

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL
SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN
PARA LAS BODEGAS DE MATERIA PRIMA
DE CHAIDE Y CHAIDE S.A. EN LAS CIUDADES
DE SANGOLQUÍ Y GUAYAQUIL“**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

ALEX GUILLERMO MERA GER

DIRECTOR: ING. ERNESTO SORIA

CODIRECTOR: ING. ANDRÉS PROAÑO

Sangolquí, 2005-11

CERTIFICACIÓN DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LAS BODEGAS DE MATERIA PRIMA DE CHAIDE Y CHAIDE S.A. EN LAS CIUDADES DE SANGOLQUÍ Y GUAYAQUIL” fue realizado en su totalidad por Alex Guillermo Mera Ger, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Ernesto Soria

DIRECTOR

Ing. Andrés Proaño

CODIRECTOR

Sangolquí, 2005-11-14

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LAS BODEGAS DE
MATERIA PRIMA DE CHAIDE Y CHAIDE S.A. EN LAS CIUDADES DE
SANGOLQUÍ Y GUAYAQUIL”**

ELABORADO POR:

Alex Guillermo Mera Ger

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Mayor Ingeniero Edgar Pazmiño

DECANO

Sangolquí, 2005-11

DEDICATORIA

“Confía de todo corazón en el SEÑOR y no en tu propia inteligencia”

Proverbios 3:5

<< DEDICADO AL DIOS DE AMOR >>

... a mi mami Alicita por enseñarme todos los días, con sus actitudes que es el AMOR, que es DIOS mismo.

... a mi papi Guillermo por enseñarme que existe un sólo camino entre DIOS y los hombres, JESÚS.

“El amor es paciente, es bondadoso. El amor no es envidioso ni jactancioso ni orgulloso. No se comporta con rudeza, no es egoísta, no se enoja fácilmente, no guarda rencor. El amor no se deleita en la injusticia sino que se regocija con la verdad. Todo lo disculpa, todo lo cree, todo lo espera, todo lo soporta.

El amor jamás se extingue, mientras que el don de profecía cesará, el don de lenguas será silenciado y el de conocimiento desaparecerá. Porque conocemos y profetizamos de manera imperfecta; pero cuando llegue lo perfecto, lo imperfecto desaparecerá.

Cuando yo era niño, hablaba como niño, pensaba como niño, razonaba como niño; cuando llegue a ser adulto, dejé atrás las cosas de niño. Ahora vemos de de manera indirecta y velada como en un espejo; pero entonces veremos cara a cara.

Ahora conozco de manera imperfecta, pero entonces conoceré tal y como soy conocido.

Ahora, pues, permanecen estas tres virtudes: la fe, la esperanza y el amor. Pero la más excelente de ellas es el AMOR”

1 Corintios 1:13

AGRADECIMIENTOS

Gracias a:

Mis padres: Alicia, Guillermo

Mis hermanos: Daniela, Santo y Paty

Mis abuelitos: Bachita, Tita y Tío Enrriquito

Mis tíos: Ana, Genoveva, Lucy, Luz, Segundo, Miguel y Magola.

Mis primos: Andrés, Carlos, Natalia, Edison, Gabi, Aldo, Ximena, Alvarito, Alvaro, Diego, Rosalía, Gustavo, Grace, Jorge, Lady, Rosito.

Mis primitos: Anita Belén, Adriana Lucía, Christian, Camila, Dianita, Karen, Patty, Mayrita, Romel,

Mis amigos: Abuelo, Borrego, Belén, Bolo, Cajetón, Calidad, Carito, Caro, Catzo, Ceci, Chapulín, Chespirito, Chiri, Cristian, Cristinita, Daniel, David, Diana, Doris, Diego, Francisco, Freddy, Gabi, Galo, Gata, Goku, Gustavo, Jennifer, Juan Sebastián, Joaquín, José, Jorge, Juan Carlos, Karina, Luis, Lucho, Manuel, María José, Mogui, Moni, Mupi, Nestor, Pablo, Paulo, Pancho, Pancho, Pepe, Pico, Roberto, Sandra, Sandra, Santiago, Santiago, Sapito, Sebastián, Sheila, Tomás, Tomi, Tavo, Yadrina, Xavier.

Mis jefes: Janethe y Andrés

Mis amigos de trabajo: Diego, Don Eduardo, Edgar, Évelin, Fausto María, Gonzalo, Janeth, Jenny, Luigi, Paola y Javier.

Mis amigos de obra: Beto, Darwin, Don Carlos, Edgar, Edwin, Félix, Franklin, Kléver, Luís, Rolando, Salvador, Segundo y Manuel Constante (CHAIDE).

Los directores: Ernesto Soria y Andrés Proaño.

Los ingenieros: Marcelo Altamirano y Marcelo Cabascango,

A mis amigos: Diego, Juan, Paúl, Pico, Edgar y Tavo.

Mis perros: Loba, Tony y Trapo.

... y a todos los que fueron olvidados pero su encuentro influyó de una u otra manera a formar el que ahora se llama Alex Mera Ger.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO	iii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	v
DEDICATORIA.....	vii
AGRADECIMIENTOS	ix
ÍNDICE DE CONTENIDOS	xi
TABLAS	xix
ILUSTRACIONES	xxi
RESUMEN	xxiii
CAPÍTULO 1 GENERALIDADES.....	25
1.1 ANTECEDENTES	25
1.1.1 SITUACIÓN ACTUAL	26
1.1.1.1 Planta industrial de Quito	26
1.1.1.2 Planta industrial de Guayaquil.....	27
1.1.2 NECESIDAD INSATISFECHA	27
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	28
1.3 OBJETIVOS	28
1.3.1 GENERAL.....	28
1.3.2 ESPECÍFICOS.....	29
1.4 ALCANCE.....	30
CAPÍTULO 2 NORMAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	33
2.1 NORMAS PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS HVAC	33
2.1.1 NORMA ASHRAE	34
2.1.1.1 Aire acondicionado industrial.....	34
2.1.1.1.1 Requerimientos generales	35
2.1.1.1.2 Requerimientos del producto y del proceso	35

2.1.1.1.3	Requerimientos del trabajador.....	35
2.1.1.1.4	Consideraciones para el diseño.....	36
2.1.1.1.5	Cálculo de la carga térmica	38
2.1.1.1.6	Selección de equipos y sistemas.....	41
2.1.1.1.7	Sistemas de calefacción	42
2.1.1.1.8	Sistemas de enfriamiento	44
2.1.1.1.9	Operación y mantenimiento de los dispositivos	46
2.2	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA MATERIALES Y PRODUCTOS	48
2.2.1	NORMA SMACNA.....	48
2.2.1.1	Diseño del sistema de ductos	48
2.2.1.2	Requerimientos generales en sistemas de ductos.....	49
2.2.1.3	Clasificación.....	49
2.2.1.3.1	Velocidad.....	49
2.2.1.3.2	Presión.....	50
2.2.2	NORMA ASTM PARA DUCTOS	51
2.2.2.1	Lámina de acero	51
2.2.2.2	Uniones Transversales	51
2.2.3	Uniones longitudinales	52
2.2.4	Refuerzo.....	52
2.3	NORMAS DE CHAIDE Y CHAIDE S.A.	53
2.3.1	NORMAS PARA EL POLIOL Y POLIOL-COPOLIMÉRICO.....	53
2.3.2	NORMAS PARA EL TDI	54
CAPÍTULO 3	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	57
3.1	ESTUDIO DEL LOCAL	57
3.1.1	BODEGA DE SANGOLQUÍ	57
3.1.1.1	Ubicación	57
3.1.1.2	Finalidad del local	58
3.1.1.3	Características arquitectónicas y constructivas	59

3.1.1.4 Propiedades termodinámicas de los materiales de construcción	59
3.1.1.5 Condiciones circunambientales	60
3.1.1.6 Ventanas	61
3.1.1.7 Puertas	61
3.1.1.8 Ocupantes	61
3.1.1.9 Alumbrado	62
3.1.1.10 Maquinaria.....	63
3.1.1.11 Ventilación.....	63
3.1.1.12 Características de funcionamiento	63
3.1.2 BODEGA DE GUAYAQUIL.....	64
3.1.2.1 Ubicación.....	64
3.1.2.2 Finalidad del local.....	64
3.1.2.3 Características arquitectónicas y constructivas.....	66
3.1.2.4 Propiedades termodinámicas de los materiales de construcción	66
3.1.2.5 Condiciones circunambientales	67
3.1.2.6 Ventanas	68
3.1.2.7 Puertas	68
3.1.2.8 Ocupantes	68
3.1.2.9 Alumbrado	69
3.1.2.10 Maquinaria.....	69
3.1.2.11 Ventilación.....	69
3.1.2.12 Características de funcionamiento	69
3.2 CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO.....	70
3.2.1 Determinación de las condiciones ambientales en la bodega de Sangolquí.....	71
3.2.1.1 Propiedades termodinámicas de la materia prima.....	71
3.2.1.2 Del tiempo de almacenamiento	72
3.2.1.3 De la temperatura inicial y final del producto	72
3.2.1.4 Del calor requerido por el producto	72
3.2.1.5 Del caudal de aire requerido para el calentamiento	74

3.2.1.6	Temperatura ambiental requerida para el calentamiento.....	75
3.2.2	Condiciones interiores de diseño para la ciudad de Guayaquil	77
3.3	CONDICIONES EXTERIORES DE DISEÑO	78
3.3.1	Condiciones exteriores de diseño en Sangolquí.....	80
3.3.2	Condiciones exteriores de diseño en Guayaquil.....	80
3.4	CÁLCULO DE CARGA DE CALEFACCIÓN PLANTA DE SANGOLQUÍ	81
3.4.1	Cargas internas	82
3.4.2	Pérdidas por transferencia de calor a través de la estructura.....	82
3.4.2.1	Pérdida de calor a través de las paredes.....	83
3.4.2.2	Pérdida de calor a través de techo	86
3.4.2.3	Pérdida de calor a través del piso	87
3.4.3	Pérdidas por infiltraciones y ventilación.....	88
3.4.4	Otras pérdidas	91
3.4.5	Carga total de calefacción	92
3.4.6	Caudal de calefacción	93
3.5	CÁLCULO DE LA CARGA DE CALEFACCIÓN EN LA CÁMARA DE CALEFACCIÓN DE TDI.....	95
3.5.1	Requerimientos para la cámara de calefacción.....	96
3.5.2	Dimensiones de la cámara de calefacción	97
3.5.3	Características termodinámicas de los materiales de la cámara	97
3.5.4	Determinación de la temperatura de cámara.....	98
3.5.5	Cálculo de la carga de calefacción para la cámara de TDI.....	100
3.5.5.1	Planteamiento de datos	100
3.5.5.2	Pérdidas de calor a través de la estructura.....	105
3.5.5.3	Pérdidas de calor por infiltraciones	108
3.5.5.4	Pérdidas adicionales de calor	110
3.5.5.5	Calor de calefacción en la cámara de TDI	111
3.5.5.6	Caudal de aire para la calefacción de la cámara de TDI.....	111

3.5.6 Condiciones interiores de diseño para la cámara	111
3.6 CÁLCULO DE CARGA DE REFRIGERACIÓN BODEGA DE GUAYAQUIL.....	112
3.6.1 Cargas internas.....	112
3.6.1.1 Ganancia por alumbrado	112
3.6.1.2 Ganancia por personas	113
3.6.1.3 Ganancia por equipos	114
3.6.1.4 Otras Ganancias.....	114
3.6.2 Cargas externas.....	115
3.6.2.1 Ganancia por radiación solar.....	115
3.6.2.2 Ganancia por transferencia de calor a través de la estructura .	115
3.6.2.3 Ganancia de calor por infiltraciones	121
3.6.2.4 Otras ganancias	122
3.6.3 Calor requerido para la refrigeración.....	123
3.6.4 Ciclo de evolución del aire	123
3.6.5 Caudal requerido para la refrigeración.....	125
CAPÍTULO 4 SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE EQUIPOS	127
4.1 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO	127
4.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	131
4.2.1 Equipo de calefacción	131
4.2.2 Equipo de refrigeración	131
4.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE	133
4.3.1 Dimensionamiento de ductos.....	133
4.3.1.1 Ductos de la cámara de calefacción de TDI	133
4.3.1.2 Ductos de la bodega de Guayaquil.....	138
4.3.2 Selección de difusores y rejillas	139
4.3.2.1 Cámara de calefacción de TDI	139
4.3.2.2 Bodega de materia prima Guayaquil	140

4.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS.....	140
4.4.1 Tuberías de calefacción	140
4.4.2 Tuberías de refrigeración	140
4.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL	141
CAPÍTULO 5 PRESUPUESTO REFERENCIAL.....	143
5.1 PLANTA DE SANGOLQUÍ.....	143
5.1.1 Especificación de los equipos que conforman la cámara de calefacción.	143
5.1.1.1 Unidad manejadora de aire.....	143
5.1.1.2 Difusores y rejillas de retorno.....	144
5.1.1.3 Termostato.....	145
5.2 PLANTA DE GUAYAQUIL	147
5.2.1 Especificaciones de los equipos que conforman el sistema de acondicionamiento de aire.....	147
5.2.1.1 Equipo de acondicionamiento	147
5.2.1.2 Difusores y rejillas de retorno.....	148
5.2.1.3 Termostato.....	149
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	151
6.1 CONCLUSIONES	151
6.2 RECOMENDACIONES	152
BIBLIOGRAFÍA.....	153
ANEXO A COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN BODEGA DE SANGOLQUÍ	157
ANEXO B COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN BODEGA DE GUAYAQUIL.....	163
ANEXO C CONDICIONES TERMO-HIGROMÉTRICAS CIUDAD DE SANGOLQUÍ	169

ANEXO D CONDICIONES TERMO-HIGROMÉTRICAS CIUDAD DE GUAYAQUIL	175
ANEXO E SEGUNDA ITERACIÓN DE LA CARGA DE CALEFACCIÓN BODEGA DE SANGOLQUÍ.....	181
ANEXO F DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE BODEGA DE GUAYAQUIL	193
ANEXO G CALOR DE ENFRIAMIENTO DEL PRODUCTO BODEGA DE GUAYAQUIL	199
ANEXO H CARGA DE REFRIGERACIÓN BODEGA DE GUAYAQUIL	203
ANEXO I CATÁLOGO DEL EQUIPO DE CALEFACCIÓN.....	207
ANEXO J CATÁLOGO DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN	213
ANEXO K DIAGRAMA DE PÉRDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS	217
ANEXO L PÉRDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS CÁMARA DE TDI.....	221
ANEXO M PÉRDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS.....	231
ANEXO N CATÁLOGO DE DIFUSORES	235
ANEXO O CATÁLOGO DE REJILLAS DE RETORNO.....	239
PLANOS	243

TABLAS

Tabla 2.1	Espesores de la lámina de acero.....	51
Tabla 2.2	Uniones transversales en ductos rectangulares	52
Tabla 2.3	Refuerzos en ductos rectangulares	53
Tabla 3.1	Cantidad de materia prima	58
Tabla 3.2	Dimensiones de la bodega de Sangolquí	59
Tabla 3.3	Propiedades termodinámicas materiales de construcción.....	60
Tabla 3.4	Condiciones circunambientales Sangolquí	61
Tabla 3.5	Características de los ocupantes Sangolquí.....	62
Tabla 3.6	Características del alumbrado Sangolquí	62
Tabla 3.7	Característica de funcionamiento Sangolquí	63
Tabla 3.8	Cantidad de materia prima Guayaquil	65
Tabla 3.9	Dimensiones de la bodega de Guayaquil	66
Tabla 3.10	Propiedades termodinámicas materiales de construcción.....	67
Tabla 3.11	Condiciones circunambientales Guayaquil	67
Tabla 3.12	Características de los ocupantes Guayaquil.....	68
Tabla 3.13	Características del alumbrado Guayaquil	69
Tabla 3.14	Característica de funcionamiento Guayaquil	70
Tabla 3.15	Propiedades termodinámicas del polioli-copolimérico	71
Tabla 3.16	Propiedades termodinámicas del TDI.....	71
Tabla 3.17	Propiedades termodinámicas del polioli	71
Tabla 3.18	Condiciones interiores de diseño Sangolquí.....	77
Tabla 3.19	Condiciones interiores de diseño para Guayaquil.....	78
Tabla 3.20	Condiciones exteriores de diseño Sangolquí.....	80
Tabla 3.21	Condiciones exteriores de diseño Guayaquil.....	81
Tabla 3.22	Dimensiones de la cámara de calefacción	97

Tabla 3.23	Coeficientes de transferencia de calor para cámara de TDI	98
Tabla 3.24	Condiciones interiores de diseño para la cámara de TDI.....	112
Tabla 3.25	Cargas internas bodega de Guayaquil.....	114
Tabla 3.26	Orientación de las paredes bodega de Guayaquil	116
Tabla 3.27	Diferencia de temperatura para las paredes y techo soleados .	118
Tabla 3.28	Insolación máxima en Julio a 40° de latitud norte	119
Tabla 3.29	Insolación máxima en Febrero a 2° de latitud sur	119
Tabla 3.30	Factor de corrección por color de pared y techo	120
Tabla 3.31	Diferencia de temperatura equivalente corregida Guayaquil.....	120
Tabla 3.32	Ganancia de calor a través de la estructura.....	121
Tabla 3.33	Ganancia de calor por infiltraciones bodega de Guayaquil.....	122
Tabla 3.34	Calores de interés bodega de Guayaquil	123
Tabla 4.1	Matriz de selección del equipo de calefacción	129
Tabla 4.2	Matriz de selección del equipo de refrigeración	130
Tabla 4.3	Comprobación del caudal de refrigeración.....	132
Tabla 4.4	Pérdida de presión en ductos de suministro	135
Tabla 4.5	Pérdida de presión ducto de retorno	137
Tabla 4.6	Pérdida de presión en ductos bodega de Guayaquil.....	139
Tabla 5.1	Especificaciones de la manejadora de aire	144
Tabla 5.2	Especificaciones de los difusores	144
Tabla 5.3	Especificaciones de las rejillas de retorno.....	145
Tabla 5.4	Especificaciones del termostato	145
Tabla 5.5	Presupuesto referencial de la cámara de calefacción.....	146
Tabla 5.6	Especificaciones de la evaporadora.....	147
Tabla 5.7	Especificaciones de los difusores	148
Tabla 5.8	Especificaciones de las rejillas de retorno.....	148

Tabla 5.9	Especificaciones del termostato	149
Tabla 5.10	Presupuesto referencial sistema de aire acondicionado	150

ILUSTRACIONES

Ilustración 3.1	Ubicación geográfica de la bodega	64
Ilustración 3.2	Ubicación de rejillas de suministro	75
Ilustración 3.3	Pérdida de calor a través de la estructura	82
Ilustración 3.4	Condiciones de interés Sangolquí	88
Ilustración 3.5	Entalpía de ingreso vs. caudal de calefacción.....	94
Ilustración 3.6	Ampliación de la gráfica 3.5.....	94
Ilustración 3.7	Entalpía vs. caudal para la cámara de TDI.....	99
Ilustración 3.8	Pérdidas de calor a través de la estructura de la cámara...106	
Ilustración 3.9	Evolución del aire a través del equipo de refrigeración	124

RESUMEN

Este proyecto contempla el diseño y la construcción de la cámara de calefacción para 24 tanques de di-isocianato de tolueno (TDI) de 55 galones de capacidad y el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire para la bodega de Guayaquil en la que se encuentran dos tanques fijos de polioliol y polioliol-copolimérico de 4000 galones cada uno.

En la bodega de Sangolquí se proyectó una cámara que mantenga el ambiente interior a una temperatura de 22° C y una humedad relativa que oscila entre 30 y 40%; estas condiciones garantizan que **el producto** alcance una temperatura de 20° C en el transcurso de las 12 horas de almacenamiento.

Para lograr estas condiciones se requiere de un equipo de calefacción que supere una carga de 10 kW con un caudal de 1200 CFM impulsados por un ventilador de SP=0.5" c.a. El control de las condiciones termo-higrométricas al interior de la cámara se realiza mediante un termostato que censa la temperatura del aire de retorno a la unidad manejadora de aire.

Para la bodega de Guayaquil se ha previsto de un sistema de acondicionamiento de aire que mantenga el recinto a una temperatura de 20° C y una humedad relativa entre 50 y 60%. Bajo estas condiciones se garantiza que los 8000 galones de polioliol y polio-copolimérico obtengan una temperatura adecuada para el proceso de fabricación de espuma de poliuretano.

La carga a vencer en la bodega de Guayaquil es de 48000 BTU/h con un caudal de 1600 CFM. Pero se recomienda instalar 2 manejadoras de aire de 24000 BTU/h con un caudal de 700 CFM y un SP=0.5" c.a. comandadas por un termostato digital que se colocará al interior de la bodega.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES

Entre las diferentes unidades operativas de la empresa CHAIDE y CHAIDE S.A. se encuentra la “**unidad de espuma**”. El objetivo de esta unidad es fabricar espuma de diferentes densidades que luego serán utilizadas para ensamblar los colchones. Esta unidad se subdivide en: bodega de materia prima y fabricación de espuma.

La bodega de materia prima almacena los químicos necesarios para producir la reacción química que concluye con la formación del bloque de espuma. Estos químicos son: **di-isocianato de tolueno (TDI), poliol y poliol-copolimérico**.

El sector de fabricación consta de equipos para la mezcla de los químicos, rieles de transporte del producto terminado y un espacio para el almacenamiento de los bloques de espuma.

Siendo la tendencia actual de la industria controlar mejor sus procesos de fabricación para obtener productos de alta calidad; este proyecto contempla el diseño de un sistema que controle las condiciones ambientales en las bodegas de materia prima tanto en la nueva planta de Sangolquí como en la planta de Guayaquil a fin de garantizar unas condiciones adecuadas para los químicos y por consiguiente un producto terminado de alta calidad.

Para ello es importante definir las condiciones actuales en las que se almacenan los productos necesarios para la fabricación de la espuma de poliuretano.

1.1.1 SITUACIÓN ACTUAL

1.1.1.1 Planta industrial de Quito

Tomando en cuenta que se ha programado que la planta de Sangolquí entre a funcionar a mediados del mes de Agosto del 2005, la fabricación de espuma para la región sierra se realiza en la planta industrial de Guajaló, al sur de la ciudad de Quito. En esta planta se mantiene el mismo esquema de la unidad de espuma, es decir una zona de almacenamiento de químicos (materia prima) y otra zona donde se fabrica la espuma para colchones.

Aunque lo deseable es un control exacto de la temperatura para todos los químicos, especialistas de CHAIDE y CHAIDE han determinado que en el caso del **poliol y poliol-copolimérico**, estos no necesitan de un control de su temperatura; pues la temperatura que alcanzan los productos (entre 12 y 18° C) al momento de ingresar al proceso de fabricación y después de permanecer en la bodega sin ningún tipo de control de las condiciones interiores de temperatura y humedad, no afecta de manera palpable al producto final.

Por el contrario, el **TDI** requiere de un control de su temperatura pues al ser su punto de congelación de 13° C, temperatura que sin ningún problema se puede alcanzar al interior de la bodega en los meses de invierno; el producto que viene en tanques cerrados de 55 galones se congela y sus propiedades químicas se modifican, produciendo una espuma de poliuretano defectuosa.

Para solventar este inconveniente con el TDI, la bodega de Quito cuenta con una cámara de calefacción para 18 tanques, cada uno de 55 galones de capacidad. Sin embargo, esta cámara presenta los siguientes inconvenientes: el sistema de control de la temperatura de la cámara se encuentra averiado, el flujo de ingreso y egreso de los tanques es inadecuado (el primer tanque en calentarse, es el último en ingresar al proceso), no ha recibido mantenimiento,

es de tipo fija lo cual hace imposible el traslado de la cámara a la nueva planta de Sangolquí.

1.1.1.2 Planta industrial de Guayaquil

En Guayaquil, el **TDI** no sufre problemas de congelamiento debido a las altas temperaturas ambientales de la ciudad, las cuales son siempre mayores al punto de congelamiento del TDI. Esto ha permitido almacenar el TDI al interior del galpón sin ningún tipo de control ambiental y garantizando un producto terminado aceptable.

El **poliol** se almacena al exterior del galpón en un tanque horizontal de 4000 galones y es llevado a la zona de fabricación a través de una bomba. El **poliol-copolimérico** se almacena dentro del galpón en tanques individuales de 55 galones. Pero se piensa a futuro almacenar el poliol-copolimérico en otro tanque horizontal ubicado al lado del de poliol.

Para las condiciones de Guayaquil los especialistas de CHAIDE y CHAIDE han detectado que temperaturas superiores a los 20° C en el **poliol y poliol-copolimérico** provocan un lote de espuma con varias unidades de calidad disminuida.

1.1.2 NECESIDAD INSATISFECHA

En la nueva planta de Sangolquí se requiere de un sistema de climatización que controle la temperatura de almacenamiento del **TDI** a fin de que este no sufra congelamiento. Además se puede aprovechar este control para dotar al TDI de la temperatura óptima requerida al momento de la mezcla con los demás reactivos que forman la espuma de poliuretano. Esta temperatura es de 20° C, según los especialistas de CHAIDE y CHAIDE.

En la planta de Guayaquil se requiere de un sistema que controle la temperatura del **poliol y poliol-copolimérico** de manera que puedan mantenerse a una temperatura adecuada al momento de efectuarse la reacción química; esta temperatura es de 20° C.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

- I. Diseñar y construir para la planta industrial de Sangolquí un sistema de climatización que mantenga **24 tanques de TDI** a una temperatura de **20° C** y rodeados de un ambiente seco cuya humedad relativa esté entre el **30 y 40%**.

- II. Diseñar para la planta industrial de Guayaquil un sistema de climatización que mantenga **4000 galones de poliol y 4000 galones poliol-copolimérico** a una temperatura de **20° C** y en contacto con una atmósfera de humedad relativa entre **50 y 60%**.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 GENERAL

Diseñar un sistema de climatización para las bodegas de materia prima de CHAIDE y CHAIDE S.A. en las ciudades de Sangolquí y Guayaquil, que cumpla con todos los requerimientos del cliente y sean económicamente viables de ser realizados.

1.3.2 ESPECÍFICOS

Proyecto de Sangolquí:

- Diseñar y construir una cámara de calefacción a fin de permitir un ingreso y un egreso adecuado de los tanques de TDI.
- Determinar la carga de calefacción requerida para mantener el TDI en condiciones óptimas de operación, es decir 20° C.
- Seleccionar un equipo de calefacción que permita mantener un flujo de aire caliente adecuado dentro de la cámara.
- Diseñar un sistema de ductos de inyección y retorno de aire caliente para baja velocidad.
- Diseñar un sistema de control que mantenga las condiciones térmicas adecuadas al interior de la cámara.

Proyecto de Guayaquil:

- Determinar la carga de refrigeración requerida para mantener el polioli y polioli-copolimérico en condiciones óptimas de operación, es decir 20° C y con una atmósfera de 50 a 60% de humedad relativa.
- Seleccionar un equipo de refrigeración que permita mantener un flujo de aire adecuado dentro de la cámara.

- Diseñar un sistema de ductos de inyección y retorno para el aire acondicionado.
- Diseñar un sistema de control que mantenga las condiciones térmicas adecuadas al interior de la bodega.

1.4 ALCANCE

Proyecto de Sangolquí:

- Diseño y construcción de la cámara de calefacción.
- Determinación de la carga de calefacción en bodega y cámara.
- Selección del equipo de calefacción de aire.
- Diseño del sistema de distribución de aire caliente.
- Diseño y selección del sistema de control y monitoreo.

Proyecto de Guayaquil:

- Determinación de la carga de refrigeración.
- Selección del equipo de refrigeración.

- Diseño del sistema de distribución de aire acondicionado.
- Diseño y selección del sistema de control y monitoreo.

CAPÍTULO 2

NORMAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

En este capítulo se establecen ciertas normas que encaminarán el diseño de una manera correcta. No es objeto de éste apartado hacer una reproducción de todas las normas, por el contrario se han seleccionado únicamente las recomendaciones de interés para el proyecto. Entre las normas utilizadas se encuentran las siguientes:

- ASHRAE: Sociedad americana de ingenieros de la calefacción, refrigeración y el aire acondicionado.
- ASTM: Sociedad americana de prueba y materiales.
- SMACNA: Asociación nacional de constructores de ductos de aire acondicionado.

2.1 NORMAS PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS HVAC

Un sistema HVAC¹, según sus iniciales, incluye todos los sistemas que tienen que ver con la calefacción, ventilación y aire acondicionado. Todos estos sistemas al igual que los de refrigeración se tratan en las normas ASHRAE.

¹ HVAC : heating, ventilation and air conditioning

2.1.1 NORMA ASHRAE

2.1.1.1 Aire acondicionado industrial

Plantas industriales, depósitos, bodegas, laboratorios, plantas de energía nuclear y cuartos de procesamiento de datos son diseñados para actividades específicas y condiciones ambientales particulares que incluyen: ***temperatura, humedad, movimiento, calidad² y limpieza del aire.***

Los contaminantes aéreos que se generan al interior del local deben ser colectados y tratados antes de ser descargados al ambiente o retornar al local.

Algunas edificaciones industriales requieren de una gran cantidad de energía, tanto para los procesos de manufactura como para el mantenimiento de las condiciones ambientales requeridas para el proceso. Es por esto, que la energía debe utilizarse de manera adecuada tomando en cuenta ciertos criterios como el aislamiento, ventilación eólica, energía solar, recuperación del calor eliminado en los sistemas de refrigeración.

La eficiencia del trabajador aumenta cuando el ambiente es confortable, se minimiza la fatiga, se facilita la comunicación y se mantiene al trabajador libre de ambientes riesgosos para la salud. Esto hace que se deba controlar la temperatura y humedad del ambiente o proveer al trabajador de una atmósfera fresca a fin de evitar el estrés por exceso de calor. Mantener bajos niveles de ruido y controladas las emisiones de vapores tóxicos también son parámetros a tomar muy en cuenta en un diseño de tipo industrial.

² Cuando se habla de calidad del aire generalmente se hace referencia a condiciones de filtrado y sonoridad.

2.1.1.1.1 Requerimientos generales

Generalmente temperaturas, humedad y necesidades específicas de ventilación para el almacenamiento, manufactura y procesamiento son de los requerimientos más usados dentro del diseño industrial.

2.1.1.1.2 Requerimientos del producto y del proceso

Un proceso o producto puede requerir del control de uno o varios de los siguientes parámetros:

1. Recuperación de la humedad
2. Velocidad de la reacción química
3. Velocidades de reacción bioquímica
4. Velocidad de cristalización
5. Exactitud y uniformidad del producto
6. Corrosión y abrasión
7. Electricidad estática
8. Limpieza de aire
9. Resistencia del producto

2.1.1.1.3 Requerimientos del trabajador

Las condiciones necesarias para conseguir estándares de salud y seguridad, limitar la exposición a altas temperaturas y contaminantes ambientales son establecidas por la “Conferencia Gubernamental Americana de Higiene

Industrial” (ACGIH) y por los estándares de seguridad y salud ocupacional OSHAS.

- *Control de los niveles térmicos*

En plantas que no necesitan de un control específico de las condiciones ambientales para el proceso o el producto se puede mantener unas condiciones que estén dentro del rango de 20 a 38° C y una humedad relativa de 25 a 60%.

- *Control de los niveles de contaminación*

Materiales tóxicos están presentes en muchas plantas industriales y laboratorios. En este tipo de plantas, las condiciones del aire y los sistemas de ventilación deben minimizar la exposición humana a los materiales tóxicos. Cuando estos materiales se mezclan con el aire pueden incluso contaminar ambientes aledaños.

