kg}_w/\text{kg}_{\text{aire}}$$

Aplicando la ecuación 6.14 se obtiene la entalpía a la salida.

$$h'_2 = 56,66123618 \text{ kJ/kg}$$

Con la humedad absoluta y la entalpía del aire húmedo en la salida se puede obtener la temperatura de bulbo seco por medio de la ecuación 2.16. A fin de especificar el estado del aire se muestra a continuación dicha temperatura.

$$T_{\text{bs2}} = 23,17 \text{ }^\circ\text{C}$$

6.3.2.3 Resultados

Se escogió trabajar definitivamente con cuatro etapas de humidificación (300 W/etapa), según los resultados, esto brinda una buena movilidad en la carta psicrométrica combinando el calentamiento con la humidificación como lo muestra la tabla 6.13 y la figura 6.7.

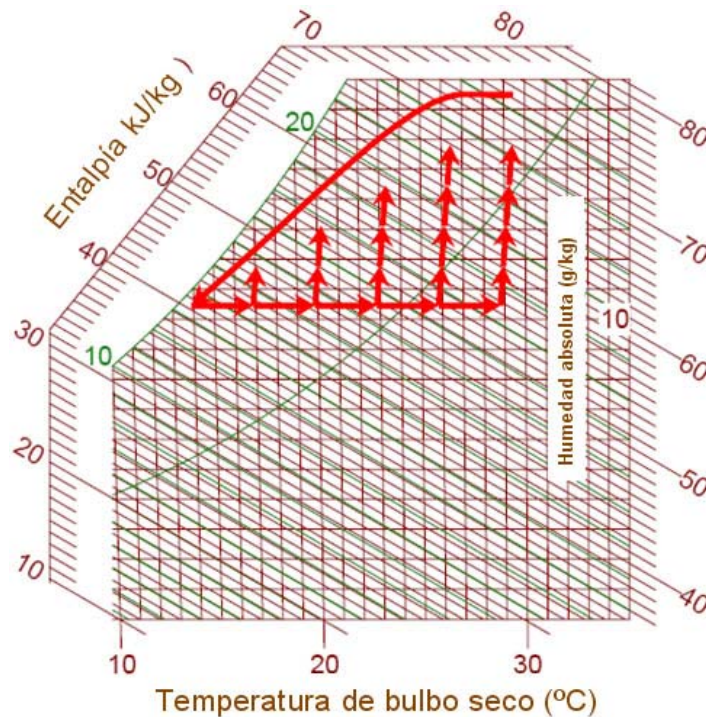


Figura 6.7 – Combinación de calentamiento y humidificación. Fuente: los autores

Tabla 6.13 – Resultados de las etapas de humidificación. Fuente: los autores

		ETAPAS DE HUMIDIFICACIÓN					
		1			2		
		Ts (°C)	h`s (kJ/kg)	w _s (g _w /kg _{gas})	Ts (°C)	h`s (kJ/kg)	w _s (g _w /kg _{gas})
ETAPA DE CALENTAMIENTO	1	17,06	46,95	11,769	-	-	-
	2	20,03	50,01	11,769	20,2	53,61	13,117
	3	23	53,06	11,769	23,17	56,66	13,117
	4	25,97	56,11	11,769	26,13	59,72	13,117
	5	28,93	59,17	11,769	29,09	62,77	13,117
		ETAPAS DE HUMIDIFICACIÓN					
		3			4		
		Ts (°C)	h`s (kJ/kg)	w _s (g _w /kg _{gas})	Ts (°C)	h`s (kJ/kg)	w _s (g _w /kg _{gas})
ETAPA DE CALENTAMIENTO	1	-	-	-	-	-	-
	2	-	-	-	-	-	-
	3	-	-	-	-	-	-
	4	23,33	60,26	14,465	26,45	66,917	15,81
	5	26,29	63,32	14,465	29,3	69,97	15,81

6.3.3 Dispositivo de control de nivel

Tomando en cuenta que a lo largo de su funcionamiento, este dispositivo deberá tener una masa de agua constante para así trabajar bajo condiciones lo más estables posibles, tomando en cuenta lo inevitable del hecho que exista una disminución de nivel debido a la evaporación de una porción de agua, a razón variable, se debe, por normas de seguridad (depósito vacío con resistencias encendidas), entre otras, implementar un sistema controlador de nivel. Para reponer el cambio de volumen se implementó un suministro de agua, sumergido en el

humidificador, proveniente de un recipiente a mayor altura. El agua fluye del recipiente hacia el humidificador a través de una manguera. Para controlar el suministro de reposición se seleccionó un controlador de nivel de tipo electrodo con válvula solenoide motorizada, ya que éste ocupa un reducido espacio y opera de manera sencilla y confiable.

6.4 SECCIÓN DE SIMULACIÓN DE AMBIENTE

Para la etapa final del banco de prueba, donde ya el aire se ha visto afectado por tres procesos psicrométricos (enfriamiento con deshumidificación, calentamiento sensible y humidificación por vapor) con la finalidad de acondicionar el aire hasta un estado predeterminado por el usuario, se decidió, para así elevar el campo de aplicación del mencionado banco, incluir una sección adicional. En dicha sección se encuentra un sistema capaz de suministrarle calor al aire tanto sensible como latente a lo largo de la misma, para así simular el comportamiento de una carga térmica real, de por lo menos un cuarto de tonelada, donde sus dos componentes se comportan de manera proporcional el uno del otro. En este banco, dicha relación puede ser variada por el usuario, pudiendo así simular diversos ambientes, sustentándose del hecho que mencionado sistema constará de diversas etapas de funcionamiento.

6.4.1 Espacio de la simulación

La sección se llevará a cabo en un recinto con un área mayor al del ducto, luego del humidificador, simulando así, la entrada a un espacio a acondicionar, en el cual el área transversal, perpendicular al flujo, se expande bruscamente. Para este fin se escogió un área de 16”x16”, a fin de percibir visualmente un cambio dimensional significativo, mas no exagerado.

6.4.2 Desarrollo numérico

Para simular un aumento de carga tanto sensible como latente, la sección estará conformada por un arreglo de resistencias eléctricas (calor sensible) y un

sistema de humidificación por vapor (calor latente), estos sistemas operan de la misma manera de los antes expuestos en las secciones de calentamiento sensible y humidificación, su diferencia radica en la relación entre las dos cargas.

Las consideraciones a emplear para el cálculo son las mismas expuestas en las secciones de calentamiento sensible y humidificación. Asumiendo que la primera etapa de calentamiento y la primera de humidificación están encendidas, se muestran los resultados para los procesos de la carga térmica.

6.4.2.1 Procedimiento de cálculo

Recalentamiento sensible

Datos iniciales (tabla 6.14)

Tabla 6.14 – Datos iniciales etapa para simulación de calentamiento sensible. Fuente: los autores

T (°C)	h' (kJ/kg)	W (g _w /kg _{gas})
17.06	46.95	11.7691

Aplicando la misma metodología que la sección de calentamiento sensible y tomando diferencias de temperatura de 1 °C para cada etapa, asumiendo una etapa de recalentamiento encendida, se obtienen los resultados mostrados en la tabla 6.15.

Tabla 6.15 – Resultados simulación de carga sensible. Fuente: los autores

\dot{m}_a	0,098318	kg/s
$h_1=$	46,959	kJ/kg
$T_1=$	17,06	°C
$w_1=$	0,0118	Kg _w /kg _{gas}
$Q_{sen} =$	0,1009965	kW
$h_2=$	47,987	kJ/kg
$T_2=$	18,06	°C
$w_2=$	0,0118	Kg _w /kg _{gas}

Humidificación

Tomando en cuenta que los dos procesos ocurrirán en la misma sección, sus efectos son aditivos, por ende, se toman las condiciones de entrada a este proceso son

las de salida del inmediato anterior. Basándose en los cálculos en la sección humidificación y tomando deltas de 60 W para cada iteración, se obtienen los resultados de la tabla 6.16, con una etapa de humidificación encendida.

Tabla 6.16 – Resultados de simulación de carga latente. Fuente: los autores

\dot{m}_a	0,098318	kg/s
h_1 =	47,987	kJ/kg
T_1 =	18,06	°C
w_1 =	0,0118	Kg _w /kg _{gas}
Q_{lat} =	0,07080792	kW
h_2 =	48,7067245	kJ/kg
T_2 =	18,0960848	°C
w_2 =	0,01203872	Kg _w /kg _{gas}

Calor total en la sección (Q_t) y rata de calor sensible (SHR) (6.15 y 6.16):

$$Q_t = \dot{m}_{as} (h'_2 - h'_1) \quad [6.15]$$

$$Q_t = 0,1718kW$$

$$SHR = \frac{Q_s}{Q_t} \quad [6.16]$$

$$SHR = 58,79\%$$

6.4.2.2 Resultados

Con estos valores de capacidad, tanto en la etapa de calentamiento como en la de humidificación, se logra satisfacer una gama aún mayor de estados psicrométricos, lo cual le brinda una gran elasticidad al banco de prueba en su desempeño. Para satisfacer mencionados requerimientos a cabalidad, se escogió la implementación de tres etapas de cada uno de los procesos antes mencionados mostradas en la tabla 6.17

Tabla 6.17 – Etapas de simulación de carga térmica. Fuente: los autores

Etapa	Potencia por cada etapa (W)	
	Calentamiento	Humidificación
1	100,9965	60
2	100,9965	60
3	100,9965	60
\dot{q}_t	302,9895	180

6.5 DUCTERÍA

Ésta es utilizada como medio de transporte del aire. Será fabricada en acero galvanizado calibre 24, ya que este material es de fácil procura, altamente utilizado en el ámbito del aire acondicionado, relativamente liviano (5.64 kg/m^2), rugosidad mediana-baja ($\sim 0.00005 \text{ m}$), se fabrica con un espesor relativamente pequeño lo cual facilita el trabajo para el ensamblador (0,70 mm nominal y 0,60 mm mínimo). Algunos de estos datos se pueden evidenciar en la tabla 6.18.

Tabla 6.18 – Calibres de acero galvanizado. Fuente: los autores

USG CALIBRES	ESPESORES/PULGADAS		lb/ft ² NOMINAL	kg/m ² nominal	ESPESORES/MILIMETROS	
	NOMINAL	MINIMO			NOMINAL	MINIMO
30	0.0167	0.0127	0.656	3.20	0.40	0.32
28	0.0187	0.0157	0.781	3.81	0.47	0.40
26	0.0217	0.0187	0.906	4.42	0.55	0.47
24	0.0276	0.0236	1.156	5.64	0.70	0.60
22	0.0338	0.0296	1.406	6.86	0.85	0.75
20	0.0396	0.0356	1.656	8.09	1.01	0.9
18	0.0516	0.0466	2.156	10.53	1.31	1.18
16	0.0635	0.0575	2.656	12.97	1.61	1.46
14	0.0785	0.0705	3.281	16.02	1.99	1.79
13	0.0934	0.0854	3.906	19.07	2.37	2.17
12	0.1084	0.0994	4.531	22.12	2.75	2.52
11	0.1233	0.1143	5.156	25.17	3.13	2.9
10	0.1382	0.1292	5.781	28.23	3.51	3.28

6.5.1 Dimensiones

En el tramo del ventilador al serpentín de enfriamiento se estima una dimensión de 10.25"x6" (salida del difusor) con una transformación a 8"x8" para la entrada al serpentín. Dicho tramo debe tener una longitud mínima de alrededor 40 cm

según la ecuación 2.26. En el tramo a la salida del serpentín de enfriamiento, la ductería permanecerá con las mismas dimensiones, las resistencias de la sección de calentamiento sensible caben sin ningún problema.

En el tramo comprendido entre la salida del serpentín, sección de calentamiento y humidificación, se ideó una configuración para la cual el ducto permita, con un fin únicamente didáctico y representativo, que los usuarios puedan apreciar de manera clara todo el interior del mismo. Este implemento consiste en que una de las caras del ducto se construya de un material transparente. Entre las posibilidades que se presentan en el mercado se encontraba: vidrio, polímeros transparentes, etc. Entre las tantas variantes de los plásticos, se seleccionó el acrílico, ya que éste es de fácil procura y manejo, presenta una resistencia mucho mayor que la del vidrio aunque su peso es la mitad de éste y posee propiedades aislantes.

6.6 SECCIÓN DE VENTILACIÓN

El ventilador fue ubicado al inicio del banco de prueba por razones de comodidad en cuanto al espacio disponible y mejoramiento de líneas de corriente de aire. Como el ventilador es de tipo centrífugo, el aire cambia su dirección 90° entre la entrada y la salida. Si el ventilador se coloca, no al inicio, sino en cualquier punto del banco de prueba, habría que insertarlo dentro del ducto, de forma que la salida del aire tenga la misma dirección de la ductería adyacente, lo cual provoca que la entrada del aire al ventilador esté perpendicular con la dirección que llevaba el aire originalmente. Esto conlleva a una pérdida por fricción en el fluido ya que choca contra la carcasa del difusor y luego debe girar su dirección para entrar al rodete. Si bien es cierto que esa pérdida es pequeña al manejar poco caudal en el sistema (200 cfm), se pretende una buena disposición de equipos que permita el suave movimiento, es decir, buen direccionamiento del fluido transportado en el banco.

Al colocarse al inicio del sistema, el ventilador succiona el aire del ambiente a las condiciones del mismo (T_{amb} : 29,44 °C P_{atm} : 92 kPa). Esto hace que, luego de atravesar el ventilador, a lo largo de los tramos de ductería, el aire que fluye esté a

mayor presión que la atmosférica y las secciones transversales de los ductos estarán a tracción y no a compresión, tal como ocurre popularmente en sistemas de acondicionamiento de aire.

El primer paso, para el cálculo de los requerimientos del ventilador, es obtener el punto de operación del sistema, que está conformado por el caudal y las pérdidas del sistema. Ya se cuenta con el caudal que debe pasar por el serpentín de evaporación (200 cfm), se procede a calcular las pérdidas por fricción a dicho caudal del sistema esquematizado representativamente en la figura 6.8.

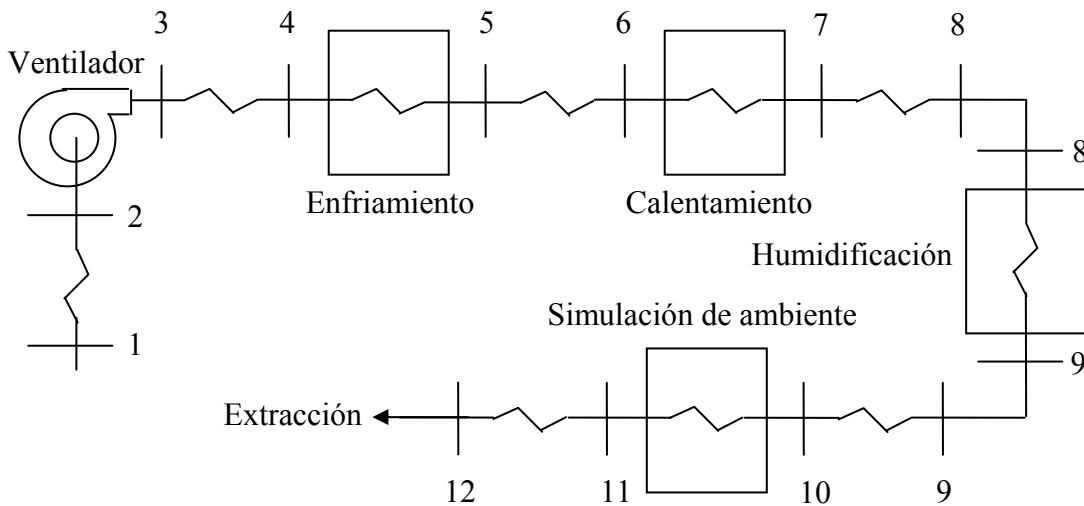


Figura 6.8 – Representación del sistema de ventilación. Fuente: los autores

6.6.1 Pérdidas en secciones, ductería y accesorios

En cada sección de procesos psicrométricos hay una pérdida de presión referida a las obstrucciones de flujo que se generan. Adicionalmente, debido a la longitud en ductería que las separan, ocurre una pérdida por la rugosidad del material y además, en cualquier accesorio de la ductería bien sea transformaciones, cambios de dirección, entre otros, también se generará una caída de presión. El punto de operación establecido es de 200 cfm a la entrada de la sección de enfriamiento (punto N° 4) en condiciones reales del laboratorio (T_{amb} : 29,4 °C y P_{atm} : 92 kPa).