2.1.1.1.4 Consideraciones para el diseño

Para seleccionar el equipo, las condiciones ambientales necesarias tanto para el producto como para el trabajador deben ser conocidas. Se debe consultar con el dueño del establecimiento ciertos criterios de diseño como niveles de temperatura y humedad, energía disponible y oportunidad de recuperarla, limpieza, procesos de extracción, localización y dimensionamiento de maquinaria que pueda producir calor, niveles de iluminación, frecuencia del equipo utilizado, factor de carga, frecuencia de las cargas y descargas de materia prima y niveles de ruido admisibles.

Se deben hacer consideraciones adicionales cuando los procesos de manufactura generan gran contaminación. Si estos contaminantes no son controlados por medio de barreras físicas; contaminantes difíciles de controlar como neblinas de prensas, o humos y vapores de soldadura, pueden migrar hacia área de ensamblado final, limpieza de metales o impresión y causar serios problemas.

Debido al cambio significativo de temperatura radiante, el aislamiento debe ser evaluado como costo de implantación y operación, se debe ahorrar en calefacción y refrigeración, eliminar la condensación o mantener un control. Cuando se requieren altos niveles de humedad dentro de las edificaciones, la estructura y el sistema de acondicionamiento de aire deben prever el daño por condensaciones.

Nuevas edificaciones industriales son generalmente de una sola planta con techos planos y de gran altura para distribuir los servicios sin interferir con los procesos de operación. Fluorescentes fijos se montan a distancias de 3.70 metros, fluorescentes de alta capacidad a 6 metros y lámparas de sodio de alta presión sobre los 6 metros.

El diseño de la iluminación contempla la calidad de luz, la dirección, los grados de difusión, las dimensiones del cuarto, la altura de montaje y la economía. Los niveles de iluminación son recomendadas por la "Sociedad Americana de Iluminación"

Los sistemas de acondicionamiento de aire pueden ser ubicados en lo alto de la edificación. Sin embargo, el diseñador requiere de un trabajo coordinado para montar el equipo y los ductos sin interrumpir el funcionamiento de los sistemas contra incendios, de iluminación, agua potable, aire comprimido, sistema eléctrico, etc.

La producción de materiales pueden requerir de la apertura de puertas exteriores que acarrearán una gran cantidad de aire exterior. Algunas operaciones requieren de un control exacto de la temperatura, humedad y cantidad de contaminantes. El tiempo de operación ayuda en la estimación de la carga de calefacción y refrigeración.

2.1.1.1.5 Cálculo de la carga térmica

En la estimación de la carga térmica intervienen los siguientes componentes de la carga.

- Solar y transmisiones

La carga solar sobre el techo generalmente es una de las más elevadas entre las cargas adquiridas por la edificación; usualmente, esta carga representa una gran parte del total. Los techos suelen ser pintados para minimizar el calor ganado.

La carga a través de las paredes a menudo es insignificante, y la mayoría de las plantas nuevas no tienen ventanas en sus áreas de manufactura, por lo que la carga solar a través de los cristales o ventanas no está presente.

- Generación de calor interno

El proceso, productos, herramientas, maquinaria y trabajadores generan calor interno. Las personas, maquinarias e iluminación constituyen cargas de tipo sensible; de estas, la maquinaria genera usualmente la carga más elevada.

La carga por iluminación es generalmente insignificante. El calor ganado por las personas es negligente en las áreas de procesos. El calor generado por la operación de los equipos es difícilmente estimado. Valores aproximados pueden determinarse por el estudio de registros en la subestación eléctrica.

En la mayoría de aplicaciones industriales la carga latente es mínima y se debe principalmente a la presencia de personas e infiltraciones de aire exterior, siendo este último el de mayor contribución. En estas áreas el factor de calor sensible (RSHF³) es muy próximo a 1.

Algunos procesos como la fabricación de papel requieren de una gran cantidad de humedad. Esta humedad y su condensación sobre superficies frías deben ser consideradas.

- Efecto de estratificación

La carga de refrigeración puede ser dramáticamente reducida en un espacio de trabajo que toma ventajas del efecto de estratificación, el cual establece una franja de estancamiento de aire justo bajo el techo; manteniendo la circulación de aire al mínimo.

El componente convectivo de las fuentes de alta energía en el techo, partes altas de las paredes y niveles elevados de iluminación tiene un pequeño impacto en la carga de refrigeración en las zonas bajas de ocupación.

Una porción del calor generado por las fuentes como la maquinaria en las zonas de baja ocupación no constituye parte de la carga de refrigeración.

³ RSHF: Factor de calor sensible del cuarto

Debido a la radiación y el efecto de flotabilidad, 20-60% de la energía sube hacia el estrato superior. La cantidad que sube depende del tipo de construcción, movimiento del aire, temperatura de la fuente, espacios adyacentes y el aire.

Los ductos de suministro y retorno deben estar lo más bajo posible para impedir un contacto directo con las capas calientes de los contornos. La ubicación de los difusores de suministro generalmente establece el límite del aire caliente estratificado. Para las áreas con cantidades de aire de suministro mayores a 2 CFM⁴ por pie cuadrado de superficie, la temperatura del aire de retorno se aproxima a la del inicio del flujo de aire de suministro y sólo un poco mayor que la del final del tiro. Con bajas cantidades de aire, el aire de retorno es más caliente que el aire de suministro al final del tiro.

- Recuperación del aire

Recuperar el aire que ha sido filtrado, calentado, enfriado, humidificado y/o deshumidificado es introducirlo para reemplazar el aire de extracción, proveer ventilación e incluso presurizar el edificio. Para el funcionamiento de los sistemas de extracción, el aire debe entrar al edificio por infiltración o a través del equipo de acondicionamiento de aire. El sistema de acondicionamiento de aire debe ser capaz de calentar o enfriar el aire exterior necesario para reemplazar el de extracción. Reutilizar el calor del aire de extracción puede reducir de manera substancial la carga debida al ingreso del aire exterior.

La extracción en edificaciones acondicionadas debería ser reducida al mínimo a través de campanas adecuadas o reubicando los procesos de extracción hacia áreas que no requieran del acondicionamiento de aire. Con frecuencia se excede en el aire de recuperación a fin de proveer una presurización del

⁴ CFM: pies cúbicos por minuto

edificio, y así reducir las infiltraciones, el efecto chimenea y las extracciones ineficientes bajo ciertas condiciones del viento.

- Calor del ventilador

El calor procedente de los ventiladores de suministro y retorno se consideran dentro de la carga de refrigeración. Esta energía no es parte del calor sensible del cuarto a excepción de los ventiladores de suministro que se encuentran aguas abajo del aparato de acondicionamiento.

2.1.1.1.6 Selección de equipos y sistemas

Entre los equipos de aire acondicionado industrial se incluyen dispositivos de calefacción y refrigeración, manejadoras de aire, filtros y sistemas de distribución de aire. Para proveer de un ciclo de vida de bajo costo, los componentes deben seleccionarse y diseñarse para una larga vida con un bajo costo de mantenimiento y operación.

Estos sistemas pueden consistir de:

1. Sólo calentamiento: en climas fríos donde el sistema de ventilación provee confort para los trabajadores.
2. Lavadores de aire: donde se requiere de grandes humedades y al mismo tiempo un enfriamiento del ambiente.
3. Calentamiento y refrigeración mecánica: donde el control de la temperatura y humedad relativa es requerido para los procesos y donde

el nivel de actividad es muy alto para ser satisfecho por otros tipos de enfriamiento.

Todos los sistemas incluyen un mecanismo de filtrado de aire adecuado para controlar los contaminantes que ingresan al local. Una cuidadosa evaluación determinará las zonas que requieren de un control especial.

Las manejadoras de aire calientan, enfrían, humidifican y deshumidifican aire que es distribuido hacia el área de trabajo. Estas pueden inyectar todo o una parte de aire exterior dependiendo de los requerimientos de la planta. Las unidades manejadoras de aire suelen ser ensambladas en fábrica o se construyen en módulos.

2.1.1.1.7 Sistemas de calefacción

- Calefacción de pisos

La calefacción de pisos es muy adecuada en edificios industriales, particularmente en grandes zonas industriales, parqueaderos y áreas de ensamble donde los trabajadores pueden estar cerca del piso o donde grandes puertas de acceso dificultan mantener una temperatura ambiental adecuada.

Como auxiliares al sistema principal de calefacción, los pisos pueden temperarse entre 18° C y 21° C mediante sistemas hidrónicos embebidos, cables de resistencia eléctrica, o ductos de aire caliente. Los elementos de calefacción pueden ser enterrados de 6 a 18 pulgadas desde la superficie del piso.

- Unidades de calefacción

Las unidades de calefacción de gas, aceite, electricidad, agua caliente o vapor con ventiladores de propulsión son usadas para áreas puntuales, múltiples o edificaciones enteras. Las temperaturas pueden variar gracias al control local de un termostato.

Las unidades de calefacción se ubican de manera que la descarga pueda alcanzar el piso y fluya de manera adyacente y paralela a las paredes exteriores. Estas son espaciadas de manera que la descarga de un calefactor está cercana a la del siguiente, para así producir un movimiento circular del aire caliente. En los edificios industriales con calor producido por el proceso mucho calor se estratifica en las zonas altas del local.

Unidades de calefacción de gas y combustible no deben usarse donde existen vapores corrosivos. Las unidades de calefacción tienen un funcionamiento adecuado con un mantenimiento regular o periódico en condiciones ambientales agresivas.

Los ventiladores de propulsión requieren menor mantenimiento que los centrífugos. Estos ventiladores centrífugos usualmente se requieren si el calor va a ser distribuido en varias áreas.

- Calentadores de ductos

Estos incluyen calefactores de llama directa e indirecta, unidades de calefacción y ventilación. En estos sistemas se hace imprescindible la presencia de ventiladores de tipo centrífugo.

- Puertas de calefacción

Estos sistemas se utilizan en industrias donde la cantidad de aire que ingresa a través de las puertas es muy grande y afectan a las condiciones ambientales requeridas para el proceso. Las unidades de calefacción en puertas necesitan de ventajas como presión negativa.

- Infrarrojos

Los calefactores infrarrojos de alta intensidad (gas, aceite o eléctricos) transmiten energía directamente a los ocupantes, piso, maquinaria y otros componentes del edificio, sin un apreciable calentamiento del aire. Algo del aire caliente se debe a la convección desde las superficies calientes. Los calefactores infrarrojos cercanos emiten una cantidad apreciable de luz visible.

2.1.1.1.8 Sistemas de enfriamiento

Los sistemas de enfriamiento incluyen equipos de refrigeración, enfriadores de agua, enfriadores evaporativos y ventilación de alta velocidad.

Para operaciones de manufactura, particularmente industria pesada donde el enfriamiento mecánico no es económicamente justificado, los sistemas de enfriamiento evaporativo proveen de buenas condiciones de trabajo. Si la operación requiere un trabajo físico pesado, enfriamiento localizado por ventilación, enfriamiento evaporativo o aire refrigerado puede ser usado.

Para manejar las condiciones ambientales del verano, puede ser apropiado el ingreso de grandes cantidades de aire exterior a través de la ventilación en algunas áreas donde los procesos desprenden gran calor. En estas

operaciones siempre se requiere de un sistema de distribución de aire adecuado.

- Enfriadores de agua

El enfriamiento de agua por refrigeración puede usarse en un equipo de acondicionamiento centralizado. El equipo mecánico central de agua helada usa sistemas de refrigeración de desplazamiento positivo, centrífugo o de absorción. Bombeado a través de las unidades terminales de enfriamiento, el agua helada absorbe el calor, para luego retornar al equipo de enfriamiento.

Sistemas centralizados rechazan calor a través de una torre de enfriamiento. El calor puede ser transferido a otras secciones del edificio donde el calentamiento o recalentamiento sea requerido, y la unidad de enfriamiento se transforme en un recuperador de energía.

El recuperador de calor de refrigeración es una unidad ventajosa en edificios con necesidades simultáneas de calentamiento y enfriamiento para diferentes zonas de la edificación.

Cuando espacios interiores son enfriados con una combinación de aire exterior y agua helada mediante enfriadores recíprocos o centrífugos con condensadores recuperadores de calor, agua caliente a temperaturas superiores a los 43° C está disponible para ser utilizada.

- Sistemas de enfriamiento evaporativo

Los sistemas de enfriamiento evaporativo pueden ser enfriadores evaporativos o lavadores de aire. Los enfriadores evaporativos tienen aspersores de agua directamente sobre una superficie mojada a través de la cual se mueve el aire.

Un lavador de aire recircula el agua, y el flujo de aire atraviesa un área de neblina de agua. El agua atomizada en la corriente de aire se evapora y el agua enfría el aire. Agua refrigerada puede enfriar y humidificar simultáneamente el aire.

El enfriamiento evaporativo ofrece oportunidades para la conservación de la energía, particularmente en estaciones intermedias. En muchas industrias, el control sobre el sistema de enfriamiento evaporativo se da tanto para la temperatura como para la humedad relativa. En estos sistemas, el agua atomizada es normalmente refrigerada, y un serpentín de recalentamiento se usa con frecuencia.

La temperatura y humedad de la corriente de aire existente puede controlarse por una variación de la temperatura del enfriador de agua y el serpentín de recalentamiento y variando la cantidad de aire que atraviesa por el serpentín con un termostato de control del punto de rocío.

Se debe tener cuidado con la acumulación de polvo en los sistemas de enfriamiento evaporativo. Por eso es necesario filtrar el aire antes de atravesar el equipo de enfriamiento evaporativo. El calor del ventilador, las fugas e infiltraciones tienen que ser consideradas al momento del diseño. Un tratamiento químico del agua también es necesario a fin de garantizar un correcto funcionamiento del sistema y evitar las incrustaciones y taponamientos en las tuberías y desagües.

2.1.1.1.9 Operación y mantenimiento de los dispositivos

Todos los diseños deben incluir amplios espacios para la limpieza, servicio y reemplazar rápidamente cualquier pieza que haya sido afectada. El mantenimiento de equipos que rechazan calor al calentar o refrigerar es esencial para el propio funcionamiento sin desperdicio de energía.

Para sistemas dependientes, el tratamiento del agua es esencial. Limpiadores de aire y torres de enfriamiento no deben operar con agua que no sea tratada adecuadamente.

El mantenimiento de sistemas de calefacción y refrigeración incluyen el cambio o limpieza del sistema de filtrado. Aplicaciones industriales usualmente sucias requieren de una adecuada selección de filtros, una cuidadosa instalación que permita una derivación, y un prudente cambio de filtros para prevenir una sobrecarga. Suciedad en ductos y aletas curvas del ventilador reduce apreciablemente la capacidad del equipo.

Los rodamientos de ventiladores y motores requieren lubricación, las bandas de los ventiladores necesitan inspecciones periódicas. Sistemas de panel infrarrojo usualmente requieren un menor mantenimiento que equipos con filtros y ventiladores, sin embargo unidades que queman gas requieren mayor atención que los calefactores eléctricos.

La calefacción con llama directa tiene un sistema relativamente simple de calefacción a través de un quemador que requiere poco mantenimiento en comparación con los sistemas de calefacción indirecto. Los calefactores indirectos de aceite requieren mayor mantenimiento que aquellos que funcionan con gas. Con ambos tipos, algunos dispositivos de seguridad y control requieren un mantenimiento periódico para asegurar una correcta operación. Calefactores de llama directa e indirecta deben ser inspeccionados al menos una vez por año.

Calefactores de vapor y agua caliente tienen poco mantenimiento en comparación con los sistemas que usan gas y aceites combustibles. Cuando se usan sistemas de refrigeración de bajas temperaturas, el calentamiento debe ser correctamente aplicado para prevenir el congelamiento de los serpentines.

2.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA MATERIALES Y PRODUCTOS

2.2.1 NORMA SMACNA

2.2.1.1 Diseño del sistema de ductos

Un sistema de ductos es un ensamble cuya finalidad es transportar el aire tratado hacia puntos específicos de distribución. ASHRAE ha clasificado estos sistemas en simples y duales.

Los sistemas de ductos deben ser diseñados usando criterios de ingeniería aceptados. Entre los métodos para el dimensionamiento de ductos se pueden utilizar: el método de reducción de la velocidad, método de pérdida de carga constante, método de recuperación estática, método de la presión total.

Un sistema de ductos puede contener ductos con presión positiva y negativa. Las velocidades de acarreo del aire pueden variar dentro del sistema. Por ejemplo, al atravesar serpentines o filtros la velocidad puede variar de 5 m/s (1000 FPM) a 15 m/s (3000 FPM). La velocidad en el ducto principal y los ramales puede ser constante o variar por niveles.

Al hablar de resistencia del ducto, deflexión y fugas, estas son funciones de la presión antes que de la velocidad. En los sistemas convencionales ruido, vibración y pérdida de fricción; por el contrario, son sinónimos de velocidad antes que de presión.

La presión en los ductos cerca de los difusores de aire suele encontrarse alrededor de 125 Pa (1/2" de c.a.)

2.2.1.2 Requerimientos generales en sistemas de ductos

Al llevar a cabo la acción de mover aire, el ensamble de ductos debe satisfacer ciertos criterios de funcionamiento básicos. Elementos de este sistema son hojas de metal, refuerzos, juntas y uniones. Los siguientes criterios deben ser considerados para el sistema de ductos y sus elementos:

1. Estabilidad dimensional: deformación y resistencia del ducto.
2. Contención del aire que es transportado: control de fugas de aire.
3. Vibración
4. Ruido: generación, transmisión o atenuación.
5. Exposición: daños, clima, temperaturas extremas, viento, atmósferas corrosivas, contaminación biológica, combustión cercana, etc.
6. Soporte: alineamiento y posición
7. Resistencia sísmica
8. Conductividad térmica: calor ganado o perdido y control de condensación.

2.2.1.3 Clasificación de los ductos

Los sistemas de conductos de impulsión se clasifican atendiendo a la velocidad y presión del aire dentro del conducto.

2.2.1.3.1 Velocidad

Existen dos tipos de sistemas de transmisión de aire empleados en el acondicionamiento de aire. Los de baja velocidad, o sistemas convencionales,

y los de gran velocidad. La línea divisoria entre estos dos sistemas no es precisa, pero se puede establecer la siguiente norma a título de orientación.

1. Acondicionamiento de aire para locales comerciales

Baja velocidad: hasta 12 m/s, normalmente de 6 a 12 m/s.

Alta velocidad: mayor a 12 m/s.

2. Acondicionamiento de aire para locales industriales

Baja velocidad: hasta 12 m/s, normalmente de 11 a 12 m/s.

Alta velocidad: de 13 a 15 m/s.

2.2.1.3.2 Presión

Los sistemas de distribución de aire se dividen en tres categorías en cuanto a la presión del aire en el conducto. Baja, media y alta presión. Esta clasificación corresponde a la misma que se utiliza en los ventiladores, que se clasifican como clase I, clase II y clase III, en la forma siguiente:

1. Baja presión, o clase I: hasta 90 mm de c.a.

2. Media presión, o clase II: desde 90 mm hasta 180 mm c.a.

3. Alta presión, o clase III: desde 180 hasta 300 mm c.a.

2.2.2 NORMA ASTM PARA DUCTOS

2.2.2.1 Lámina de acero

En la fabricación de los ductos se utilizará lámina lisa de acero galvanizado ASTM A252 de acuerdo con los calibres que se detallan a continuación.

Tabla 2.1 Espesores de la lámina de acero

<i>Lado mayor entre:</i>	<i>Calibre</i>
0" y 30"	Calibre 24 USG
31" y 54"	Calibre 22 USG
55" y 84"	Calibre 20 USG
Mayor a 85"	Calibre 18 USG

Fuente: SEING PROAÑO Cía. Ltda.

2.2.2.2 Uniones Transversales

Las uniones transversales entre secciones serán siguiente manera.

Tabla 2.2 Uniones transversales en ductos rectangulares

Lado mayor entre	Tipo de unión
0" y 24"	S-Slip
25" y 40"	Bar-Slip de 1"
41" y 60"	Bar-Slip reforzada con platina de 1"
Mayor a 60"	Unión bridada con ángulo de hierro de 1-1/2" x 1/8"

Fuente: SEING PROAÑO Cía. Ltda.

2.2.3 Uniones longitudinales

Las uniones longitudinales, en las esquinas de todos los ductos se realizarán mediante uniones tipo "pittsburgh". Para las uniones longitudinales que no correspondan a esquinas, se utilizarán uniones tipo "grapa interior".

2.2.4 Refuerzo

Dependiendo de los requerimientos del diseño los ductos pueden requerir de refuerzos a fin de adquirir la resistencia necesaria para transportar el aire hasta los lugares de distribución. Estos refuerzos se tabulan en base a las dimensiones del mayor lado del ducto.

Tabla 2.3 Refuerzos en ductos rectangulares

Lado mayor entre	Tipo de refuerzo
0" y 15"	Sin refuerzo
16" y 24"	Sin refuerzo, con lámina quebrada en forma de diamante.
25" y 41"	Refuerzo de ángulo de 1"x1"x1/8"
42" y 84"	Refuerzo de ángulo de 1 1/2"x1 1/2" x1/8"
Mayor a 85"	Refuerzo de ángulo de 2" x 2" x 1/4"

Fuente: SEING PROAÑO Cía. Ltda.

Los ángulos de refuerzo requeridos y los de uniones con brida serán remachados y no atornillados a la lámina del ducto.

2.3 NORMAS DE CHAIDE Y CHAIDE S.A.

La empresa CHAIDE y CHAIDE ha establecido sus propias normas para el manejo de los productos que intervienen en el proceso de fabricación de la espuma de poliuretano. A continuación se detallan aquellas que son de interés para este proyecto.

2.3.1 NORMAS PARA EL POLIOL Y POLIOL-COPOLIMÉRICO

Almacenamiento: El poliol y poliol-copolimérico deben almacenarse en una atmósfera seca bajo y siempre por debajo de los 54° C.

Temperatura de almacenamiento recomendada: De 20 a 25° C.

Transporte: El transporte aceptado para estos productos es el siguiente: vagones cisterna de 20 000 galones, camiones cisterna de 5 000 galones y tambores desechables de 55 galones.

Atención: Este producto se vende sólo para ser utilizado en instalaciones industriales. Remítase a la hoja de datos de seguridad de materiales para obtener detalles acerca de cumplimiento de normas, seguridad, riesgos y procedimientos en caso de derrame y desecho de este producto.

2.3.2 NORMAS PARA EL TDI

Almacenamiento: Almacene el producto en un ambiente seco (punto de rocío - 20° C) o en una manta de nitrógeno seco para aislar la humedad. La temperatura de almacenamiento para el TDI está entre 15.6 y 35° C. Mantener en lugar seco y bien ventilado.

Si se lo almacena por un periodo prolongado a más de 35° C se podría provocar un cambio en la calidad del producto. Por debajo de los 15.6° C el TDI se empezará a congelarse.

Si se produce un congelamiento parcial o total, caliente lentamente el producto a una temperatura entre 15.6 a 35° C para regresarlo a su estado líquido.

El producto debe ser bien mezclado antes del uso para asegurar que los isómeros se distribuyan uniformemente y se produzca la reactividad.

Temperatura de almacenamiento recomendada: De 20 a 25° C.

Transporte: El transporte aceptado para estos productos es el siguiente: vagones cisterna de 20 000 galones, camiones cisterna de 5 000 galones y tambores desechables de 55 galones.

Derrames y fugas: Evacuar la zona de peligro. Consultar a un experto en caso de grandes derrames. Recoger el líquido procedente de la fuga en recipientes tapados. Tratar el líquido residual con una mezcla de amoníaco (4-8%), detergente (2%) y agua. Absorber el líquido residual en arena o absorbente inerte y trasladarlo a un lugar seguro. Si el producto está en forma sólida depositarlo en recipientes. (Protección personal adicional: traje de protección completa incluyendo equipo autónomo de respiración).

Peligros químicos: La sustancia puede polimerizar bajo la influencia de bases, aminas terciarias y cloruros de acilo, con peligro de incendio y explosión. Por combustión, formación de vapores tóxicos y gases, incluyendo óxidos de nitrógeno e isocianatos. Reacciona fácilmente con agua, ácidos y alcohol, originando peligro de incendio y explosión.

Riesgo de inhalación: Por evaporación de esta sustancia a 20° C se puede alcanzar bastante rápidamente una concentración nociva en el aire.

Efectos de exposición de corta duración: La sustancia irrita los ojos, la piel y el tracto respiratorio. La inhalación del vapor puede originar reacciones asmáticas. La inhalación del vapor puede originar bronquitis química, neumonitis y edema pulmonar. Los efectos pueden aparecer de forma no inmediata. Se recomienda vigilancia médica.

Efectos de exposición prolongada: El contacto prolongado o repetido puede producir sensibilización de la piel. La exposición, inhalación prolongada o repetida puede originar asma. Esta sustancia es posiblemente carcinógena para los seres humanos.

Atención: Este producto se vende sólo para ser utilizado en instalaciones industriales. El TDI es un químico peligroso. Remítase a la hoja de datos de seguridad de materiales para obtener detalles acerca de cumplimiento de normas, seguridad, riesgos y procedimientos en caso de derrame y desecho de este producto.

CAPÍTULO 3

CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Este capítulo presenta los cálculos de carga, tanto de calefacción para la bodega de Sangolquí como de refrigeración para la bodega de Guayaquil. Para ello se inicia con un estudio del local, cuyo objetivo es determinar cuáles son los requerimientos de CHAIDE y CHAIDE para su materia prima. Una vez entendido el proceso y los requerimientos del cliente se establecen las condiciones interiores y exteriores de diseño. Finalmente con estos datos se determina la carga térmica, la cual es necesaria para el dimensionamiento y selección del equipo, que se analizará en el capítulo 4.

3.1 ESTUDIO DEL LOCAL

En una estimación realista de la carga térmica es fundamental un análisis minucioso de los componentes de carga en el espacio de interés. Por ello se dividió este estudio en dos partes. La primera contempla la bodega de Sangolquí y la segunda la bodega de Guayaquil.

3.1.1 BODEGA DE SANGOLQUÍ

3.1.1.1 Ubicación

La bodega se encuentra en el **“galpón de espuma”** de la planta industrial de CHAIDE y CHAIDE ubicada en la provincia de Pichincha, cantón Rumiñahui, ciudad de Sangolquí. Domiciliada en Av. Los Shyris lote 2, kilómetro 4 vía Sangolquí-Amaguaña.

3.1.1.2 Finalidad del local

El objetivo de esta bodega es almacenar los productos necesarios para la fabricación de espuma de poliuretano para colchones. Estos productos son: diisocianato de tolueno (TDI), polioliol y polioliol-copolimérico.

El almacenamiento del polioliol se lo realiza en un tanque fijo horizontal de 4500 galones, el mismo que se encuentra al interior de la bodega. El TDI y el polioliol-copolimérico se almacenan en tanques cerrados de 55 galones. Las dimensiones de estos tanques así como la cantidad del producto almacenado se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3.1 Cantidad de materia prima

<i>Químico</i>	<i>Almacenamiento</i>	<i>Dimensiones</i>	<i>Cantidad</i>
Polioliol	Tanque fijo horizontal	Ø=1.90 m L=6.00 m	4500 galones
Polioliol-copolimérico	Tanque de 55 galones	Ø=0.58 m L=0.89 m	12 unidades
TDI	Tanque de 55 galones	Ø=0.58 m L=0.89 m	24 unidades

Fuente: CHAIDE y CHAIDE S.A.

Aunque lo deseable sea un control en todos los químicos de la bodega, razones de orden económico obligan a prescindir de estos deseos para enfocar este proyecto al control de las condiciones del TDI. Es por este motivo que se ha pensado en el diseño de una cámara de calefacción similar a la que se encuentra en la planta industrial de Guajaló.

Sin embargo se hace imprescindible el cálculo de la carga térmica para la bodega con el objetivo de corroborar esta hipótesis. Para ello es necesario no

sólo definir las características de la bodega sino también de la cámara de calefacción.

3.1.1.3 Características arquitectónicas y constructivas

La bodega se ha construido con paneles de acero prefabricado para techos de 1 milímetro espesor. Este techo tipo triángulo se soporta en una estructura metálica con paredes de bloque de 15 centímetros de espesor y un enlucido de 1 centímetro a cada lado. El piso es de hormigón y tiene un espesor de 20 centímetros. Las dimensiones de la bodega, su superficie y volumen se presentan a continuación.

Tabla 3.2 Dimensiones de la bodega de Sangolquí

<i>Descripción</i>	<i>Magnitud</i>
Dimensiones	19.12 m x 6 m x 7.35 m
Perímetro	50.24 m
Perímetro exterior ⁵	19.12 m
Superficie	114.72 m ²
Volumen	692.94 m ³

3.1.1.4 Propiedades termodinámicas de los materiales de construcción

Para calcular el calor perdido a través de las estructuras de la bodega se necesita determinar el coeficiente global de transferencia de calor para cada

⁵ Perímetro exterior: Longitud total de los extremos exteriores o expuestos del piso.

uno de los elementos de la construcción. Estos cálculos se detallan en el **ANEXO A** y se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 3.3 Propiedades termodinámicas materiales de construcción

<i>Descripción</i>	<i>Material</i>	<i>Coefficiente global de transferencia</i>
Techo	Panel de acero + cielo raso	3.23 [W/m ² K]
Pared	Bloque + enlucido	2.96 [W/m ² K]
Pared	Panel de acero (steel panel)	6.67 [W/m ² K]
Piso	Hormigón sobre terreno	0.95 [W/m K] ⁶

3.1.1.5 Condiciones circunambientales

Aquí se consideran ciertas características que influyen en el cálculo de la carga de calefacción. Entre estas características se analiza si existen sistemas de calefacción en zonas aledañas, cuarto de calderas u otros equipos que generen grandes cantidades de calor. Si existen sistemas de ventilación se debe tomar en cuenta el efecto de los mismos sobre la carga térmica. También son de interés datos concernientes al piso; si este es un entrepiso, piso sobre tierra o bajo tierra como en el caso de un sótano.

⁶ Coeficiente de pérdida de calor en el extremo. Sus unidades están en [W/m K]

Tabla 3.4 Condiciones circunambientales Sangolquí

Condición	Comentario
Cuarto de calderos	No aplica
Cocinas industriales	No aplica
Sistemas de ventilación	No aplica
Tipo de piso	Sobre tierra

3.1.1.6 Ventanas

Si bien es importante determinar las dimensiones de las ventanas debido a que la transferencia de calor a través de estas es apreciable por el elevado coeficiente global de transferencia del vidrio. En la bodega de materia prima de Sangolquí no existe ningún tipo de ventanas.

3.1.1.7 Puertas

Las puertas intervienen en los cálculos de carga térmica no sólo permitiendo la ganancia o pérdida de calor a través de su estructura, además se debe tomar en cuenta al igual que en las ventanas el efecto que producen sobre las infiltraciones. La bodega contará con una puerta de ingreso para el personal de dimensiones 2.10 m x 1.90 m.

3.1.1.8 Ocupantes

A la bodega sólo ingresará personal autorizado para conectar el sistema que bombea el producto hacia la mezcladora. Máximo se contará con 3 personas

dentro de la bodega con una actividad de propia de las fábricas según las especificaciones de la ASHRAE.

Tabla 3.5 Características de los ocupantes Sangolquí

Grado de actividad	Marcha 5 km/h
Tipo de aplicación	Fábrica
Número de ocupantes	Máximo 3
Calor Sensible	135 [W]
Calor latente	158 [W]

Fuente: Manual de Aire Acondicionado - Carrier

3.1.1.9 Alumbrado

El tipo de alumbrado, las horas pico de funcionamiento y la potencia máxima influyen en la determinación de la carga térmica de refrigeración. Sin embargo no se recomienda tomar en cuenta este componente cuando se desea la carga de calefacción. A continuación se presenta un detalle con las características del alumbrado al interior de la bodega.