Los datos de temperatura para el cálculo de la pérdida, el caudal (según la ecuación 6.17) y la velocidad asociada en cada sección (según la ecuación 6.18) son los mostrados en la tabla 6.19.

$$Q_b = Q_a \cdot \left(\frac{T_b}{T_a} \right) \quad [6.17]$$

$$Q = V / A \quad [6.18]$$

Tabla 6.19 – Condiciones del aire para el cálculo de pérdidas de presión. Fuente: los autores

Presión en las secciones = 690 mm Hg			
Sección	Temperatura (°C)	Caudal (cfm)	Velocidad (ppm)
1	29,44	200	452,7
2	29,44	200	452,7
3	29,44	200	450
4	29,44	200	450
5	13,89	189,725	426,9
6	13,89	189,725	426,9
7	28,79	199,568	449
8	28,79	199,568	449
9	29,30	199,905	449,8
10	29,30	199,905	449,8
10s	32,30	201,886	113,6
11	32,90	202,283	455,1
12	32,90	202,283	455,1

6.6.1.1 Pérdida en el serpentín de enfriamiento

En los resultados obtenidos para el cálculo del serpentín (figura 6.2), hay un renglón donde se proporciona la caída de presión del aire al pasar por el serpentín (0,37 in H₂O). Esa pérdida está referenciada a un caudal a presión de Caracas y a la temperatura de bulbo seco a la entrada, ingresada como dato a la herramienta de cálculo del serpentín, por lo tanto, para el caudal, no hay que realizar correcciones. La única corrección aplicada para la pérdida del serpentín será por el protocolo del intercambiador de calor, donde se utilizará un factor de corrección comúnmente usado para intercambiadores de calor (ecuación 6.19).

$$\text{Factor de protocolo} = \frac{T_a + T_b}{2T_a} \quad [6.19]$$

$$\Delta P_{4-5} = \Delta P_{ref} \cdot \left(\frac{T_4 + T_5}{2T_4} \right) \quad [6.20]$$

$$\Delta P_{4-5} = 0,361 \text{ in } H_2O$$

6.6.1.2 Pérdida en la sección de calentamiento

En esta sección ocurre un aumento de temperatura en cinco posibles niveles, debido a las etapas del calentamiento sensible. La mayor pérdida ocurrirá cuando las cinco etapas estén operativas, por lo que se calculará para tal caso. En el *Trane Air Conditioning Manual*, se muestra un coeficiente de pérdida para cuando una barra o tubería atraviesa el ducto en su totalidad (apéndice A-4), relacionando la altura del ducto con la altura de la obstrucción se consigue el coeficiente. También ocurre un ligero cambio en el caudal que pasa por las resistencias, ya que el serpentín, al enfriar el aire, altera la densidad, modificando así dicho caudal. La ductería en la sección es de 8''x8''. Aplicando las ecuaciones 2.14 de pérdidas en accesorios, 2.3 para corregir la densidad del aire y 6.19 del protocolo de intercambiador, se obtiene a continuación.

$$\Delta P_{6-7} = N^{\circ} \text{ etapas} \cdot C \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{P_{atm}}{P_o} \right) \cdot \left(\frac{T_o}{T_6} \right) \cdot \left(\frac{T_6 + T_7}{2T_6} \right) \cdot \left(\frac{V_6}{1097} \right)^2 \quad [6.21]$$

$$\Delta P_{6-7} = 0,130 \text{ in } H_2O$$

6.6.1.3 Pérdida en la sección de humidificación

Similar a la de calentamiento, pero en menor tamaño de la tubería introducida en el ducto (apéndice A-4), se corrige la densidad y se calcula la pérdida en la etapa por la obstrucción del aire debido a la tubería de vapor. Se desprecia el cambio de temperatura en la sección, por lo que las ecuaciones a usar son las mismas que en la etapa de recalentamiento, sólo que sin usar el protocolo de intercambiador.

$$\Delta P_{8-9} = C \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{P_{atm}}{P_o} \right) \cdot \left(\frac{V_8}{1097} \right)^2 \quad [6.22]$$

$$\Delta P_{8-9} = 0,006 inH_2O$$

6.6.1.4 Pérdida en la sección de simulación de ambiente

En esta etapa ocurren pérdidas similares a la de calentamiento y humidificación, se corrigen de igual forma, tomando como datos las temperaturas en la sección de simulación de ambiente mostradas en la tabla 6.19.

Pérdida en carga térmica sensible (3 etapas)

$$\Delta P_{10-10s} = 0,067 inH_2O$$

Pérdida en carga térmica latente

$$\Delta P_{10s-11} = 0,0004 inH_2O$$

6.6.1.5 Pérdidas en ductería

La pérdida que ocurre en la ductería depende de la sección transversal del ducto, la velocidad del fluido y el material que limita el espacio a ocupar por el fluido. Se utilizó la ecuación de Swamme (2.13) para el cálculo del factor de fricción en la ductería, para luego obtener por la ecuación de Darcy-Weisbach (2.12) la pérdida de presión por longitud de ductos.

Para la ductería en general se considera una longitud aproximada de cada tramo, sus dimensiones y condiciones de operación. En gran parte de la trayectoria, un lado de la ductería es de distinto material (acrílico) que los tres restantes (acero galvanizado), por lo que para esas secciones se calculará la pérdida con una rugosidad ponderada según el perímetro de cada material sobre el área barrida (ecuación 6.23). Esta aproximación no afecta bruscamente al valor que se obtiene del factor de fricción ya que la rugosidad está dentro de una función logarítmica que varía lentamente su valor. En la tabla 6.20 se muestran las secciones de ductería con sus

datos y pérdidas asociadas. La rugosidad del acero galvanizado se tomó como 0,00015 ft y la del acrílico como 0,00005 ft (ASHRAE, 2001).

$$\varepsilon_{prom} = \frac{\varepsilon_1 \cdot L_1 + \varepsilon_2 \cdot L_2}{L_1 + L_2} \quad [6.23]$$

$$\varepsilon_{prom} = 0,000125 \text{ ft}$$

Tabla 6.20 – Pérdidas en ductería. Fuente: los autores

Sección ductería	Dimensiones		Rugosidad (ft)	T (°C)	Q (cfm)	N° Re	f
	a (in)	b (in)					
1 - 2	9	circular	0,000150	29,44	200	33546	0,0233
3 - 4	8	8	0,000150	29,44	200	26676	0,0247
5 - 7	8	8	0,000125	13,89	189,72	27811	0,0244
7 - 9	8	8	0,000125	28,79	199,57	26722	0,0246
9 - 10	8	8	0,000150	29,3	199,9	26767	0,0247
10 - 11	16	16	0,000125	32,3	201,89	13582	0,0287
11 - 12	8	8	0,000150	32,9	202,28	27219	0,0245
Sección ductería	longitud (ft)	Pérdida (inH ₂ O)					
1 - 2	1	0,00036					
3 - 4	1,75	0,00083					
5 - 7	2	0,00085					
7 - 9	1,2	0,00057					
9 - 10	1	0,00048					
10 - 11	2	0,00004					
11 - 12	1,5	0,00072					
Total ductería		0,00384					

6.6.1.6 Pérdidas en accesorios

Para los accesorios, la pérdida en cada uno se calculó con la ecuación del método de coeficiente de pérdidas (2.14), donde en función de la velocidad del fluido y un coeficiente que representa la proporcionalidad entre la pérdida y la velocidad se encuentra la caída de presión por los accesorios. La tabla 6.21 indica cada accesorio, donde se encuentra y su pérdida asociada, además de presentar la pérdida total por accesorios. Los factores de pérdida fueron extraídos del manual ASHRAE: *Fundamentals* (2001) y del *Trane Air Conditioning Manual* (1974).

Tabla 6.21 – Pérdidas en accesorios. Fuente: los autores

Descripción	C	T (K)	Q (cfm)	A (in)	B (in)	V (ppm)	Pérdida (inH ₂ O)
Valv. Mariposa (1)	0,5	302,59	200	9	circ	450	0,0055714
Transformación (3)	0,02	302,59	200	10	8	360	0,0002536
2 Codos (9)	0,46	301,94	199,5674	8	8	449,03	0,0133426
Entrada simul. (10)	0,63	301,94	199,5674	8	8	449,03	0,0070048
Simulación giro (10)	1,2	305,45	201,8874	16	16	113,56	0,0133426
Salida simul. (11)	0,41	305,45	201,8874	16	16	113,56	0,0002882
						Total	0,0398032

La pérdida total del sistema para el caudal especificado, es la sumatoria de las pérdidas de las secciones, tramos de ductería y accesorios, como se muestra en la ecuación 6.24.

$$\Delta P_{sistema} = \Delta P_{secciones} + \Delta P_{ductería} + \Delta P_{accesorios} \quad [6.24]$$

$$\Delta P_{sistema} = 0,607 \text{ inH}_2\text{O} (151,2 \text{ Pa})$$

Con esta caída se tiene el punto de operación del ventilador a las condiciones promedio del ambiente del laboratorio. En la búsqueda de ventiladores centrífugos que cumplieran con dicho punto, se consiguió dos posibles opciones. Una de las opciones presentó sólo dos posibles modelos, en los cuales el punto de operación quedaría muy cercano a la zona inestable de ambos ventiladores (muy bajos caudales), donde además presentan poca eficiencia. Con la otra opción, guiados por un *software* de selección de modelos, con datos de operación y ambiente, se encontraron varios modelos disponibles, resaltando el modelo REVCOR R912-175S (apéndice B-9), el cual para el punto de operación especificado (200cfm y 0,607 inH₂O) consume una potencia de 0,049 HP y opera en una zona estable (apéndice B-10). Esta última fue la escogida para la procura del ventilador, debido a la ventaja de tener en existencia varios modelos para la zona estudiada y la información técnica del equipo proporcionada (curva característica a las condiciones del ambiente). Las dimensiones aproximadas del difusor apropiado para el ventilador se encuentran en el apéndice B-9).

6.7 INSTRUMENTACIÓN Y AUTOMATIZACIÓN

Para automatizar en su principio básico este banco de prueba, se necesita recolectar datos, procesar los que sean necesarios y enviar una respuesta que modifique alguna variable del entorno. De las variables del banco, no todas son vitales para éste, ya que algunas son solamente informativas; no repercuten directamente en la respuesta del controlador.

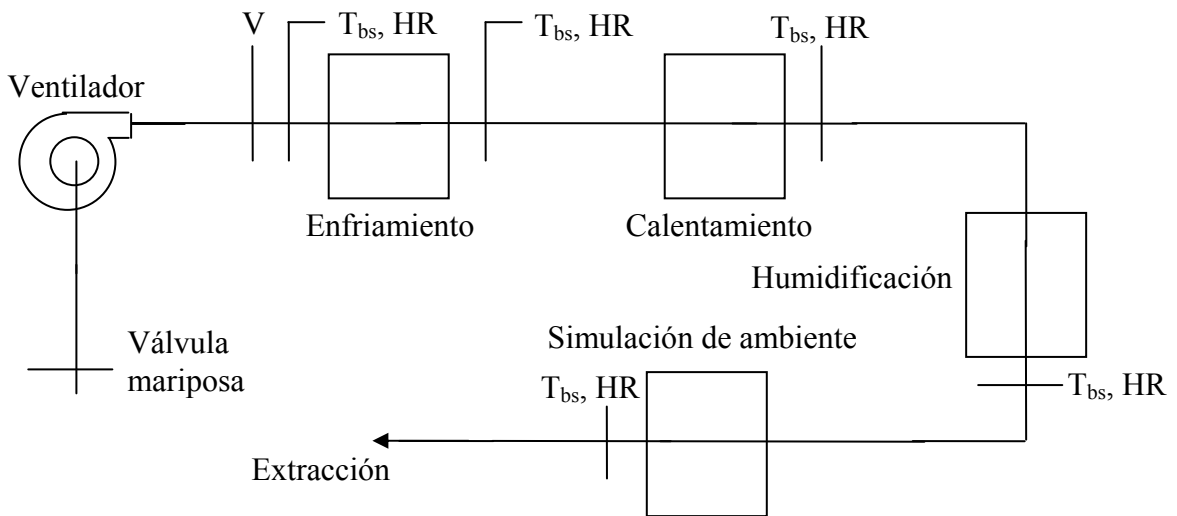


Figura 6.9 – Sensores analógicos y elementos de control manual. Fuente: los autores

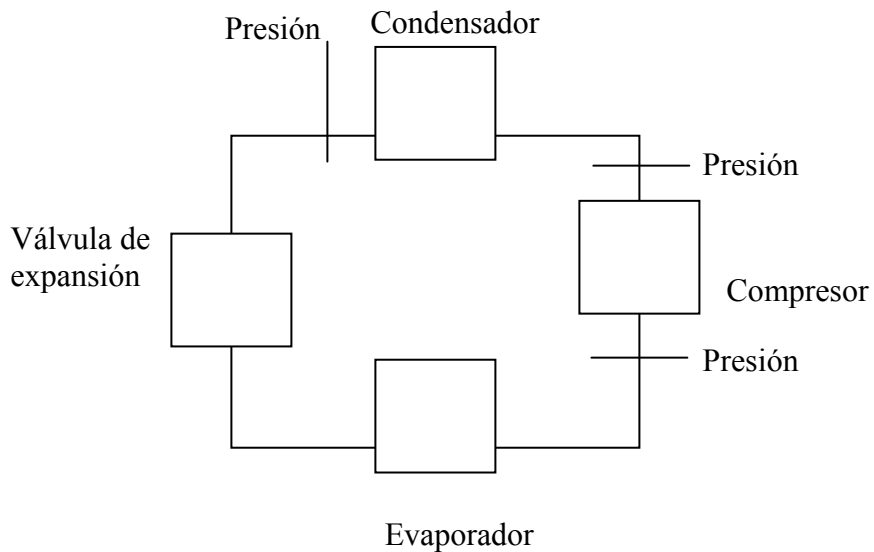


Figura 6.10 – Ubicación de los sensores en el sistema de refrigeración. Fuente: los autores

6.7.1 Sensores mecánicos

Para realizar un monitoreo, en ciertas zonas delicadas del sistema de refrigeración, se instalarán, en ciertos puntos del ciclo (figura 6.10), manómetros de aguja, para asegurar niveles aceptables de operación y para poder desarrollar experimentalmente el ciclo de refrigeración y realizar cálculos asociados a condiciones de estado. Para medir la velocidad del aire en el sistema de acondicionamiento de aire (figura 6.9), se colocará un manómetro diferencial que por un lado mide la presión total (tubo de Pitot) y por el otro mide la presión estática, a fin de obtener la carga cinética del fluido (escala del manómetro en la aguja), despejar la velocidad en sus unidades convencionales y por último encontrar el caudal de operación.

6.7.2 Sensores eléctricos

Se necesita un controlador de nivel para regular y mantener prácticamente constante el nivel de agua en el depósito del humidificador. Se encontró un modelo básico que cumple con dicha función, de simple operación y es económico. Dicho sistema consiste en un par de electrodos que se colocan, a conveniencia, en el depósito, en los límites de altura correspondientes al nivel mínimo y máximo deseado. Esos electrodos se conectan a un arreglo eléctrico que se encarga de activar o desactivar un relé que abre o cierra respectivamente la válvula solenoide, que se encuentra justo antes de la entrada de agua de reposición hacia el humidificador.

6.7.3 Sensores electrónicos

Se requiere medir la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa, con motivo de controlar variables del sistema (figura 6.9), por lo que se escogió un sensor para dichas variables, de características básicas y prácticas según su potencial, de una casa popularmente reconocida y recomendada por varios expertos de diversas áreas. El sensor está fabricado para colocarse dentro de ductos (*duct mounting*). Las especificaciones generales se describen en el apéndice B-6. El sensor mide ambas

variables inclusive. El elemento sensor de temperatura es de coeficiente negativo de temperatura (NTC) y tiene un rango limitado de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una exactitud de $\pm 0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, más que suficiente para las condiciones de operación en cualquiera de los puntos necesarios. El elemento sensor de humedad relativa es de tipo capacitivo, el rango de medición está entre 5% y 95% con una exactitud entre $\pm 3\%$ y $\pm 5\%$ según la medición.

6.7.4 Controlador Lógico Programable (PLC)

Entre PLC's pequeños, módicos y con buen manejo de variables analógicas se encontraron dos opciones principales, el *Zelio* y *Twido*. La primera opción mostró una desventaja al escoger los módulos de expansión ya que no se contaban con las proporciones necesarias de entradas y salidas para el banco de prueba. En cambio la segunda opción es bastante configurable y tiene bastante diversidad en lo que a módulos de expansión se refiere. Por lo cual se decidió trabajar con un *Twido* (apéndice B-7), de base compacta (fuente y CPU juntos), con 24 entradas digitales (24 V DC) y 14 salidas a relé, con puerto *Ethernet* para la fácil comunicación entre el PLC y una computadora. Se escogieron adicionalmente dos módulos de expansión de entradas analógicas de ocho entradas cada uno para recoger los datos principales (10) del sistema (apéndice B-9). Además, se necesita un módulo de expansión de ocho salidas digitales a relé, que regularán el encendido o apagado de los motores, del compresor y los de los dos ventiladores, y las resistencias eléctricas para calentamiento y humidificación (apéndice B-8). Se debe dejar un margen de conexiones libres en las entradas y salidas (10-15% aproximadamente $\sim 3-4$ salidas digitales y 2 entradas analógicas) considerando un posible caso de ampliación futura, tanto para expansión de funciones del banco de prueba como para una necesidad de medición o control adicional de propiedades en las secciones originales u otras secciones desarrolladas en un futuro. Este margen adicional ocasiona para las entradas la procura dos tarjetas de expansión analógica de 8 entradas, en lugar de una de 8 y otra de 4 entradas. Para las salidas, con una tarjeta adicional de 8 conexiones

(total 22 salidas digitales) se cubre suficientemente la demanda de salidas, además de los espacios libres por motivos de futura expansión y factor de seguridad.