Tabla 3.6 Características del alumbrado Sangolquí

Tipo de alumbrado	Fluorescente
Cantidad	20 [W/m ²]
Horas de funcionamiento	10 horas
Potencia por foco	40 [W]

3.1.1.10 Maquinaria

Es importante determinar el efecto que tienen las maquinarias existentes dentro del local en el cálculo de la carga térmica. Debido a la naturaleza de la bodega no se encuentra ningún tipo de maquinaria funcionando al interior del local.

3.1.1.11 Ventilación

Con frecuencia es importante analizar el efecto de los sistemas de ventilación sobre la carga térmica. Si las corrientes de aire forzado de inyección o de extracción aumentan o disminuyen la carga térmica debido al volumen de aire introducido o extraído del local. En la bodega no se ha proyectado ningún sistema de ventilación mecánica.

3.1.1.12 Características de funcionamiento

A fin de utilizar de manera eficiente la energía es necesario establecer tanto las horas de funcionamiento del sistema HVAC como si el sistema requiere de un funcionamiento continuo, intermitente u ocasional. El abastecimiento de materia prima en bodega se realiza a partir de las 17:00 horas y se requiere que el producto tenga sus óptimas condiciones a las 6:00 horas del día siguiente a fin de iniciar la producción de espuma. Para no afectar las propiedades químicas del producto el calentamiento debe ser lento y uniforme.

Tabla 3.7 Característica de funcionamiento Sangolquí

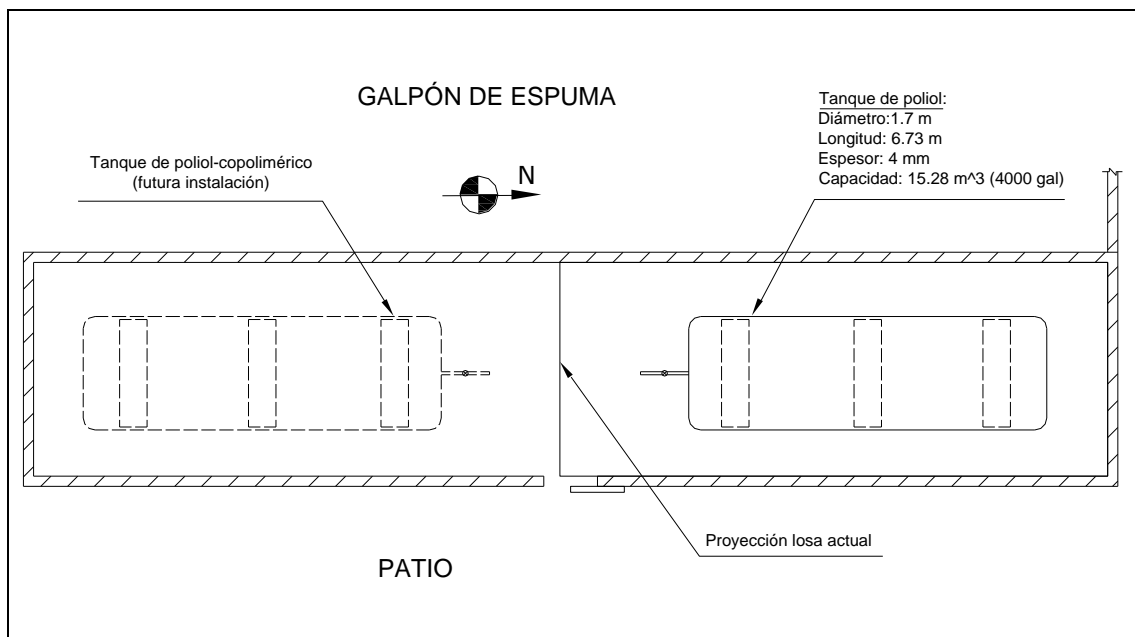
Tiempo de funcionamiento	12 horas
Tipo de funcionamiento	Continuo
Tipo de calentamiento	Lento y uniforme

3.1.2 BODEGA DE GUAYAQUIL

3.1.2.1 Ubicación

En Guayaquil la bodega se encuentra en la parte posterior del “galpón de espuma”; ubicada en la provincia del Guayas, cantón Guayaquil, ciudad de Guayaquil. Domiciliada en Av. Juan Tanca Marengo Km. 3 ½. La ubicación geográfica, dato necesario para el cálculo de la carga térmica se presenta en la siguiente gráfica.

Ilustración 3.1 Ubicación geográfica de la bodega



3.1.2.2 Finalidad del local

El objetivo de esta bodega es almacenar los productos necesarios para la fabricación de espuma de poliuretano para colchones. Estos productos son: diisocianato de tolueno (TDI), polioli y polioli-copolimérico.

El almacenamiento del polioliol se lo realiza en un tanque fijo horizontal de 4000 galones, el cual se encuentra, por el momento, al exterior del galpón (en el patio). El polioliol-copolimérico se almacena en tanques individuales de 55 galones, pero se ha proyectado a futuro almacenarlo en un tanque horizontal fijo similar al del polioliol. El TDI se almacena en tanques cerrados de 55 galones. Las dimensiones de estos tanques así como la cantidad del producto almacenado se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3.8 Cantidad de materia prima Guayaquil

<i>Químico</i>	<i>Almacenamiento</i>	<i>Dimensiones</i>	<i>Cantidad</i>
Polioliol	Tanque fijo horizontal	Ø=1.70 m L=6.73 m	4000 galones
Polioliol-Copolimérico	Tanque fijo horizontal	Ø=1.70 m L=6.73 m	4000 galones
TDI	Tanque de 55 galones	Ø=0.58 m L=0.89 m	24 unidades

Fuente: CHAIDE y CHAIDE S.A.

A diferencia de lo que sucede en la bodega de Sangolquí, el problema no se relaciona con el congelamiento del TDI, pues las temperaturas en la ciudad de Guayaquil están sobre la temperatura de congelamiento del producto.

Lo que requieren, según lo manifestaron los especialistas de CHAIDE y CHAIDE, es estabilizar la temperatura del polioliol y polioliol-copolimérico. Estos productos se almacenarán en tanques fijos horizontales de 4000 galones de capacidad cada uno. Pero como ya se ha manifestado, actualmente sólo se cuenta con un tanque, instalado en el patio trasero del galpón de espuma. Por ello, es necesario proyectar la construcción de la bodega de almacenamiento de materia prima.

3.1.2.3 Características arquitectónicas y constructivas

La bodega será construida con paneles de acero prefabricado para techos de 1 milímetro espesor. Soportada en una estructura metálica con paredes de bloque de 15 centímetros de espesor y un enlucido de 1 centímetro a cada lado. El piso será de hormigón de 20 centímetros de espesor. Las dimensiones de la bodega, su superficie y volumen se presentan a continuación.

Tabla 3.9 Dimensiones de la bodega de Guayaquil

<i>Descripción</i>	<i>Magnitud</i>
Dimensiones	18 m x 3.58 m x 5 m
Perímetro	43.16 m
Superficie	64.44 m ²
Volumen	322.20 m ³

3.1.2.4 Propiedades termodinámicas de los materiales de construcción

Para calcular el calor ganado a través de las estructuras de la bodega se necesita determinar el coeficiente global de transferencia de calor para cada uno de los elementos de la construcción. Estos cálculos se detallan en el **ANEXO B** y se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 3.10 Propiedades termodinámicas materiales de construcción

<i>Descripción</i>	<i>Material</i>	<i>Coefficiente global de transferencia</i>
Techo	Panel de acero + cielo raso	2.38 [W/m ² K]
Pared	Bloque + enlucido	2.88 [W/m ² K]
Pared divisora	Bloque + enlucido	2.34 [W/m ² K]
Piso	Hormigón sobre terreno	2.21 [W/m K]

3.1.2.5 Condiciones circunambientales

A demás de los parámetros mencionados en el numeral 3.1.1.5 se debe tomar en cuenta el color exterior de paredes y techo. Las sombras proyectadas por edificios adyacentes.

Tabla 3.11 Condiciones circunambientales Guayaquil

<i>Condición</i>	<i>Comentario</i>
Color paredes	Blanco
Color Techo	Aluminio brillante
Sombras en paredes	No aplica
Sombras en ventanas	No aplica
Cuarto de calderos	No aplica
Cocinas industriales	No aplica
Sistemas de ventilación	No aplica
Tipo de piso	Sobre tierra

3.1.2.6 Ventanas

Al igual que en la bodega de Sangolquí no se han proyectado ventanas en la bodega de Guayaquil. Esto hace que en el cálculo de la carga de refrigeración no se analice el componente de infiltraciones de aire exterior a través de las rendijas de la ventana.

3.1.2.7 Puertas

La bodega de Guayaquil contará con una puerta de acceso para la carga del poliol y poliol-copolimérico a través de un sistema de bombeo desde los banqueros. Las dimensiones de esta puerta son de 2.10 m x 0.90 m.

3.1.2.8 Ocupantes

A esta bodega ingresarán dos personas al momento de realizar el llenado de los tanques horizontales de poliol y poliol-copolimérico. A continuación se presenta una tabla con las propiedades de interés.

Tabla 3.12 Características de los ocupantes Guayaquil

Grado de actividad	Marcha 5 km/h
Tipo de aplicación	Fábrica
Número de ocupantes	2 personas
Calor Sensible	135 [W]
Calor latente	158 [W]

Fuente: Manual de Aire Acondicionado - Carrier

3.1.2.9 Alumbrado

Las características del alumbrado al interior de la bodega se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 3.13 Características del alumbrado Guayaquil

Tipo de alumbrado	Fluorescente
Cantidad	10 [W/m ²]
Horas de funcionamiento	6 horas
Potencia por foco	40 [W]

3.1.2.10 Maquinaria

De igual modo que en la bodega de la sierra no existe maquinaria que genere calor al interior del local.

3.1.2.11 Ventilación

Debido a que el almacenamiento se realizará en tanques fijos horizontales de 4000 galones y el bombeo se realizará a través de una bomba y líneas de distribución, no se requiere de un sistema de ventilación mecánica.

3.1.2.12 Características de funcionamiento

A diferencia de la bodega de Sangolquí el polioliol y polioliol-copolimérico necesitan de una temperatura estable al momento de fabricar la espuma. Es decir desde las 6:00 horas hasta las 18:00 horas.

Los datos sobre el funcionamiento del sistema de refrigeración y las horas de funcionamiento, necesarios para la estimación de la carga de refrigeración, se detallan en la tabla de abajo.

Tabla 3.14 Característica de funcionamiento Guayaquil

Horas de funcionamiento del sistema de calefacción	12 horas
Tipo de funcionamiento	Continuo
Tipo de refrigeración	Continua

3.2 CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO

En el diseño de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado las condiciones interiores de diseño definen los parámetros inherentes a temperatura, humedad relativa, velocidad, movimiento, ruido y limpieza del ambiente del local.

Para la bodega de Sangolquí se requiere de un sistema de climatización que brinde un ambiente adecuado para los 24 tanques de TDI. De manera específica, se necesita que el producto tenga una temperatura de 20° C al momento de iniciar la fabricación de la espuma. Esto plantea el primer problema a resolver. ¿Si se requiere que el producto tenga una temperatura de 20° C, cuáles deben ser las condiciones ambientales necesarias para lograr este objetivo?

3.2.1 Determinación de las condiciones ambientales en la bodega de Sangolquí

Para resolver este problema se definen las propiedades de cada uno de los productos que se encuentran dentro de la bodega.

3.2.1.1 Propiedades termodinámicas de la materia prima

Las propiedades de los productos se resumen en las siguientes tablas.

Tabla 3.15 Propiedades termodinámicas del polioli-copolimérico

Calor específico	2.09 [kJ/kg K]
Densidad a 25° C	1043.69 [kg/m ³]
Conductividad térmica	0.01 [W/m K]

Tabla 3.16 Propiedades termodinámicas del TDI

Calor específico a 27° C	0.9 [kJ/kg K]
Densidad a 25° C	1222.23 [kg/m ³]
Conductividad térmica 38° C	0.2 [W/m K]

Tabla 3.17 Propiedades termodinámicas del polioli

Calor específico	2.09 [kJ/kg K]
Densidad a 25° C	1018.52 [kg/m ³]
Conductividad térmica	0.01 [W/m K]

3.2.1.2 Del tiempo de almacenamiento

La carga de los tanques de TDI y polio-copolimérico en la bodega de materia prima iniciará a la 17:00 horas, esta carga y descarga del producto podrá demorar alrededor de 20 a 30 minutos. El producto se requiere en condiciones óptimas a las 6:00 horas del día siguiente, por ello podemos establecer que el tiempo de calefacción de la materia prima es de 12 horas.

3.2.1.3 De la temperatura inicial y final del producto

La temperatura final del producto no involucra ninguna complicación, pues como ya se ha mencionado, esta será de 20° C. Sin embargo, para evaluar la temperatura inicial del producto, es decir, aquella que tendrá el producto al momento de ingresar a la bodega, esta será de **15° C**.

3.2.1.4 Del calor requerido por el producto

Para determinar el calor requerido se han usado las hipótesis detalladas anteriormente y la ecuación de la cantidad de calor.

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

(Ecuación 3.1)

1. Datos generales

Tiempo de almacenamiento: $t_{alm} = 12 \cdot h$

Número de tanques de TDI: $N_{TDI} = 24$

Numero de tanques de poliol-copolimérico: $N_{poliol} = 12$

Volumen de cada tanque: $V_{tanque} = 0.21 \cdot m^3$

Temperatura inicial del producto: $T_{pro_{ini}} = (15 + 273) \cdot K$

Temperatura final del producto: $T_{pro_{fin}} = (20 + 273) \cdot K$

2. Propiedades térmicas de TDI:

Calor específico a 27C: $C_{pTDI} = 0.9 \cdot \frac{kJ}{kg \cdot K}$

Densidad del TDI a 25C: $\rho_{TDI} = 1222.23 \cdot \frac{kg}{m^3}$

3. Propiedades térmicas de poliol-copolimérico:

Calor específico: $C_{ppoliol} = 2.09 \cdot \frac{kJ}{kg \cdot K}$

Densidad del poliol a 25C: $\rho_{poliol} = 1043.69 \cdot \frac{kg}{m^3}$

4. Calor requerido por el producto

Calor requerido por el TDI:

$$Q_{\text{TDI}} = \frac{V_{\text{tanque}} \cdot N_{\text{TDI}} \cdot \rho_{\text{TDI}} \cdot C_{p\text{TDI}} \cdot (T_{\text{profin}} - T_{\text{proini}})}{t_{\text{alm}}} \cdot 1.3$$

$$Q_{\text{TDI}} = 834.17\text{W}$$

$$Q_{\text{TDI}} = 2846.31 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Calor requerido por el poliol:

$$Q_{\text{poliol}} = \frac{V_{\text{tanque}} \cdot N_{\text{poliol}} \cdot \rho_{\text{poliol}} \cdot C_{p\text{poliol}} \cdot (T_{\text{profin}} - T_{\text{proini}})}{t_{\text{alm}}} \cdot 1.3$$

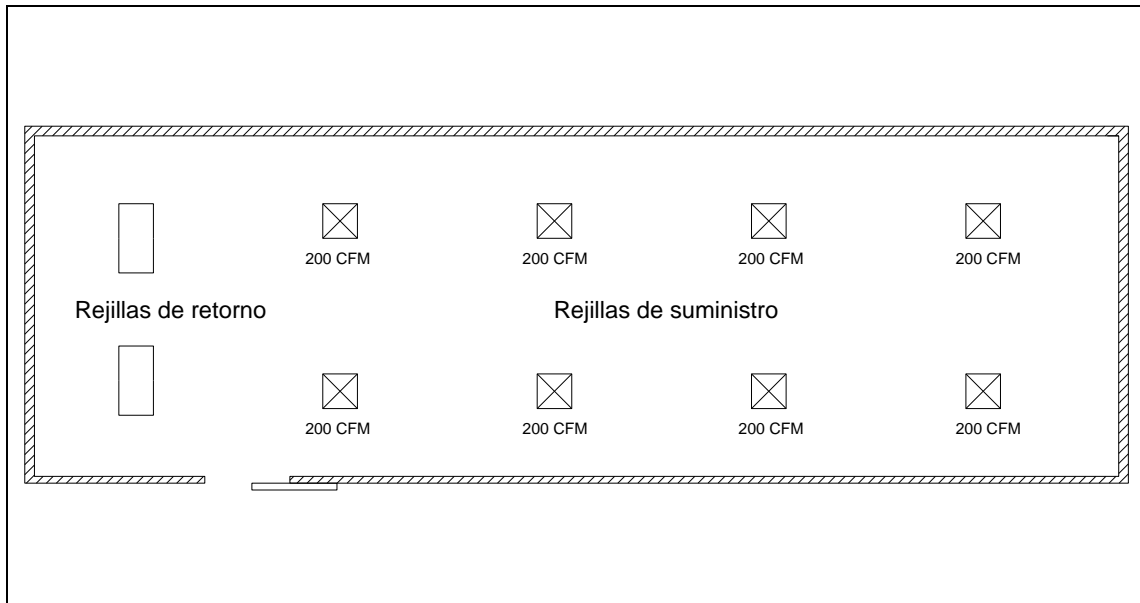
$$Q_{\text{poliol}} = 827.08\text{W}$$

$$Q_{\text{poliol}} = 2822.12 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

3.2.1.5 Del caudal de aire requerido para el calentamiento

Como se puede apreciar en la ilustración 3.2 se seleccionaron ocho rejillas de suministro de aire cuadradas de 12" de lado; cada una de ellas aporta con 200 CFM de aire caliente, lo cual da un total de 1600 CFM para el proceso de calentamiento de los químicos. Sin embargo, este caudal debe someterse a un proceso de iteración hasta encontrar el caudal óptimo.

Ilustración 3.2 Ubicación de rejillas de suministro



3.2.1.6 Temperatura ambiental requerida para el calentamiento

Evaluando el volumen de control, es decir el volumen de aire que ocupa la bodega de materia prima podemos encontrar la temperatura del ambiente adecuada. Este modelo termodinámico tiene las siguientes restricciones:

- Régimen estacionario.
- Flujo unidireccional.
- Movimiento despreciable del aire caliente.

La ecuación utilizada en el balance energético no es más que la aplicación de la primera ley de la termodinámica para el volumen de control.

$$0 = Q - W + \sum m_{ing} \cdot h_{ing} - \sum m_{egr} \cdot h_{egr} \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

1. Propiedades térmicas del aire:

Calor específico del aire húmedo a 21° C y 50%HR:

$$C_{p\text{aire}} = 1.03 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Densidad del aire húmedo a 21° C y 50% HR:

$$\rho_{\text{aire}} = 1.18 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Temperatura final del aire:

$$T_{\text{aire}_{fin}} = (20 + 273) \cdot \text{K}$$

Entalpia de egreso del aire temperatura = 20° C:

$$h_{egr} = 293.17 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Caudal de aire:

$$\text{caudal}_{\text{aire}} = 1600 \cdot \text{CFM}$$

2. Entalpía de ingreso:

$$h_{ing} = \frac{(Q_{\text{TDI}} + Q_{\text{poliol}})}{\text{caudal}_{\text{aire}} \cdot \rho_{\text{aire}}} + h_{egr} \quad h_{ing} = 295.03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Temperatura del aire a la entalpía de ingreso:

$$T_{ing} = 295 \cdot \text{K}$$

$$T_{ing} = 22 \cdot \text{C}$$

Los cálculos indican que se requiere de un ambiente de 22° C para calentar los 24 tanques de TDI y los 12 tanques de polioliol copolimérico.

A continuación se presenta una tabla que contiene las condiciones interiores de diseño para la bodega de Sangolquí. Estas son de tipo parcial porque deben ser comprobadas luego de calcular el caudal de calefacción y compararlo con el de 1600 CFM que se ha supuesto.

Tabla 3.18 Condiciones interiores de diseño Sangolquí

Temperatura interior (bulbo seco)	22 [° C]
Humedad relativa	30 a 40 [%]
Velocidad máxima ductos principales ⁷	1200 FPM
Velocidad máxima ramales	800 FPM
Criterio de ruido ⁸	NC 30
Velocidad máxima de suministro ⁹	400 FPM
Velocidad máxima de retorno	450 FPM

3.2.2 Condiciones interiores de diseño para la ciudad de Guayaquil

En la bodega de Guayaquil la situación es diferente, puesto que el producto que se requiere enfriar se almacenará en tanques de 4000 galones, cuya recarga se realizará al finalizar la semana el sistema de acondicionamiento de aire trabajará las 24 horas. El equipo mantendrá la temperatura ambiente y de los productos en 20° C.

⁷ Las velocidades en ductos principales y secundarios se tomaron de las recomendaciones de la ASHRAE.

⁸ Aplicaciones con 30 NC se refiere a oficinas en general.

⁹ Los datos de velocidad en rejillas se tomaron del Manual de la AIR-GUIDE.

Como no existen cargas de producto diarias, la principal carga a vencer será la de transferencia de calor ganado a través de la estructura de la bodega.

A continuación se detallarán las condiciones interiores de diseño requeridas para la bodega de Guayaquil.

Tabla 3.19 Condiciones interiores de diseño para Guayaquil

Temperatura interior (bulbo seco)	20 [° C]
Humedad relativa	50 a 60 [%]
Velocidad máxima ductos principales	1200 FPM
Velocidad máxima ramales	800 FPM
Criterio de ruido	NC 30
Velocidad máxima de suministro	400 FPM
Velocidad máxima de retorno	450 FPM

3.3 CONDICIONES EXTERIORES DE DISEÑO

De manera general las condiciones exteriores de diseño se refieren a aquellas condiciones exteriores al local que va a ser climatizado. Aunque el objetivo del equipo de acondicionamiento es vencer las condiciones de temperatura y humedad relativa del ambiente exterior, un diseño de climatización más minucioso toma en cuenta factores adicionales como altura sobre el nivel del mar, ubicación geográfica (latitud y longitud), temperatura máxima anual, temperatura mínima anual y variación de temperatura diaria.

Los datos de temperatura y humedad relativa se tomaron del INAMHI¹⁰. A estos datos se aplicaron herramientas estadísticas con el objetivo de utilizar los criterios de selección de la ASHRAE para la determinación de las condiciones termo-higrométricas de diseño. Este estudio se puede apreciar en el **ANEXO C** al final de este documento.

La ASHRAE recomienda que se seleccionen como temperatura exterior de diseño para el invierno aquella que cumpla con el 97.5% de coincidencias. En otras palabras, la temperatura exterior estará por debajo del valor de diseño (será más crítica) el 2.5% de veces al año. También existen los valores de 99% y 95% para aplicaciones más y menos críticas.

En lo referente a la ciudad de Sangolquí, la cual implica un cálculo de la carga de calefacción, se ha empleado el criterio de la ASHRAE del 95% pues la aplicación no requiere de mucha exactitud.

Para establecer las condiciones exteriores de diseño para el verano la ASHRAE utiliza los mismos criterios que para el invierno. Los valores del 2.5% darán un equilibrio razonable entre el costo y confort para la mayor parte de aplicaciones. Para otras necesidades se pueden utilizar el 1% y 5% de coincidencias al año.

Para la bodega de Guayaquil se ha tomado el criterio establecido por la ASHRAE del 2.5% de las coincidencias en el transcurso del tiempo, pues se trata de una aplicación común de acondicionamiento de aire.

¹⁰ INAMHI: Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología.

3.3.1 Condiciones exteriores de diseño en Sangolquí

Las condiciones exteriores de diseño se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3.20 Condiciones exteriores de diseño Sangolquí

Latitud	0° 16' sur
Longitud	78° 28' occidental
Provincia	Pichincha
Ciudad	Sangolquí
Altura de diseño	2458 [m]
Temperatura máxima (bulbo seco)	26 [° C]
Temperatura mínima (bulbo seco)	6.8 [° C]
Variación de temperatura diaria	10 [° C]
Temperatura de diseño	7.4 [° C]
Humedad relativa	90 [%]
Mes de diseño	Junio

3.3.2 Condiciones exteriores de diseño en Guayaquil

Las condiciones exteriores de diseño para Guayaquil son las siguientes.

Tabla 3.21 Condiciones exteriores de diseño Guayaquil

Latitud	2° sur
Longitud	80° occidental
Provincia	Guayas
Ciudad	Guayaquil
Altura de diseño	213 [m]
Temperatura máxima (bulbo seco)	32.5 [° C]
Temperatura mínima (bulbo seco)	20.1 [° C]
Variación de temperatura diaria	10 [° C]
Temperatura de diseño	28.8 [° C]
Humedad relativa	80%]
Mes de diseño	Febrero

3.4 CÁLCULO DE CARGA DE CALEFACCIÓN PLANTA DE SANGOLQUÍ

Evaluadas las condiciones interiores y exteriores de diseño, procede calcular la carga de calefacción y refrigeración para las bodegas de Sangolquí y Guayaquil respectivamente. Para ello se ha dividido el estudio en función del medio o fuente de pérdida o ganancia de calor.

3.4.1 Cargas internas

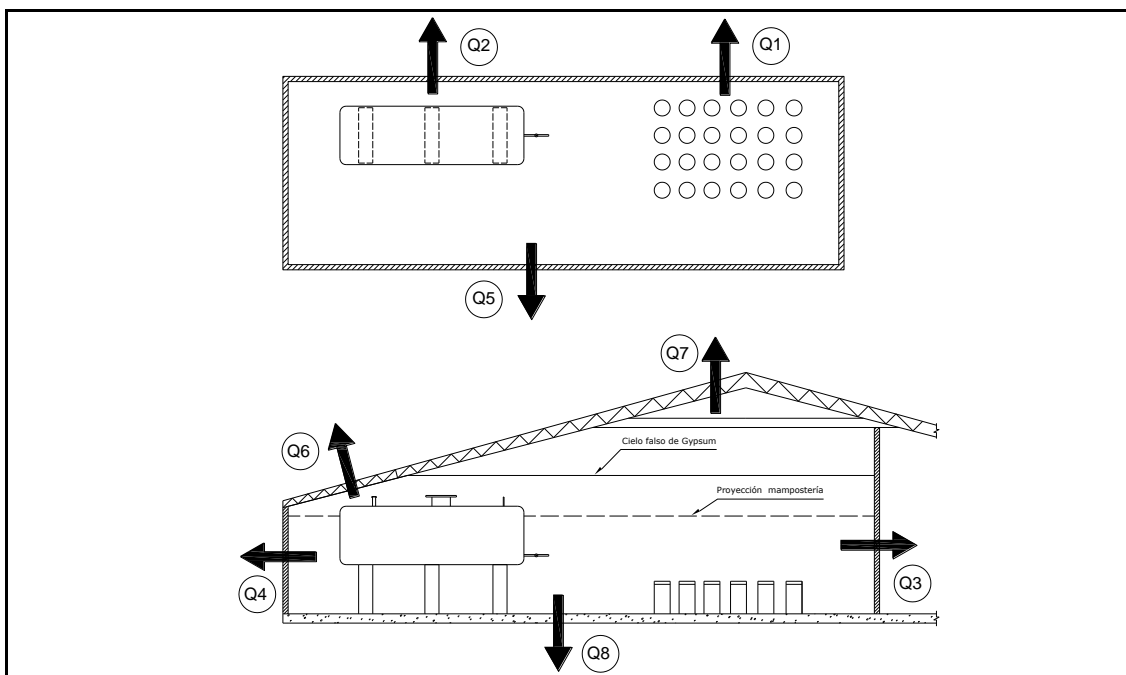
Las cargas internas se refieren al calor generado por la presencia de personas dentro del local y el calor producido por la iluminación.

Tomando en cuenta que la bodega de Sangolquí requiere de un sistema de calefacción estas cargas no constituyen parte de este análisis pues por naturaleza son ganancias de calor y no pérdidas.

3.4.2 Pérdidas por transferencia de calor a través de la estructura

En un estudio de carga de calefacción el calor perdido a través de las paredes, el techo y el piso son tomados muy en cuenta pues constituyen uno de los aportes más representativos. El estudio de este componente se dividirá en función del elemento que utilizan para rechazar el calor.

Ilustración 3.3 Pérdida de calor a través de la estructura



3.4.2.1 Pérdida de calor a través de las paredes

La pérdida de calor que sufre la bodega a través de las paredes se evalúa utilizando la ecuación general de transferencia de calor.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

1. Coeficientes de transferencia de calor:

Coeficiente global de transferencia de calor para el techo prefabricado y cielo raso:

$$U_{\text{techo_steel}} = 3.23 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para el techo prefabricado sin cielo raso:

$$U_{\text{techo}} = 5 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para la mampostía:

$$U_{\text{mamp}} = 2.96 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para la mampostía:

$$U_{\text{pared_steel}} = 6.67 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para la pared divisoria:

$$U_{\text{div}} = 2.34 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coeficiente de pérdida de calor en el extremo. Para pared de bloque de 15cm:

$$E_{\text{piso}} = 0.95 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

Los coeficientes de transferencia de calor presentados han sido tomados del estudio realizado en el **ANEXO A**.

2. Calor perdido a través de la mampostería

- Área de pared expuesta al exterior: $A_{\text{mamp}} = 19.12 \cdot \text{m} \cdot 3.18 \cdot \text{m}$

Calor perdido a través de la mampostería:

$$Q_1 = U_{\text{mamp}} \cdot A_{\text{mamp}} \cdot \Delta T$$

$$Q_1 = 2627.6 \text{ W}$$

$$Q_1 = 8965.75 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Área de mampostería de acero: $A_{\text{steel}} = 23.28 \cdot \text{m}^2$

Calor perdido a través de la mampostería:

$$Q_2 = U_{\text{pared_steel}} \cdot A_{\text{steel}} \cdot \Delta T$$

$$Q_2 = 2267.05 \text{ W}$$

$$Q_2 = 7735.51 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

En este proyecto se ha definido la mampostería como aquella pared que se encuentra en contacto con el ambiente exterior y partición como aquella pared que divide los ambientes interiores del galpón, es decir, no se encuentra en contacto con el exterior.

3. Calor perdido a través de las particiones

- Área de pared lateral derecha:

$$A_{\text{int_der}} = 6 \cdot m \cdot 4.50 \cdot m$$

Calor perdido a través de la partición derecha:

$$Q_3 = U_{\text{div}} \cdot A_{\text{int_der}} \cdot (\Delta T - 3K)$$

¹¹

$$Q_3 = 732.89W$$

$$Q_3 = 2500.72 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Área de pared lateral izquierda:

$$A_{\text{int_izq}} = 6 \cdot m \cdot 3.50 \cdot m$$

Calor perdido a través de la partición izquierda:

$$Q_4 = U_{\text{div}} \cdot A_{\text{int_izq}} \cdot (\Delta T - 3K)$$

$$Q_4 = 570.02W$$

$$Q_4 = 1945 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Área de pared interior frontal:

$$A_{\text{fron}} = 84.08 \cdot m^2$$

Calor perdido a través de la partición frontal:

$$Q_5 = A_{\text{fron}} \cdot U_{\text{div}} \cdot (\Delta T - 3K)$$

$$Q_5 = 2282.27W$$

$$Q_5 = 7787.42 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

¹¹ Esta diferencia es [(Tint-Text) – 3° C]. Manual de aire acondicionado de Carrier. 1-63 p.

3.4.2.2 Pérdida de calor a través de techo

En la pérdida de calor a través del techo se ha evaluado aquel que se pierde a través del techo sin cielo raso y el que presenta un espacio de aire quieto entre el techo prefabricado y el cielo raso de paneles de yeso (gypsum).

1. Calor perdido a través del techo

- Área de techo sin cielo raso: $A_{\text{techo}} = 4.13 \cdot \text{m} \cdot 6 \cdot \text{m}$

Calor perdido a través del techo sin cielo raso:

$$Q_6 = A_{\text{techo}} \cdot U_{\text{techo}} \cdot \Delta T$$

$$Q_6 = 1808.94 \text{ W}$$

$$Q_6 = 6172.36 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Área de techo con cielo raso: $A_{\text{cielo}} = 15.23 \cdot \text{m} \cdot 6 \cdot \text{m}$

Calor perdido a través del techo y cielo raso:

$$Q_7 = A_{\text{cielo}} \cdot U_{\text{techo_steel}} \cdot \Delta T$$

$$Q_7 = 4309.3 \text{ W}$$

$$Q_7 = 14703.94 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

3.4.2.3 Pérdida de calor a través del piso

La pérdida de calor a través del piso en un estudio de carga de calefacción se evalúa de manera diferente a la de refrigeración. Esto se debe a que la mayor pérdida de calor se genera en el contorno del piso. La ecuación que se utilizará para este cálculo es la que recomienda la ASHRAE.

$$Q = E \cdot P \cdot \Delta T \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

E representa el coeficiente de pérdida a través del piso [W/m K]

P es la longitud de piso expuesto al exterior [m]

ΔT es la diferencia de temperaturas [K]

1. Calor perdido a través del piso

- Perimetro del piso expuesto al exterior: $P_{\text{piso_exp}} = 19.12 \cdot \text{m}$

Calor perdido a través del piso:

$$Q_8 = E_{\text{piso}} \cdot P_{\text{piso_exp}} \cdot \Delta T \quad ^{12}$$

$$Q_8 = 265.19 \text{ W}$$

$$Q_8 = 904.88 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

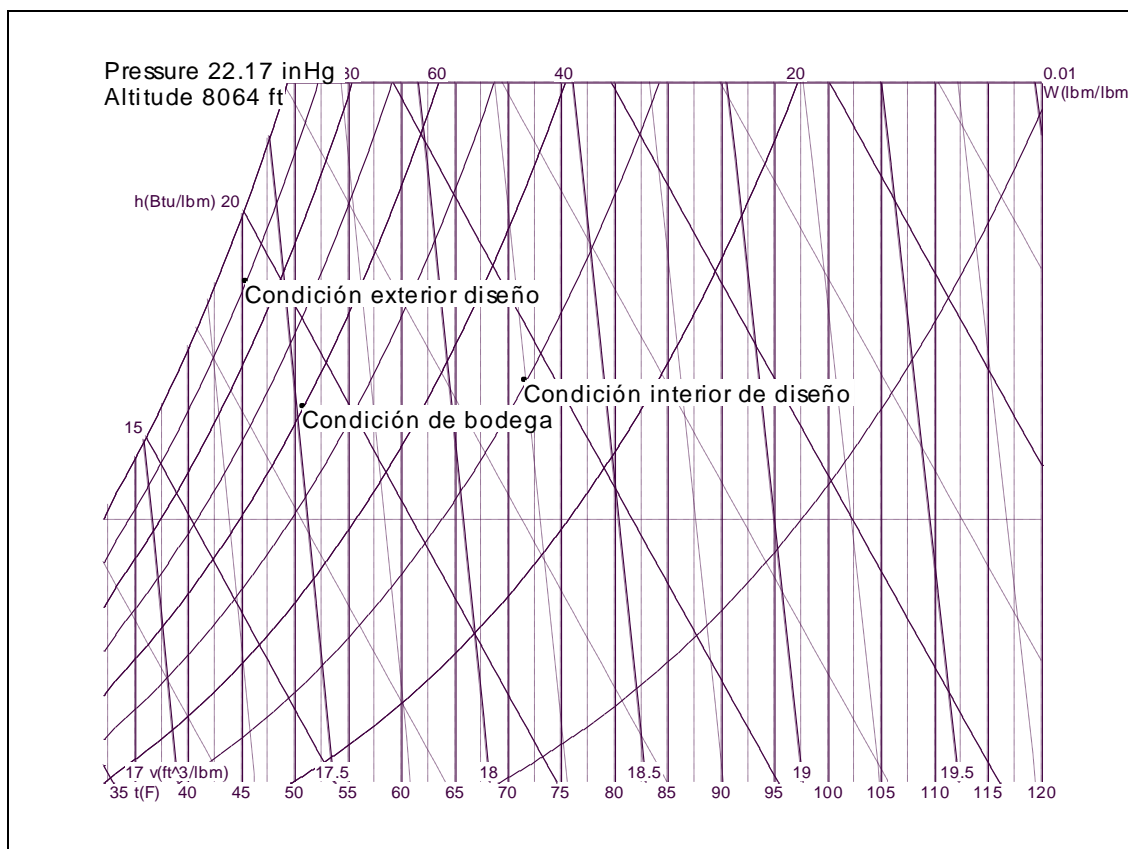
¹² $E_{\text{piso}}=0.95$ [W/m K]. PITA, E. Acondicionamiento de aire – Principios y sistemas. 57 p.

3.4.3 Pérdidas por infiltraciones y ventilación

En la bodega no se ha proyectado ningún sistema de ventilación mecánica, por eso este componente no se ha tomado en cuenta.

Las infiltraciones se han evaluado en dos casos. El primer caso corresponde a las infiltraciones de aire exterior que atraviesan por las rendijas que existen entre la mampostería de bloque y los paneles de acero. La segunda tiene que ver con las infiltraciones de aire que ingresan a través de la puerta. Este aire no es igual al que se encuentra al exterior.

Ilustración 3.4 Condiciones de interés Sangolquí



1. Calor perdido por infiltraciones

- Infiltraciones a través de las rendijas de la mampostería

Perímetro de la rendija:

$$P_{\text{rendija}} = 19.12 \cdot \text{m}$$

Caudal de infiltración:

$$C_{\text{inf}} = \left(15.84 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \cdot P_{\text{rendija}} \quad C_{\text{inf}} = 178.26 \text{CFM}$$

Calor sensible perdido:

$$Q_{\text{sen}_1} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm}_{\text{std}}}} \cdot C_{\text{inf}} \cdot 1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{sen}_1} = 1095.42 \text{W}$$

$$Q_{\text{sen}_1} = 3737.74 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Calor latente perdido:

$$Q_{\text{lat}_1} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm}_{\text{std}}}} \cdot C_{\text{inf}} \cdot 0.68 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{lb}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{granos}} \cdot (W_{\text{int}} - W_{\text{ext}})$$

$$Q_{\text{lat}_1} = -209.43 \text{W}$$

$$Q_{\text{lat}_1} = -714.61 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

¹³ 15.84 [m³/h/m] coeficiente de infiltración a través de la rendija para una velocidad del viento de 29 km/h. Manual de aire acondicionado de Carrier. 1-90 p.

- Infiltraciones a través de la puerta

Perímetro de la puerta: $P_{puerta} = 2 \cdot (1.90 \cdot m + 2.10 \cdot m)$

Caudal de infiltración a través de la puerta:

$$C_{puerta} = 17.8 \cdot \frac{m^3}{h} \cdot P_{puerta} \quad C_{puerta} = 83.81 \text{ CFM}$$

Calor sensible perdido:

$$Q_{sen_2} = \frac{P_{atm}}{P_{atm_{std}}} \cdot C_{puerta} \cdot 1.08 \cdot \frac{BTU}{h \cdot CFM \cdot R} \cdot (\Delta T - 3K)$$

$$Q_{sen_2} = 409.22W$$

$$Q_{sen_2} = 1396.31 \frac{BTU}{h}$$

Calor latente perdido:

$$Q_{lat_2} = \frac{P_{atm}}{P_{atm_{std}}} \cdot C_{puerta} \cdot 0.68 \cdot \frac{BTU \cdot lb}{h \cdot CFM \cdot granos} \cdot (W_{int} - W_{bodega})$$

$$Q_{lat_2} = 25.91W$$

$$Q_{lat_2} = 88.42 \frac{BTU}{h}$$

¹⁴ 17.8 [m³/h/m] coeficiente de infiltración en puertas para una velocidad del viento de 8 km/h. Manual de aire acondicionado de Carrier. 1-90 p.

3.4.4 Otras pérdidas

Es necesario evaluar otro tipo de pérdidas entre las que se incluyen: las pérdidas de calor a través de los ductos, la pérdida de calor por fugas o infiltraciones en los ductos, pérdidas de calor en tuberías (si el diseño las incluye) y la pérdida de recuperación.

Todas las pérdidas mencionadas anteriormente se evalúan como un porcentaje del calor neto perdido por las estructuras e infiltraciones. Por este motivo se inicia calculando el calor neto perdido.

La pérdida por recuperación analiza el efecto de inercia, es decir, que se requiere que el equipo tenga una capacidad superior al calor de calefacción neto para proporcionar la temperatura de diseño con una rapidez aceptable. Generalmente se asume como del 10 al 40% del calor total neto.

1. *Calor neto perdido:*

$$Q_{\text{neto}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_{\text{sen}_1} + Q_{\text{sen}_2}$$

$$Q_{\text{neto}} = 16367.91\text{W}$$

$$Q_{\text{neto}} = 55849.61 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

2. Otras pérdidas de calor

- Pérdidas de calor en ductos: No aplica

- Pérdidas por fugas en ductos: $Q_{\text{fugas}} = Q_{\text{neto}} \cdot 5\%$

$$Q_{\text{fugas}} = 818.4\text{W}$$

$$Q_{\text{fugas}} = 2792.48 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Pérdidas de calor en tuberías: No aplica

- Pérdida de recuperación: $Q_{\text{rec}} = Q_{\text{neto}} \cdot 30\%$

$$Q_{\text{rec}} = 4910.37\text{W}$$

$$Q_{\text{rec}} = 16754.88 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

3.4.5 Carga total de calefacción

La carga total de calefacción se presenta a continuación.

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{neto}} + Q_{\text{fugas}} + Q_{\text{rec}}$$

$$Q_{\text{total}} = 22.1\text{kW}$$

$$Q_{\text{total}} = 75396.98 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Según la estimación realizada se requieren 22.1 kW de calefacción para mantener el ambiente de la bodega a una temperatura de 22° C, y por consiguiente una temperatura del TDI y poliol-copolimérico de 20° C.

3.4.6 Caudal de calefacción

Determinada la carga de calefacción se necesita determinar cuál es el caudal de aire requerido para el calentamiento. Este caudal viene dado por la siguiente fórmula.

$$\text{Caudal}_{\text{calef}} = \frac{Q_{\text{total}} \cdot P_{\text{atm std}}}{P_{\text{atm}} \cdot 1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}$$

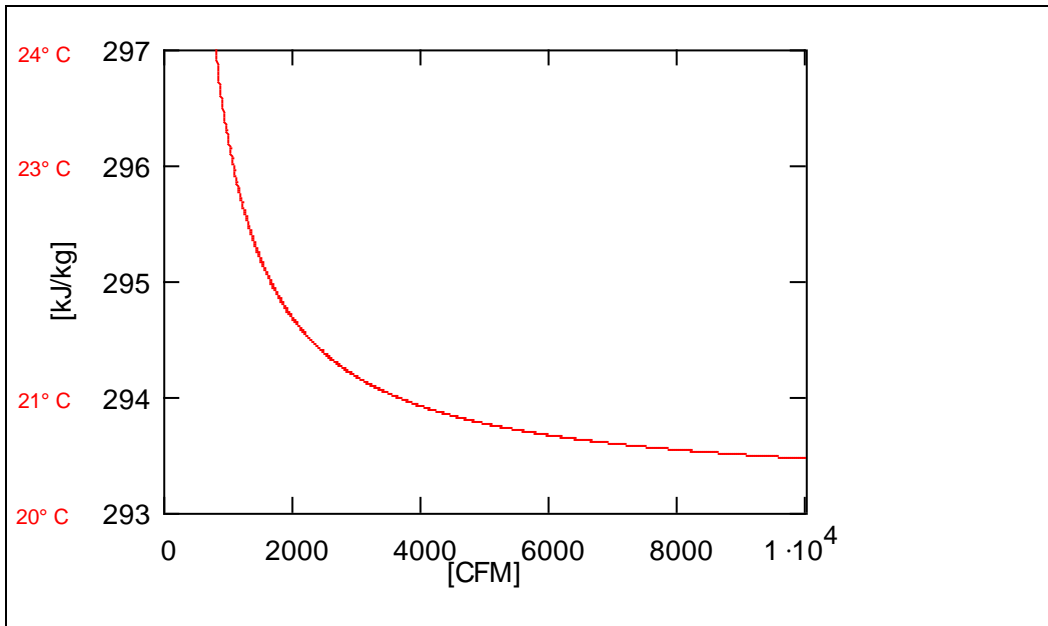
$$\text{Caudal}_{\text{calef}} = 3428.05 \text{CFM}$$

Como se puede apreciar este caudal es muy superior al de supuesto de 1600 CFM. Determinar el caudal real de calefacción induce a un proceso de iteración del caudal para evaluar nuevamente la carga de calefacción, el proceso culmina cuando los dos caudales son semejantes.

Sin embargo, también se analizó como varía la entalpía de ingreso del aire en función del caudal de requerido para la calefacción. Es de gran ayuda el hecho de que la entalpía expresada en kJ/kg es numéricamente igual a la temperatura en la cual fue evaluada expresada en grados Kelvin.

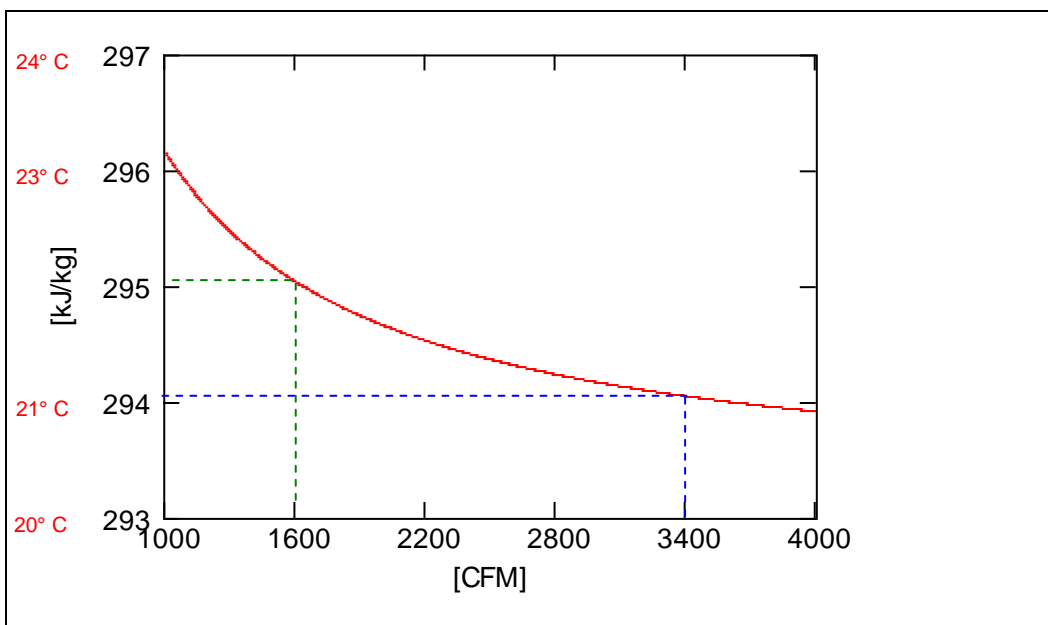
$$h_{\text{ing}}(\text{caudal}) = \frac{Q_{\text{TDI}} + Q_{\text{poliol}}}{\text{caudal} \cdot \rho_{\text{aire}}} + h_{\text{egr}} \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

Ilustración 3.5 Entalpía de ingreso vs. caudal de calefacción



En la gráfica podemos apreciar que a medida que aumenta el caudal la entalpía se vuelve asintótica en el valor de 293.17 kJ/kg valor correspondiente a la entalpía evaluada a 293 K (20° C). Esto sin duda significa que bajo el periodo de calentamiento de 12 horas, el ambiente que rodea al cuarto puede diseñarse con una temperatura cercana a 20° C sin incurrir en errores.

Ilustración 3.6 Ampliación de la gráfica 3.5



La segunda iteración para la carga de calefacción con una temperatura de 21° C correspondiente al caudal de 3400 CFM nos arroja un caudal de calefacción de 3411.28 CFM, valor que es muy cercano al calculado con la primera ley de la termodinámica. El detalle completo de esta segunda iteración se presenta en el **ANEXO E**.

Finalmente se determinó que para obtener una materia prima con la temperatura adecuada, es decir 20° C, se requiere de vencer una carga equivalente a 19.53 kW con un caudal de 3411.28 CFM.

3.5 CÁLCULO DE LA CARGA DE CALEFACCIÓN EN LA CÁMARA DE CALEFACCIÓN DE TDI

Varios fueron los motivos que hicieron desistir a CHAIDE y CHAIDE para la implantación del sistema de calefacción para toda la bodega de materia prima en la ciudad de Sangolquí. Entre estos motivos el de mayor peso como es evidente fue el económico; pues, se debía contratar personal especializado para el montaje de cielo raso, personal para la construcción de obra civil.

Son estos motivos los que llevaron a un rediseño total del sistema de climatización para Sangolquí. Pero, no se debían dejar de lado los requerimientos del cliente, así que se optó por el diseño de una cámara de calefacción para el TDI.

Es decir, CHAIDE y CHAIDE limitada por motivos económicos únicamente implantaría lo estrictamente necesario, lo cual significa que aquel producto que sufre congelamiento (TDI) debe ser calentado.

3.5.1 Requerimientos para la cámara de calefacción

Los siguientes son los requerimientos que la empresa CHAIDE y CHAIDE solicitó para el diseño de la cámara de calefacción.

1. Diseñar una cámara de calefacción que permita un ingreso y un egreso adecuado de los tanques de TDI, es decir, que el primer tanque que entre a la cámara sea el primero que ingresa al proceso.
2. Determinar la carga de calefacción requerida para mantener el TDI en condiciones óptimas de operación, esto es 20° C.
3. Evitar que el TDI esté en contacto con un ambiente húmedo.
4. Realizar un calentamiento uniforme y lento del producto para conservar sus propiedades químicas.
5. Seleccionar un equipo de calefacción que permita mantener un flujo de aire caliente adecuado dentro de la cámara.
6. Dimensionar el aislamiento de la cámara con espuma que haya sido fabricada en la planta de CHAIDE Y CHAIDE.
7. Diseñar un sistema de ductos de inyección y retorno para el aire caliente.
8. Diseñar un sistema de control que mantenga las condiciones térmicas adecuadas al interior de la cámara.

3.5.2 Dimensiones de la cámara de calefacción

Siendo 24 tanques de TDI diarios, los requeridos para la fabricación de la espuma de poliuretano. Se optó por la creación de 4 secciones en la cámara cada una con 6 tanques. Las dimensiones de la cámara se presentan en la siguiente tabla y en los planos adjuntos al proyecto.

Tabla 3.22 Dimensiones de la cámara de calefacción

<i>Dimensión</i>	<i>Magnitud</i>
Ancho	6280 [mm]
Alto	1470 [mm]
Profundidad	3650 [mm]

3.5.3 Características termodinámicas de los materiales de la cámara

La cámara se ha construido con tubo cuadrado de acero estructural de 50 milímetros de lado y 2 milímetros de espesor. Las soldaduras de los perfiles se hicieron con electrodo 6011 y 7018.

Para el aislamiento de la cámara se utilizó espuma de poliuretano de alta densidad (90 kg/m^3) de 50 milímetros de espesor y se forró la cámara con planchas de tol galvanizado de 0.7 milímetros de espesor.

Los coeficientes de transferencia de calor para las paredes de la cámara se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 3.23 Coeficientes de transferencia de calor para cámara de TDI

<i>Descripción</i>	<i>Material</i>	<i>Coefficiente global de transferencia</i>
Pared lateral	Tol + espuma (tipo sánduche)	0.36 [W/m ² K]
Pared frontal	Tol + espuma (tipo sánduche)	0.36 [W/m ² K]
Pared superior	Tol + espuma (tipo sánduche)	0.37 [W/m ² K]
Piso	Hormigón sobre terreno	1.99 [W/m K]

3.5.4 Determinación de la temperatura de cámara

Evaluado el calor requerido para el TDI en el numeral 3.2.1.6 que es igual a 843.17 W, determinamos la entalpía del aire de ingreso suponiendo un caudal de 1000 CFM.

$$h_{ing} = \frac{Q_{TDI}}{\text{caudal}_{aire} \cdot \rho_{aire}} + h_{egr} \qquad h_{ing} = 294.67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Temperatura del aire a la entalpía de egreso:

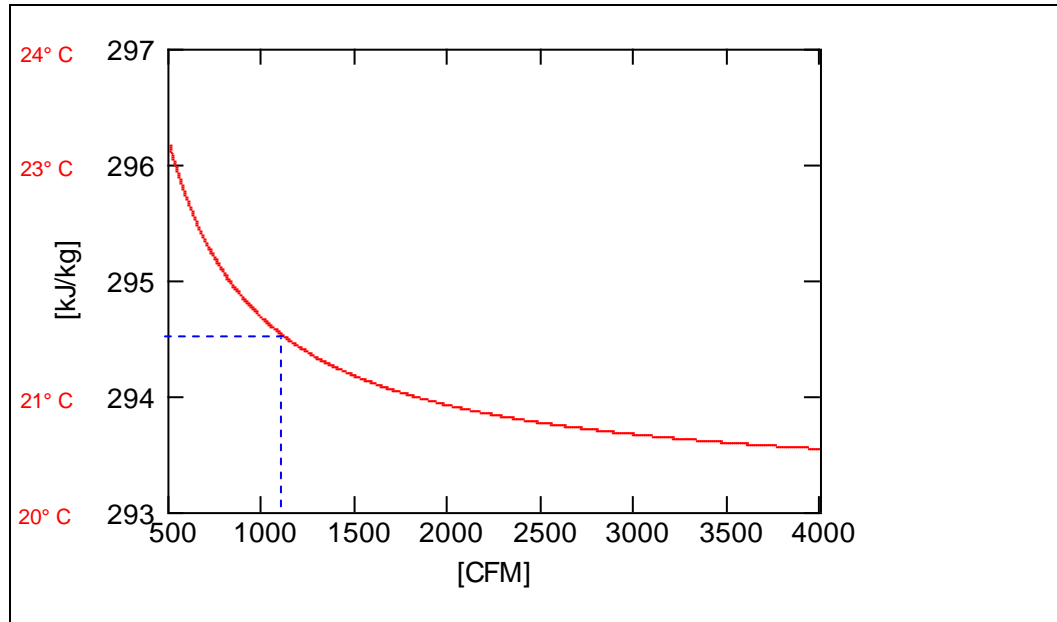
$$T_{ing} = 294.67 \cdot K$$

$$T_{ing} = 21.6 \cdot C$$

La entalpía de ingreso nos indica que la temperatura ambiental del aire debe ser de 22° C si se utilizan 1000 CFM de aire caliente.

De manera similar a lo evaluado para el sistema de calefacción total para la bodega de Sangolquí se analizó la curva entalpía en función del caudal.

Ilustración 3.7 Entalpía vs. caudal para la cámara de TDI



A diferencia de lo obtenido en el numeral 3.2.1.6 en esta ocasión se observa que con valores de caudal pequeños la entalpía de ingreso del aire NO converge en un valor asintótico. Como es común suponer en la cámara de calefacción no se utilizarán caudales superiores a los 3000 CFM. Es por esto que se realizará el cálculo de la carga de calefacción para la cámara con una temperatura de 21.6° C para luego compararla con la supuesta de antemano de 1000 CFM.

3.5.5 Cálculo de la carga de calefacción para la cámara de TDI

3.5.5.1 Planteamiento de datos

Antes de iniciar los cálculos de la pérdida de calor en la cámara de calefacción para el TDI se definirán algunos datos necesarios.

1. Dimensiones del horno:

Ancho del horno: $A_{\text{horno}} = 6280 \cdot \text{mm}$

Alto del horno: $H_{\text{horno}} = 1470 \cdot \text{mm}$

Profundidad del horno: $P_{\text{horno}} = 3650 \cdot \text{mm}$

2. Área de las paredes:

Pared frontal: $P_{\text{frontal}} = A_{\text{horno}} \cdot H_{\text{horno}}$

Pared posterior: $P_{\text{post}} = P_{\text{frontal}}$

Pared lateral: $P_{\text{lateral}} = P_{\text{horno}} \cdot H_{\text{horno}}$

Pared superior: $P_{\text{superior}} = A_{\text{horno}} \cdot P_{\text{horno}}$

Pared inferior: $P_{\text{inferior}} = P_{\text{superior}}$

3. Características del aislamiento:

3.1 Espesores de interés:

Espesor del tol galvanizado: $e_{tol} = 0.7 \cdot \text{mm}$

Espesor del aislamiento: $e_{esp} = 50 \cdot \text{mm}$

3.2 Propiedades térmicas de los materiales:

Conductividad del acero: $k_{tol} = 45.3 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$

Conductancia de poliuretano: $c_{esp} = 50 \cdot \frac{K \cdot m}{W}$

3.3 Resistencias térmicas:

Resistencia del hormigón de 20 cm: $R_{hormigon} = 0.15 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$

15

Resistencia del terreno (10 cm): $R_{terreno} = 0.192 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$

16

Resistencia del aire quieto
posición horizontal / flujo ascendente: $R_{hor_asc} = 0.11 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$

17

¹⁵ Manual de aire acondicionado de Carrier. 1-72 p.

¹⁶ Véase ANEXO B. Resistencia térmica del terreno.

¹⁷ Manual de aire acondicionado de Carrier. 1-73 p.

Resistencia del aire quieto
posición horizontal / flujo descendente:

$$R_{\text{hor_des}} = 0.16 \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Resistencia del aire exterior
todas las posiciones:

$$R_{\text{aire_ext}} = 0.03 \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Resistencia del aire quieto
posición vertical / flujo horizontal:

$$R_{\text{int_ver}} = 0.12 \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Resistencia del tol galvanizado:

$$R_{\text{tol}} = \frac{e_{\text{tol}}}{k_{\text{tol}}}$$

$$R_{\text{tol}} = 1.55 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Resistencia espuma de poliuretano:

$$R_{\text{esp}} = e_{\text{esp}} \cdot c_{\text{esp}}$$

$$R_{\text{esp}} = 2.5 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Resistencia del bloque de 15 cm:

$$R_{\text{bloque}} = 0.16 \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Resistencia del enlucido de 1 cm:

$$R_{\text{enlucido}} = 0.01 \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

4. Coeficiente global de transferencia de calor:

- Coeficiente global de TC paredes laterales derecha, izquierda y frontal:

$$U_{\text{pared}_{\text{lat}}} = \frac{1}{2R_{\text{int}_{\text{ver}}} + 2R_{\text{tol}} + R_{\text{esp}}}$$

$$U_{\text{pared}_{\text{lat}}} = 0.36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Coeficiente global de TC pared posterior:

$$U_{\text{pared}_{\text{post}}} = \frac{1}{R_{\text{aire}_{\text{ext}}} + 2R_{\text{enlucido}} + R_{\text{bloque}} + R_{\text{esp}} + R_{\text{tol}} + R_{\text{int}_{\text{ver}}}}$$

$$U_{\text{pared}_{\text{post}}} = 0.35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Coeficiente global de TC pared superior:

$$U_{\text{pared}_{\text{sup}}} = \frac{1}{2R_{\text{hor}_{\text{asc}}} + 2R_{\text{tol}} + R_{\text{esp}}}$$

$$U_{\text{pared}_{\text{sup}}} = 0.37 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Coeficiente global de TC piso:

$$U_{\text{piso}} = \frac{1}{R_{\text{hor_des}} + R_{\text{hormigon}} + R_{\text{terreno}}}$$

$$U_{\text{piso}} = 1.99 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

5. Condiciones exteriores de diseño:

$$T_{\text{ext}} = (7.4 + 273) \cdot \text{K}$$

$$HR_{\text{ext}} = 90 \cdot \%$$

$$W_{\text{ext}} = 0.00774 \frac{\text{lb}}{\text{lb}}$$

$$W_{\text{ext}} = 54.18 \frac{\text{granos}}{\text{lb}}$$

6. Condiciones interiores de diseño:

$$T_{\text{int}} = (22 + 273) \cdot \text{K}$$

$$HR_{\text{int}} = 50 \cdot \%$$

$$W_{\text{int}} = 0.0066 \frac{\text{lb}}{\text{lb}}$$

$$W_{\text{int}} = 46.2 \frac{\text{granos}}{\text{lb}}$$

7. Datos adicionales:

Temperatura de bodega: $T_{\text{bodega}} = T_{\text{ext}} + 3K$

Humedad de bodega: $HR_{\text{bodega}} = 60\%$

$W_{\text{bodega}} = 0.0063 \frac{\text{lb}}{\text{lb}}$ $W_{\text{bodega}} = 44.1 \frac{\text{granos}}{\text{lb}}$

Temperatura del piso: $T_{\text{piso}} = T_{\text{ext}}$

Presión atmosférica: $P_{\text{atm}} = 10.86 \cdot \text{psi}$

Presión estándar: $P_{\text{atm}_{\text{std}}} = 14.7 \cdot \text{psi}$

3.5.5.2 Pérdidas de calor a través de la estructura

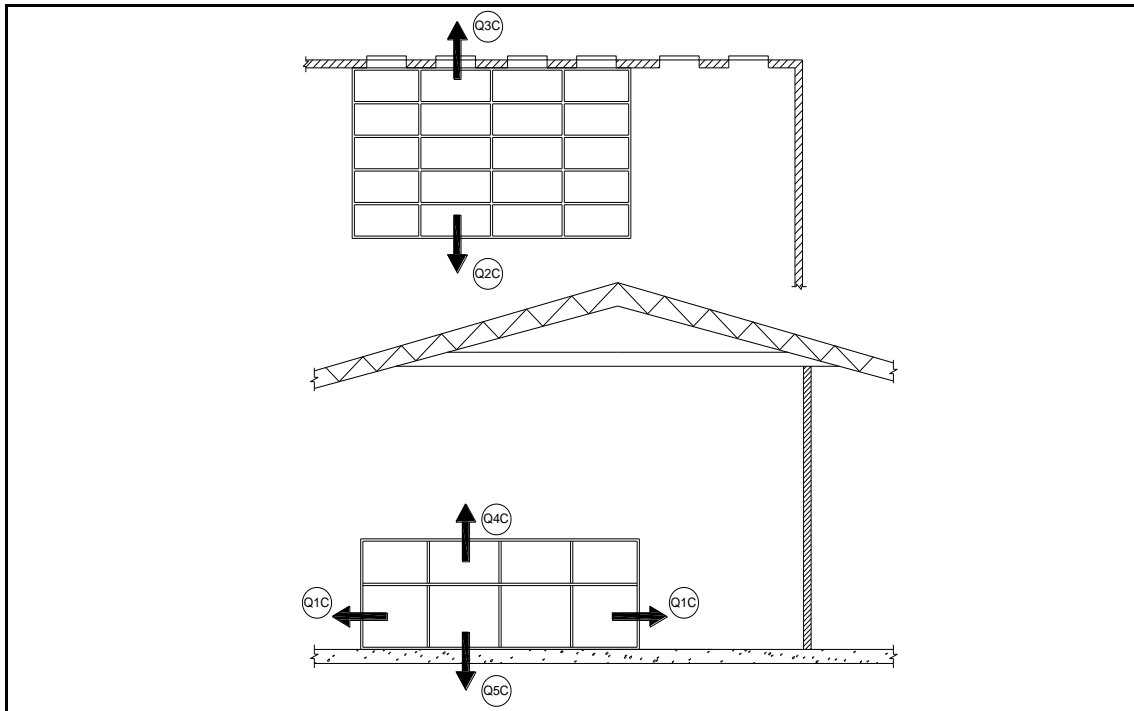
Estas pérdidas contemplan el calor que sale de la cámara a través de las paredes laterales derecha e izquierda, pared frontal, pared posterior, pared superior (techo) y el piso.