Para programar el PLC escogido, se utiliza el *software TwidoSuite*, que cuenta con una gran versatilidad en el manejo de entradas analógicas y salidas digitales principalmente, además de su interfaz amigable, lo cual lo hace una muy buena herramienta. Es el programa por defecto para utilizar con el PLC seleccionado.

Se manejarán principalmente dos métodos en el PLC. Uno de ellos es simplemente la puesta en marcha de salidas por activación manual del usuario, lo cual no requiere ninguna programación sofisticada ya que no tiene ninguna actividad de control automático en lazo cerrado. El segundo método es un programa que se basa en ingresar como datos (por el usuario), una cierta carga térmica y un *setpoint* de convergencia. Con esto, el PLC decidirá prender el número de resistencias requeridas, en la etapa de calentamiento y humidificación, para mantener los valores de temperatura y humedad relativa dadas como *setpoint* (buena aproximación). De no cumplir con la exactitud deseada bajo un estado permanente, el programa trabajará en estado transitorio encendiendo y apagando resistencias para así cumplir con los valores requeridos, en un cierto rango, como condiciones en la sección de simulación del ambiente, para de esta forma, mantener en un recinto, una generación de cierta carga térmica (alterable), bajo ciertas condiciones controladas. El diagrama de flujo del programa se muestra en el apéndice B-11.

6.7.5 Interfaz humano-máquina

El PLC envía los datos por puerto *Ethernet* hacia un concentrador (*router*), una de las conexiones de dicho *router* o concentrador está vinculada con una computadora, la cual estará en una mesa pequeña de popular uso computacional a un lado del banco de prueba, junto a la pared adyacente del banco de prueba. La vinculación del PLC y la computadora a través del *router* es a causa de la posible conexión del PLC con otra computadora en el laboratorio que intente ver datos del PLC, especialmente si se realizan prácticas de control automático. En la

computadora, los datos a ingresar, los leídos y los resultados o variables controladas, se muestran con un programa donde se puede hacer una interfaz de comunicación entre el usuario, la computadora y el PLC. El software se llama *WinCC* y para la conjunción entre dicho programa y el PLC, se necesita el ensamble y corrida del banco de prueba experimentalmente con el controlador, para detalles de programación (no se pueden simular señales).

6.8 ESTRUCTURA DE LA PROPUESTA

La base estructural seleccionada y disponible (Acero ASTM A36) es una unión de perfiles en L (50mm x 7mm) soldados. En los niveles inferior y superior se le colocará, en cada uno, una plancha de madera contrachapada con fórmica previamente usada para esa estructura en el laboratorio. En la placa de madera, el peso aplicado sobre ésta, causa un esfuerzo despreciable con respecto a su resistencia por lo que se considera que resistirá fácilmente el peso colocado (~100 Pa). La estructura no presenta ningún daño visible, las soldaduras todavía permanecen intactas. En el nivel inferior está soportado principalmente el condensador, compresor y la sección de simulación de ambiente. En el nivel superior lo están el ventilador centrífugo con su motor y la ductería en general, junto con el PLC. Se trata de que esté encima la parte principal, para así cumplir con las recomendaciones ergonómicas, descritas en marco teórico, de máximo alcance con los brazos y distancia según el tipo de trabajo.

Debido a que la velocidad de trabajo es baja, el compresor está desarrollado para operación silenciosa y el sistema en general es de poca potencia, se pueden despreciar los efectos por vibración, fatiga y ruido que pudiese afectar tanto a la estructura como al entorno.

Con respecto a la estructura de perfiles en *L*, se le efectuó un análisis por elementos finitos para obtener la distribución de esfuerzos a lo largo de dichos perfiles. Se halló el factor de seguridad estático en cada elemento finito basado en el criterio de falla de Von Mises para evidenciar resultados esperados que corroboran la

resistencia de la estructura. El estudio se hizo principalmente para observar las zonas más propensas a la falla, para conocer la posibilidad que existe a que una porción de área ceda y localizar posibles concentradores de esfuerzo.

El estudio se realizó con un *software* CAD/CAE llamado *SolidWorks – CosmosWorks*, para el cual el Team Formula SAE de la Escuela de Ingeniería Mecánica le fue concedida una licencia para su uso. Dicha licencia fue proporcionada, en colaboración, para realizar estos cortos análisis representativos. El peso de los equipos es aproximado, es sólo una estimación de lo que sostendrá una vez construido. Se tomó alrededor de 20kg en cada nivel más 15kg del peso de cada placa de madera, sumando los pesos conocidos y aproximando otros, distribuidos a lo largo de los perfiles equitativamente. Las fuerzas en la estructura se muestran en la figura 6.11, donde se evidencia la dirección de las fuerzas y la restricción en las bases. La estructura mallada se muestra en la figura 6.12 y el resultado de esfuerzos en la estructura en la figura 6.13. El factor de seguridad según la teoría de Von Mises se puede estimar en un valor mínimo cercano a 42.

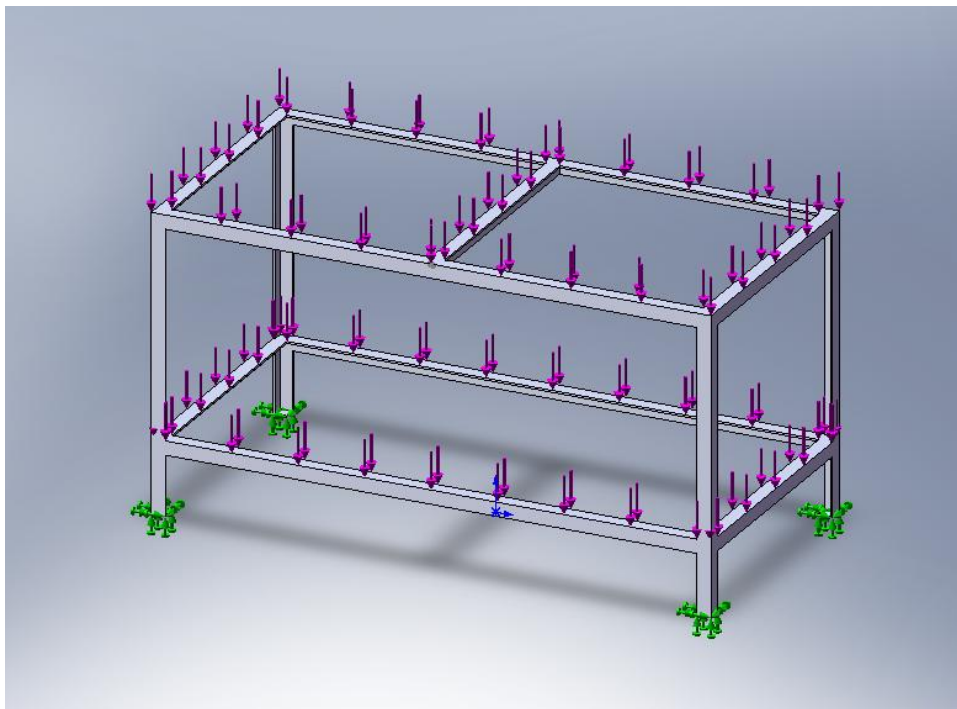


Figura 6.11 – Distribución de fuerzas en los perfiles (2 niveles: 35kg c/u). Fuente: los autores

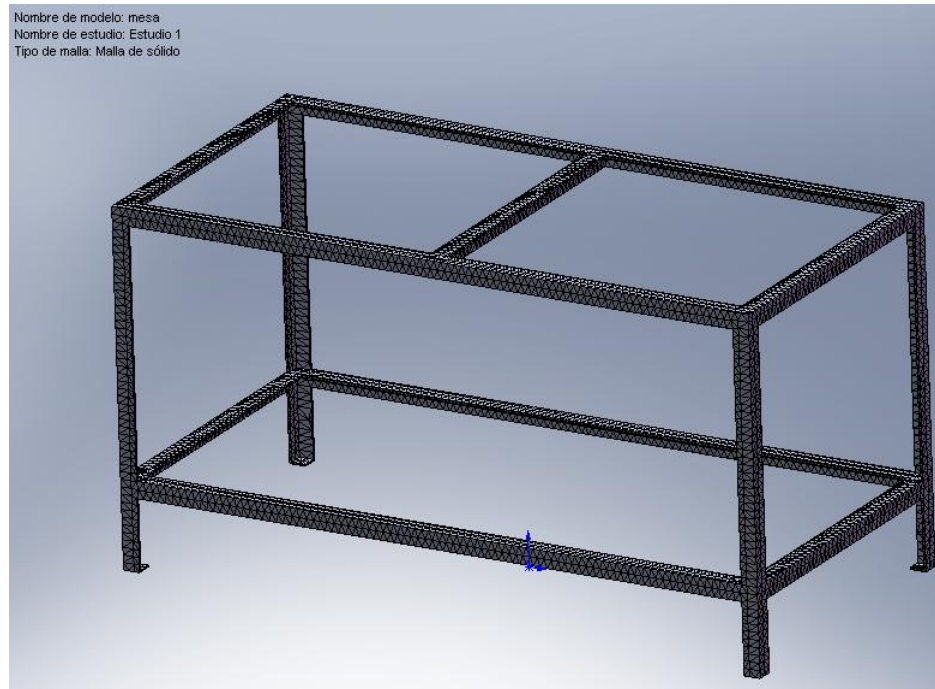


Figura 6.12 – Malla no estructurada. Fuente: los autores

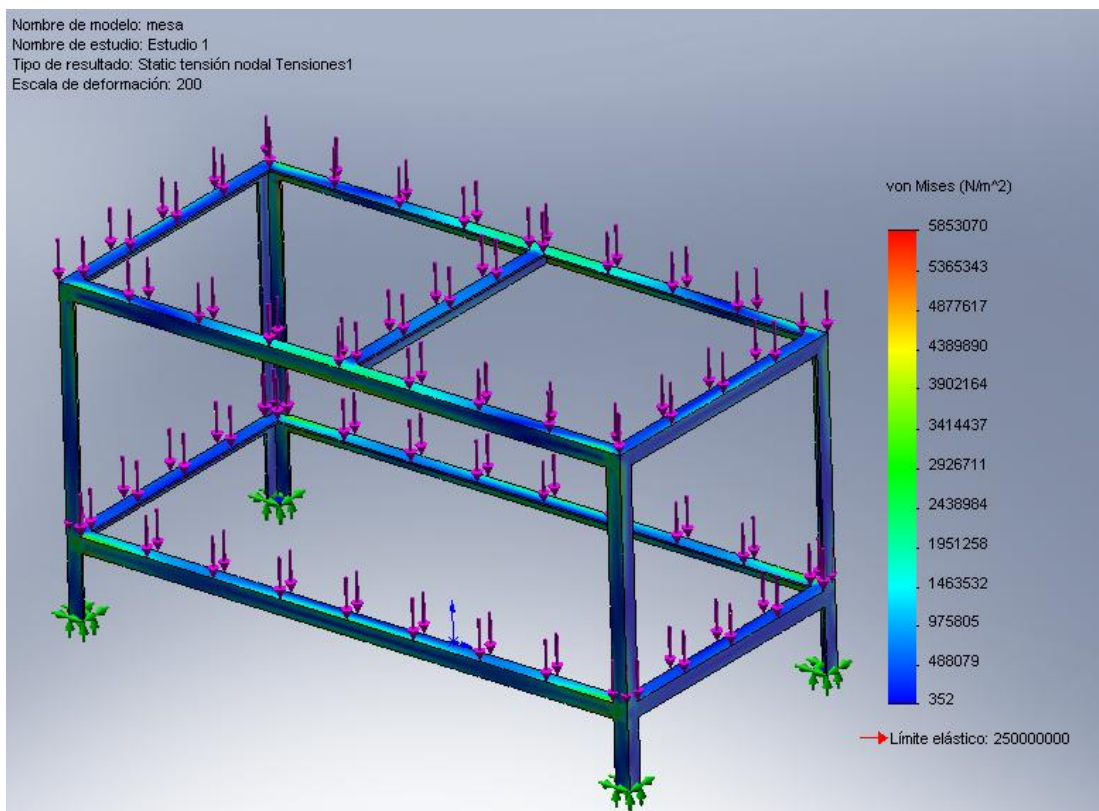


Figura 6.13 –Resultado de esfuerzos en los nodos de la malla. Fuente: los autores

CAPÍTULO VII: INSTALACIÓN Y CÓMPUTOS MÉTRICOS

En este capítulo se presentan detalles de instalación, problemas que surgieron a la hora de establecer configuraciones finales del banco de prueba y sus soluciones desarrolladas y una lista de los equipos y partes necesarias para su construcción.

7.1 VENTILADOR

El difusor, luego de su fabricación en planta, siguiendo los planos aquí establecidos, será atornillado a la mesa colocando una capa de neopreno entre las bases del mismo y la mesa, atenuando así la transmisión de vibraciones producidas por el motor del ventilador a la mesa. Dicho difusor será fabricado en lámina de acero galvanizado calibre 22 (características ver tabla 6.18), las tapas del mismo serán también fabricadas en acero galvanizado pero de un calibre menor (calibre 18), para así darle un buen soporte al mismo.

En la succión del ventilador, se seleccionó un sistema de control de caudal por medio de una válvula mariposa, la cual será operada por medio de una palanca externa al ducto con dientes de posicionamiento, los cuales le dan diversos rangos de abertura. Este sistema facilitará así la calibración del banco, ya que el caudal viene en función de las condiciones del aire a la succión, las cuales no necesariamente serán las mismas a lo largo de su vida útil.

7.2 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON DESHUMIDIFICACIÓN

Este sistema consta de una unidad evaporadora, un compresor rotativo, unidad condensadora, válvula de expansión termostática y un sistema de distribución de refrigerante adherido al evaporador. El subsistema de evaporación consta de:

7.2.1 Evaporador

Trabaja con R-22 y lleva consigo un sistema de distribución de refrigerante (distribuidor), el cual está acoplado directamente a la válvula de expansión

termostática, anteriormente seleccionada. Este subsistema debe llevar en la parte inferior, una bandeja recolectora de condensado, la cual cumple la función de acumular el agua que a lo largo del proceso de deshumidificación del aire ha condensado. Se sabe que existe dicho condensado debido a que la temperatura del serpentín está por debajo de la temperatura de rocío a las condiciones de entrada al mismo. El flujo másico del mismo se ha determinado anteriormente a partir de la ecuación 6.6.

Las dimensiones de esta bandeja son las siguientes: 10"x10"x3", la cual será fabricada de acero galvanizado de calibre 18, esto es debido a que mencionada bandeja debe soportar el peso del serpentín, cercano a 2,75 kg. Ésta llevará por dentro placas de anime pintadas con pintura asfáltica (Protecapa). El anime cumple la función de aislante térmico, para evitar la aparición de gotas de condensado en el exterior de la bandeja, ya que el condensado que yace en el interior de la misma, se encuentra a una temperatura considerablemente menor que la temperatura ambiente. La pintura (Protecapa) cumple la función de impermeabilizar al anime, ya que éste tiende a absorber la humedad del ambiente, deteriorando así, su eficiencia.

Sobre este arreglo de anime y pintura, se colocará una lámina del mismo calibre de la bandeja, la cual tendrá una inclinación de aproximadamente de 5°, dicha inclinación es por efecto de un desnivel consecuencia de la pintura, el cual se hace de antemano, para asegurar que el agua de condensado se dirija por gravedad hasta un desagüe, anteriormente localizado en la parte con menor cota del subsistema de la bandeja. La función de este desagüe es que por medio de una manguera (diámetro aproximado ½") se traslade dicho condensado por diferencia de altura, hasta un sumidero colocado a un nivel menor, para así evitar que se sature la bandeja antes descrita. La conexión entre bandeja y manguera se realizará por medio de un *niple* de ½", el cual es soldado por un extremo de la parte más baja de la bandeja inclinada, antes mencionada, y roscada por el otro de los extremos de la manguera aquí descrita.

Este conjunto, serpentín-bandeja, debe llevar consigo un sistema de soporte, para así quedar a una altura y nivel idóneo para que concuerde con la ductería que proviene del sistema de ventilación. Para solventar esto, se implementarán diversos soportes, también llamados *Omegas*, los cuales se fabrican de acero galvanizado calibre 16, para asegurar que soporte el peso del conjunto. Estos se fijan a la mesa por medio de tornillos y son de muy fácil instalación y calibración.

7.2.2 Calibración de la válvula de expansión termostática

En éste caso, la válvula seleccionada es del tipo exteriormente ecualizada, la cual posee dos conexiones con la tubería de salida del evaporador (figura 7.1). Una de estas conexiones se realiza por medio de un sensor térmico, el cual determina la presión P_f (presión que afecta al diafragma por arriba), sensando la temperatura por medio de un bulbo en la tubería de salida del evaporador. La otra conexión es por medio de un bulbo de inserción en la misma tubería, el cual, forzando la presión en la salida del evaporador (P_e) a la parte inferior del diafragma, nivela las presiones en éste, en conjunto con la presión P_s , que es la presión de sujeción del resorte, la cual es variada por el usuario al momento de calibrar.