A excepción del piso y la pared posterior, el resto de paredes tienen un conformado tipo sánduche con tol galvanizado de 0.7 mm y espuma de poliuretano de alta densidad.

El piso de la cámara no fue aislado por motivos de funcionalidad y para facilitar el mantenimiento de la cámara.

La pérdida de calor por la pared posterior se evalúa de manera diferente debido a que la cámara ha sido adosada a la mampostería, esto hace que el coeficiente global de transferencia de calor sea diferente.

Ilustración 3.8 Pérdidas de calor a través de la estructura de la cámara



1. Calor perdido a través de la estructura:

- Calor perdido a través de las paredes laterales:

$$Q_{1C} = 2 \cdot [U_{pared_{lat}} \cdot P_{lateral} \cdot (T_{int} - T_{bodega})]$$

$$Q_{1C} = 45.43 \text{ W}$$

$$Q_{1C} = 155.01 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Calor perdido a través de la pared frontal:

$$Q_{2C} = U_{\text{pared}_{\text{lat}}} \cdot P_{\text{frontal}} (T_{\text{int}} - T_{\text{bodega}})$$

$$Q_{2C} = 39.08 \text{ W}$$

$$Q_{2C} = 133.35 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Calor perdido a través de la pared posterior:

$$Q_{3C} = U_{\text{pared}_{\text{post}}} \cdot P_{\text{post}} (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

$$Q_{3C} = 47.63 \text{ W}$$

$$Q_{3C} = 162.51 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Calor perdido a través de la pared superior:

$$Q_{4C} = U_{\text{pared}_{\text{sup}}} \cdot P_{\text{superior}} (T_{\text{int}} - T_{\text{bodega}})$$

$$Q_{4C} = 97.75 \text{ W}$$

$$Q_{4C} = 333.55 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Calor perdido a través del piso:

$$Q_{5C} = U_{\text{piso}} \cdot P_{\text{inferior}} (T_{\text{int}} - T_{\text{piso}})$$

$$Q_{5C} = 666.66 \text{ W}$$

$$Q_{5C} = 2274.72 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

3.5.5.3 Pérdidas de calor por infiltraciones

Las infiltraciones en la cámara son de dos tipos, una las infiltraciones de aire exterior que pasan por las puertas de carga del TDI y otras, las infiltraciones del aire interior que ingresan por las puertas de descarga del producto.

1. Calor perdido por infiltraciones:

1.1. Infiltraciones de aire exterior:

$$\text{Área de las puertas: } A_{\text{puerta}} = 0.90 \cdot \text{m} \cdot 0.80 \cdot \text{m}$$

$$\text{Número de puertas: } N_{\text{puertas}} = 4$$

$$\text{Velocidad del viento: } Vel_{\text{inv}} = 29 \cdot \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

- Caudal de infiltraciones de aire exterior:

$$C_{\text{ext}} = N_{\text{puertas}} \cdot A_{\text{puerta}} \cdot 238 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \cdot \frac{Vel_{\text{inv}}}{24 \cdot \frac{\text{km}}{\text{h}}} \quad C_{\text{ext}} = 487.48 \text{CFM} \quad ^{18}$$

Calor sensible perdido:

$$Q_{\text{sen}_{1C}} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm}_{\text{std}}}} \cdot C_{\text{ext}} \cdot 1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

$$Q_{\text{sen}_{1C}} = 2995.67 \text{W}$$

$$Q_{\text{sen}_{1C}} = 10221.67 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

¹⁸ Coeficiente de infiltración = 238 [m³/h/m²]. Manual de aire acondicionado de Carrier. 1-88 p.

Calor latente perdido:

$$Q_{\text{lat}_1\text{C}} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm}_{\text{std}}}} \cdot C_{\text{ext}} \cdot 0.68 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{lb}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{granos}} \cdot (W_{\text{int}} - W_{\text{ext}})$$

$$Q_{\text{lat}_1\text{C}} = -572.74\text{W}$$

$$Q_{\text{lat}_1\text{C}} = -1954.27 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

1.2. Infiltraciones de aire interior:

Velocidad interior:

$$Vel_{\text{int}} = 1 \cdot \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

- Caudal de infiltraciones de aire interior:

$$C_{\text{int}} = N_{\text{puertas}} \cdot A_{\text{puerta}} \cdot 238 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \cdot \frac{Vel_{\text{int}}}{24 \cdot \frac{\text{km}}{\text{h}}} \quad C_{\text{int}} = 16.81\text{CFM}$$

Calor sensible perdido:

$$Q_{\text{sen}_2\text{C}} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm}_{\text{std}}}} \cdot C_{\text{int}} \cdot 1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{bodega}})$$

$$Q_{\text{sen}_2\text{C}} = 82.07\text{W}$$

$$Q_{\text{sen}_2\text{C}} = 280.05 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Calor latente perdido:

$$Q_{\text{lat_2C}} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm_std}}} \cdot C_{\text{int}} \cdot 0.68 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{lb}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{granos}} \cdot (W_{\text{int}} - W_{\text{bodega}})$$

$$Q_{\text{lat_2C}} = 5.2 \text{ W}$$

$$Q_{\text{lat_2C}} = 17.73 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

3.5.5.4 Pérdidas adicionales de calor

1. Pérdida de calor neta

$$Q_{\text{neto_C}} = Q_{1C} + Q_{2C} + Q_{3C} + Q_{4C} + Q_{5C} + Q_{\text{sen_1C}} + Q_{\text{sen_2C}}$$

$$Q_{\text{neto_C}} = 3974.3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{neto_C}} = 13560.86 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

2. Pérdidas adicionales

Pérdida de recuperación:

$$Q_{\text{rec_C}} = Q_{\text{neto_C}} \cdot 30\%$$

$$Q_{\text{rec_C}} = 1192.29 \text{ W}$$

$$Q_{\text{rec_C}} = 4068.26 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Pérdida por fugas:

$$Q_{\text{fugas_C}} = Q_{\text{neto_C}} \cdot 5\%$$

$$Q_{\text{fugas_C}} = 198.71 \text{ W}$$

$$Q_{\text{fugas_C}} = 678.04 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

3.5.5.5 Calor de calefacción en la cámara de TDI

$$Q_{\text{total_C}} = Q_{\text{neto_C}} + Q_{\text{rec_C}} + Q_{\text{fugas_C}}$$

$$Q_{\text{total_C}} = 5365.3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{total_C}} = 18307.16 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

3.5.5.6 Caudal de aire para la calefacción de la cámara de TDI

$$\text{Caudal}_{\text{calf_C}} = \frac{Q_{\text{total_C}} \cdot P_{\text{atm_std}}}{P_{\text{atm}} \cdot 1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{bodega}})}$$

$$\text{Caudal}_{\text{calf_C}} = 1098.89 \text{ CFM}$$

El caudal de calefacción es muy parecido al que se supuso de 1000 CFM y por tanto no se requiere de otras iteraciones.

En conclusión la cámara de calefacción para el TDI requiere de un ambiente de cámara de **22° C**, el cual se conseguirá a través de de **1098 CFM** de aire de suministro que venza **5365 W**.

3.5.6 Condiciones interiores de diseño para la cámara

Tomando en cuenta que se requiere de un caudal pequeño para la calefacción, las nuevas condiciones interiores de diseño para la cámara son las siguientes.

Tabla 3.24 Condiciones interiores de diseño para la cámara de TDI

Temperatura interior (bulbo seco)	22 [° C]
Humedad relativa	30 a 40 [%]
Velocidad máxima ductos	1000 FPM
Criterio de ruido	NC 30
Velocidad máxima de suministro	400 FPM
Velocidad máxima de retorno	450 FPM

3.6 CÁLCULO DE CARGA DE REFRIGERACIÓN BODEGA DE GUAYAQUIL

3.6.1 Cargas internas

3.6.1.1 Ganancia por alumbrado

En la bodega de Guayaquil se ha proyectado una iluminación de 10 W/m². El uso de esta iluminación no será constante, pues las luminarias se encenderán al momento de la carga de materia prima o cuando se realicen labores de mantenimiento. Por este motivo se debe corregir la ganancia de calor con un factor de uso.

La ecuación que se utilizó para el cálculo de la ganancia de calor por iluminación es la siguiente:

$$Q_{\text{iluminación}} = \text{Potencia}_{\text{util}} \cdot F_{\text{uso}} \cdot F_{\text{pantalla}} \cdot F_{\text{tipo}} \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

En esta ecuación la ganancia de calor viene dada en vatios. El factor de uso evalúa cuanto tiempo se encuentran encendidas las luminarias, en este caso se usará un factor de uso del 20%. El factor de pantalla tiene que ver con el tipo de pantalla que tienen las luminarias, su valor es de 1 cuando no se usa ningún tipo de pantalla. El factor de tipo indica si la iluminación es incandescente o fluorescente, en este caso usaremos un factor de tipo de 1.25 para la iluminación fluorescente.

3.6.1.2 Ganancia por personas

Como se mencionó a en el numeral 3.1.2.9 se ha estimado que ingresarán máximo dos personas a la bodega a realizar labores de carga de materia prima o mantenimiento de los tanques. Cada persona aportará 135 W en calor sensible y 158 W en calor latente.

La ecuación que permite calcular el calor ganado por las personas es:

$$Q_{sen_{per}} = N_{per} \cdot Q_{sensible} \cdot F_{corr} \quad (Ecuación 3.7)$$

$$Q_{lat_{per}} = N_{per} \cdot Q_{latente} \cdot F_{corr} \quad (Ecuación 3.8)$$

En estas dos ecuaciones “Fcorr” es un factor de corrección que determina cuanto permanecen las personas en el local tomando como tiempo máximo el de funcionamiento del equipo de acondicionamiento.

3.6.1.3 Ganancia por equipos

Debido a que no existe maquinaria que genere calor apreciable dentro de la bodega, este componente de la carga de refrigeración no se tomará en cuenta para el estudio.

3.6.1.4 Otras Ganancias

También es necesario considerar el calor requerido para enfriar el producto de almacenamiento. Para esto se ha contemplado que el poliol y poliol-copolimérico ingresan a la bodega a una temperatura de 22° C. Estos cálculos se detallan en el **ANEXO G** y se resumen con todas las cargas internas en la siguiente tabla.

Tabla 3.25 Cargas internas bodega de Guayaquil

Componente	Calor ganado
Calor sensible personas	54.01 [W]
Calor latente personas	63.21 [W]
Iluminación	160.54 [W]
Calor del poliol	746.19 [W]
Calor del poliol-copolimérico	764.63 [W]

Véase ANEXO H

3.6.2 Cargas externas

3.6.2.1 Ganancia por radiación solar

La evaluación de la ganancia de calor debida a la radiación solar incluye varios factores, entre ellos están: la orientación geográfica que tienen las ventanas, el tipo de marco, el factor de claridad de la atmósfera, la latitud, las sobras proyectadas por las viseras, el tipo de persiana, el almacenamiento del calor y la diferencia de temperaturas equivalente entre el interior y el exterior.

Dado que la bodega no presenta ninguna ventana, el componente de calor ganado a través de los cristales y debido a la radiación solar no será calculado.

3.6.2.2 Ganancia por transferencia de calor a través de la estructura

El calor ganado a través de la estructura también es función de varios factores como son: el color exterior de las paredes y techo, la orientación de las paredes, el tipo de paredes y la diferencia de temperatura equivalente. La ecuación que permite calcular la ganancia de calor a través de la estructura es:

$$Q = A \cdot U \cdot DTE \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

A continuación se incluye un detalle de la orientación y superficie de las paredes de la bodega.

Tabla 3.26 Orientación de las paredes bodega de Guayaquil

<i>Orientación</i>	<i>Área</i>
Norte	17.90 [m ²]
Sur	17.90 [m ²]
Este	90 [m ²]
Oeste	90 [m ²]

Para determinar la diferencia de temperaturas equivalente se utilizó la fórmula planteada por Schmidt en el manual de aire acondicionado de Carrier.

$$DTE = a + \Delta t_{es} + b \cdot \frac{R_s}{R_m} \cdot (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Donde:

- DTE: diferencia de temperaturas equivalente corregida.
- a: corrección por variación de temperatura diaria y variación de temperatura exterior e interior.
- Δt_{es} : diferencia de temperatura considerada a la hora de diseño para la pared a la sombra.
- Δt_{em} : Diferencia de temperatura considerada a la hora de diseño para la pared soleada.

- b: coeficiente de corrección debido al color de la cara externa de pared y techo.
- R s: Máxima insolación correspondiente al mes y altitud supuestos para una superficie acristalada vertical o techo horizontal.
- R m: Máxima insolación en el mes de Julio a 40° de latitud norte para una superficie acristalada vertical o techo horizontal.

Esta ecuación se basa en las siguientes condiciones:

1. La intensidad de radiación solar en Julio y 40° de latitud norte.
2. Intervalo de variación de 11° C de la temperatura seca exterior en 24 horas.
3. Temperatura máxima exterior de 35° C y temperatura interior de proyecto de 27° C, es decir 8° de diferencia.
4. Un coeficiente de absorción de paredes y techos de 0.90. Este coeficiente de absorción es de 0.5 para las paredes de color claro y 0.70 para las de color medio.
5. El calor específico de la mayoría de los materiales de construcción es, aproximadamente, 0.20 kcal/kg.°C, y por lo tanto, la capacidad térmica de las paredes y techos normales es proporcional a su peso por m².

El factor de corrección debido a la diferencia de temperatura diaria y a la diferencia de temperatura exterior e interior es 2.2° C.

La diferencia de temperatura para las 14:00 (hora de diseño) para la sombra es de 3.96° C para una pared de 239.24 kg/m² y de 7.85° C para el techo de 50 kg/ m².

La diferencia de temperatura para las 14:00 tomando en cuenta la presencia del sol para las paredes como para el techo se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 3.27 Diferencia de temperatura para las paredes y techo soleados

<i>Descripción</i>	<i>Diferencia a de temperatura (ΔT_{es})</i>
Pared norte	14.32 [° C]
Pared sur	3.96 [° C]
Pared este	7.4 [° C]
Pared oeste	7.18 [° C]
Techo	17.8 [° C]

Fuente: Manual de aire acondicionado de Carrier

La insolación máxima para el mes de Julio a 40° de latitud norte para las paredes y el techo horizontal se presentan en la tabla 3.28.

El valor de las insolaciones máximas para el mes de febrero a 2° de latitud sur para las paredes y techo se encuentran en la tabla 3.29.

Tabla 3.28 Insolación máxima en Julio a 40° de latitud norte

<i>Descripción</i>	<i>Insolación máxima (R m)</i>
Pared norte	65 [kcal/h m ²]
Pared sur	187 [kcal/h m ²]
Pared este	444 [kcal/h m ²]
Pared oeste	444 [kcal/h m ²]
Techo	631 [kcal/h m ²]

Fuente: Manual de aire acondicionado de Carrier

Tabla 3.29 Insolación máxima en Febrero a 2° de latitud sur

<i>Descripción</i>	<i>Insolación máxima (R s)</i>
Pared norte	38 [kcal/h m ²]
Pared sur	92 [kcal/h m ²]
Pared este	442 [kcal/h m ²]
Pared oeste	442 [kcal/h m ²]
Techo	664 [kcal/h m ²]

Fuente: Manual de aire acondicionado de Carrier

El color de las paredes así como del techo ya se definió en el apartado 3.1.2.5. La siguiente tabla presenta los factores de corrección que intervienen en la ecuación 3.10.

Tabla 3.30 Factor de corrección por color de pared y techo

<i>Descripción</i>	<i>Color</i>	<i>Factor b</i>
Pared	Blanco	0.55
Techo	Aluminio	0.55

Fuente: Manual de aire acondicionado de Carrier

La diferencia equivalente de temperatura corregida para las paredes y techo de la bodega de Guayaquil para las 14:00 del mes de Febrero se presenta en la siguiente tabla.

Tabla 3.31 Diferencia de temperatura equivalente corregida Guayaquil

<i>Descripción</i>	<i>DTE</i>
Pared norte	9.5 [° C]
Pared sur	6.2 [° C]
Pared este	8.1 [° C]
Pared oeste	7.9 [° C]
Techo	15.85 [° C]

El desarrollo de la DTE para la bodega de Guayaquil se encuentra en el **ANEXO F**.

La ganancia de calor a través de las paredes y techo se resume en la siguiente tabla.

Tabla 3.32 Ganancia de calor a través de la estructura

Descripción	Ganancia de calor
Pared norte	491.09 [W]
Pared sur	319.68 [W]
Pared este	2110 [W]
Pared oeste	1257.26 [W]
Techo	2425.77 [W]

Véase ANEXO H

3.6.2.3 Ganancia de calor por infiltraciones

Para evaluar las infiltraciones en la bodega de Guayaquil se utilizó el criterio de los cambios hora. Este criterio evalúa las infiltraciones en el recinto en función del volumen de aire que contiene y datos empíricos sobre la renovación de este caudal en el transcurso del tiempo. La ASHRAE determina que para un local sin ventanas y una puerta en una de las fachadas se puede asumir el valor de $\frac{3}{4}$ cambio-hora para evaluar las infiltraciones.

Con **0.75 cambios-hora**¹⁹ las infiltraciones en la bodegas de Guayaquil tienen un valor de **142.22 CFM**. Y para determinar el calor sensible y latente que se gana por infiltraciones se usan las siguientes ecuaciones.

¹⁹ Coeficiente de infiltración por el método de cambios hora. Manual de aire acondicionado de Trane. 377 p.

$$Q_{\text{sen}} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm}_{\text{std}}}} \cdot C_{\text{inf}} \cdot 1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}} \cdot \Delta T$$

(Ecuación 3.11)

$$Q_{\text{lat}} = \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm}_{\text{std}}}} \cdot C_{\text{inf}} \cdot 0.68 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{lb}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{granos}} \cdot (W_{\text{int}} - W_{\text{ext}})$$

(Ecuación 3.12)

En estas ecuaciones “Cinf” es el caudal de infiltraciones que se ha calculado por el método de los cambios hora.

Los valores de la ganancia de calor debido a las infiltraciones se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 3.33 Ganancia de calor por infiltraciones bodega de Guayaquil

<i>Componente</i>	<i>Calor ganado</i>
Calor sensible	711.33 [W]
Calor latente	2514.05 [W]

Véase ANEXO H

3.6.2.4 Otras ganancias

De igual manera que en la ganancia de calor interno se contemplan ganancias de tipo porcentual para evaluar las fugas en los ductos, el calor con que aporta el ventilador y las pérdidas en ductos de suministro y retorno.

3.6.3 Calor requerido para la refrigeración

Como se aprecia en el **ANEXO H** la carga total de refrigeración para la bodega de Guayaquil es de **12756.61 W o 43523.06 BTU/h**.

A continuación se presenta un resumen con los calores de interés.

Tabla 3.34 Calores de interés bodega de Guayaquil

<i>Descripción</i>	<i>Nomenclatura</i>	<i>Calor ganado</i>
Calor sensible	RSH	9221.31 [W]
Calor sensible efectivo	ERSH	9405.73 [W]
Calor latente	RLH	2628.80 [W]
Calor latente efectivo	ERLH	2628.80 [W]
Calor total efectivo	ERTH	12034.54 [W]
Gran calor total	GTH	12756.61 [W]

Fuente: Anexo H

3.6.4 Ciclo de evolución del aire

Antes de presentar la evolución del aire en el equipo de acondicionamiento y en el cuarto, es necesario definir ciertos parámetros. Entre estos están el factor de calor sensible efectivo y la temperatura de punto de rocío del equipo.

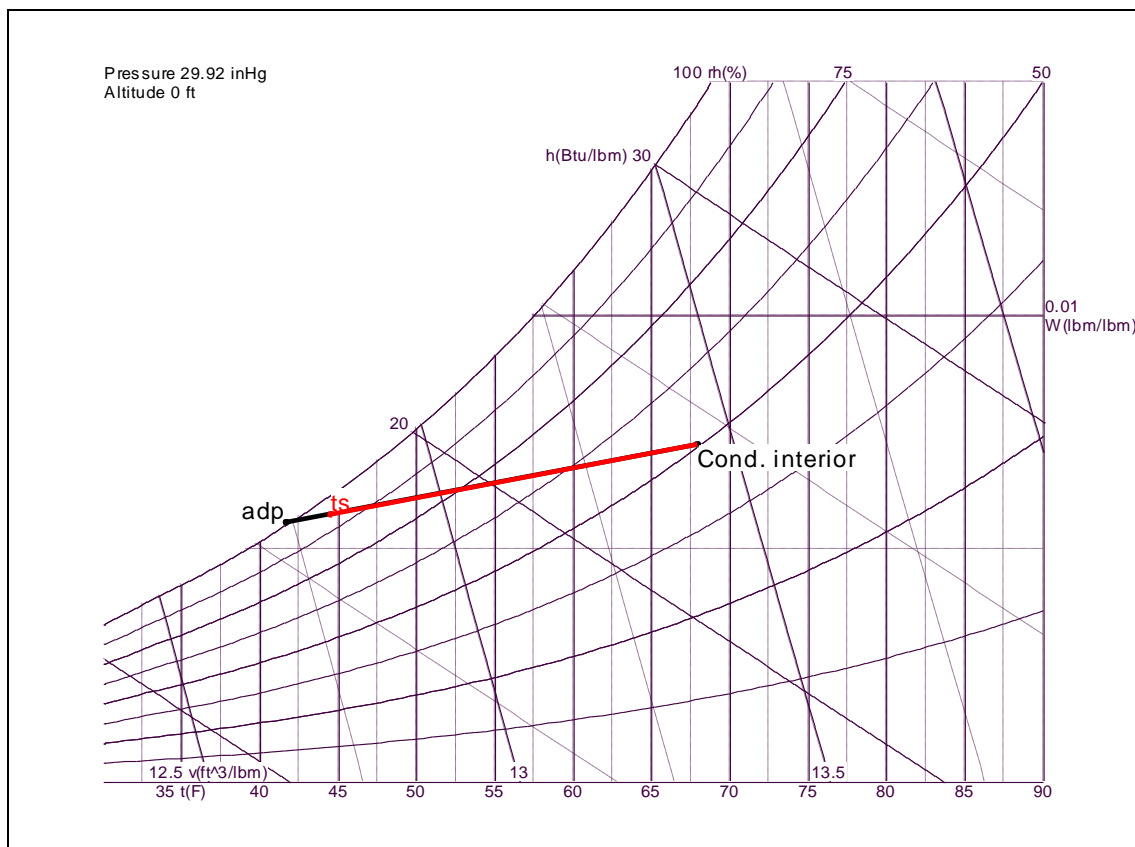
Tomando los valores de la tabla 3.34 se encontró que se el factor de calor sensible efectivo (**ESHF**) es de **0.78**. La definición del ESHF se presenta a continuación.

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

Donde ERSH representa el calor sensible efectivo del local y ERLH es el calor latente efectivo del local. Se los llama efectivos porque incluyen las pérdidas por fugas, calor del ventilador y un factor de seguridad.

La temperatura de punto de rocío²⁰ del equipo seleccionada es de **5.5° C**. Este valor ha sido comprobado en la carta psicrométrica y se presenta en la siguiente gráfica.

Ilustración 3.9 Evolución del aire a través del equipo de refrigeración



²⁰ La temperatura de punto de rocío (adp) se tomó del Manual de aire acondicionado de Carrier. 1-140 p.

3.6.5 Caudal requerido para la refrigeración

Establecida la carga de refrigeración, el caudal requerido para enfriar la bodega se calcula con la siguiente fórmula.

$$\text{CFM}_{\text{suministro}} = \frac{\text{ERSH}}{\left(1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}}\right) \cdot (1 - \text{BF}) \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{adp}})} \quad (\text{Ecuación 3.14})$$

En esta ecuación:

- ERSH: representa el calor sensible efectivo del cuarto.
- BF: conocido como el factor de transición, determina la eficiencia del serpentín de refrigeración del equipo.
- T int: temperatura interior de diseño
- T adp: temperatura de punto de rocío del serpentín.

Según esta ecuación se requiere un caudal de **1265 CFM**, sin embargo se debe verificar si este caudal cumple con algunas especificaciones del equipo. Esto se analizará en el capítulo 4 cuando se dimensione el equipo de refrigeración.

CAPÍTULO 4

SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE EQUIPOS

Este capítulo inicia con la selección de los sistemas de calefacción y refrigeración que mejor se adecuen a los requerimientos de CHAIDE y CHAIDE. Para luego, con los datos obtenidos en el capítulo 3 escoger los equipos que puedan vencer las cargas de calefacción y refrigeración.

También se dimensionarán los sistemas de distribución y transporte del aire tratado y se seleccionarán las rejillas de suministro y retorno adecuadas para un funcionamiento óptimo del sistema.

Se diseñará el sistema de tuberías que transporta el refrigerante necesario para el equipo de refrigeración y finaliza con la selección del sistema que controla las condiciones termo-higrométricas dentro de las bodegas de Sangolquí y Guayaquil.

4.1 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO

Varios son los sistemas utilizados en la industria de la ventilación, la calefacción y el acondicionamiento de aire. Entre los sistemas de calefacción se encuentran:

1. Hornos de gas o combustibles.
2. Bomba de calor mecánica
3. Calefacción por resistencia eléctrica

4. Calefacción por serpentines de agua caliente
5. Calefacción por serpentines de vapor
6. Calefacción por superficies radiantes

De todos estos sistemas se debe seleccionar el que mejor responda a los requerimientos y limitaciones implantadas por los especialistas de CHAIDE y CHAIDE.

Entre los criterios de mayor importancia para la selección del sistema de calefacción para la cámara de TDI se encuentran los siguientes:

- Evitar el contacto de líquidos con los tanques de TDI.
- Evitar el contacto de vapores o gases con los tanques de TDI.
- Evitar el contacto de la materia prima con atmósferas húmedas.

Utilizando un puntaje de 1 a 3 donde uno es el más favorable y tres el menos favorable, se seleccionará el equipo mediante la siguiente matriz.

Tabla 4.1 Matriz de selección del equipo de calefacción

<i>Parámetro</i>	<i>Horno</i>	<i>Bomba de calor</i>	<i>Resistencia eléctrica</i>	<i>Agua caliente</i>	<i>Vapor</i>	<i>Superficie radiante</i>
Costo del equipo	2	2	1	2	3	3
Costo de instalación	2	1	2	2	3	3
Facilidad de montaje	1	2	1	2	3	3
Facilidad de mantenimiento	2	1	1	1	2	1
Presencia de líquidos en el equipo	3	3	1	3	3	3
Presencia de gases en el equipo	3	3	1	1	3	1
Total	13	12	7	11	17	14

Como se puede apreciar el equipo de **calefacción por resistencia eléctrica** supera en gran manera al resto de sistemas y será seleccionado para la cámara de calefacción de TDI en la bodega de Sangolquí.

En Guayaquil, la situación es diferente, el producto se almacena en tanques horizontales los cuales protegen al producto del contacto con ambientes húmedos. Para la bodega de materia prima de Guayaquil no existen restricciones al respecto del contacto del producto y se puede seleccionar entre los diferentes sistemas de refrigeración con los que cuenta el mercado.

Entre los sistemas de refrigeración con los que cuenta el mercado y pueden ser instalados en la bodega están:

1. Sistemas partidos
2. Unidades paquete
3. Sistemas hidrónicos
4. Refrescamiento por superficies

Utilizando los mismos puntajes que en el sistema de calefacción, la siguiente matriz indica la selección del equipo de refrigeración.

Tabla 4.2 Matriz de selección del equipo de refrigeración

<i>Parámetro</i>	<i>Sistema partido</i>	<i>Unidad paquete</i>	<i>Sistema hidrónico</i>	<i>Refrescamiento</i>
Costo del equipo	1	3	2	3
Costo de instalación	2	2	2	3
Facilidad de montaje	1	2	3	3
Facilidad de mantenimiento	2	2	3	1
Total	6	9	10	10

Como reobserva en la matriz de selección el equipo idóneo para la bodega de Guayaquil es el acondicionador de aire partido. Dentro de los sistemas partidos se escogió el tipo **ventilador-serpentin (fan-coil)** por su menor costo en el mercado.

4.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS

4.2.1 Equipo de calefacción

Teniendo el sistema que se empleará para la calefacción se debe seleccionar un equipo cuya capacidad pueda vencer las cargas térmicas calculadas en el capítulo 3.

En el estudio de carga térmica se determinó que el equipo de calefacción debe vencer **una carga de 5365 W con un caudal de 1098 CFM**. Como los equipos vienen en capacidades estándar se seleccionará aquel que pueda vencer las cargas y no sea sobredimensionado.

Tomando en cuenta la carga de térmica y las capacidades de los equipos que se encuentran en el **ANEXO I**, se requiere de un **equipo de calefacción de 10 kW con un caudal de 1200 CFM**.

4.2.2 Equipo de refrigeración

En el capítulo anterior se determinó que el equipo de refrigeración debe vencer una carga de **12756.61 W o 43523.06 BTU/h**. Sin embargo el caudal que se calculó debe ser comprobado a fin de que cumpla con ciertas recomendaciones de los fabricantes. Estas recomendaciones son:

1. La temperatura de suministro de aire debe estar entre 10 y 15° C (50-60F).
2. La diferencia de temperatura entre la de suministro de aire y la interior de diseño debe estar entre 8 y 14° C (15-25F).

A continuación se presenta la comprobación del caudal calculado en el numeral 3.6.5.

Tabla 4.3 Comprobación del caudal de refrigeración

1. APARATUS DEWPOINT			
ESHF	0.78		
ESHFe	0.78		
ADP Indicado	41.9	[F]	
RSHF	0.78		
2. CANTIDAD DE AIRE DESHUMIDIFICADO			de 15 F a 25 F
ΔT	23.5	[F]	
Caudal	1265	[CFM]	
ΔT salida	23.0	[F]	
$^{\circ}T_{sa}$	45.0	[F]	
3. CANTIDAD DE AIRE DE INYECCIÓN			de 50 F a 60 F de 15 F a 25 F
$^{\circ}T$ supply	50.0	[F]	
Variación	18	[F]	
Supply	1618.38	[CFM]	

Utilizando la comprobación del caudal se determinó que se requieren **un caudal de 1600 CFM.**

4.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

4.3.1 Dimensionamiento de ductos

Para el dimensionamiento del sistema de transporte de aire se utilizó el método de la pérdida de carga constante. Este método como se mencionó en el capítulo 2 es uno de los métodos aceptados por la ASHRAE.

El fundamento de este método es seleccionar un valor para la pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto, y mantenerla constante para todas las secciones del sistema.

4.3.1.1 Ductos de la cámara de calefacción de TDI

Tomado la recomendación de la ASHRAE sobre la velocidad recomendada en ductos principales de 1000-1300 FPM (para aplicaciones de NC de 30-40) y manejando un caudal de 1200 CFM, se obtiene en el diagrama de pérdidas por fricción que se observa en el **ANEXO K**, que la pérdida por fricción en pulgadas de agua por cada 100 pies de longitud de ducto es de **0.1 "c.a por 100 ft.**

El sistema de distribución de aire para la cámara de TDI se presenta en los planos adjuntos al documento y a continuación se incluye una tabla con las pérdidas de presión en cada uno de los tramos de distribución y retorno.

El paso de aire a través de los filtros y el banco de resistencias generan una pérdida de presión. Se ha tomado una pérdida de 0.157 "c.a. para los filtros y de 0.079" c.a. para las resistencias. El cálculo de las pérdidas de presión para la cámara de TDI se puede apreciar de manera detallada en el **ANEXO L**.

Ilustración 4.1 Diagrama de pérdida de presión en ductos de suministro

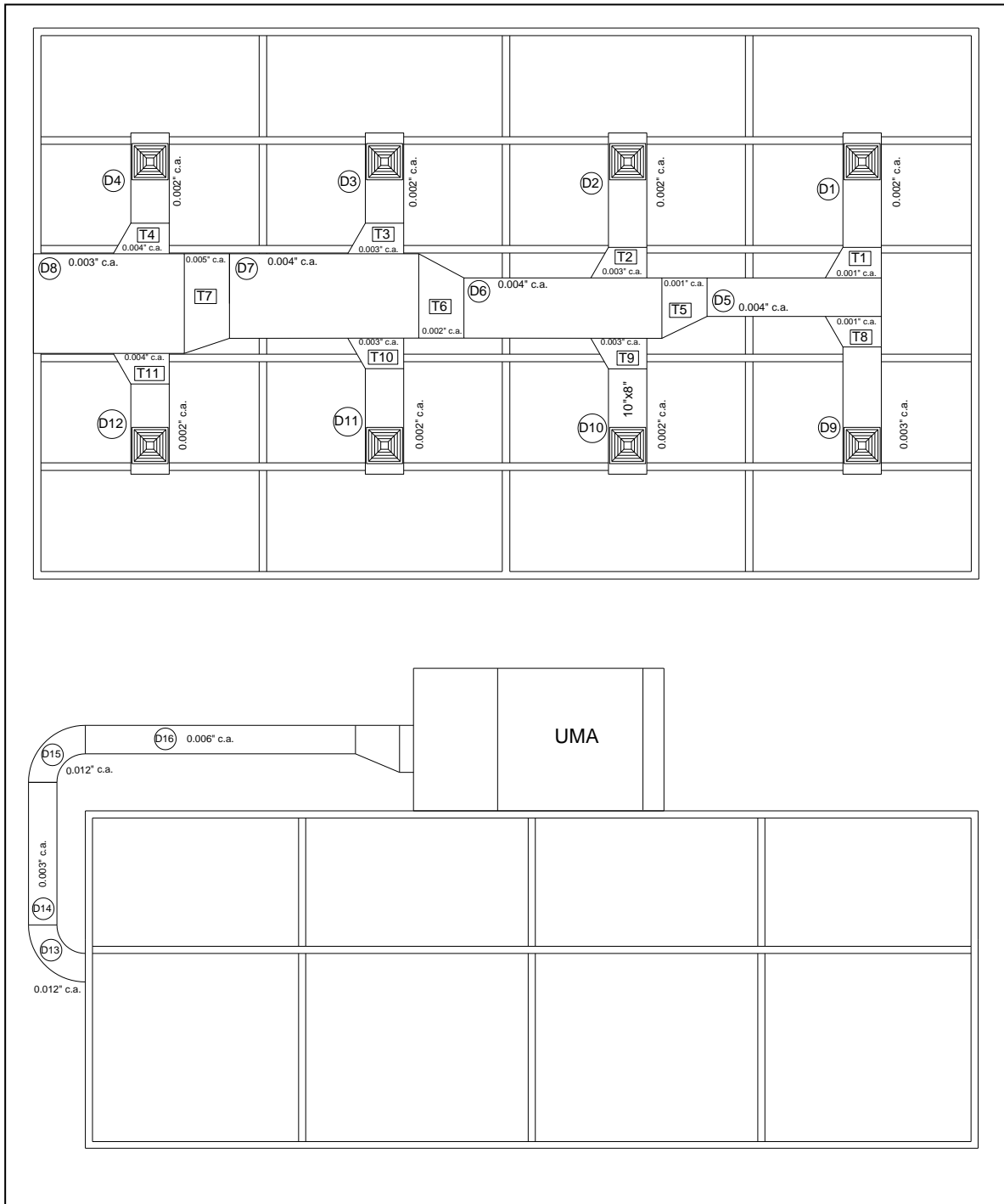


Tabla 4.4 Pérdida de presión en ductos de suministro

<i>Elemento</i>	<i>Pérdida [" c.a.]</i>	<i>Tramo a D1</i>	<i>Tramo a D2</i>	<i>Tramo a D3</i>	<i>Tramo a D4</i>
D1	0.002	0.002	-	-	-
D2	0.002	-	0.002	-	-
D3	0.002	-	-	0.002	-
D4	0.002	-	-	-	0.002
D5	0.004	0.004	-	-	-
D6	0.004	0.004	0.004	-	-
D7	0.004	0.004	0.004	0.004	-
D8	0.003	0.003	0.003	0.003	0.003
D13	0.012	0.012	0.012	0.012	0.012
D14	0.003	0.003	0.003	0.003	0.003
D15	0.012	0.012	0.012	0.012	0.012
D16	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006
T1	0.001	0.001	-	-	-
T2	0.003	-	0.003	-	-
T3	0.003	-	-	0.003	-
T4	0.004	-	-	-	0.004
T5	0.001	0.001	-	-	-
T6	0.002	0.002	0.002	-	-
T7	0.005	0.005	0.005	0.005	-
Difusor J-4	0.058	0.0580	0.0580	0.0580	0.0580
Conexión	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008
TOTAL		0.125	0.122	0.116	0.108

<i>Elemento</i>	<i>Pérdida [" c.a.]</i>	<i>Tramo a D9</i>	<i>Tramo a D10</i>	<i>Tramo a D11</i>	<i>Tramo a D12</i>
D5	0.004	0.004	-	-	-
D6	0.004	0.004	0.004	-	-
D7	0.004	0.004	0.004	0.004	-
D8	0.003	0.003	0.003	0.003	0.003
D9	0.002	0.002	-	-	-
D10	0.002	-	0.002	-	-
D11	0.002	-	-	0.002	-
D12	0.002	-	-	-	0.002
D13	0.012	0.012	0.012	0.012	0.012
D14	0.003	0.003	0.003	0.003	0.003
D15	0.012	0.012	0.012	0.012	0.012
D16	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006
T5	0.001	0.001	-	-	-
T6	0.002	0.002	0.002	-	-
T7	0.005	0.005	0.005	0.005	-
T8	0.001	0.001	-	-	-
T9	0.003	-	0.003	-	-
T10	0.003	-	-	0.003	-
T11	0.004	-	-	-	0.004
Difusor J-4	0.058	0.0580	0.0580	0.0580	0.0580
Conexión	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008
TOTAL		0.125	0.122	0.116	0.108

Ilustración 4.2 Diagrama de pérdida de presión en ductos de retorno

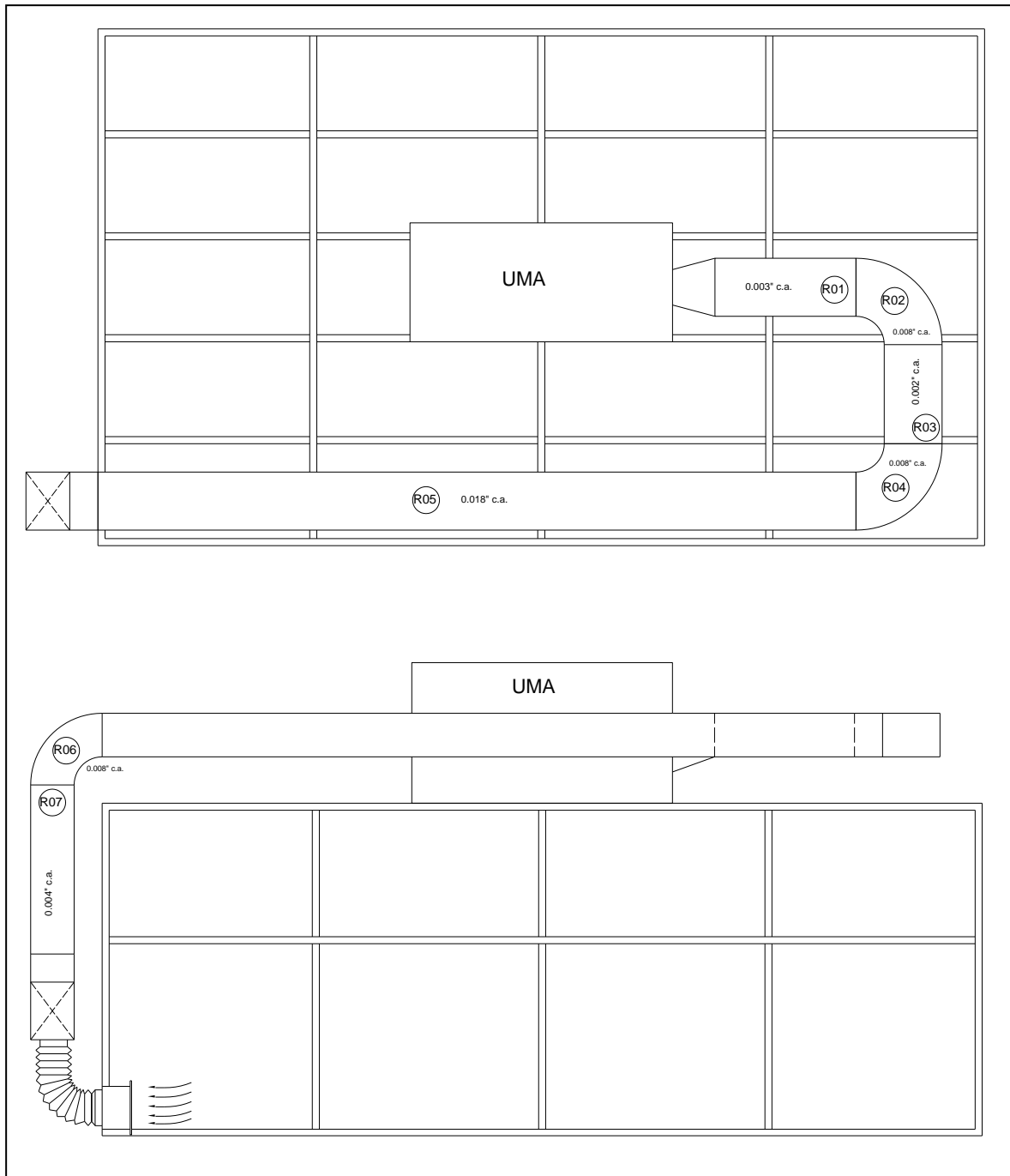


Ilustración 4.3 Diagrama de pérdida de presión en ductos de retorno
(Continuación)

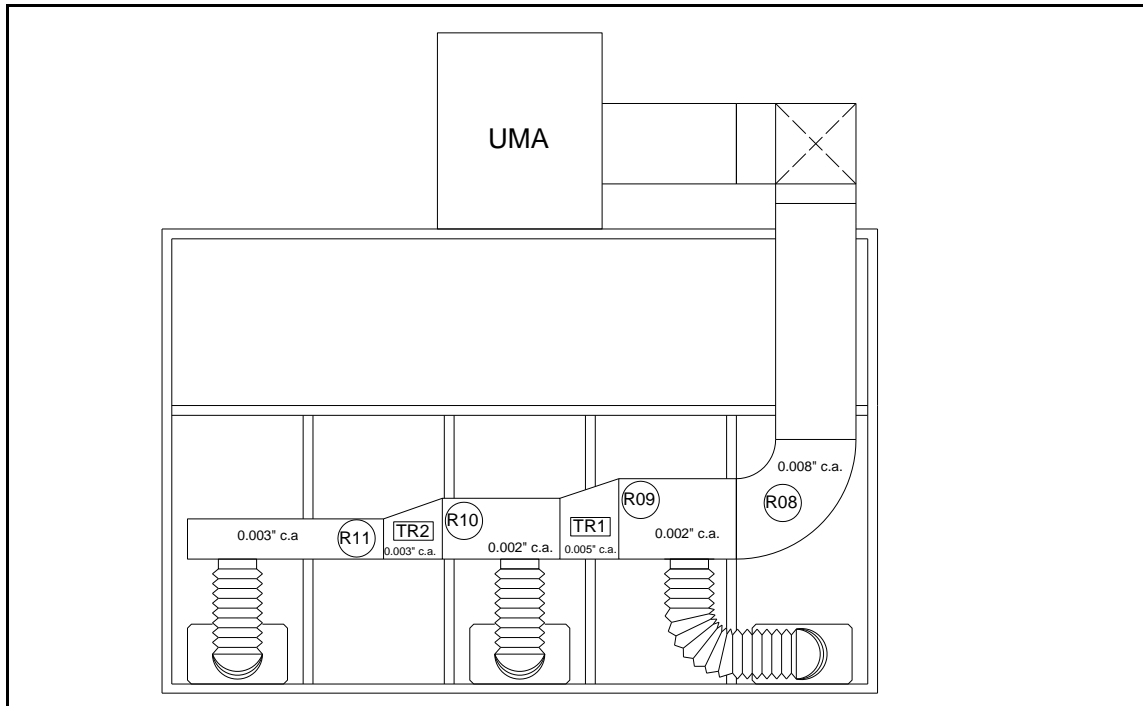


Tabla 4.5 Pérdida de presión ducto de retorno

Elemento	Pérdida [" c.a.]	Tramo a C1	Tramo a C2	Tramo a C3
Conexión	0.008	0.008	0.008	0.008
R1	0.003	0.003	0.003	0.003
R2	0.008	0.008	0.008	0.008
R3	0.002	0.002	0.002	0.002
R4	0.008	0.008	0.008	0.008
R5	0.018	0.018	0.018	0.018
R6	0.008	0.008	0.008	0.008
R7	0.004	0.004	0.004	0.004
R8	0.008	0.008	0.008	0.008
R9	0.002	0.002	0.002	0.002
R10	0.002	0.002	0.002	-
R11	0.003	0.003	-	-
TR1	0.005	0.005	0.005	-
TR2	0.003	0.003	-	-
Manguera	0.001	0.001	0.001	0.001
Cajas	0.003	0.003	0.003	0.003
Rejillas RA	0.023	0.023	0.023	0.023
TOTAL		0.109	0.103	0.096

Para determinar la presión estática requerida por el ventilador hay que tomar en cuenta que se trata de un ciclo cerrado y se deben sumar la pérdida de presión en el suministro, la pérdida de presión en el retorno (en ambos caso las más críticas) y la pérdida de presión en los equipos (filtros y resistencia). (Véase **ANEXO L**). Esta suma de cómo resultado una pérdida de 0.47”c.a. y se escogió un ventilador con una **pérdida de presión estática de 0.5”c.a.**

4.3.1.2 Ductos de la bodega de Guayaquil

La pérdida de presión en los ductos de distribución de aire se presenta en la siguiente tabla y se pueden apreciar en el plano 3 que corresponden a la bodega de Guayaquil. Véase también **ANEXO M**.

Ilustración 4.4 Diagrama de pérdida de presión en ductos bodega de Guayaquil

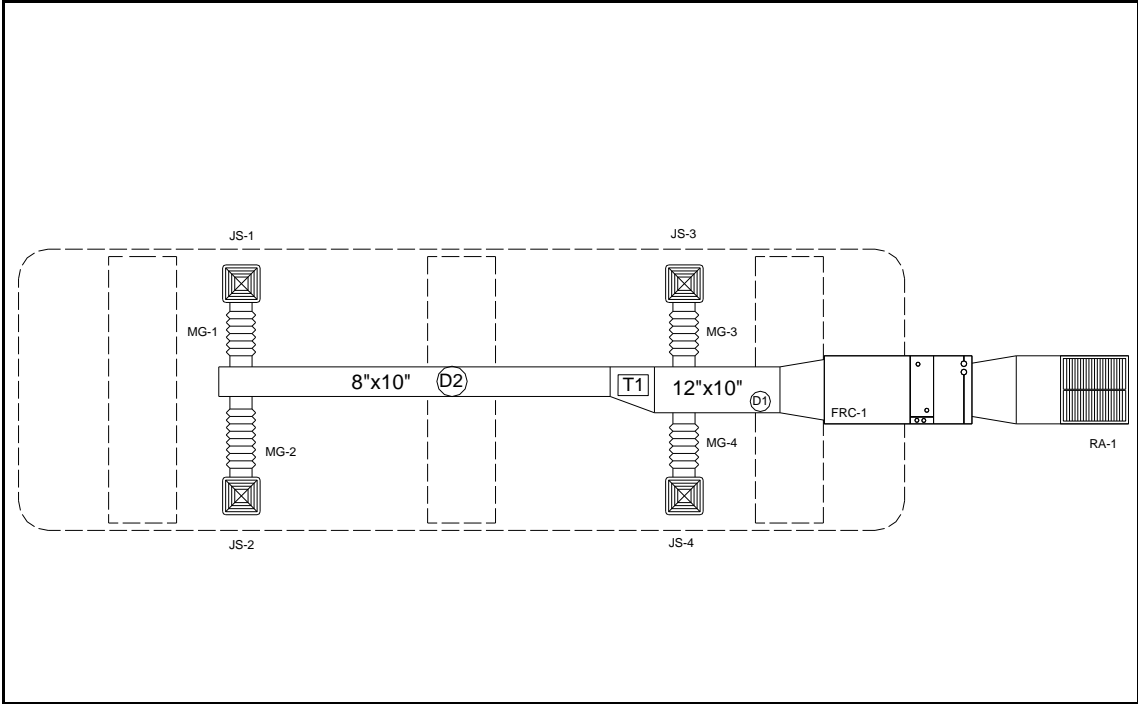


Tabla 4.6 Pérdida de presión en ductos bodega de Guayaquil

Suministro	
Elemento	Pérdida [" c.a.]
D1	0.002
D2	0.008
T1	0.001
Difusor J-4	0.007
Manguera	0.002
Conexión	0.008
Sub-total	0.028
Retorno	
Elemento	Pérdida [" c.a.]
Filtro	0.157
Serpentin	0.038
Rejillas RA	0.197
Sub-total	0.392
TOTAL	0.42

4.3.2 Selección de difusores y rejillas

4.3.2.1 Cámara de calefacción de TDI

Para la cámara de calefacción de TDI en la bodega de Sangolquí se escogió un total de 8 difusores cuadrados de **6"x6"** similares al modelo JS-4 de la marca AIR GUIDE; cada difusor suministra un caudal de **150 CFM con una pérdida de presión de 0.058" c.a. y una velocidad de cuello de 600 FPM** (Véase **ANEXO N**)

Para el retorno del aire se seleccionaron tres rejillas rectangulares de 10"x20" similares al modelo RA de la marca AIR GUIDE que recogen **400 CFM con una pérdida de presión de 0.023" c.a. a una velocidad de 400 FPM.** (Véase **ANEXO O**)

4.3.2.2 Bodega de materia prima Guayaquil

En el sistema de distribución de aire para la bodega de Guayaquil se seleccionaron los siguientes difusores y rejillas.

Difusores de 4 vías con aletas fijas de **10"x10"** similares al modelo JS-4 de la marca AIR GUIDE y en número de ocho; cada difusor suministra un caudal de **175 CFM con una pérdida de presión de 0.011" c.a. y una velocidad de cuello de 252 FPM** (Véase **ANEXO N**)

Para el retorno del aire se seleccionaron dos rejillas rectangulares de **18"x18"** similares al modelo RA de la marca AIR GUIDE que recogen **692 CFM con una pérdida de presión de 0.023" c.a. a una velocidad de 400 FPM** (Véase **ANEXO O**)

4.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS

4.4.1 Tuberías de calefacción

Debido a que CHAIDE y CHAIDE no permitía la instalación de un sistema de calefacción que transporte líquidos, el dimensionamiento de las tuberías de calefacción queda fuera del contenido de este proyecto.

4.4.2 Tuberías de refrigeración

En equipos de aire acondicionado partidos existe una conexión entre el evaporador (equipo interior) y la condensadora (equipo exterior) a través de tuberías que transportan el refrigerante. Las dimensiones de las tuberías, tanto

de la línea de vapor como para la de líquido, dependen de la capacidad del equipo de refrigeración.

Como se aprecia en el **ANEXO J** para una carga de 24 000 BTU/h se requiere una condensadora AC024M1021 que se conecta con **tubería de 5/8" de diámetro para la línea de succión y de 3/8" para la de líquido.**

4.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

Para los sistemas de acondicionamiento de aire residenciales y comerciales ligeros, el sistema de control que con frecuencia se utiliza es el termostato.

En este proyecto se optó por utilizar una regulación por termostato. Este equipo es de gran versatilidad y de bajo costo. Los diagramas de conexión se incluyen en los planos adjuntos al proyecto.

CAPÍTULO 5

PRESUPUESTO REFERENCIAL

En este capítulo se incluyen los presupuestos referenciales para los sistemas de calefacción y refrigeración para las bodegas de materia prima de CHAIDE y CHAIDE en las plantas industriales de Sangolquí y Guayaquil.

Antes de presentar los presupuestos es necesario definir las especificaciones de los equipos que conforman el sistema de calefacción y de refrigeración para las bodegas de Sangolquí y Guayaquil respectivamente.

Los precios se consiguieron con el apoyo de la empresa de servicios de ingeniería mecánica SEING PROAÑO Cía. Ltda., la cual ha respaldado este proyecto.

5.1 PLANTA DE SANGOLQUÍ

5.1.1 Especificación de los equipos que conforman la cámara de calefacción.

5.1.1.1 Unidad manejadora de aire

La unidad manejadora de aire que hace recircular el aire y lo calienta dentro de la cámara de calefacción tiene las siguientes especificaciones.

Tabla 5.1 Especificaciones de la manejadora de aire

<i>Descripción</i>	<i>Tipo o Magnitud</i>
Ventilador	Centrífugo
Caudal	1200 [CFM]
SP ventilador	0.5 [" c.a.]
Tipo de calefacción	Resistencia eléctrica
Capacidad de calefacción	10 [kW]
Tipo de filtro	Desechable o lavable
Eficiencia del filtrado	20 [%]
Energía	220 V/2 Ph/60 Hz
Modelo	Similar a YORK FRP 042

5.1.1.2 Difusores y rejillas de retorno

Tabla 5.2 Especificaciones de los difusores

<i>Descripción</i>	<i>Tipo o Magnitud</i>
Caudal	150 [CFM]
Velocidad de cuello	600 [FPM]
Pérdida de presión	0.058 [" c.a.]
Tipo de aletas	Fijas
Dimensiones:	6" x 6"
Modelo	Similar JS-4 AIR GUIDE

Tabla 5.3 Especificaciones de las rejillas de retorno

<i>Descripción</i>	<i>Tipo o Magnitud</i>
Caudal	400 [CFM]
Velocidad de cuello	400 [FPM]
Pérdida de presión	0.023 [“ c.a.]
Tipo de aletas	Fijas
Dimensiones:	10” x 20”
Modelo	Similar a RA AIR GUIDE

5.1.1.3 Termostato

Tabla 5.4 Especificaciones del termostato

<i>Descripción</i>	<i>Tipo o Magnitud</i>
Tipo	De control al retorno
Etapas	Una
Voltaje	24 [V]
Modelo	Similar a Honeywell

A continuación se presenta el presupuesto referencial del sistema de calefacción para la cámara de TDI en la ciudad de Sangolquí.

**Tabla 5.5 Presupuesto referencial de la cámara de calefacción
bodega de Sangolquí**

Codigo	Ítem	Descripción	Cant.	Unidad	Valor unitario	Valor total
DIS	1	Diseño del sistema de la cámara de calefacción	1	glb.	857.92	857.92
FRP042	1	Unidad manejadora de aire. Marca YORK. Modelo FRP042. Caudal: 1200 CFM. Presión SP ventilador: 0.5" c.a.	1	und.	\$530.75	\$530.75
RES	2	Resistencia eléctrica. Marca YORK. Modelo: 2HK16501506B. Capacidad 10 kW	1	und.	\$387.65	\$387.65
TER	3	Termostato de 1 etapa. Marca Honeywell. Voltaje 24 V.	1	und.	\$35.76	\$35.76
FIL	4	Filtro lavable de cerda de cerdo. Eficiencia 20%. Dimensiones 20"x20"x2".	1	und.	\$20.00	\$20.00
DUC	5	Ductos de lámina de acero ASTM AS25 de espesor 0.7 mm + aislamiento de lana de vidrio de 1.5" de espesor	300	kg	\$5.00	\$1 500.00
JS	5	Difusores marca AIRGUIDE. Caudal 175 CFM. Dimensiones: 6"X6"	8	und.	\$15.67	\$125.36
RA	7	Rejilla de retorno marca AIRGUIDE. Caudal 400 CFM. Dimensiones: 20"x10"	3	und.	\$42.25	\$126.75
CC	8	Cable de control sucre 3xAWG18	4	m	\$2.12	\$8.48
CP	9	Cable de poder sucre 3xAWG12	4	m	\$2.65	\$10.60
MO	10	Mano de obra e instalación de equipos	1	glb.	\$411.80	\$411.80
DS	11	Dirección, supervisión técnica y gastos indirectos	1	glb.	\$274.54	\$274.54
TOTAL EQUIPOS IMPORTADOS						\$954.16
TOTAL EQUIPOS NACIONALES Y TRABAJOS LOCALES						\$3 335.45
TOTAL OFERTADO						\$4 289.61

** Este valor no incluye el 12% del IVA

5.2 PLANTA DE GUAYAQUIL

5.2.1 Especificaciones de los equipos que conforman el sistema de acondicionamiento de aire

5.2.1.1 Equipo de acondicionamiento

Tabla 5.6 Especificaciones de la evaporadora

<i>Descripción</i>	<i>Tipo o Magnitud</i>
Tipo	Unidad manejadora de aire
Capacidad	24 000 [BTU/h]
Caudal	700 [CFM]
SP ventilador	0.45 [“ c.a.]
Tipo de filtro	Desechable o lavable
Eficiencia del filtrado	20 [%]
Energía	220 V/2 Ph/60 Hz
Modelo	Similar a YORK FRC024

5.2.1.2 Difusores y rejillas de retorno

Tabla 5.7 Especificaciones de los difusores

<i>Descripción</i>	<i>Tipo o Magnitud</i>
Caudal	175 [CFM]
Velocidad de cuello	200 [FPM]
Pérdida de presión	0.011 [" c.a.]
Tipo de aletas	Fijas
Dimensiones:	10" x 10"
Modelo	Similar JS-4 AIR GUIDE

Tabla 5.8 Especificaciones de las rejillas de retorno

<i>Descripción</i>	<i>Tipo o Magnitud</i>
Caudal	692 [CFM]
Velocidad	400 [FPM]
Pérdida de presión	0.023 [" c.a.]
Tipo de aletas	Fijas
Dimensiones:	18" x 18"
Modelo	Similar a RA AIR GUIDE

5.2.1.3 Termostato

Tabla 5.9 Especificaciones del termostato

<i>Descripción</i>	<i>Tipo o Magnitud</i>
Tipo	De habitación
Etapas	Una
Voltaje	24 [V]
Modelo	Similar a Honeywell

Al igual que en el sistema de calefacción, se presenta el presupuesto referencial para el sistema de acondicionamiento de aire para la bodega de materia prima en la planta industrial de CHAIDE y CHAIDE S.A. en la ciudad de Guayaquil.

Los dos presupuestos se realizaron con el apoyo del departamento de diseño e ingeniería de la empresa de servicios de ingeniería mecánica SEING PROAÑO Cía. Ltda.

**Tabla 5.10 Presupuesto referencial sistema de aire acondicionado
bodega de Guayaquil**

Codigo	Ítem	Descripción	Cant.	Unidad	Valor unitario	Valor total
DIS	1	Diseño del sistema de acondicionamiento de aire - bodega de Guayaquil	1	glb.	857.92	857.92
FRP042	1	Unidad manejadora de aire. Marca YORK. Modelo FRC024. Capacidad 24000 BTU/h. Caudal: 700 CFM. SP ventilador: 0.45" c.a.	2	und.	\$595.12	\$1 190.24
AC024	2	Condensadora marca YORK. Modelo AC024M1021. Capacidad 24000 BTU/h. Energía 220V/2Ph/60Hz.	2	und.	\$785.37	\$1 570.74
TER	3	Termostato de 1 etapa. Marca Honeywell. Voltaje 24 V.	1	und.	\$35.00	\$35.00
FIL	4	Filtro lavable de cerda de cerdo. Eficiencia 20%. Dimensiones 20"x20"x2".	2	und.	\$20.00	\$40.00
DUC	5	Ductos de lámina de acero ASTM AS25 de espesor 0.7 mm + aislamiento de lana de vidrio de 1.5" de espesor	300	kg	\$5.00	\$1 500.00
JS	6	Difusores marca AIRGUIDE. Caudal 175 CFM. Dimensiones: 10"X10"	16	und.	\$18.35	\$293.60
RA	7	Rejilla de retorno marca AIRGUIDE. Caudal 400 CFM. Dimensiones: 18"x18"	2	und.	\$32.40	\$64.80
TU	8	Tubería de cobre flexible diámetro 3/8"	15	m	\$2.40	\$36.00
TU	9	Tubería de cobre flexible diámetro 3/8"	15	m	\$2.40	\$36.00
ACC	10	Accesorios de cobre en diámetros de 3/8" y 5/8".	1	glb.	\$3.60	\$3.60
AIS	11	Aislante RUBATEX de diámetro 1 1/8" y 1.8m de longitud.	8	und.	\$3.89	\$31.12
CC	12	Cable de control sucre 3xAWG18	12	m	\$2.12	\$25.44
CP	13	Cable de poder sucre 3xAWG12	12	m	\$2.65	\$31.80
MO	14	Mano de obra e instalación de equipos	1	glb.	\$728.75	\$728.75
DS	15	Dirección, supervisión técnica y gastos indirectos	1	glb.	\$485.83	\$485.83
TOTAL EQUIPOS IMPORTADOS						\$2 795.98
TOTAL EQUIPOS NACIONALES Y TRABAJOS LOCALES						\$4 134.87
TOTAL OFERTADO						\$6 930.85

** Este valor no incluye el 12% del IVA

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- La cámara de calefacción de TDI se construyó con perfil estructural cuadrado de 50 milímetros de espesor.
- En el aislamiento de la cámara se utilizó espuma de poliuretano de alta densidad (90 kg/m^3) de 50 milímetros de espesor, fabricada por CHAIDE y CHAIDE.
- Se dio fin al problema del ingreso y egreso del TDI en la cadena de producción.
- La cámara de calefacción utiliza una manejadora de aire con una capacidad de calefacción de 10kW.
- El ventilador de la manejadora de aire tiene un caudal de 1200 CFM con un SP de 0.5" c.a.
- Los ductos de distribución de aire son de baja velocidad y fueron construidos bajo norma SMACNA.
- La velocidad del flujo de aire de 450 FPM y la recirculación de aire calientan el producto de manera lenta y homogénea.

- El control y monitoreo de las condiciones interiores de la cámara (22° C y HR=30-40%) se comandan mediante un termostato de control al retorno del aire.
- La cámara se terminó de construir a mediados de septiembre y se encuentra funcionando a la perfección.
- El sistema de acondicionamiento de aire para la bodega de Guayaquil requiere de un equipo que supere una carga de refrigeración de 48 000 BTU/h con un caudal de aire de 1600 CFM (siempre que se mantengan los diseños arquitectónicos presentados en los planos adjuntos).
- El control y monitoreo de las condiciones interiores de la bodega de Guayaquil (20° C y HR=50-60%) se realizará a través de un termostato.

6.2 RECOMENDACIONES

- En la planta de Guayaquil, se recomienda que la implantación del sistema diseñado sea realizado por personal capacitado y especializado.
- Se recomienda utilizar 2 equipos de 24 000 BTU/h y 700 CFM, cada uno con un SP = 0.5" c.a. para vencer la carga en la bodega de Guayaquil.
- Se aconseja instaurar un plan de mantenimiento de los equipos instalados a fin de aumentar la vida útil de los mismos. Generalmente en equipos de calefacción, ventilación y aire acondicionado se sugiere un mantenimiento bimensual por parte de personal especializado.