Ejemplo:

$P_f = 64$ psig. – convertido a temperatura – 37 °F

$P_{\text{liquido}} = 58$ psig (presión en la succión del evaporador)

$P_s = 12$ psig (presión de sujeción del resorte, ajustada por el usuario)

$P_e = 52$ psig (presión a la salida del evaporador)

Presión de cierre= $P_s + P_e = 64$ psig. *Se encuentra en equilibrio*

Por ende si la temperatura de saturación a P_e es de 28 °F, quiere decir que hay un sobre calentamiento igual a 37 °F – 28 °F= 9 °F. El usuario deberá disminuir la presión de sujeción en el resorte para así disminuir el sobre calentamiento, o aumentarla si desea un efecto contrario.

Por recomendaciones del fabricante, entre cada aumento o disminución de la presión de sujeción y posterior toma de datos, deben contemplarse por lo menos tres horas, para así asegurar una estabilidad en el proceso a calibrar y proporcionar, al que calibra, una mayor seguridad de que los datos obtenidos son los reales. Cada disminución o aumento de la mencionada presión se realiza por medio del tornillo de ajuste, el cual se encuentra en la parte inferior de la válvula. La cual al cerrarse aumenta la P_s , análogamente al abrirse ésta disminuye.

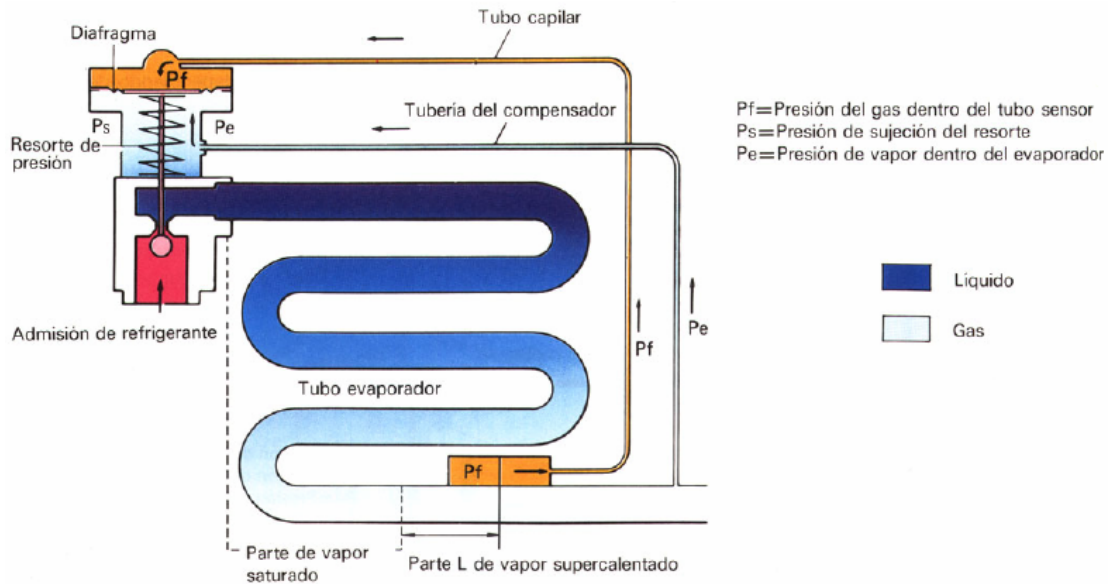


Figura 7.1 – Válvula de expansión termostática. Fuente: www.buenosaires.ansal.com.ar

7.2.3 Compresor

Éste será instalado a un nivel inferior del seleccionado para el sistema principal del banco, el compresor será atornillado a la superficie libre, ya que éste posee de fábrica unos soportes antivibratorios (apéndice B-5a). La tubería de succión y de descarga será de cobre de $\frac{1}{2}$ ". Éstas llevarán instaladas manómetros de aguja, tanto en la succión como en la descarga, esto debido a que es recomendable monitorear dichas variables, para así, tanto poder observar la presión de baja y de alta del sistema de refrigeración. Estos valores indicarán al sistema si es necesario

recargarlo, en caso de ocurrir una fuga, disminuyendo así la presión en el mismo. La tubería de succión será aislada con armaflex de 1/2" x 1/4".

7.2.4 Condensador

El condensador estará situado al mismo nivel del compresor (nivel inferior). La conexión entre estos se realizará por medio de una reducción de 1/2" a 3/8". La salida será del mismo diámetro de la tubería del serpentín (3/8), el cual es el mismo de la entrada a la válvula de expansión. Tomando en cuenta que, de la evaporadora, el aire sale a una temperatura considerablemente alta (42,35 °C), resultó de carácter obligatorio que ese aire no se suministrara directamente al cuarto de donde se realizaba la toma, por lo que se decidió descargar, por medio de una ductería flexible aislada de 14", por encima del cielo raso. Dicha ductería provoca una caída de presión de 0,011 inH₂O, en 3,5 m de longitud (lo que se usará aproximadamente), tomando un factor de rugosidad promedio de 3mm (ASHRAE, 2001) y un caudal de 600 cfm que maneja el ventilador del condensador a T: 42,35 °C y P: 92 kPa según las ecuaciones 2.12 y 2.13, lo cual adicionado a la pérdida del serpentín del condensador (0,13 inH₂O) no supera la caída que vence el ventilador a 600 cfm (0,2 inH₂O). Al ser menor la sumatoria de pérdidas en el condensador a la leída de tabla (apéndice B-4), el caudal será ligeramente mayor al estipulado en el diseño, aproximadamente 10% adicional. De presentar algún inconveniente, se deberá regular la velocidad de giro del rotor del condensador (menor a la indicada por tabla).

7.3 SISTEMA DE CALENTAMIENTO SENSIBLE

Las resistencias que conforman esta etapa, serán insertadas en ducto por su cara posterior (la opuesta a la transparente), serán fijadas a éste, gracias al sistema de sujeción con que las resistencias ya vienen de fábrica. Serán colocadas perpendicular al flujo de aire y una sobre la otra por etapa (dos resistencias por etapa) como se muestra en la figura 7.2.

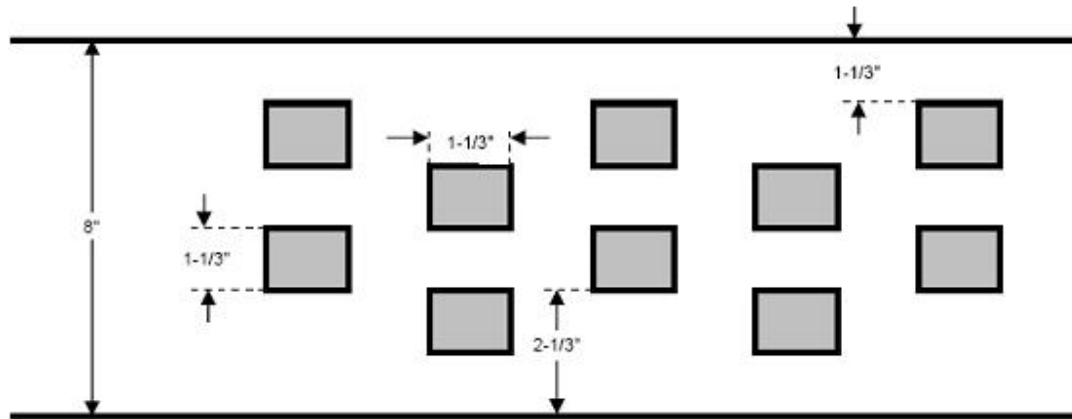


Figura 7.2 – Sección de calentamiento sensible. Fuente: los autores

7.4 SISTEMA DE HUMIDIFICACIÓN

Este sistema consta de dos recipientes, uno contendrá el agua de reposición y en el otro se llevará el proceso de generación de vapor, de control de nivel y de una tubería para el suministro del vapor saturado.

7.4.1 Recipiente de reposición

Éste será construido en plástico resistente y tendrá una capacidad de aproximadamente 1 litro, será un sistema abierto ($P = 690 \text{ mm Hg}$). Estará colocado sobre una base metálica, la cual lo mantendrá a una altura aproximada de 20 cm.

En la parte mas baja se le realizará un orificio, por el cual será conectado a una manguera de $\frac{1}{4}$ ". Ésta se conectará a su vez a una válvula solenoide motorizada de rosca tipo NPT de $\frac{1}{4}$ " hembra por medio de 2 adaptadores para manguera y par de abrazaderas. Al final, aguas abajo, la manguera se conectará al recipiente donde se llevará a cabo el proceso de generación de vapor.

7.4.2 Recipiente de generación de vapor

Será construido de acero inoxidable, el cual resiste las temperaturas que se logran en este proceso. Tendrá unas dimensiones aproximadas de $12\text{cm} \cdot 12\text{cm} \cdot 15\text{cm}$ (l·a·h), aproximadamente $2,16 \text{ dm}^3$, será colocado sobre una base de cerámica. Tendrá 4 orificios a una altura de 5cm del fondo por los cuales accederán las 4

resistencias que conforman cada etapa, estas resistencias tienen medidas aproximadas de 4"x1/4" (1-d). A unos 4 cm por encima de las resistencias, por medio de otro orificio accederá la manguera proveniente del recipiente de reposición. En lo más alto del recipiente se abrirá un orificio de 1/4" por donde saldrá el vapor. Éste se trasladará hasta la ductería por medio de una tubería rígida de cobre delgado la cual se insertará en el ducto, de manera que la salida de la misma tenga la misma dirección del aire, para así asegurar que el vapor salga sin problemas de la tubería. Dicha tubería será aislada con armaflex de 1/4".

7.4.3 Sistema de control de nivel

Consta de dos electrodos sumergidos en el fluido de manera perpendicular a éste, los cuales poseen distintas longitudes y cumplen la función de controlar la señal que alimenta a la válvula motorizada y le informa a ésta cuando debe o no abrir. Dichos electrodos vienen de fábrica con un transductor de señal, el cual se conecta a un relé el cual alimenta la válvula motorizada.

7.5 DUCTERÍA

7.5.1 Primer tramo (ventilador-serpentín)

La ductería se fija a estos elementos por medio de aletas hacia fuera las cuales encajan perfectamente, entre ellas se colocará una lámina de neopreno que cumplirá la función de empaquetadura. El conjunto se fijará por medio de tornillos para facilitar tanto su montaje como un virtual desmontaje.

7.5.2 Segundo tramo (serpentín-simulación de ambiente)

Como en el desarrollo de ductería se expone, en este tramo, la ductería presenta una variante. Una de sus caras es transparente, para lo cual se seccionó el acrílico como material de trabajo.

Uno de los problemas que suscita ésta implementación es el hecho de la inevitable condensación por la cara externa del acrílico, lo cual merma la finalidad

por la que fue, en un principio, ideada la transparencia. Para solventar este inconveniente, fue considerado el hecho de implementar un sistema aislante, valiéndose de las propiedades aislantes del acrílico y de las propiedades del nitrógeno seco. La configuración consta de un paralelepípedo de acrílico, de espesor 3mm, relleno con nitrógeno seco (usualmente ancho 1”).

Para corroborar la efectividad de dicha configuración se aplicó un sistema de transferencia de calor, donde el flujo de calor ocurre desde el aire del ambiente hacia el interior del aire acondicionado. Este sistema parte de transferencia de calor por convección natural en el ambiente externo, luego por conducción ante la primera pared de acrílico, posteriormente ocurre un proceso de convección en el nitrógeno en un recipiente cerrado y por último se conduce calor por la capa interna de acrílico. En este caso se asume que la temperatura en la pared interna del acrílico es igual a la del centro de aire acondicionado (figura 7.3). La ecuación generalizada de transferencia de calor para este circuito se muestra a continuación (ecuación 7.1)

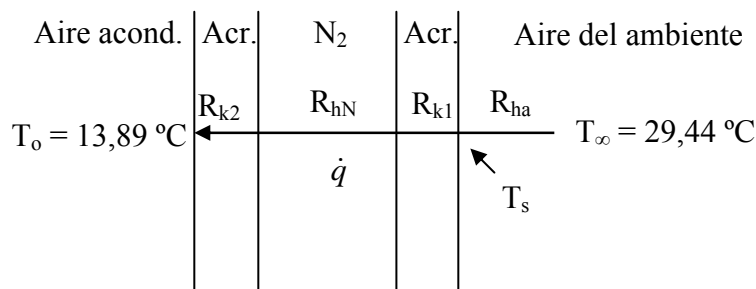


Figura 7.3 – Esquema de transferencia de calor para el caso más desfavorable. Fuente: los autores

$$\dot{q} = \frac{A(T_\infty - T_o)}{\frac{1}{h_a} + \frac{2\Delta x}{k_{acr}} + \frac{1}{h_{N_2}}} \quad [7.1]$$

A la temperatura de 13,89 °C estará el punto más frío del sistema, por lo que se calculará para esa sección. Las propiedades del acrílico, del aire y del nitrógeno fueron evaluadas a temperaturas supuestas y luego de un proceso de iteración se logró la convergencia. Para el cálculo de coeficientes convectivo, se utilizan parámetros adimensionales que dependen de las propiedades del caso a estudiar. El número de

Grashof se define por la ecuación 7.2, el número de Prandtl se muestra en tablas y el número de Rayleigh se obtiene por la ecuación 7.3 (Fernández, 2002).

$$Gr_L = g\beta(T_L - T_\infty) \cdot L^3 / \nu^2 \quad [7.2]$$

$$Ra_L = Pr \cdot Gr_L \quad [7.3]$$

Para el coeficiente convectivo del aire se utilizó la correlación de Churchill y Chu, para placas verticales (temperatura superficial uniforme) con convección natural (ecuaciones 7.4 y 7.5) a una temperatura promedio iterada. Para el nitrógeno se utilizó la correlación en recipientes de Goble y Dropkin (ecuación 7.6 y 7.7). La conductividad térmica del acrílico se tomó como 0,26 W/m·K (Fernández, 2002).

$$Nu_{L-a} = \left[0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \quad [7.4]$$

$$h_a = \frac{Nu_{L-a} \cdot k_a}{H} \quad [7.5]$$

$$Nu_{L-N_2} = 0,22 \left(\frac{Pr \cdot Ra_L}{0,2 + Pr} \right)^{0,28} \cdot \left(\frac{L}{H} \right)^{0,25} \quad [7.6]$$

$$h_{N_2} = \frac{k_{N_2} \cdot Nu_{L-N_2}}{L} \quad [7.7]$$

Los datos principales y resultados del circuito se muestran a continuación.

$$H = 8in = 0,2032m$$

$$L = 1in = 0,0254m$$

$$Nu_{L-a} = 20,83$$

$$h_a = 2,6957 \frac{W}{m^2 K}$$

$$Nu_{L-N_2} = 1,79$$

$$h_{N_2} = 1,825 \frac{W}{m^2 K}$$

$$\dot{q} = 3,322W$$

La temperatura en la superficie externa del conjunto de acrílico se obtiene de la ecuación 7.8, haciendo un corte del circuito inicial

$$T_s = T_\infty - \frac{\dot{q}}{h_a A} \quad [7.8]$$

$$T_s = 23,33^\circ C$$

Este resultado se obtiene para un trayecto de arreglo acrílico-nitrógeno-acrílico de altura 8 in, de ancho unitario. Para las condiciones iniciales del laboratorio, la temperatura de rocío es 21,67 °C, por lo que con esto se asegura que no habrá condensación en la zona más crítica.

Siendo ya solventado el problema, queda por acotar que el paralelepípedo de acrílico se fabrica por medio de un proceso de soldadura en frío, el cual maneja cloroformo como fluido adherente. Para poder llenar de nitrógeno el espacio interno, es necesario sacar el aire que se encuentra ahí primero. Esto se logra por medio de la ayuda de una bomba de vacío y la implementación de un cargador al sistema de acrílico (válvula gusanillo). El llenado del sistema con nitrógeno seco se realiza por medio de la misma válvula, y con la ayuda de un manifold de carga y descarga, se establece una presión interna un poco mayor a la atmosférica.

Esta sección transparente termina a escasos centímetros después de la sección de humidificación, luego de esto el ducto continua su trayecto en acero galvanizado. Aproximadamente a 15cm después de la sección de humidificación se presentan dos codo de 90°, manteniendo el área transversal.

A lo largo de las etapas, se procederá a aislar la porción de ducto descubierto (acero galvanizado). El aislamiento será de anime de ½” con barrera de aluminio para crear una capa antivapor. Se escoge el anime ya que es de muy fácil procura, manejabilidad y permite una muy fácil perforación del mismo para la inclusión de más instrumentos de medición a futuro. Con este aislante, se despreja la ganancia de calor en ductos, asumiendo que es insignificativa con respecto a la temperatura absoluta en el sistema.

7.5.3 Tercer tramo (simulación de ambiente-salida)

Finalmente, el aire luego de pasar por todos los procesos psicrométricos, atraviesa un cambio brusco de sección de 16''x16'' a 8''x8'' para luego salir al ambiente, en sentido opuesto a la entrada del aire hacia el ventilador. La salida se protegerá con una malla que genera una pérdida despreciable.

7.6 SIMULACIÓN DE AMBIENTE

Esta etapa se presenta inmediatamente después de los codos anteriormente descritos. Ocurre un cambio de sección brusco de 8''x8'' a 16''x16'', la altura de la misma será de 50cm, dando como resultado un volumen aproximado de 82,6 dm³.