BIBLIOGRAFÍA

1. CARNICER, Enrique, "Aire acondicionado", editorial Parainfo S.A., segunda edición, Madrid-España, 1993.
2. CARRIER air conditioning company, "Manual de aire acondicionado", editorial McGraw-Hill, España, 1990.
3. DOSSAT, Roy, "Principios de refrigeración", editorial Continental, décima séptima reimpresión, México, 1997.
4. HOLMAN, J, "Transferencia de Calor", editorial McGraw-Hill, octava edición, España, 1998.
5. LOREN Cook Company, "Engineering Cookbook – A handbook for the mechanical designer", segunda edición, Springfield, 1999.
6. MCQUISTON, PARKER, SPITLER, "Calefacción, ventilación y aire acondicionado-Análisis y diseño", editorial LIMUSA WILEY, primera edición, México 2003.
7. MOTT, Robert, "Mecánica de Fluidos Aplicada", editorial Prentice Hall Hispanoamericana S.A., cuarta edición, México, 1996.
8. ORTEGA, Mario, "Calefacción y refrescamiento por superficies radiantes", editorial Parainfo S.A., primera edición, España, 2001.

9. PITA, Edward, "Principios y Sistemas de Refrigeración", editorial LIMUSA S.A, México, 2002.
10. PITA, Edward, "Acondicionamiento de Aire- Principios y Sistemas", editorial CECSA, primera edición, México, 2004.
11. QUADRI, Nestor, "Instalaciones de Aire Acondicionado y Calefacción", editorial ALSINA, sexta edición, Buenos Aires-Argentina, 2002.
12. QUADRI, Nestor, "Manual de Aire Acondicionado y Calefacción-Cálculo y Diseño", editorial ALSINA, segunda edición, Buenos Aires-Argentina, 2002.
13. RSES Technical Institute, "Reference manual-NATE certification training guide", 1999.
14. SOLER Y PALAU, "Manual práctico de ventilación".
15. TRANE company, "Trane air conditioning manual", tercera edición, La Crosse-Wisconsin, 1996.
16. WARK y RICHARDS, "Termodinámica", sexta edición, editorial McGraw-Hill, España, 2001.
17. WHITMAN, JONSON, "Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado", 4 tomos, editorial Paraninfo S.A., primera edición, España, 2003.

Información Magnética:

1. AKTON, "Psychrometric Chart", 1996.
2. ASHRAE, "ASHRAE Handbook", 1998.
3. YORK, "YORKworks", 2000
4. CARRIER, "E20-II" Block Load 3.07
5. Cursos de aire acondicionado Ing. Ernesto Tobías, Buenos Aires - Argentina.

ANEXO A

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN - BODEGA DE SANGOLQUÍ

**DETERMINACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
PARA LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN
CARGA DE CALEFACCIÓN**

1. Techo prefabricado

21

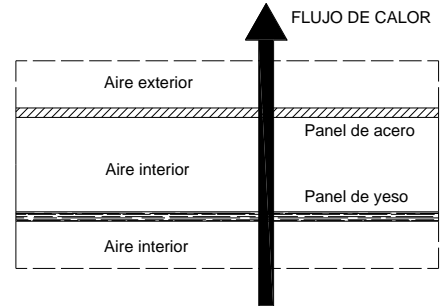
- Resistencia térmica del aire exterior (invierno):

$$R_{\text{aire_ext}} := 0.03 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del panel de acero (steel panel):

Espesor del panel de acero: $e_{\text{panel}} = 1 \text{ mm}$

Conductividad térmica del acero: $k_{\text{acero}} = 45.3 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$



$$R_{\text{panel}} = \frac{e_{\text{panel}}}{k_{\text{acero}}} \quad R_{\text{panel}} = 2.21 \times 10^{-5} \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del panel de yeso (gypsum):

$$R_{\text{gypsum}} := 0.06 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del aire interior (posición horizontal-flujo ascendente):

$$R_{\text{int_hor_asc}} := 0.11 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

Coefficiente global de transferencia de calor para el techo prefabricado:

$$U_{\text{techo_steel}} := \frac{1}{R_{\text{aire_ext}} + R_{\text{panel}} + R_{\text{gypsum}} + 2 \cdot R_{\text{int_hor_asc}}}$$

$$U_{\text{techo_steel}} = 3.23 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

²¹ Los valores de las resistencias han sido tomados del M anual de aire acondicionado de Carrier. 1-71 p.

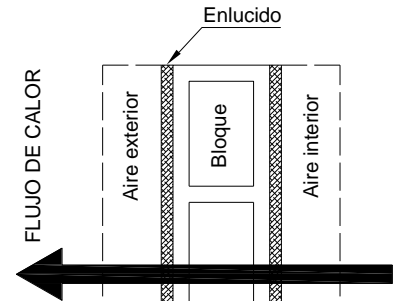
2. Mampostería de bloque

- Resistencia térmica del aire exterior (invierno): $R_{\text{aire}_{\text{ext}}} := 0.03 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$

- Resistencia térmica del enlucido:

Espesor del enlucido: $e_{\text{enlucido}} = 1 \text{ cm}$

Conductividad térmica del enlucido: $k_{\text{enlucido}} = 0.72 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$



$$R_{\text{enlucido}} = \frac{e_{\text{enlucido}}}{k_{\text{enlucido}}} \quad R_{\text{enlucido}} = 0.01 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del bloque de 15 cm: $R_{\text{bloque}} = 0.16 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$

- Resistencia térmica del aire interior (posición vertical-flujo horizontal): $R_{\text{int}_{\text{ver}}} = 0.12 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$

Coefficiente global de transferencia de calor para la mampostería:

$$U_{\text{mamp}} := \frac{1}{R_{\text{aire}_{\text{ext}}} + 2 \cdot R_{\text{enlucido}} + R_{\text{bloque}} + R_{\text{int}_{\text{ver}}}}$$

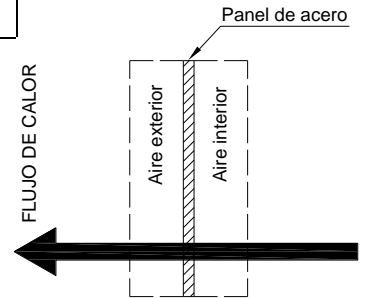
$$U_{\text{mamp}} = 2.96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

3. Pared de panel de acero (steel panel):

- Resistencia térmica del aire exterior (invierno): $R_{\text{aire}_{\text{ext}}} := 0.03 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$

- Resistencia térmica del panel de acero (steel panel): $R_{\text{panel}} = 2.21 \times 10^{-5} \frac{\text{s}^3 \cdot \text{K}}{\text{kg}}$

- Resistencia térmica del aire interior (posición vertical-flujo horizontal): $R_{\text{int}_{\text{ver}}} := 0.12 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$



Coefficiente global de transferencia de calor para la mampostria:

$$U_{\text{pared_steel}} = \frac{1}{R_{\text{aire}_{\text{ext}}} + R_{\text{panel}} + R_{\text{int}_{\text{ve}}}$$

$$U_{\text{pared_steel}} = 6.67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

4. Piso de hormigón

- Coefficiente de pérdida de calor en el extremo. Para pared de bloque de 15cm: $E_{\text{piso}} := 0.95 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

ANEXO B

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN - BODEGA DE GUAYAQUIL

**DETERMINACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
PARA LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN
CARGA DE REFRIGERACIÓN**

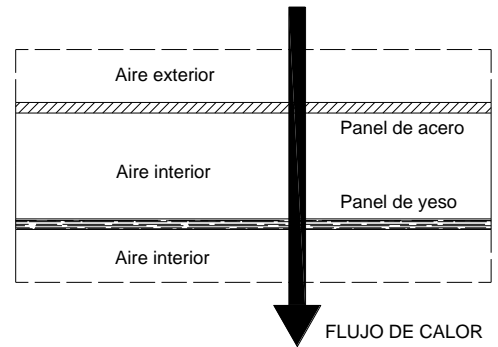
1. Techo prefabricado

- Resistencia térmica del aire exterior (verano): $R_{\text{aire_ext}} := 0.04 \frac{\text{K}\cdot\text{m}^2}{\text{W}}$ 22

- Resistencia térmica del panel de acero (steel panel):

Esesor del panel de acero: $e_{\text{panel}} := 1\text{-mm}$

Conductividad térmica del acero: $k_{\text{acero}} := 45.3 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$



$$R_{\text{panel}} := \frac{e_{\text{panel}}}{k_{\text{acero}}} \quad R_{\text{panel}} = 2.21 \times 10^{-5} \frac{\text{K}\cdot\text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del panel de yeso (gypsum): $R_{\text{gypsum}} := 0.06 \frac{\text{K}\cdot\text{m}^2}{\text{W}}$

- Resistencia térmica del aire interior (posición horizontal-flujo descendente): $R_{\text{int_hor_des}} := 0.16 \frac{\text{K}\cdot\text{m}^2}{\text{W}}$

Coeficiente global de transferencia de calor para el techo prefabricado:

$$U_{\text{techo_steel}} = \frac{1}{R_{\text{aire_ext}} + R_{\text{panel}} + R_{\text{gypsum}} + 2 \cdot R_{\text{int_hor_des}}}$$

$$U_{\text{techo_steel}} = 2.38 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$$

²² Valores tomados del Manual de aire acondicionado de Carrier. 1-71 p.

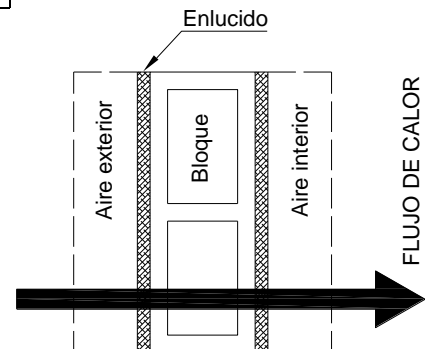
2. Mampostería de bloque

- Resistencia térmica del aire exterior (verano): $R_{\text{aire}_{\text{ext}}} = 0.04 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$

- Resistencia térmica del enlucido:

Espesor del enlucido: $e_{\text{enlucido}} = 1 \text{ cm}$

Conductividad térmica del enlucido: $k_{\text{enlucido}} = 0.72 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$



$$R_{\text{enlucido}} = \frac{e_{\text{enlucido}}}{k_{\text{enlucido}}} \quad R_{\text{enlucido}} = 0.01 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del bloque de 15 cm:

$$R_{\text{bloque}} = 0.16 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del aire interior (posición vertical-flujo horizontal):

$$R_{\text{int}_{\text{ver}}} = 0.12 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para la mampostería:

$$U_{\text{mamp}} = \frac{1}{R_{\text{aire}_{\text{ext}}} + 2 \cdot R_{\text{enlucido}} + R_{\text{bloque}} + R_{\text{int}_{\text{ver}}}}$$

$$U_{\text{mamp}} = 2.88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

3. Pared de división

- Resistencia térmica del aire interior (posición vertical-flujo horizontal): $R_{int_{ver}} = 0.12 \frac{K \cdot m^2}{W}$

- Resistencia térmica del enlucido:

Espesor del enlucido: $e_{enlucido} = 1 \text{ cm}$

Conductividad térmica del enlucido: $k_{enlucido} = 0.72 \frac{W}{m \cdot K}$

$$R_{enlucido} = \frac{e_{enlucido}}{k_{enlucido}} \quad R_{enlucido} = 0.01 \frac{K \cdot m^2}{W}$$

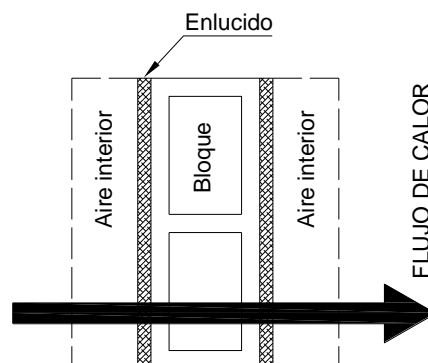
- Resistencia térmica del bloque de 15 cm:

$$R_{bloque} = 0.16 \frac{K \cdot m^2}{W}$$

Coefficiente global de transferencia de calor para la mampostria:

$$U_{div} = \frac{1}{2 \cdot R_{int_{ver}} + 2 \cdot R_{enlucido} + R_{bloque}}$$

$$U_{div} = 2.34 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$



4. Piso de hormigón

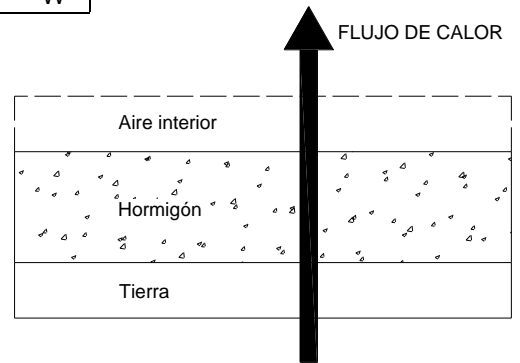
- Resistencia térmica del aire interior (posición horizontal-flujo ascendente):

$$R_{\text{int_hor_asc}} := 0.11 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del hormigón:

Esesor del hormigón: $e_{\text{hormigon}} = 20 \cdot \text{cm}$

Conductividad térmica del hormigón: $k_{\text{hormigon}} = 1.33 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$



$$R_{\text{hormigon}} = \frac{e_{\text{hormigon}}}{k_{\text{hormigon}}} \quad R_{\text{hormigon}} = 0.15 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

- Resistencia térmica del terreno:

Esesor del terreno: $e_{\text{terreno}} = 10 \cdot \text{cm}$

Conductividad térmica del terreno: $k_{\text{terreno}} = 0.52 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

$$R_{\text{terreno}} = \frac{e_{\text{terreno}}}{k_{\text{terreno}}} \quad R_{\text{terreno}} = 0.19 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para la mampostria:

$$U_{\text{piso}} := \frac{1}{R_{\text{int_hor_asc}} + R_{\text{hormigon}} + R_{\text{terreno}}}$$

$$U_{\text{piso}} = 2.21 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

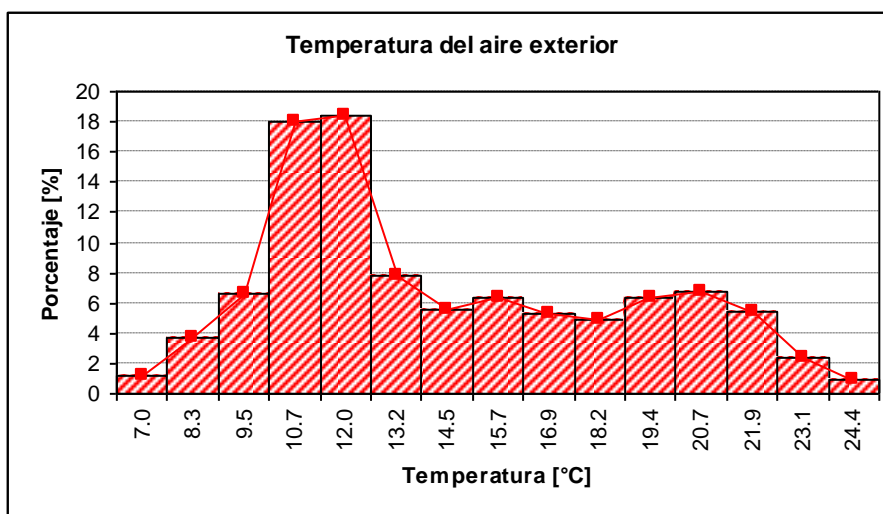
ANEXO C

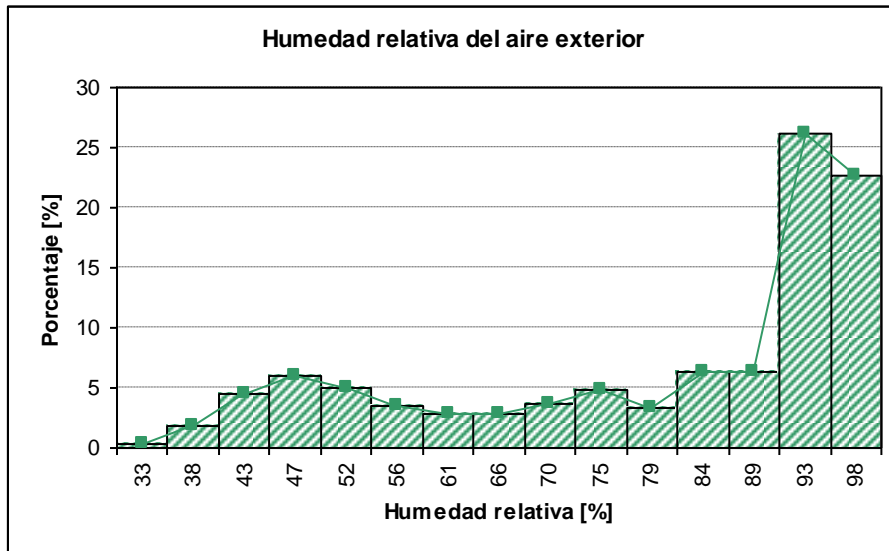
**CONDICIONES TERMO-HIGROMÉTRICAS
CIUDAD DE SANGOLQUÍ**

Temperatura del aire para la ciudad de Sangolquí

Temperatura del aire																								
Año												2003												
Mes												Junio												
Fechas	Horas																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	11.3	11.3	11.3	11.2	10.9	10.3	11.0	14.1	14.9	16.8	20.1	20.1	21.2	18.0	15.8	15.6	13.4	11.3	13.5	15.1	15.9	16.9	17.2	16.8
2	15.1	13.4	12.2	10.9	10.3	9.5	12.4	11.9	12.5	14.4	16.2	15.9	17.7	16.1	16.0	17.4	16.2	13.8	12.5	11.1	10.7	9.9	9.5	9.8
3	10.0	9.8	8.1	8.0	8.2	8.3	9.6	11.2	14.5	16.6	19.5	22.1	22.0	21.4	19.3	19.0	15.2	13.1	12.4	11.6	10.6	10.4	10.2	9.4
4	8.7	8.8	8.8	8.7	8.6	7.8	11.6	14.9	18.6	19.8	22.2	24.2	25.0	22.4	22.3	21.2	15.7	14.5	13.4	12.5	10.8	10.8	10.9	10.8
5	10.9	10.1	10.2	10.2	10.3	10.4	11.8	12.4	14.0	15.5	17.3	18.9	19.0	16.4	17.4	17.4	14.1	12.1	11.6	11.6	11.3	10.9	10.9	10.9
6	10.9	10.7	10.3	10.2	10.1	9.7	11.2	16.2	18.4	19.8	21.0	23.2	22.6	24.3	23.1	20.0	18.0	14.9	14.5	13.0	11.9	11.6	11.6	11.4
7	11.1	10.8	10.3	10.1	9.4	9.6	10.6	11.2	13.0	16.6	19.8	21.8	20.5	21.1	21.0	20.9	21.8	19.0	18.0	17.1	14.9	13.2	12.0	10.6
8	9.3	8.6	8.7	7.3	7.4	7.4	8.8	15.2	18.5	20.6	20.0	21.4	20.6	20.2	20.6	19.7	18.5	18.0	17.4	17.1	16.3	15.8	15.0	13.4
9	13.3	13.3	13.2	13.0	13.1	12.0	13.4	17.8	18.8	20.4	20.8	21.6	23.6	23.4	22.4	21.4	22.2	20.4	16.5	13.7	12.7	11.1	11.2	11.2
10	10.0	9.7	9.1	9.2	9.3	9.3	11.0	13.2	16.0	18.8	19.9	22.6	24.6	24.0	24.6	24.5	21.6	16.6	14.6	12.7	11.7	11.8	11.9	11.9
11	11.8	11.4	11.1	9.4	8.6	7.6	9.6	12.2	15.9	18.8	19.7	21.4	22.0	19.0	15.6	16.0	15.1	13.4	12.6	11.8	11.7	11.5	11.0	11.0
12	11.1	11.2	11.1	10.9	10.7	10.7	11.6	12.5	13.5	17.2	18.2	20.0	22.4	21.3	17.3	17.0	14.3	13.1	12.5	11.7	11.4	11.0	10.9	10.7
13	10.6	11.3	10.1	10.2	10.3	9.3	10.6	13.9	15.4	16.6	19.2	20.2	20.0	19.9	18.0	19.0	15.8	13.4	12.6	11.9	11.9	11.6	11.2	11.2
14	11.2	11.2	11.1	11.2	11.2	11.3	12.0	14.2	17.0	18.8	19.6	21.2	21.2	21.0	18.2	18.0	16.5	14.2	12.7	12.4	12.1	12.0	11.8	11.9
15	12.0	11.8	11.8	11.6	11.3	11.2	11.4	12.0	13.8	15.0	16.8	18.5	20.8	20.5	19.6	17.4	15.9	14.5	12.5	12.4	12.1	11.9	12.0	11.9
16	11.9	12.0	11.9	11.8	11.8	11.8	11.6	11.4	12.4	15.6	17.8	19.3	20.4	19.7	19.9	19.8	15.7	14.4	12.8	12.6	12.1	12.0	12.0	12.0
17	12.0	12.1	12.1	12.1	12.0	11.9	12.0	12.5	12.6	14.4	16.4	18.7	17.5	15.5	15.2	15.6	14.8	13.2	11.5	11.4	11.3	10.8	10.7	10.4
18	10.1	10.0	10.1	10.1	10.2	10.4	11.0	11.2	15.2	18.0	17.2	18.3	18.2	18.7	20.3	17.4	16.2	14.0	12.6	12.9	11.6	11.5	11.1	10.9
19	10.9	10.7	10.5	10.6	10.6	10.3	10.7	10.7	13.4	15.0	17.3	18.3	21.6	21.2	21.1	20.4	22.1	17.2	14.2	13.0	12.2	12.0	12.1	12.2
20	12.2	11.9	11.7	11.5	11.4	11.4	12.0	12.4	13.8	15.4	17.7	18.3	19.0	21.0	19.1	18.0	17.7	16.6	14.6	12.7	11.3	11.1	10.9	10.2
21	9.9	8.9	9.0	8.8	9.0	9.1	9.2	9.3	11.8	17.6	19.5	22.1	21.2	22.3	21.1	20.2	18.5	15.7	13.5	12.1	11.3	9.7	8.8	8.0
22	8.2	8.6	9.0	9.1	9.4	9.7	11.0	12.5	15.7	18.2	20.4	21.4	22.2	21.8	23.0	20.2	21.0	17.7	14.6	13.5	12.4	12.1	12.4	12.2
23	12.7	12.5	12.4	12.3	12.1	12.0	12.0	12.3	14.7	18.2	19.1	21.2	20.8	23.4	23.4	22.0	19.4	15.7	11.0	11.7	11.6	11.6	11.7	11.8
24	11.4	11.3	11.1	11.0	10.2	9.0	9.0	11.6	12.4	14.4	18.4	22.9	21.6	22.5	23.2	21.4	20.0	17.9	15.7	14.6	13.6	13.0	12.9	13.2
25	13.1	13.0	12.2	12.1	11.8	11.2	11.2	11.4	13.1	15.3	17.3	19.0	21.3	21.2	20.4	20.0	19.7	16.8	16.0	15.7	15.8	15.0	13.3	14.4
26	13.2	11.9	11.1	10.1	10.2	10.4	11.2	12.1	14.3	17.2	20.3	22.5	22.6	22.3	21.4	19.4	20.2	16.9	14.7	15.0	12.8	11.1	10.8	10.2
27	9.1	9.1	8.2	7.2	7.1	6.4	8.4	13.3	16.1	19.8	22.1	22.5	22.8	23.2	22.8	23.0	20.8	17.6	14.6	13.5	11.9	10.8	9.8	8.7
28	8.5	8.5	8.6	8.1	7.2	7.2	8.5	11.3	14.2	17.5	20.2	21.1	21.0	22.2	22.8	21.5	20.3	16.1	14.2	13.2	12.8	11.7	11.3	11.3
29	11.3	11.3	11.3	11.2	11.0	10.1	10.3	11.2	14.0	16.0	17.5	18.8	19.0	19.7	19.0	21.0	20.1	15.6	13.8	13.6	12.9	12.7	11.9	11.7
30	11.6	11.0	10.9	10.9	11.0	10.9	10.3	12.2	16.4	18.6	21.2	21.1	22.2	22.5	19.6	16.3	14.2	13.6	13.1	11.6	10.7	10.7	10.8	10.8

Histograma de temperatura y humedad para Sangolquí





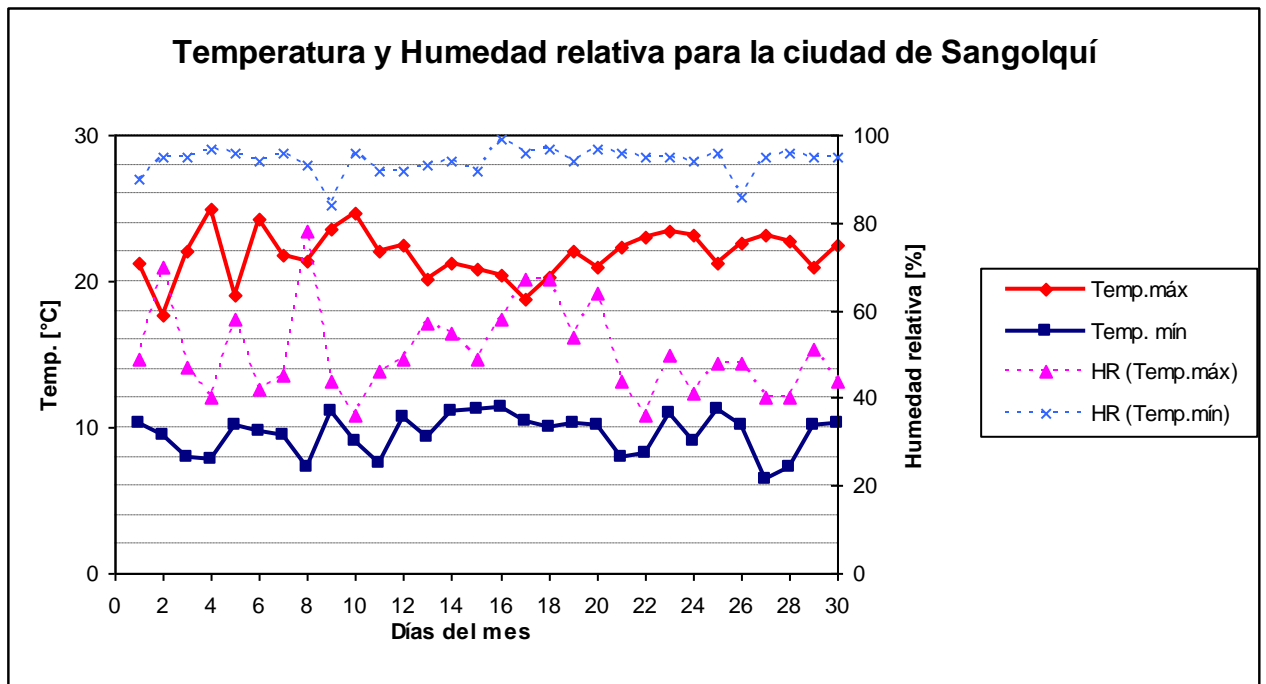
Parámetros de selección de la ASHRAE

%	Prob.	Temp
95	5	7.39
97.5	2.5	6.04
99	1	4.47

Datos de la humedad relativa en Sangolquí

Humedad relativa del aire																								
Año												2003												
Mes												Junio												
Fechas	Horas																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	91	91	91	90	90	90	90	85	72	68	58	47	49	79	86	86	94	93	91	89	89	86	85	86
2	87	87	89	92	93	95	96	96	97	90	77	77	70	76	81	77	82	95	95	99	99	100	100	100
3	99	98	97	95	94	93	92	90	78	71	56	47	46	48	54	61	78	91	96	100	100	100	100	
4	100	98	98	99	97	97	94	82	68	60	51	44	40	46	57	68	97	98	95	98	100	99	98	
5	97	96	96	95	94	93	92	90	83	81	75	67	58	72	73	84	98	100	93	97	97	96	96	
6	95	95	95	95	94	94	94	83	69	69	65	57	48	42	39	62	69	92	85	89	99	99	98	
7	97	98	98	97	96	95	94	92	90	74	50	45	46	45	43	44	42	43	42	50	65	83	89	92
8	98	99	94	93	92	90	89	65	48	42	40	78	40	44	48	51	51	50	49	50	55	60	75	86
9	83	83	84	85	80	86	84	74	63	53	51	48	44	43	42	43	55	60	84	96	99	100	99	
10	98	97	96	95	94	93	89	80	65	57	53	36	36	35	36	37	46	73	84	94	99	99	98	96
11	94	93	94	94	93	92	90	89	68	58	54	46	46	49	31	91	87	92	90	93	94	95	94	94
12	93	93	93	92	92	92	92	92	84	75	66	58	49	48	80	85	87	91	91	93	93	93	93	93
13	92	93	93	93	93	93	94	82	73	70	63	57	55	55	64	68	75	87	93	95	94	94	95	94
14	95	95	94	94	94	93	92	84	77	65	67	55	55	51	62	67	70	84	92	92	92	93	92	92
15	93	93	93	92	92	92	91	93	83	85	74	60	49	48	66	69	78	90	94	94	94	94	94	94
16	95	95	97	97	97	97	97	99	100	86	68	63	58	64	62	63	90	99	91	91	92	93	93	94
17	94	94	95	95	95	96	96	95	94	89	75	67	81	96	90	95	90	92	95	95	95	96	96	96
18	97	97	97	97	97	97	97	100	89	78	74	72	66	69	67	81	83	90	93	96	96	96	95	95
19	95	95	95	94	94	94	94	97	91	85	74	69	51	49	52	53	54	73	88	96	98	98	97	97
20	97	97	97	96	96	96	96	97	94	84	77	72	68	64	64	75	78	75	84	95	96	96	97	97
21	96	96	95	95	94	94	93	98	90	75	57	58	49	44	47	54	60	76	86	90	96	96	96	96
22	95	93	93	92	92	92	90	90	78	59	59	50	38	38	36	49	54	74	89	94	97	97	97	96
23	96	96	95	95	95	94	94	95	79	72	65	51	51	50	45	45	72	86	95	99	98	98	97	97
24	96	97	95	95	93	94	94	93	93	80	63	52	44	42	41	47	44	44	53	83	92	93	91	81
25	76	78	89	93	96	96	96	97	90	80	69	49	48	45	44	43	45	48	51	52	55	57	74	59
26	61	74	77	86	85	89	88	88	77	58	62	46	48	47	48	50	50	78	77	61	71	82	82	84
27	88	90	92	96	96	95	94	77	65	47	41	41	42	40	41	41	42	57	76	86	95	97	97	98
28	97	97	97	96	96	95	93	85	74	58	51	47	44	41	40	41	50	67	86	91	96	99	99	99
29	97	97	96	96	94	95	94	94	87	71	55	51	48	49	52	51	56	79	91	94	98	97	100	99
30	98	98	97	97	96	96	95	88	76	63	52	45	41	44	51	79	81	84	94	97	98	97	97	96