La etapa de calentamiento sensible, que se encuentra en esta sección, se localiza a la entrada de la misma, para asegurar así que el aire posea la mayor carga de energía cinética, lo que asegura una mayor transferencia de calor de las resistencias. El sistema de humidificación será instalado de la misma manera que el antes descrito, variando en éste sus dimensiones, ya que maneja un flujo másico mucho menor, aproximadamente de un 16% con respecto a la primera sección de humidificación.

Dimensiones aproximadas

Recipiente de reposición: 250 ml.

Recipiente de generación de vapor: 8cm·8cm·10cm (l·a·h)

7.7 CÓMPUTOS MÉTRICOS

Tabla 7.1 – Cálculos métricos del banco de prueba. Fuente: los autores

Partida	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Suministro de Ventilador centrífugo, curvado hacia delante para manejar 200 cfm con una pérdida de 0,574 inH ₂ O, incluye motor (0,049 HP).	pza.	1

2	Suministro de Válvula mariposa para regular caudal de aire, con palanca de mando con posibilidad a varias posiciones	pza.	1
3	Suministro de Láminas de neopreno de 3mm de espesor.	m ²	2
4	Suministro de ductería fabricada en acero galvanizado calibre 24	kg	5,5
5	Suministro de unidad evaporadora de expansión directa, capacidad 1 Tr. Marca friodan o similar	pza.	1
6	Suministro de unidad condensadora, capacidad 1 Tr. Marca friodan o similar.	pza.	1
7	Suministro de compresor rotativo, capacidad 1 Tr. 220V/1ph/60hz. Marca LG o similar.	pza.	1
8	Suministro de tubería de cobre tipo L de 3/8"	ml	1,5
9	Suministro de tubería de cobre tipo L de 1/2"	ml	3
10	Suministro de tubería de cobre tipo L de 1/4"	ml	1
11	Suministro de recipiente cerrado de acero inoxidable de 12cm·12cm·15cm	pza.	1
12	Suministro de recipiente cerrado de acero inoxidable de 8cm·8cm·10cm	pza.	1
13	Suministro de manguera corriente 1/4"	ml	0,5
14	Suministro de ducto de manguera flexible de 14" aislada	ml	3,3
15	Suministro de válvula solenoide motorizada de tipo NPT de 1/4" rosca hembra	pza.	1
16	Suministro adaptador de manguera a valvula solenoide 1/4" incluye abrazaderas.	pza.	2
17	Suministro de lámina de acrílico espesor 3mm transparente.	und	1
18	Suinistro de manómetros de alta de aguja	pza.	2
19	Suinistro de manómetros de baja de aguja	pza.	1

20	Suministro de cargadotes de 1/8 (válvula gusanillo)	pza.	3
21	Suministro de Refrigerante R-22	kg	2
22	Suministro de resistencias tubulares, para inmersión en fluidos de 60 watts	pza.	3
23	Suministro de resistencias tubulares, para inmersión en fluidos de 300 watts	pza.	3
24	Suministro de resistencias planas de aletadas rectangulares, de 6"x1/2" de capacidad 150 watts	pza	10
25	Suministro de resistencias planas de aletadas rectangulares, de 6"x1/2" de capacidad 100 watts	pza.	3
26	Suministro de un controlador lógico programable marca Twido, modelo TWDLCAE40DRF 24in/14out	und	1
27	Suministro de tarjeta analógica de 8 IN tipo NTC marca twido modelo TWDARI8HT	pza	1
28	Suministro de sensor de humedad y temperatura marca Honeywell modelo H7015B1020	pza	5
29	Suministro de tarjeta analógica de 8 IN tipo NTC marca twido modelo TWDAMI8HT	pza	1
30	Suministro de tarjeta digital de 8 out a relé tipo marca twido modelo TWDDRA8RT	pza	1
31	Suministro de manómetro diferencial de aguja, con tubería flexible de cobre de 1/8 (50cm)	pza	1
32	Suministro de relé de control de 5amp	pza	16
33	Suministro de relé de potencia 10 amp	pza	3
34	Suministro de computadora para el control del banco de prueba	und	1
35	Suministro de concentrador para vincular la computadora y el PLC	und	1

SÍNTESIS Y CONCLUSIONES

La metodología de diseño aplicada se basó en el planteamiento de una necesidad de diseñar un banco de prueba sobre procesos de acondicionamiento de aire, luego se analizó y estudió la necesidad, lo cual se describe tanto por la investigación bibliográfica del tema y sus aplicaciones, como por la recolección de datos del laboratorio (condiciones ambientales de presión y temperatura y espacio físico disponible). Posteriormente se procedió a generar soluciones mediante un método grupal e individual conocido como tormenta de ideas, en el cual se libra de restricción alguna para no coartar la imaginación de los integrantes. De ahí se obtuvo un cierto número de ideas, de las cuales, luego de comparar con las especificaciones de diseño y restricciones existentes, se descartaron las que no se apegaron a las especificaciones requeridas. Con las diez ideas finales, se hizo una matriz de selección donde, por medio de un ponderado entre los criterios basados en los requisitos y especificaciones, se escogió la propuesta final a desarrollar, la cual superó a la más cercana por un 7%. La idea ganadora consistió en una combinación de enfriamiento, calentamiento y humidificación, seguido de una simulación de un ambiente térmico. Se desarrollaron dichas secciones a fin de especificar el diseño del banco de prueba y explicar sus alcances operativos.

De la metodología descrita se extraen secciones y en base a éstas, se establecen las siguientes conclusiones.

- En el análisis realizado sobre diversos bancos de prueba existentes, nacional e internacionalmente, relacionados con aire acondicionado y refrigeración, se observó la tendencia a combinar procesos psicrométricos sobre un mismo flujo, a fin de cubrir la mayoría de las posibilidades prácticas a experimentar sobre el aire húmedo. Dichos procesos coinciden con los presentes en los sistemas actuales más complejos de acondicionamiento de aire, donde es necesario asegurar unas condiciones precisas para un ambiente con estrechos rangos aceptables de temperatura y humedad.

- Detallando las etapas de acondicionamiento de aire, aplicadas en los bancos existentes estudiados, se pudo inferir el principio básico de funcionamiento de cada una, lo cual permitió una selección de equipos, para la propuesta final desarrollada, que ejemplifican los procesos psicrométricos escogidos de una manera sencilla y efectiva. Para el enfriamiento se utilizó un serpentín de expansión directa el cual necesita menos espacio y partes que con agua helada. Para el calentamiento se escogieron resistencias eléctricas que generan calor de una manera práctica, de poco espacio necesario y respuesta rápida. Para la humidificación se diseñó un humidificador que aporta vapor al flujo de aire mediante la evaporación de agua por medio de resistencias eléctricas. Es una forma básica de humidificación que no necesita muchas partes funcionales, puede generar pequeños flujos máscicos de vapor y puede ser construido fácilmente a fin de abaratar costos.
- El cálculo del serpentín de expansión directa, mediante la herramienta *DXW*, permitió la particularización del equipo a la presión (92 kPa) y temperatura (29,44 °C) del laboratorio para que cediera 1 tr, si a través del intercambiador, fluyen 200 cfm de aire húmedo.
- La recolección de datos automatizada de la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa, en cada zona del sistema de aire, incrementa la practicidad del ensayo y evita pérdidas de tiempo, ya que los usuarios podrán leer en una pantalla los datos en cada sección, a fin de no interpretar mediciones de dispositivos mecánicos obsoletos y facilitar la rapidez de registro de datos.
- El diseño de las secciones de calentamiento sensible y humidificación por etapas permitió el alcance de un buen rango de la carta psicrométrica. Bajo la presencia de una carga térmica en el ambiente simulado, el aire resultante puede estar en cualquier punto del lugar geométrico semejante a un triángulo con los siguientes vértices aproximados de temperatura de bulbo seco y

humedad relativa: 14,93 °C – 91,21%, 31,86 °C – 34,42% y 32,36 °C – 49,08% (apéndice 12).

- El rango resultante entre las combinaciones de los procesos de calentamiento y humidificación, debido al número de etapas que los conforman (5 y 4 respectivamente), hace posible la convergencia del *setpoint* ingresado pues el espacio entre bandas calculadas es lo suficientemente pequeño (3 °C) como para ajustar la activación de las etapas necesarias de calentamiento o humidificación y acercarse en buena proporción al *setpoint* más desfavorable para el sistema (máximo $T \pm 1,5$ °C y $w \pm 0,674$ kg_w/kg_{as}) actuando en régimen permanente. De requerirse una mayor exactitud, la lógica del diagrama de flujo permite encender y apagar resistencias según sea necesario para converger el *setpoint* en el rango especificado.

RECOMENDACIONES

- Realizar una calibración minuciosa del banco de prueba, principalmente la calibración de los subsistemas que lo conforman, para que éste trabaje de una manera más cercana a lo establecido en este trabajo y se eleve la confiabilidad de los datos adquiridos en el mismo. Uno de los casos de calibración es el de regular el flujo másico de aire, mediante la válvula mariposa dispuesta a la entrada, a fin de que si se realizan estudios aplicados a ahorro de energía, se debe trabajar en el punto óptimo para el serpentín de enfriamiento y el ventilador (200 cfm).
- Realizar un experimento, tomando como hipótesis que el flujo másico de vapor, generado en el humidificador, es el calculado en este trabajo, dando como consecuencia una serie de ajustes a los valores obtenidos, los cuales son de gran valor en el ámbito de la investigación, ya que se vería al sistema de generación de vapor desde dos ópticas distintas, la experimental y la teórica. De esta manera se puede buscar puntos de congruencia entre dichos campos, lo cual es de gran valor, en lo que al ámbito laboral se refiere. Este experimento es de gran importancia, ya que este flujo másico de vapor es vital para generar la lógica de control, la cual será el cerebro motriz del banco de prueba.
- Adquirir la mayor cantidad de partes, accesorios y equipos que, en la medida de lo posible, vengan de fábrica con sus respectivos manuales de instalación. Ya que mientras más amoldados estén los procedimientos de instalación a los especificados por el fabricante, más favorable será el desempeño del equipo.
- Implementar subsistemas, o modificaciones a los instalados, que permitan el ahorro energético en el banco de prueba, ya que este estudio, dejará un legado de procedimientos a seguir para dicho fin, el cual hoy en día es muy

demandado a nivel mundial como consecuencia de la alza en los precios, en lo que a generación de energía concierne.

- Durante la procura e instalación de partes, se debe llevar un registro detallado de proveedores, precios y contactos, para que en una virtual situación de avería de alguna de equipos, sea corto el tiempo de respuesta a la hora de solventar la ausencia, lo cual también trae consigo, una implementación de cultura de mantenimiento, la cual hoy en día, en el campo laboral, no se destaca como debería.
- En el caso de no conocer la metodología a emplear, a la hora de realizar una instalación o una calibración, se debe buscar ayuda externa. Por mala práctica, a la hora de la instalación, el sistema puede quedar afectado permanentemente, sin dejar a un lado el hecho de que la garantía del equipo mal instalado se pierde inmediatamente.
- Realizar un diagrama esquemático antes de llevar a cabo una configuración de equipos, con todas las variables inherentes al sistema, para así minimizar errores en la instalación. Este esquema debería contener variables relevantes como presiones de trabajo, temperaturas asociadas, velocidades y tipo de fluido a manejar, ya que con esta información, de manera clara, da una mayor facilidad a la hora de seleccionar instrumentos de medición, herramientas y métodos para la instalación en cuestión.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Air Conditioning and Refrigeration Institute (ARI). *Standard for Forced-circulation air-cooling and air-heating coils 410*. Estados Unidos: ARI. 2001.
- Arias, F. *El proyecto de investigación introducción a la metodología científica*. (5^a ed.). Caracas: Episteme. 2006.
- ASHRAE. *Fundamentals Handbook*. Estados Unidos: Iverness. 2001.
- ASHRAE. *Systems and Equipment Handbook*. Estados Unidos: Iverness. 2000.
- Fernandez, P. *Ingeniería Energética*. Universidad de Cantabria, España. 2002.
- Fornons, J. *El Método de los Elementos Finitos en la Ingeniería de Estructuras*. España: Marcombo Boixareu. 1982.
- Fundación MAPFRE. *Manual de ergonomía*. España: MAPFRE. 1995.
- Hawkes, B. *CADCAM*. España: Paraninfo. 1989.
- Kuo, B. *Sistemas de Control Automático*. (7^o ed.). Estados Unidos: Prentice Hall. 1996.
- Mc Cormick, E. *Human factors engineering*. Londres: Mc Graw Hill. 1969.
- Mikaty, M., Padrón, M. y Figuera, L. *Instructivo para la presentación de tesis de pregrado, postgrado, doctorado y trabajos de ascenso*. Universidad Central de Venezuela, Caracas. 2005.
- Pita, E. *Acondicionamiento de aire, principios y sistemas*. (2^o ed.). México: CECSA. 2003.
- Tablante, O. *El proceso de investigación y desarrollo en el diseño de equipos, productos y máquinas*. Trabajo de ascenso no publicado. Universidad Central de Venezuela, Caracas. 1988.

Trane. *Air Conditioning Manual*. Estados Unidos: McGill Graphics Arts. 1974.

Vivancos, F. *Tendencias actuales de los sistemas CAD/CAE/CAM*. Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cataluña Centro CIM (UPC-ICT), España. 1997.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

ANSAL. (2007). *Válvulas de expansión*. Disponible: <http://www.buenosaires.ansal.com.ar/archive/index.php/t-81416.html>. [Consulta: 2007, octubre 31]

FATI. (2007). *Electric batteries*. Disponible: <http://www.fati.com/e-batterie.html>. [Consulta: 2007, octubre 28]

GUNT. (2003). *Catálogo Termodinámica e Ingeniería Energética, Calefacción e Instalaciones Sanitarias*. Alemania. Disponible: http://www.gunt.de/static/s22_1.php?p1=&p2=&pN=actSetID;79. [Consulta: 2007, octubre 25]

Honeywell. (2006). *HE420A,B Steam Power Humidifier*. Disponible: http://electronicairecleaners.com/database/documents/honeywell_he220_owners.pdf. [Consulta: 2007, octubre 31]

P.A. Hilton Ltd. (2005). *Aire acondicionado*. Disponible: http://www.p-a-hilton.co.uk/Spanish/Products/Aire_Acondicionado/aire_acondicionado.html#A660. [Consulta: 2007, octubre 25]

PROVINDUS. (2007). *Resistencias eléctricas industriales*. Disponible: http://www.provindus.com.py/Productos_Eltra.html. [Consulta: 2007, octubre 15]

SCHNEIDER-ELECTRIC. *Compacts and modulars*. Disponible: <http://www.schneider-electric.com/sites/corporate/en/products-services/products/merlinge-rin-brand.page>. [Consulta: 2007, octubre 12]

APÉNDICES

APÉNDICE A – TABLAS

Apéndice A-1 – Factor de corrección por temperatura de líquido del refrigerante

Refrigerante	Temperatura de líquido °C								
	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60
12	1.67	1.56	1.45	1.34	1.23	1.11	1.00	0.88	0.77
134a	1.78	1.65	1.53	1.40	1.27	1.13	1.00	0.86	0.72
401A	1.67	1.56	1.46	1.34	1.23	1.12	1.00	0.88	0.75
409A	1.62	1.52	1.42	1.32	1.21	1.11	1.00	0.89	0.78
22	1.63	1.53	1.42	1.32	1.21	1.11	1.00	0.89	0.78
407C	1.88	1.74	1.60	1.46	1.31	1.16	1.00	0.84	0.86
502	1.97	1.82	1.66	1.49	1.33	1.17	1.00	0.83	0.66
404A	2.19	2.00	1.81	1.62	1.42	1.21	1.00	0.78	0.55
402A	2.16	1.97	1.79	1.60	1.41	1.21	1.00	0.78	0.55
507	2.14	1.94	1.75	1.57	1.38	1.20	1.00	0.79	0.53

Apéndice A-2 – Factor de corrección por caída de presión

Refrigerante	Temp. Evap. °C	Caída de presión a través de la TEV-psi								
		40	60	80	100	120	140	160	180	200
12	5,0	0.82	1.00	1.15	1.29	1.41	1.53	1.63	1.73	1.83
134a	-10	0.71	0.87	1.00	1.12	1.22	1.32	1.41	1.50	1.58
401A	-15,-20	0.63	0.77	0.89	1.00	1.10	1.18	1.26	1.34	1.41
Refrigerante	Temp. Evap. °C	Caída de presión a través de la TEV-psi								
		50	75	100	125	150	175	200	225	250
22	5,0	0.71	0.87	1.00	1.12	1.22	1.32	1.41	1.50	1.58
407C	-10	0.63	0.77	0.89	1.00	1.10	1.18	1.26	1.34	1.41
502	-20	0.58	0.71	0.82	0.91	1.00	1.08	1.15	1.22	1.29
404A	-30	0.53	0.65	0.76	0.85	0.93	1.00	1.07	1.13	1.20
507	-40	0.53	0.65	0.76	0.85	0.93	1.00	1.07	1.13	1.20

Apéndice A-3 – Capacidades de las válvulas de expansión termostáticas

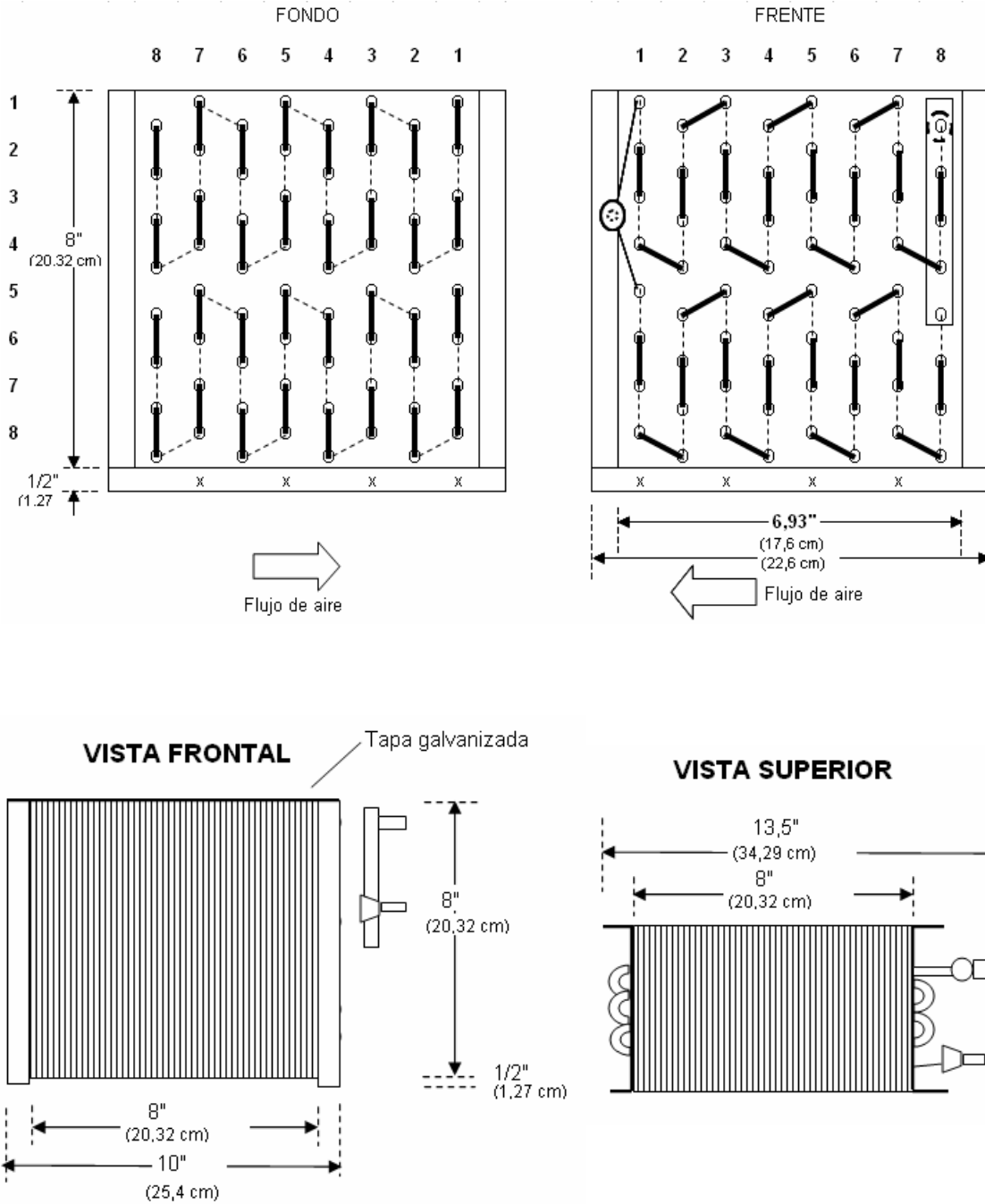
Tipo de Válvula	Capacidad Nominal (Tons)	Refrigerante											
		22					407C						
		Carga Termostática Recomendada											
		VCP100, VGA, VC					VZ, VZP40		VCP100, VGA, VC			VZ, VZP40	
Temperatura de Evaporación (°C)													
		5	0	-10	-20	-30	-40	5	0	-10	-20	-30	-40
F, G, EG	1/5	0.20	0.19	0.21	0.19	0.16	0.11	0.18	0.18	0.18	0.17	0.13	0.10
NI, F	1/4	0.25	0.24	0.26	0.20	0.25	0.18	0.22	0.22	0.23	0.24	0.22	0.15
F, G, EG	1/3	0.34	0.34	0.36	0.32	0.25	0.18	0.31	0.31	0.32	0.28	0.21	0.15
NI, F,G,EG	1/2	0.49	0.48	0.52	0.54	0.50	0.36	0.45	0.44	0.47	0.48	0.43	0.30
G, EG	3/4	0.74	0.73	0.77	0.72	0.62	0.44	0.67	0.66	0.68	0.64	0.54	0.37
NI, F, G, EG	1	0.96	0.97	1.02	0.95	0.79	0.56	0.89	0.88	0.91	0.83	0.68	0.47
F, G, EG	1-1/2	1.57	1.55	1.64	1.45	1.12	0.79	1.43	1.40	1.46	1.27	0.96	0.67
F(ext), G, EG, S	2	1.96	1.94	2.05	1.99	1.79	1.28	1.78	1.75	1.82	1.74	1.54	1.08
F&G&EG (int)	2-1/2	2.45	2.42	2.56	2.39	2.01	1.43	2.23	2.19	2.28	2.09	1.73	1.21
F&G&EG (ext), C&S(int)	3	3.13	3.10	3.28	2.87	2.13	1.52	2.85	2.80	2.92	2.51	1.83	1.28
C, S	4	4.41	4.36	4.61	4.09	3.14	2.23	4.01	3.94	4.11	3.58	2.70	1.89
F(ext), C, S,	5	5.09	5.04	5.33	4.76	3.69	2.63	4.64	4.55	4.74	4.17	3.18	2.22
C(ext), S(ext)	8	7.84	7.75	8.02	6.78	4.97	3.50	7.13	7.00	7.14	5.94	4.28	2.96
S(ext)	10	9.80	9.69	10.0	8.48	6.20	4.37	13.8	13.6	13.8	11.7	5.34	3.69
P, H	11	10.3	10.1	10.6	9.15	5.31	4.07	9.37	9.12	9.44	8.01	4.57	3.44
P, H	16	14.9	14.6	15.4	13.2	7.58	5.81	13.6	13.2	13.7	11.6	6.53	4.91
P, H	20	21.8	21.3	22.4	19.9	12.4	9.47	10.8	19.3	20.0	17.5	10.6	8.01
M	21	21.1	20.8	22.6	21.6	16.7	12.9	19.2	18.8	20.2	19.0	14.4	10.9
M	26	26.0	25.7	27.9	28.0	23.7	18.2	23.6	23.2	24.9	24.5	20.4	15.9
M	34	33.3	32.9	35.8	34.8	27.8	21.5	30.3	29.8	31.9	30.5	24.0	18.1
M	42	41.1	40.7	44.2	43.7	33.5	24.6	37.5	36.8	39.4	38.5	28.8	20.8

Apéndice A-4 – Coeficientes de pérdida de presión en cambios de sección

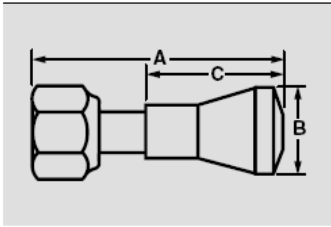
TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS	LOSS COEFFICIENT		TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS	LOSS COEFFICIENT	
			A_1/A_2	C_1, C_2					
ABRUPT EXPANSION		A_1/A_2	0.1	0.81	ABRUPT CONTRACTION SQUARE EDGE		A_2/A_1	C_2	
			0.2	0.64				0.0	0.34^{12}
			0.3	0.49				0.2	0.32
			0.4	0.36				0.4	0.23
			0.5	0.25				0.6	0.16
			0.6	0.16				0.8	0.06
			0.7	0.09					
			0.8	0.04					
			0.9	0.01					
GRADUAL EXPANSION		θ	C_1	GRADUAL CONTRACTION		θ	C_2		
			5°				0.17 ⁹	30°	0.02 ⁹
			7°				0.22	45°	0.04
			10°				0.28	60°	0.07
			20°				0.45		
GRADUAL CONTRACTION		θ	C_1	EQUAL AREA TRANSFORMATION		A_1/A_2	C		
			30°				0.59	$\theta \leq 14^\circ$	0.15 ⁹
			40°				0.73		
ABRUPT EXIT		A_2/A_1	100	DUCT ENTRANCE		A_1/A_2	C		
							0.34 ¹²		
SQUARE EDGE ORIFICE EXIT		A_2/A_1	C_2	FORMED ENTRANCE		A_1/A_2	C		
			0.0				2.50 ¹²		
			0.2				2.44		
			0.4				2.26		
			0.6				1.96		
0.8	1.34								
1.0	1.00								
BAR ACROSS DUCT		ϵ/D	C	SQUARE EDGE ORIFICE ENTRANCE		A_2/A_1	C_2		
			0.10				0.7 ⁹	0.0	2.50 ¹²
			0.25				1.4	0.2	1.90
			0.50				4.0	0.4	1.39
PIPE ACROSS DUCT		ϵ/D	C	SQUARE EDGE ORIFICE IN DUCT		A_1/A_2	C		
			0.10				0.20 ⁹	0.0	2.50 ¹²
			0.25				0.55	0.2	1.86
0.50	2.0	0.4	1.21						
STREAM-LINED STRUT ACROSS DUCT		ϵ/D	C	SQUARE EDGE ORIFICE IN DUCT		A_1/A_2	C		
			0.10				0.07 ⁹	0.0	2.50 ¹²
			0.25				4.23	0.2	1.86
			0.50				0.90	0.4	1.21

APÉNDICE B – EQUIPOS SELECCIONADOS Y DETALLES

Apéndice B-1 - Configuración de diseño y dimensiones del serpentín de evaporación

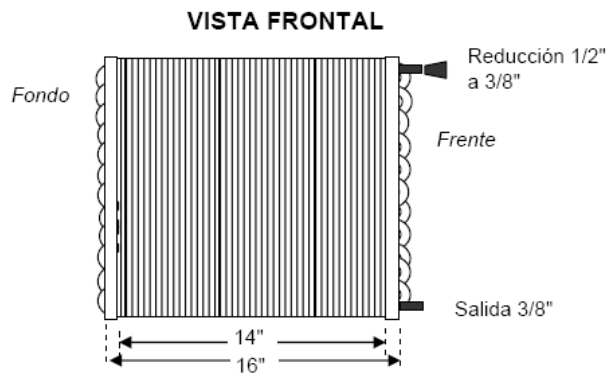
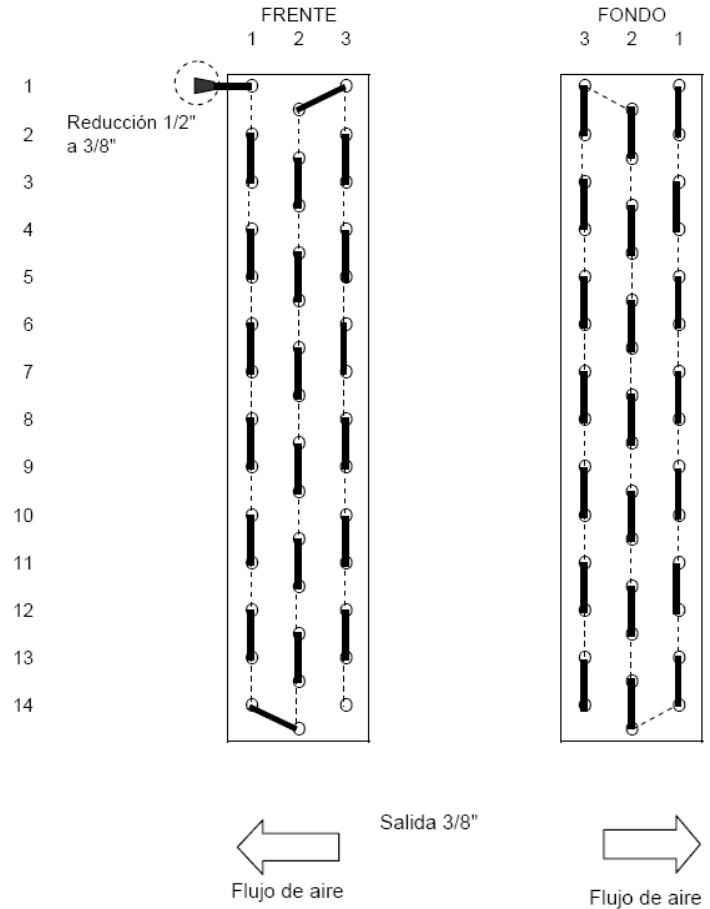


Apéndice B-2 - Distribuidor roscado seleccionado



NO. CIRCUITS & TUBING SIZES AVAILABLE	NOZZLE ORIFICE NUMBERS AVAILABLE	NOZZLE & RETAINER RING SIZE	INLET CONNECTION Inches	DISTRIBUTOR	DIMENSIONS Inches		
					A	B	C
TYPE 1605					Net Weight - Approximately 3 oz.		
2 to 6 - 3/16"	1/9 thru 8	L	1/2 SAE Flare		2.46	0.81	1.44
2 to 4 - 1/4"							
TYPE 1608					Net Weight - Approximately 5 oz.		
2 to 9 - 3/16"	1/9 thru 8	L	1/2 SAE Flare		2.94	1.00	1.63
5 to 6 - 1/4"							
2 to 4 - 5/16"							
TYPE 1104					Net Weight - Approximately 8 oz.		
2 to 7 - 3/16"	1/9 thru 8	J	5/8 SAE Flare		3.13	0.91	1.78
2 to 6 - 1/4"							
TYPE 1147					Net Weight - Approximately 8 oz.		
2 to 9 - 3/16"	1/9 thru 8	J	5/8 SAE Flare		3.16	1.12	1.81
2 to 7 - 1/4"							
2 to 5 - 5/16"							

Apéndice B-3 - Configuración de diseño y dimensiones del serpentín de condensación



Apéndice B-4 – Tablas del ventilador del condensador (diámetro de 12’’ – 6 álabes – 31° de inclinación)

1000 R.P.M.

#	FLUJO DE AIRE Q (P.C.M.)	PRESION ESTÁTICA P (pulg. de agua)	POTENCIA Po (watts)	POTENCIA Po (H.P.)
1	0	0,274	22,0	0,0285
2	30	0,280	21,0	0,0281
3	60	0,240	20,0	0,0268
4	90	0,223	18,9	0,0253
5	120	0,210	17,8	0,0236
6	150	0,195	16,8	0,0225
7	180	0,179	16,0	0,0214
8	210	0,158	15,5	0,0208
9	240	0,135	14,8	0,0198
10	270	0,121	14,3	0,0192
11	300	0,110	14,0	0,0188
12	330	0,104	13,8	0,0185
13	360	0,098	13,4	0,0180
14	390	0,087	13,0	0,0174
15	420	0,071	12,5	0,0168
16	450	0,050	11,8	0,0158
17	480	0,025	11,1	0,0149
18	510	0,000	10,4	0,0139
19				
20				

1140 R.P.M.

#	FLUJO DE AIRE Q (P.C.M.)	PRESION ESTÁTICA P (pulg. de agua)	POTENCIA Po (watts)	POTENCIA Po (H.P.)
1	0	0,356	34,3	0,046
2	30	0,347	32,9	0,044
3	60	0,338	31,3	0,042
4	90	0,316	29,9	0,040
5	120	0,287	28,4	0,038
6	150	0,278	26,9	0,036
7	180	0,256	25,4	0,034
8	210	0,233	23,9	0,032
9	240	0,205	23,1	0,031
10	270	0,175	21,8	0,029
11	300	0,157	20,9	0,028
12	330	0,146	20,7	0,028
13	360	0,144	20,5	0,028
14	390	0,131	20,3	0,027
15	420	0,127	20,1	0,027
16	450	0,113	19,4	0,026
17	480	0,092	18,7	0,025
18	510	0,085	17,2	0,023
19	540	0,032	15,7	0,021
20				

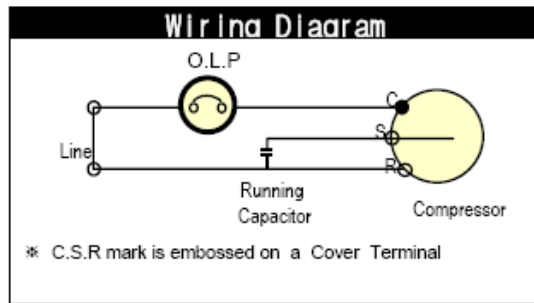
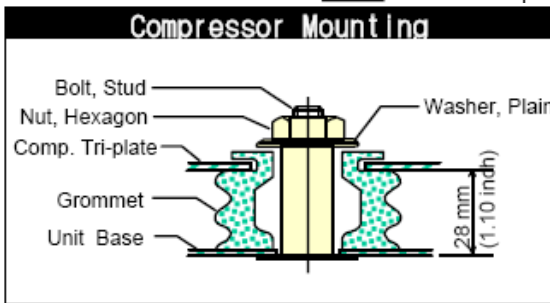
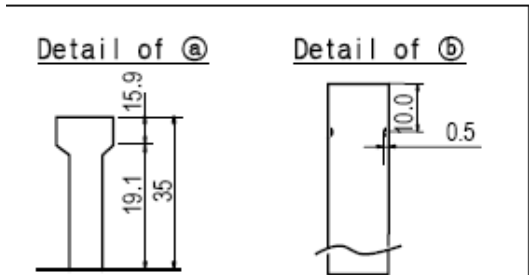
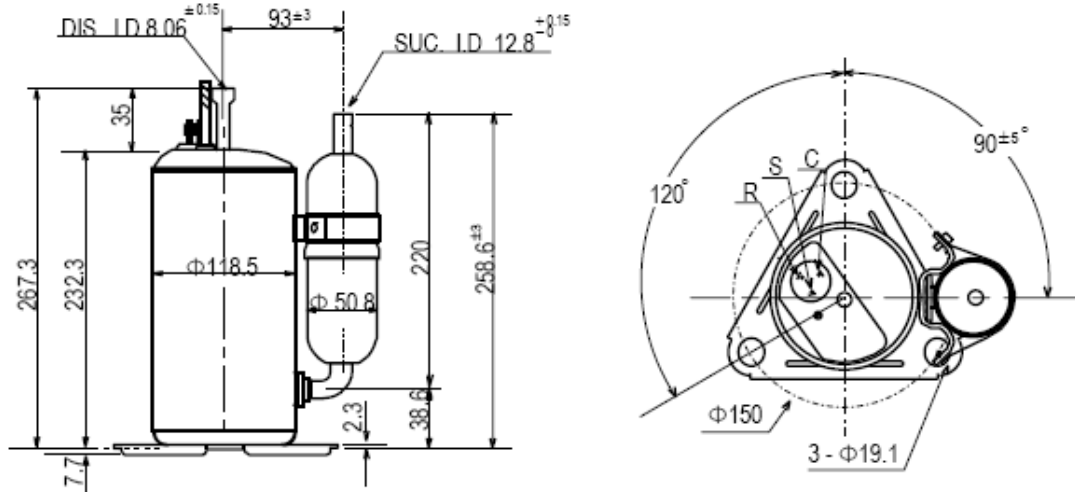
1550 R.P.M.

#	FLUJO DE AIRE Q (P.C.M.)	PRESION ESTÁTICA P (pulg. de agua)	POTENCIA Po (watts)	POTENCIA Po (H.P.)
1	0	0,650	80,8	0,108
2	50	0,617	78,9	0,103
3	100	0,572	73,1	0,098
4	150	0,523	68,4	0,092
5	200	0,487	63,8	0,086
6	250	0,440	59,7	0,080
7	300	0,390	57,5	0,077
8	350	0,341	55,2	0,074
9	400	0,281	53,7	0,072
10	450	0,281	52,2	0,070
11	500	0,247	50,7	0,068
12	550	0,232	49,3	0,066
13	600	0,208	47,8	0,064
14	650	0,188	45,5	0,061
15	700	0,119	42,5	0,057
16	750	0,070	40,3	0,054
17				
18				
19				
20				

1725 R.P.M.

#	FLUJO DE AIRE Q (P.C.M.)	PRESION ESTÁTICA P (pulg. de agua)	POTENCIA Po (watts)	POTENCIA Po (H.P.)
1	0	0,810	111,9	0,150
2	60	0,760	108,7	0,143
3	120	0,690	100,7	0,135
4	180	0,640	96,3	0,129
5	240	0,580	90,3	0,121
6	300	0,530	83,8	0,112
7	360	0,467	78,4	0,105
8	420	0,390	73,9	0,099
9	480	0,340	70,9	0,095
10	540	0,300	69,4	0,093
11	600	0,278	67,9	0,091
12	660	0,257	66,4	0,089
13	720	0,210	63,4	0,085
14	780	0,148	59,7	0,080
15	840	0,070	54,5	0,073
16	900	0,000	47,8	0,064
17				
18				
19				
20				

Apéndice B-5a – Compresor LG QK178K (vistas)



Apéndice B-5b – Compresor LG QK178K (datos)

Q K 1 7 8 K **1PH, 208/230V – 60Hz**

Application Range

Compressor Cooling	Natural	
Eva. Temp. Range	-10°C ~ 12°C	14°F ~ 54°F
Condensing Temp.	65°C max.	149°F max.
Return Gas Temp.	35°C max.	95°F max.
Discharge gas Temp.	115°C max.	239°F max.
Motor Wire Temp.	130°C max.	266°F max.

Rated Performance

Capacity	12,500 Btu/h	3,663 Watts
Motor Input	1,179 Watts	
Current	5.7 A	
EER	10.6 Btu/W.h	3.11 W/W

Compressor Data

Design	Rolling Piston Typed Rotary	
Displacement	17.8 cc/rev	1.08 in ³ /rev
Oil / Oil Charge	SUNISO 4GSI / 350 ±10 cc	
Weight	12.3 Kg	27.1 lb

Motor Data

Motor Type	2 Pole Induction (PSC)	
Rated Output	980 W	
Winding Resistance (at 25°C)	Main	2.77 ±7% Ω
	Sub	3.94 ±7% Ω
Voltage Range	187 V to 253 V	
Locked Rotor Amps.	27.4 Amps	

Electrical Components

Running Capacitor	25 μF	370 VAC
Overload Protector	MRA 12070-12027	(Texas Instruments)

Capacity Test Conditions

Evaporating Temp.	7.2°C	45°F
Condensing Temp.	54.4°C	130°F
Return Gas Temp.	35.0°C	95°F
Liquid Temp.	46.1°C	115°F
Ambient Temp.	35.0°C	95°F

Apéndice B-6 – Sensor Honeywell H7015B1020

H7015A,B

DUCT HUMIDITY SENSOR/ COMBINED HUMIDITY/TEMPERATURE SENSOR

PRODUCT DATA



GENERAL

The H7015A Duct Humidity Sensor is a capacitance-type relative humidity sensor for duct mounting.

The H7015B Combined Humidity / Temperature Duct Sensor combines a capacitance type relative humidity sensor with a Pt 1000, BALCO 500 or 20kΩ NTC temperature sensor in one housing.

These sensors can be used

- for discharge, outside or return air control
- as high limit sensor e.g. for steam humidification

Models

OS-No.	Temperature Sensor Type
H7015A1006	-
H7015B1004	Pt 1000
H7015B1012	BALCO 500
H7015B1020	20kΩ NTC

FEATURES

- Pt 1000, BALCO 500, or 20kΩ NTC temperature sensing element
- Wide sensing range
- Capacitance type sensing element for relative humidity

SPECIFICATION

Power supply	24 Vac, ±20% (SELV) 15...30 Vdc
Current consumption	15 mA at 24 V
Ambient Limits	
Operating temperature	
- Terminal box	0...50 °C (32...122 °F)
Transport and storage temperature	-25...+60 °C (-31...+158 °F)
Humidity	5...95% rh, non-condensing

Safety

Protection class	III as per EN60730-1
Protection standard	
- Terminal box	IP54 as per EN60529
Flame retardant terminal box	V1 as per UL94 plastic (ABS)

Dimensions	see Fig. 2
Weight	300 g
Mounting	duct

Temperature Sensor

Temperature sensing range -30...+70 °C (-22...+158 °F)

Nominal value	
- Pt 1000	1000 Ω at 0 °C
- BALCO 500	500 Ω at 23.3 °C
- NTC	20 kΩ at 25 °C

Accuracy	
- Pt 1000	$\Delta T/K = \pm(0.3 + 0.005 \cdot t)$ [t in °C] as per DIN IEC 751 Class B
- BALCO 500	±0.4 K at 23.3 °C
- NTC	±0.3 K at 25 °C

Sensitivity	
- Pt 1000	≈3.85 Ω/K
- BALCO 500	2 Ω/K

Characteristic see EN0B-0476GE51

Response time at air velocity 5 m/s

$\tau_{0.5}$ Pt 1000	< 60 s
$\tau_{0.5}$ Balco 500	< 45 s
$\tau_{0.5}$ NTC	< 85 s

Apéndice B-7 – PLC Twido TWDLCAE40DRF



Tipo de base	
Número de I/O digital	40
Número de entradas digi	24 sink/source
Número de salidas digitales	14 a relé(2 A), 2 a transistor (1 A)
Tipo de conexión	
Posibles módulos de exp	7
Conteo	4 x 5 kHz, 2 x 20 kHz
Posicionamiento PWM	2 x 7 kHz
Puertos seriales	
Protocolo	
Puerto Ethernet	RJ45 Ethernet
Dimensiones, W x D x H	157 x 70 x 90 mm

Apéndice B-8 – Tarjeta de expansión 8 salidas digitales (TWDDRA8RT)



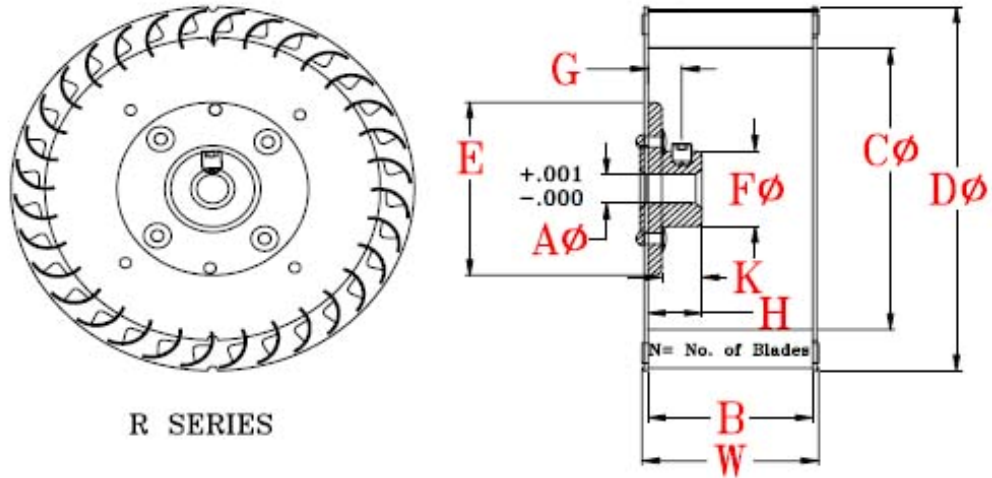
Module type		Digital I/O	
Número de I/O digitales		8	16
Conexiones		Borneras de tornillo removibles	
References	24 VDC entradas sink	TWDDDI8DT	-
	24 VDC entradas sink/source	-	TWDDDI16DT
	120 V entradas sink	TWDDAI8DT	-
	2 A salidas a relé	TWDDRA8RT	TWDDRA16RT
	0.1 A salidas a transistor source	TWDDD08TT (1)	-
	24 VDC entradas sink/source + 2 A salidas a relé	-	-

Apéndice B-8 – Tarjeta de expansión 8 entradas analógicas (TWDARI8HT y TWDAMI8HT)

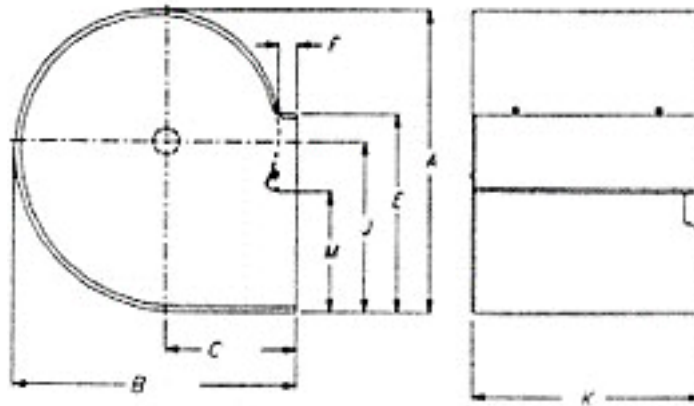


Tipo de módulo		Analógico			
Número de entradas		2 l	4 l	8 l	8 l
Conexión		Borneras de tornillos removibles			
Entradas	Rango	Termocuplas tipe K, J, T	0...10 V (1) 4... 20 mA (2) e °C	0...10 V (1) 4... 20 mA (2)	PTC/NTC
	Resolución	12 bits (4096 puntos)		10 bits (1024 puntos)	
Salidas	Rango	-			
	Resolución	-			
Exactitud en la medida		0.2% del valor de full escala			
Voltaje de alimentación		24 VDC			
Dimensiones, W x D x H		23.5 x 70 x 90 mm			
Referencias		TWDAMI2LT	TWDAMI4LT	TWDAMI8HT	TWDARI8HT

Apéndice B-9 – Ventilador centrífugo R912-175S

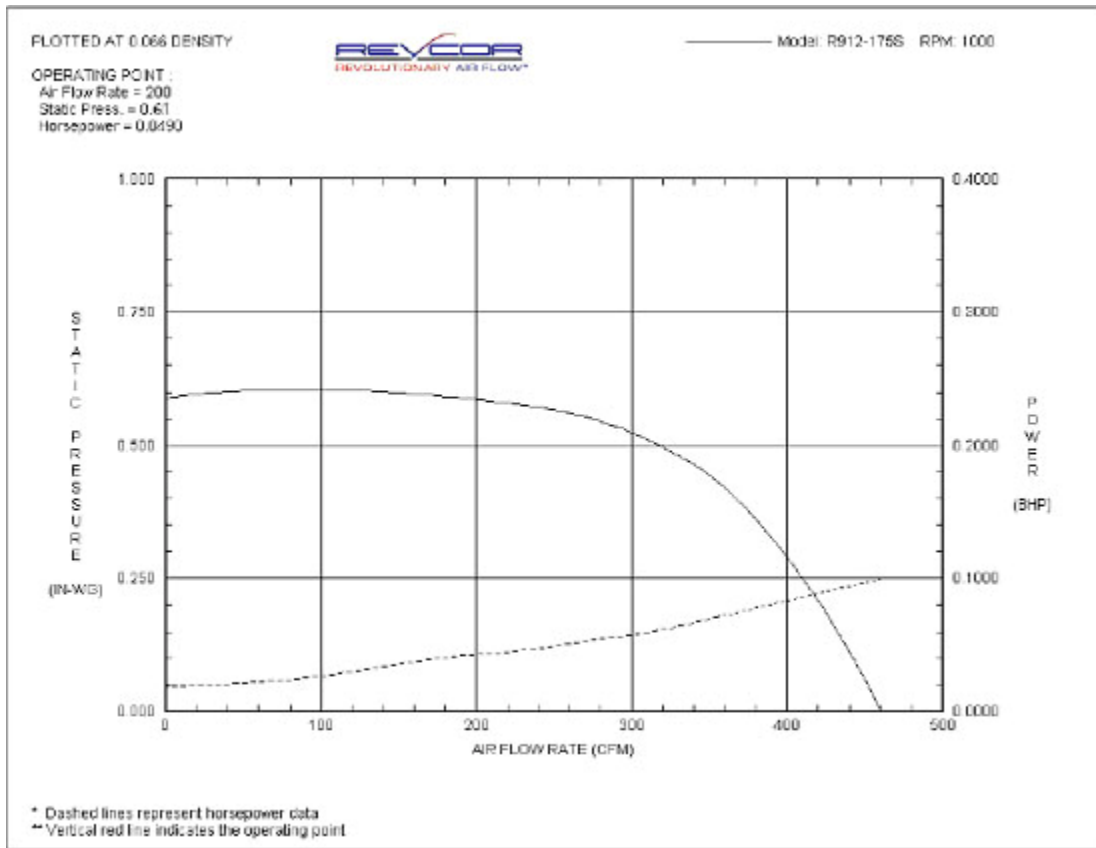


Model	D	B	W	C	N	A - Std. Bores	F	G	H	E	K	MaxRPM
*R912-175S	9.13	1.75	1.94	7.63	48	0.5; 0.63; 0.75; 0.88; 0.94; 1	1.56	0.81	1.34	3	1.13	3400

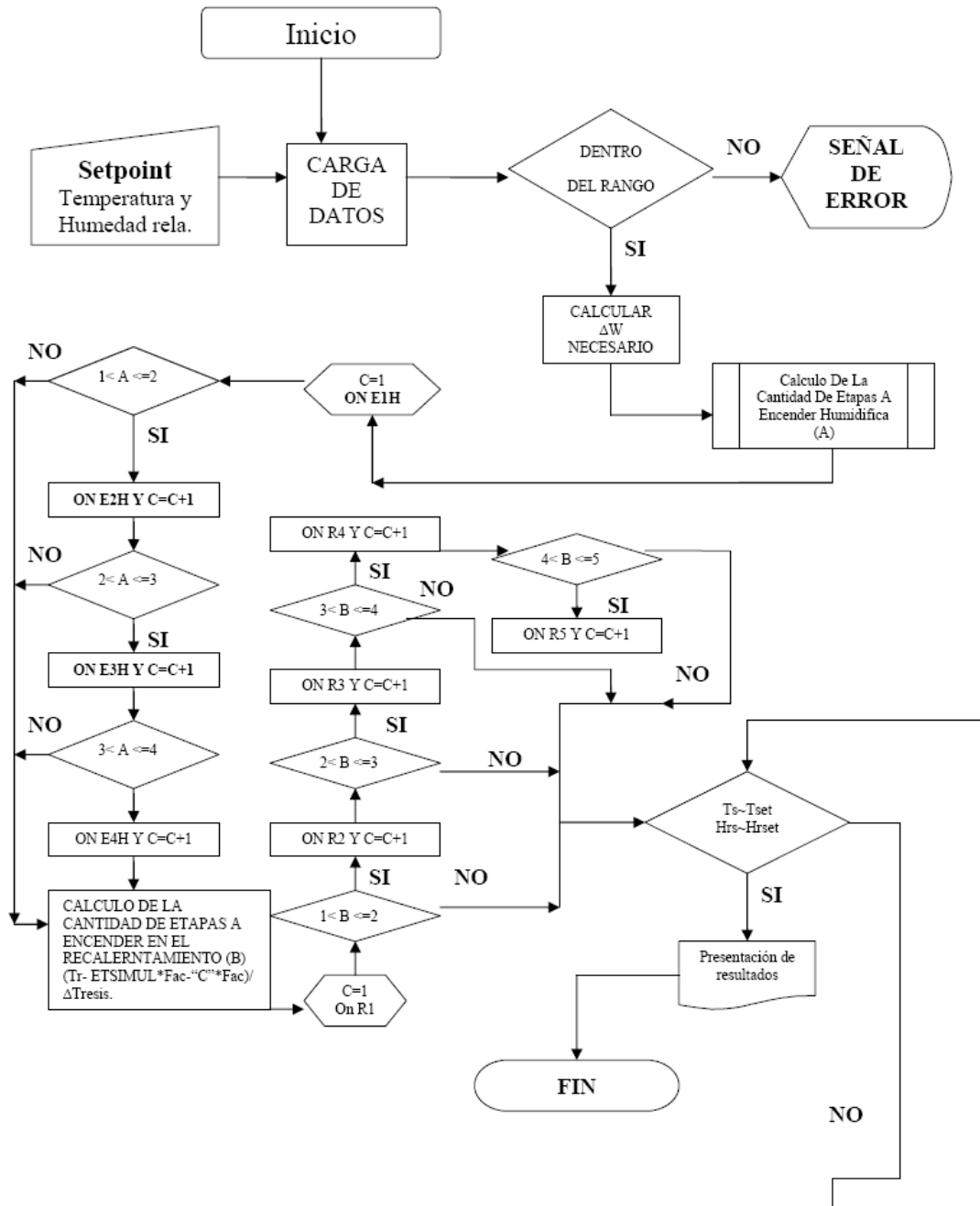


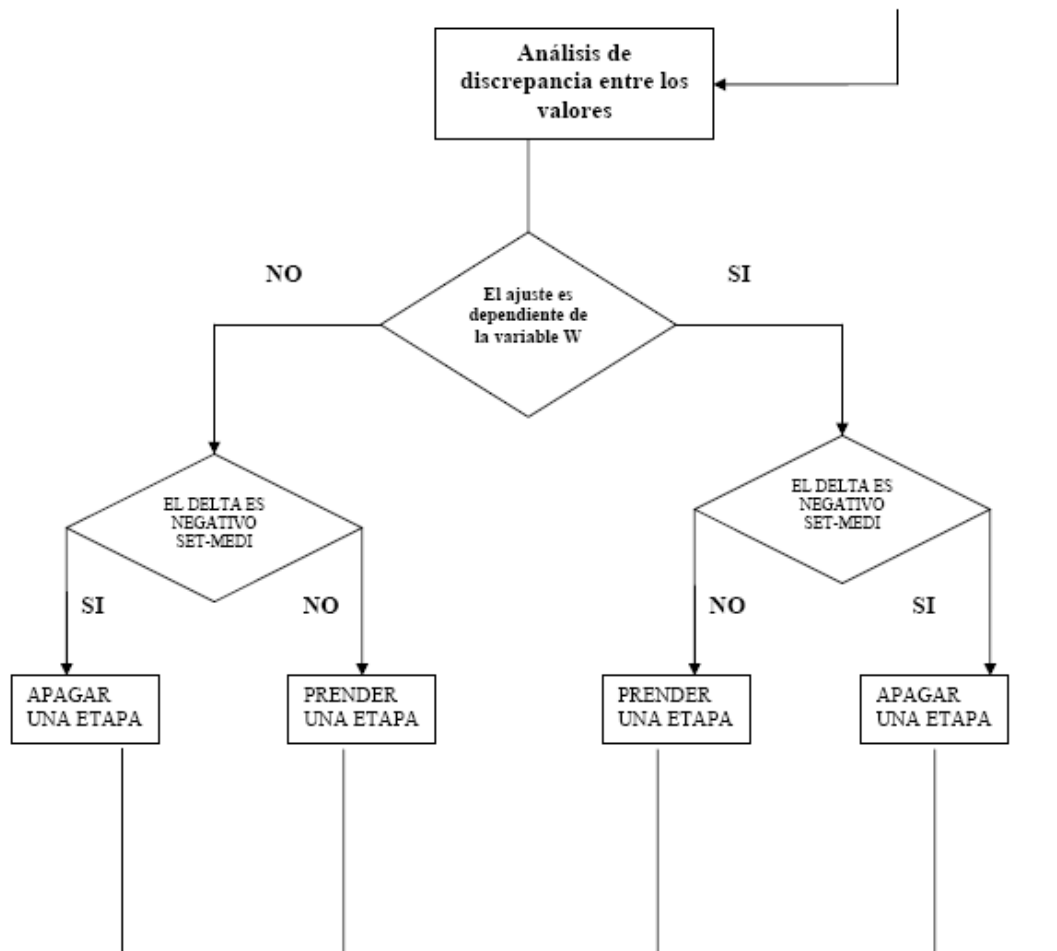
- A = 15,44 in.
- B = 14,94 in.
- C = 7,19 in.
- E = 10,25 in.
- F = 1,50 in.
- J = 8,62 in.
- K = 5,88 in.
- M = 6,31 in.

Apéndice B-10 – Curvas características a condiciones reales del ventilador centrífugo R912-175S

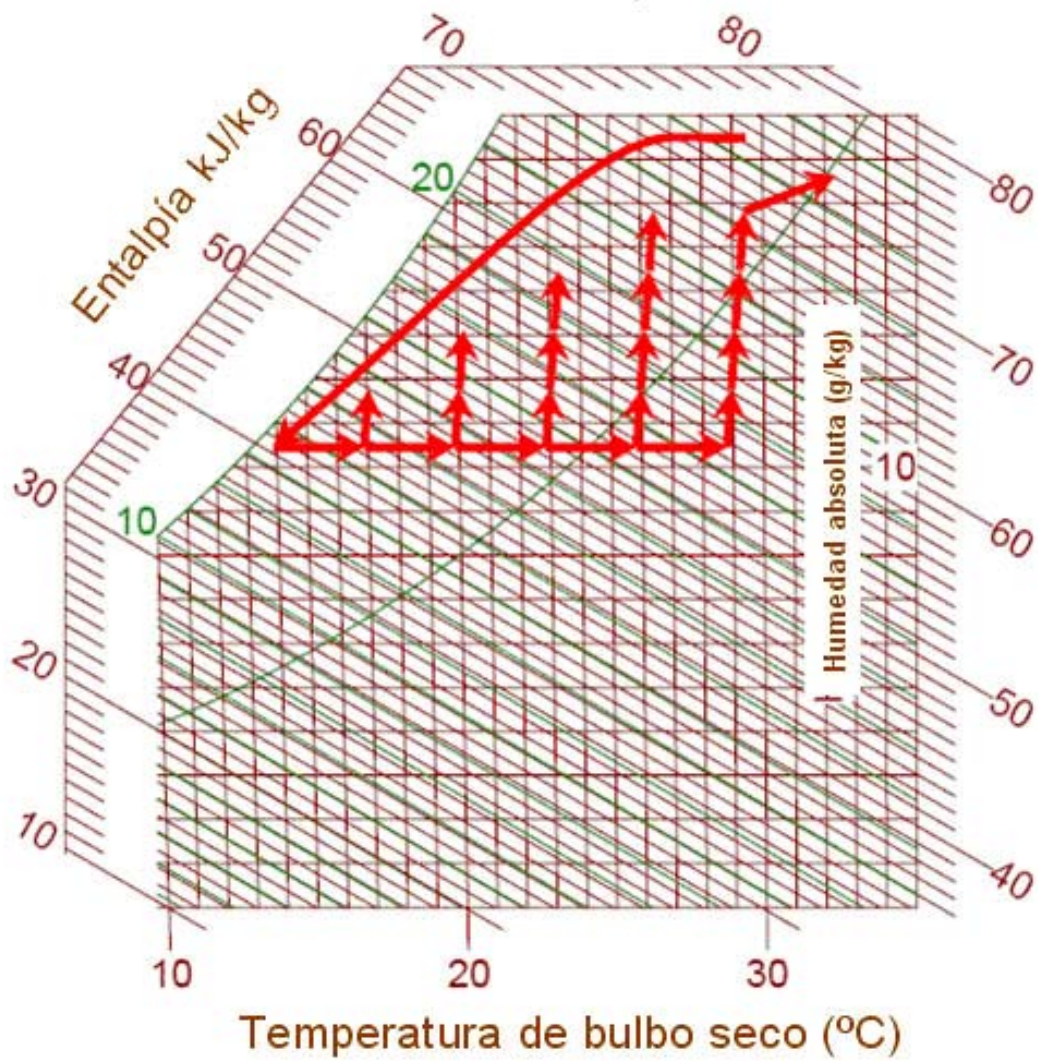


Apéndice B-11 – Diagrama de flujo del programa controlador del banco de prueba

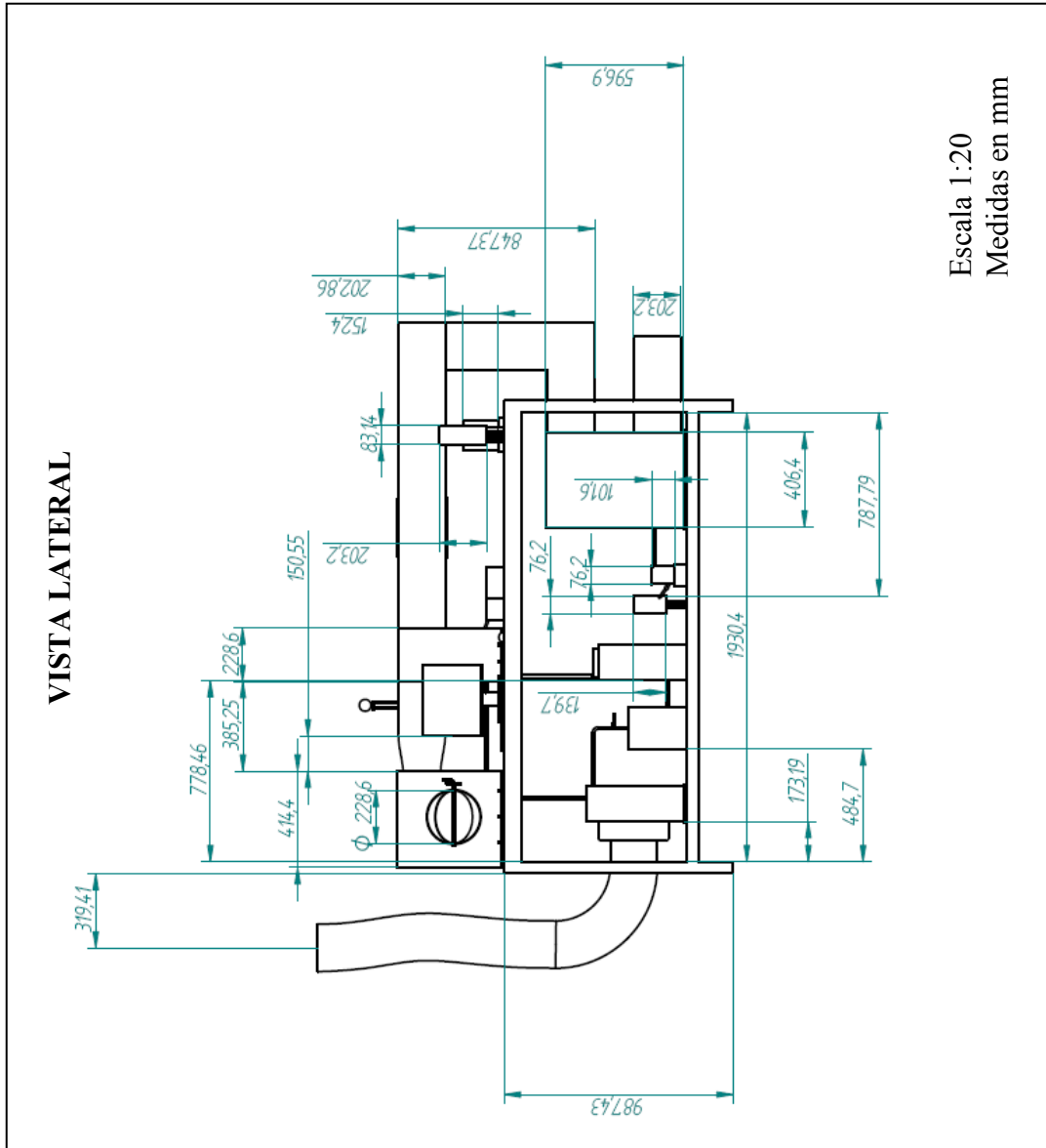


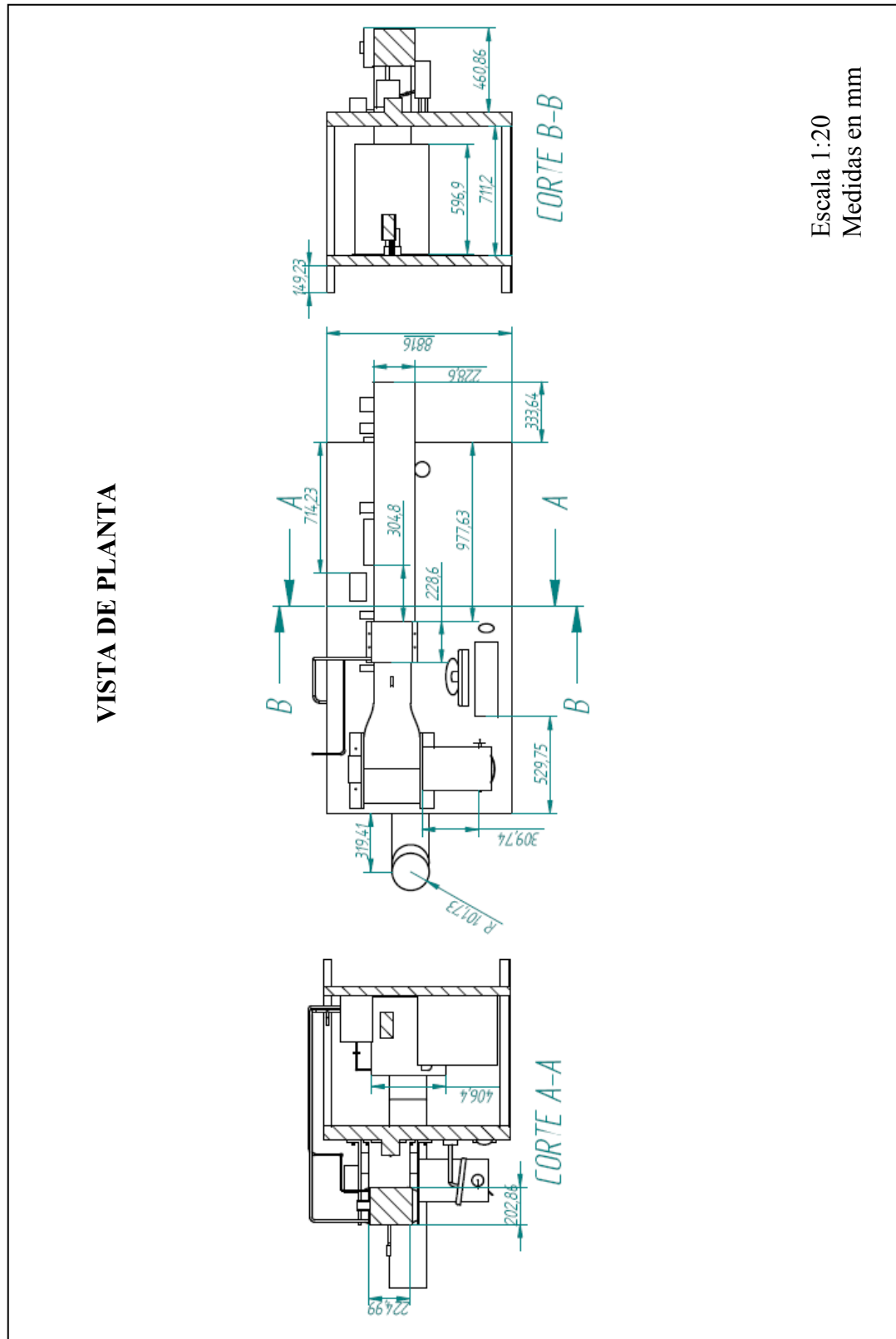


Apéndice B-12 – Posibles etapas del banco de prueba



APÉNDICE C – PLANOS





Escala 1:20
Medidas en mm