Gráfico de temperatura y humedad relativa



ANEXO D

**CONDICIONES TERMO-HIGROMÉTRICAS
CIUDAD DE GUAYAQUIL**

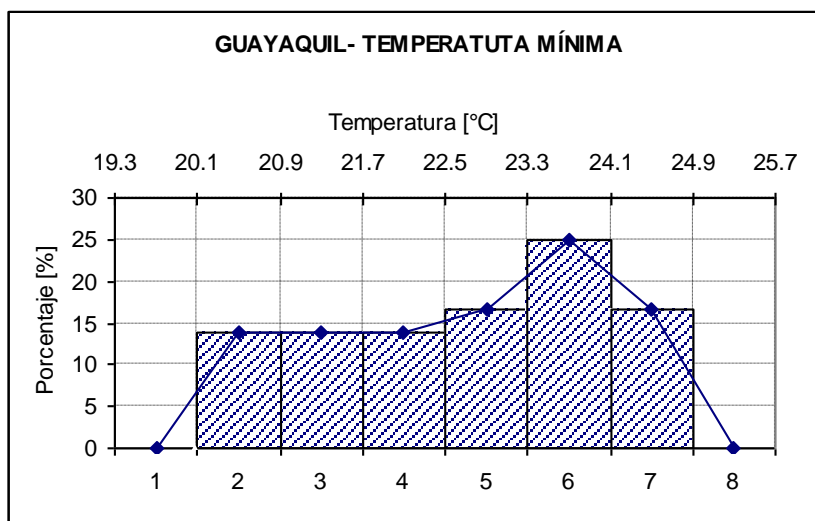
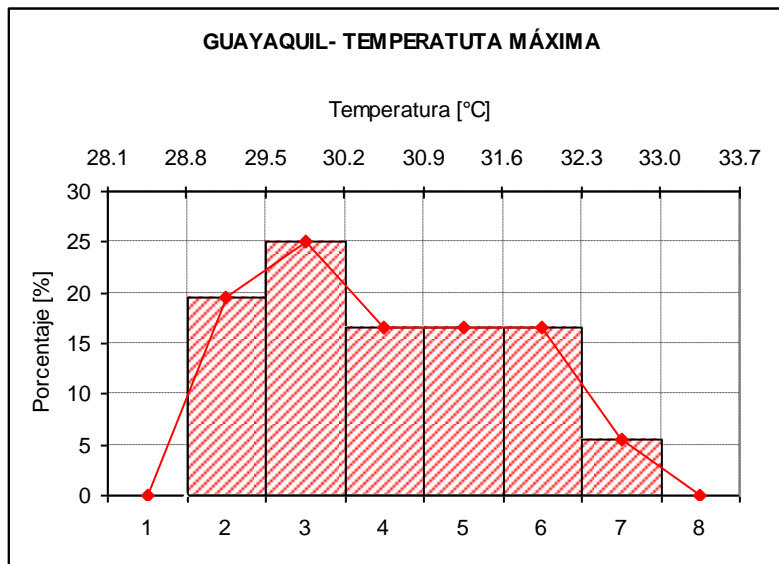
Estación INAMHI - Guayaquil				
Mes	Tmax	Tmin	Tmed	HR med
enero	32.5	23.7	28.1	66
	32.5	23.6	28.0	67
	31.9	23.6	27.8	74
febrero	31.0	23.6	27.3	81
	29.6	23.0	26.3	83
	30.2	23.5	26.9	83
marzo	30.6	23.8	27.2	83
	31.3	24.0	27.7	81
	32.1	24.5	28.3	81
abril	30.5	24.3	27.4	83
	31.2	24.2	27.7	80
	32.2	24.7	28.4	76
mayo	31.6	24.5	28.1	73
	31.6	24.3	28.0	74
	30.2	23.7	27.0	75
junio	30.6	22.6	26.6	73
	29.5	22.2	25.9	75
	29.8	20.9	25.4	74
julio	29.0	21.1	25.0	75
	29.0	22.3	25.6	76
	29.4	21.2	25.3	74
agosto	28.8	20.7	24.7	74
	29.8	20.6	25.2	70
	29.1	20.1	24.6	73
septiembre	30.4	20.3	25.3	72
	30.5	21.3	25.9	71
	29.8	22.0	25.9	73
octubre	30.2	21.7	26.0	72
	29.0	21.9	25.4	75
	30.2	21.6	25.9	72
noviembre	29.7	22.1	25.9	73
	30.5	22.6	26.6	71
	32.2	22.7	27.4	70
diciembre	31.4	22.9	27.2	73
	31.3	23.3	27.3	67
	31.3	23.7	27.5	72

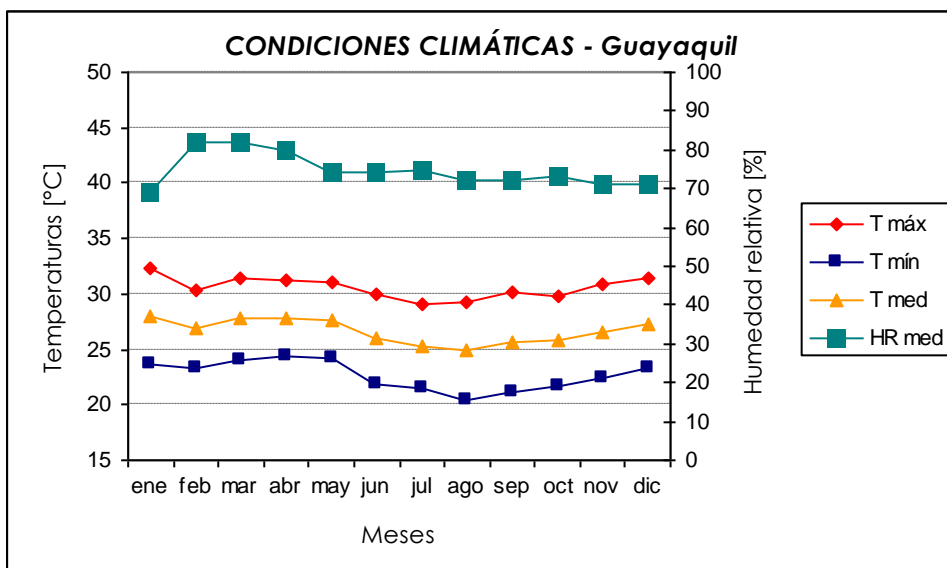
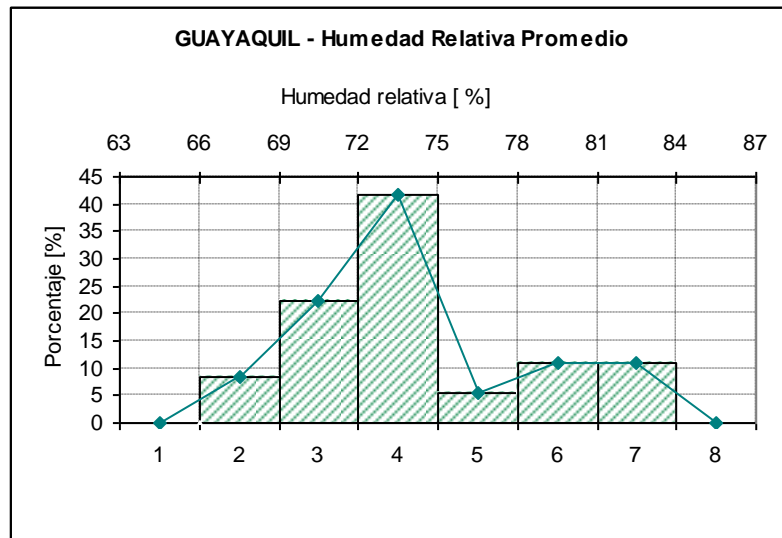
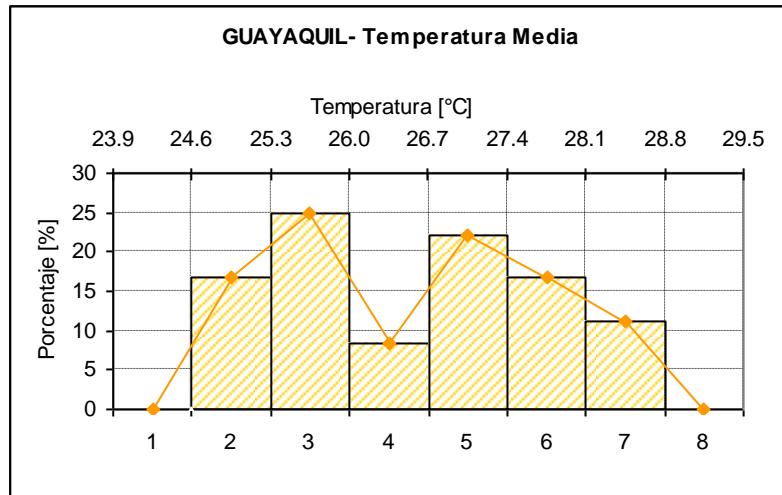
Resumen				
Mes	T máx	T mín	T med	HR med
ene	32.3	23.6	28.0	69
feb	30.3	23.4	26.8	82
mar	31.3	24.1	27.7	82
abr	31.3	24.4	27.8	80
may	31.1	24.2	27.7	74
jun	30.0	21.9	26.0	74
jul	29.1	21.5	25.3	75
ago	29.2	20.5	24.8	72
sep	30.2	21.2	25.7	72
oct	29.8	21.7	25.8	73
nov	30.8	22.5	26.6	71
dic	31.3	23.3	27.3	71

Parámetro	Tmax	Tmin	Tmed	HR med
Media	30.6	22.7	26.6	75
Desviación estándar	1.0841	1.3163	1.1143	4.5361
Máximo	32.5	24.7	28.4	83
Mínimo	28.8	20.1	24.6	66

Parámetro de selección de la ASHRAE

Tipo de carga	Probabilidad	T máx	T mín	T med
Refrigeración	95	32.4	-	28.5
	97.5	32.7	-	28.8
Febrero	99	33.1	-	29.2





ANEXO E

SEGUNDA ITERACIÓN DE LA CARGA DE CALEFACCIÓN BODEGA DE SANGOLQUÍ

Segunda iteración de la carga de calefacción

1. Condiciones exteriores de diseño:

Temperatura exterior de diseño: $T_{\text{ext}} := (7.4 + 273) \cdot \text{K}$

Humedad relativa exterior de diseño: $\text{HR}_{\text{ext}} := 90\%$

$$W_{\text{ext}} := 0.00774 \frac{\text{lb}}{\text{lb}} \qquad W_{\text{ext}} = 54.18 \frac{\text{granos}}{\text{lb}}$$

2. Condiciones interiores de diseño:

Temperatura interior de diseño: $T_{\text{int}} := (21 + 273) \cdot \text{K}$

Humedad relativa interior de diseño: $\text{HR}_{\text{int}} := 30\%$

$$W_{\text{int}} := 0.00621 \frac{\text{lb}}{\text{lb}} \qquad W_{\text{int}} = 43.47 \frac{\text{granos}}{\text{lb}}$$

3. Datos adicionales:

$$\Delta T := T_{\text{int}} - T_{\text{ext}} \qquad \Delta T = 13.6 \text{K}$$

Presión atmosférica: $P_{\text{atm}} := 10.86 \text{psi}$

Presión atmosférica estándar: $P_{\text{atm}_{\text{std}}} := 14.7 \text{psi}$

Temperatura de bodega: $T_{\text{bodega}} := T_{\text{ext}} + 3 \text{K}$

Humedad de bodega: $\text{HR}_{\text{bodega}} := 60\%$

$$W_{\text{bodega}} = 0.0063 \frac{\text{lb}}{\text{lb}}$$

$$W_{\text{bodega}} = 44.1 \frac{\text{granos}}{\text{lb}}$$

3. Coeficientes de transferencia de calor:

Coeficiente global de transferencia de calor para el techo prefabricado y cielo raso:

$$U_{\text{techo_steel}} := 3.23 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para el techo prefabricado sin cielo raso:

$$U_{\text{techo}} := 5 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para la mampostría:

$$U_{\text{mamp}} := 2.96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para la mampostría:

$$U_{\text{pared_steel}} := 6.67 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor para la pared divisoria:

$$U_{\text{div}} := 2.34 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coeficiente de pérdida de calor en el extremo. Para pared de bloque de 15cm:

$$E_{\text{piso}} := 0.95 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

4. Calor perdido a través de la mampostería

- Área de pared expuesta al exterior:

$$A_{\text{mamp}} := 19.12\text{m} \cdot 3.18\text{m}$$

Calor perdido a través de la mampostería:

$$Q_1 := U_{\text{mamp}} \cdot A_{\text{mamp}} \cdot \Delta T$$

$$Q_1 = 2447.63\text{W}$$

$$Q_1 = 8351.66 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Área de mampostería de acero:

$$A_{\text{steel}} := 23.28\text{m}^2$$

Calor perdido a través de la mampostería:

$$Q_2 := U_{\text{pared_steel}} \cdot A_{\text{steel}} \cdot \Delta T$$

$$Q_2 = 2111.78\text{W}$$

$$Q_2 = 7205.68 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

5. Calor perdido a través de las particiones

- Área de pared lateral derecha:

$$A_{\text{int_der}} := 6 \cdot \text{m} \cdot 4.50 \cdot \text{m}$$

Calor perdido a través de la partición derecha:

$$Q_3 := U_{\text{div}} \cdot A_{\text{int_der}} \cdot (\Delta T - 3\text{K})$$

$$Q_3 = 669.71\text{W}$$

$$Q_3 = 2285.14 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Área de pared lateral izquierda:

$$A_{\text{int_izq}} := 6 \cdot \text{m} \cdot 3.50 \cdot \text{m}$$

Calor perdido a través de la partición izquierda:

$$Q_4 := U_{\text{div}} \cdot A_{\text{int_izq}} \cdot (\Delta T - 3\text{K})$$

$$Q_4 = 520.88\text{W}$$

$$Q_4 = 1777.33 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Área de pared interior frontal:

$$A_{\text{fron}} := 84.08 \text{m}^2$$

Calor perdido a través de la partición frontal:

$$Q_5 := A_{\text{fron}} \cdot U_{\text{div}} \cdot (\Delta T - 3\text{K})$$

$$Q_5 = 2085.52\text{W}$$

$$Q_5 = 7116.09 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

6. Calor perdido a través del techo

- Área de techo sin cielo raso:

$$A_{\text{techo}} := 4.13 \cdot \text{m} \cdot 6 \cdot \text{m}$$

Calor perdido a través del techo sin cielo raso:

$$Q_6 := A_{\text{techo}} \cdot U_{\text{techo}} \cdot \Delta T$$

$$Q_6 = 1685.04 \text{ W}$$

$$Q_6 = 5749.6 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- Área de techo con cielo raso:

$$A_{\text{cielo}} := 15.23 \text{ m} \cdot 6 \cdot \text{m}$$

Calor perdido a través del techo y cielo raso:

$$Q_7 := A_{\text{cielo}} \cdot U_{\text{techo_steel}} \cdot \Delta T$$

$$Q_7 = 4014.14 \text{ W}$$

$$Q_7 = 13696.82 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

7. Calor perdido a través del piso

- Perímetro del piso expuesto al exterior:

$$P_{\text{piso_exp}} := 19.12\text{m}$$

Calor perdido a través del piso:

$$Q_8 := E_{\text{piso}} \cdot P_{\text{piso_exp}} \cdot \Delta T$$

$$Q_8 = 247.03\text{W}$$

$$Q_8 = 842.9 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

8. Calor perdido por infiltraciones

- Infiltraciones a través de las rendijas de la mampostería

Perímetro de la rendija:

$$P_{\text{rendija}} := 19.12\text{m}$$

Caudal de infiltración:

$$C_{\text{inf}} := \left(4.8 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \cdot P_{\text{rendija}}$$

$$C_{\text{inf}} = 54.02\text{CFM}$$

Calor sensible perdido:

$$Q_{\text{sen}_1} := \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atm_std}}} \cdot C_{\text{inf}} \cdot 1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{sen}_1} = 309.21\text{W}$$

$$Q_{\text{sen}_1} = 1055.07 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Calor latente perdido:

$$Q_{lat_1} := \frac{P_{atm}}{P_{atm_{std}}} \cdot C_{inf} \cdot 0.68 \cdot \frac{BTU \cdot lb}{h \cdot CFM \cdot granos} \cdot (W_{int} - W_{ext})$$

$$Q_{lat_1} = -85.18W$$

$$Q_{lat_1} = -290.63 \frac{BTU}{h}$$

- Infiltraciones a través de la puerta

Perímetro de la puerta:

$$P_{puerta} := 2 \cdot (1.90\text{-m} + 2.10\text{-m})$$

Caudal de infiltración a través de la puerta:

$$C_{puerta} := 17.8 \cdot \frac{\frac{m^3}{h}}{m} \cdot P_{puerta}$$

$$C_{puerta} = 83.81CFM$$

Calor sensible perdido:

$$Q_{sen_2} := \frac{P_{atm}}{P_{atm_{std}}} \cdot C_{puerta} \cdot 1.08 \cdot \frac{BTU}{h \cdot CFM \cdot R} \cdot (\Delta T - 3K)$$

$$Q_{sen_2} = 373.94W$$

$$Q_{sen_2} = 1275.93 \frac{BTU}{h}$$

Calor latente perdido:

$$Q_{lat_2} := \frac{P_{atm}}{Patm_{std}} \cdot C_{puerta} \cdot 0.68 \cdot \frac{BTU \cdot lb}{h \cdot CFM \cdot granos} \cdot (W_{int} - W_{bodega})$$

$$Q_{lat_2} = -7.77W$$

$$Q_{lat_2} = -26.53 \frac{BTU}{h}$$

9. Calor neto perdido:

$$Q_{neto} := Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_{sen_1} + Q_{sen_2}$$

$$Q_{neto} = 14464.88W$$

$$Q_{neto} = 49356.21 \frac{BTU}{h}$$

10. Otras pérdidas de calor

- Pérdidas de calor en ductos:

No aplica

- Pérdidas por fugas en ductos:

$$Q_{fugas} := Q_{neto} \cdot 5\%$$

$$Q_{fugas} = 723.24W$$

$$Q_{fugas} = 2467.81 \frac{BTU}{h}$$

- Pérdidas de calor en tuberías:

No aplica

- Pérdida de recuperación:

$$Q_{rec} := Q_{neto} \cdot 30\%$$

$$Q_{rec} = 4339.46W$$

$$Q_{rec} = 14806.86 \frac{BTU}{h}$$

11. Calor TOTAL de calefacción

$$Q_{\text{total}} := Q_{\text{neto}} + Q_{\text{fugas}} + Q_{\text{rec}}$$

$$Q_{\text{total}} = 19.53 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{total}} = 66630.88 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

12. Caudal de calefacción

$$\text{Caudal}_{\text{calef}} := \frac{Q_{\text{total}} \cdot P_{\text{atm, std}}}{P_{\text{atm}} \cdot 1.08 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{CFM} \cdot \text{R}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}$$

$$\text{Caudal}_{\text{calef}} = 3411.36 \text{ CFM}$$

ANEXO F

**DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE
BODEGA DE GUAYAQUIL**

**Diferencia de temperatura equivalente corregida
Bodega de Guayaquil**

Factor de corrección de diferencia de temperatura diaria e interior y exterior:	$a = 2.2$
Diferencia de temperatura para la pared a la sombra:	$\Delta t_{es} = 3.96$
Diferencia de temperatura para el techo a la sombra:	$\Delta t_{esh} = 7.85$
Diferencia de temperatura para la pared soleada:	
Pared norte:	$\Delta t_{emN} = 14.32$
Pared sur:	$\Delta t_{emS} = 3.96$
Pared este:	$\Delta t_{emE} = 7.47$
Pared oeste:	$\Delta t_{emW} = 7.18$
Techo:	$\Delta t_{emH} = 17.8$
Insolación máxima para el mes de Febrero 2° de latitud sur:	
Pared norte:	$R_{sN} = 38$
Pared sur:	$R_{sS} = 92$
Pared este:	$R_{sE} = 442$
Pared oeste:	$R_{sW} = 442$
Techo:	$R_{sH} = 664$

Insolación máxima para el mes de Julio 40° de latitud norte:

Pared norte:

$$RmN = 65$$

Pared sur:

$$RmS = 187$$

Pared este:

$$RmE = 444$$

Pared oeste:

$$RmW = 444$$

Techo:

$$RmH = 631$$

Factor de corrección por color exterior:

$$b = 0.55$$

Diferencia de temperatura equivalente corregida:

Pared norte:

$$\Delta t_{eN} = \left[a + \Delta t_{es} + b \cdot \frac{RsN}{RmN} \cdot (\Delta t_{emN} - \Delta t_{es}) \right]$$

$$\Delta t_{eN} = 9.5$$

Pared sur:

$$\Delta t_{eS} = \left[a + \Delta t_{es} + b \cdot \frac{RsS}{RmS} \cdot (\Delta t_{emS} - \Delta t_{es}) \right]$$

$$\Delta t_{eS} = 6.2$$

Pared este:

$$\Delta t_{eE} = \left[a + \Delta t_{es} + b \cdot \frac{RsE}{RmE} \cdot (\Delta t_{emE} - \Delta t_{es}) \right]$$

$$\Delta t_{eE} = 8.1$$

Pared oeste:

$$\Delta t_{eW} = \left[a + \Delta t_{es} + b \cdot \frac{R_{sW}}{R_{mW}} \cdot (\Delta t_{emW} - \Delta t_{es}) \right] \quad \Delta t_{eW} = 7.9$$

Techo:

$$\Delta t_{eH} = \left[a + \Delta t_{esh} + 0.55 \cdot \frac{R_{sH}}{R_{mH}} \cdot (\Delta t_{emH} - \Delta t_{esh}) \right] \quad \Delta t_{eH} = 15.8$$

ANEXO G

CALOR DE ENFRIAMIENTO DEL PRODUCTO BODEGA DE GUAYAQUIL

Calor de enfriamiento para el poliol y poliol-copolimérico Bodega de Guayaquil

1. Datos generales

Tiempo de almacenamiento: $t_{alm} = 24 \cdot h$

Volumen del poliol: $V_{pol} = 4000 \text{ gal}$

Volumen del poliol-copolimérico: $V_{poliol} = 4000 \text{ gal}$

Temperatura inicial del producto: $T_{prq_{ni}} = (22 + 273) \cdot K$

Temperatura final del producto: $T_{prq_{fin}} = (20 + 273) \cdot K$

2. Propiedades térmicas del poliol:

Calor específico a 27C: $C_{p_{pol}} = 2.09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot K}$

Densidad del poliol a 25C: $\rho_{pol} = 1018.52 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

3. Propiedades térmicas de poliol-copolimérico:

Calor específico: $C_{p_{poliol}} = 2.09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot K}$

Densidad del poliol a 25C: $\rho_{poliol} = 1043.69 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

4. Calor requerido por el producto

Calor requerido por el poliol:

$$Q_{\text{pol}} := \frac{V_{\text{pol}} \rho_{\text{pol}} C_{p\text{pol}} (T_{\text{prq}_{\text{fin}}} - T_{\text{prq}_{\text{ni}}})}{t_{\text{alm}}}$$

$$Q_{\text{pol}} = -746.114 \text{ W}$$

$$Q_{\text{pol}} = -2.546 \times 10^3 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Calor requerido por el poliol-copolimérico:

$$Q_{\text{poliof}} := \frac{V_{\text{poliof}} \rho_{\text{poliof}} C_{p\text{poliof}} (T_{\text{prq}_{\text{fin}}} - T_{\text{prq}_{\text{ni}}})}{t_{\text{alm}}}$$

$$Q_{\text{poliof}} = -764.552 \text{ W}$$

$$Q_{\text{poliof}} = -2.609 \times 10^3 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

ANEXO H

CARGA DE REFRIGERACIÓN - BODEGA DE GUAYAQUIL

HOJA DE CARGAS TÉRMICAS

Nombre Proyecto:	Sistema de Climatización CHAIDE y CHAIDE S.A.	Hoja:	1	De:	2
Ciudad:	Guayaquil	Fecha:	septiembre 2005		
Zona:	Bodega de Poliol	Código:	AGME		
Elaborado por:	Alex Mera Ger	Revisado por:	Ing. Ernesto Soria Ing. Andrés Proaño		

I. DATOS DE UBICACION

A. Ubicación Geográfica			B. Ubicación Temporal de Diseño		
Latitud:	2°	Sur	Año:	2005	
Longitud:	80°	Occidental	Mes:	Febrero	
Altura SNM:	0		Hora:	14:00	

II. CONDICIONES DE DISEÑO

A. Variación de Temperatura			B. Condiciones Interiores de Diseño			
°T anual MAX:	32.5°C	90.5	F	°T bulbo seco (tdb):	68	F
°T anual MIN:	20.1°C	68.2	F	°T bulbo húmedo (twb):	56.7	F
?T anual:	22.3		F	°T punto rocío (tw):	48.7	F
?T diaria:	18		F	Humedad relativa (hr):	50	%
				Humedad específica (W):	0.00723	lb agua/lb aire
C. Condiciones Exteriores de Diseño VERANO			D. Condiciones Exteriores de Diseño INVIERNO			
°T bulbo seco (tdb):	83.8		F	°T bulbo seco (tdb):	*	F
°T bulbo húmedo (twb):	78.7		F	°T bulbo húmedo (twb):	*	F
Humedad específica (W):	0.0199		lb agua/lb aire	Humedad específica (W):	*	lb agua/lb aire
Humedad relativa (hr):	80		%	Humedad relativa (hr):	*	%
°T de punto de rocío (tw):	77		F	°T de punto de rocío (tw):	*	F

III. DIMENSIONES DEL LOCAL Y OTROS

A. Dimensiones Principales			B. Otros			
Largo:	18.00 m	59.05	ft	Periodo de Funcionamiento Equipo:	24	[h]
Ancho:	3.58 m	11.75	ft	Otros:	Patm	14.7
Alto:	5.00 m	16.40	ft		Infiltraciones	0.75
						[cambios/h]
Área:	693.61		ft²	Diseñado para:	Verano	
Volumen:	11377.97		ft³			

1. TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1 Techo						
Ítem	Orientación	Área [ft²]	U [BTU/h.ft².F]	DTE [F]	Q [BTU/h]	Q [W]
1	Horizontal	693.61	0.42	28.41	8276.25	2425.77
1.2 Paredes y particiones						
Ítem	Orientación	Área [ft²]	U [BTU/h.ft².F]	DTE [F]	Q [BTU/h]	Q [W]
1	W	968.73	0.41	10.80	4289.53	1257.26
2	S	192.67	0.51	11.10	1090.70	319.68
3	E	968.73	0.51	14.57	7198.92	2110.00
4	N	192.67	0.51	17.05	1675.50	491.09
SUB-TOTAL 1					22,530.90	6603.81

2. CALOR INTERNO

2.1 Personas						
Ítem	Número personas	Actividad	Q sensible [BTU/h.persona]	Factor corrección	Q [BTU/h]	Q [W]
1	2	trabajo de fábrica	460.64	0.2	184.26	54.01
2.2 Iluminación						
Ítem	Área [m²]	Tipo	Factor pantalla	Potencia [W/m²]	Factor uso	Q [BTU/h]
1	64.44	Fluorescente	1	10	0.2	547.72
						160.54
2.3 Calor del producto						
Ítem	Producto	Tiempo almacenamiento [h]	Q sensible [BTU/h]	Q [BTU/h]	Q [W]	
1	poliol	24	2545.85	2545.85	746.19	
2	poliol-copolimérico	24	2608.76	2608.76	764.63	
SUB-TOTAL 2					5,886.59	1725.36

3. CALOR EXTERNO

3.1 Infiltraciones						
Ítem	Caudal [CFM]	?T [F]	Calor Especif. * Densidad [BTU/h.F.CFM]	Factor por altura SNM	Q [BTU/h]	Q [W]
1	142.22	15.8	1.08	1	2426.92	711.33
SUB-TOTAL 3					2,426.92	711.33

TOTAL CALOR SENSIBLE	30,844.41	9040.50
Factor de Seguridad	2%	616.89
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL [RSH]	31,461.30	9221.31

4. PÉRDIDAS SENSIBLES DUCTO DE IMPULSIÓN

4.1 Ganancia en Conductos %	4.2 Pérdidas por Fugas %	4.3. Ganancia por Ventilador %	Acumulado %	Q [BTU/h]	Q [W]	
0	0	2	2	629.23	184.43	
4.4 Aire exterior						
Ítem	Caudal [CFM]	?T [F]	Factor BYPASS	Calor Especif. * Densidad [BTU/h.F.CFM]	Q [BTU/h]	Q [W]
*	*	15.80	0.1	1.08	0.00	0.00
				SUB-TOTAL 4	629.23	184.43
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL [ERSH]				32,090.53	9405.73	

5. CALOR LATENTE

5.1 Personas						
Ítem	Número personas	Actividad	Q latente [BTU/h.persona]	Factor corrección	Q [BTU/h]	Q [W]
1	2	trabajo de fábrica	539.12	0.2	215.65	63.21
5.2 Equipos e Instrumentos						
Ítem	Número equipos	Tipo	Q latente [BTU/h.equipo]	Factor corrección	Q [BTU/h]	Q [W]
*	*		*		0.00	0.00
5.3 Infiltraciones						
Ítem	Caudal [CFM]	?W [lb agua/lb aire]	Calor [BTU.lb aire/h.lb agua.CFM]	Factor por altura SNM	Q [BTU/h]	Q [W]
1	142.22	0.0127	4782.22	1	8577.45	2514.05
				SUB-TOTAL 5	8,793.10	2577.26

TOTAL CALOR LATENTE				8,793.10	2577.26	
Factor de Seguridad				2%	175.86	51.55
CALOR LATENTE DEL LOCAL [RLH]				8,968.96	2628.80	

6. PERDIDAS LATENTES DUCTO DE IMPULSION

6.1 Ganancia en Conductos %	6.2 Pérdidas por Fugas %	6.3. Ganancia por tubería %	Acumulado %	Q [BTU/h]	Q [W]	
*	*	*	0	0.00	0.00	
6.4. Aire de Ventilación						
Ítem	Caudal [CFM]	?W [lb agua/lb aire]	Factor BYPASS	Calor [BTU.lb aire/h.lb agua.CFM]	Q [BTU/h]	Q [W]
*	*	0.0127	0.1	4782.22	0.00	0.00
				SUB-TOTAL 6	0.00	0.00

CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL [ERLH]				8,968.96	2628.80
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL [ERTH]				41,059.49	12034.54

7. CALOR AIRE EXTERIOR

7.1 Sensible									
Ítem	Caudal [CFM]	Factor 1-BF	Calor específico [BTU/lb.F]	Densidad [lb/ft ³]	Factor [min/h]	?T [F]	Q [BTU/h]	Q [W]	
*	*	0.90	0.244	0.07	60	15.80	0.00	0.00	
7.2 Latente									
Ítem	Caudal [CFM]	Factor 1-BF	Calor promedio [BTU/lb agua]	Densidad [lb aire/ft ³]	Factor [h/min]	?W [lb agua/lb aire]	Q [BTU/h]	Q [W]	
*	*	0.90	1076	0.07	60	0.0127	0.00	0.00	
							SUB-TOTAL 7	0.00	0.00
TOTAL CALOR SENSIBLE Y LATENTE							41,059.49	12034.54	

8. PÉRDIDAS SENSIBLE DUCTO DE RETORNO

8.1 Ganancia en Conductos %	8.2 Ganancia por Fugas %	8.3. Ganancia tubería y bomba %	Acumulado %	Q [BTU/h]	Q [W]	
2	2	*	4	1642.38	481.38	
				SUB-TOTAL 8	1,642.38	481.38

9. PÉRDIDAS LATENTES DUCTO DE RETORNO

9.1 Ganancia en Conductos %	9.2 Ganancia por Fugas %	9.3. Ganancia tubería y bomba %	Acumulado %	Q [BTU/h]	Q [W]	
*	2	*	2	821.19	240.69	
				SUB-TOTAL 9	821.19	240.69
GRAN CALOR TOTAL [GTH]				43,523.06	12756.61	

ANEXO I

CATÁLOGO DE LA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

ANEXO J

CATÁLOGO DE LA CONDENSADORA

ANEXO K

DIAGRAMA DE PÉRDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS

ANEXO L

PÉRDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS-CÁMARA DE TDI

***Caida de presión en el sistema de distribución de aire
Cámara de TDI***

1. DUCTOS DE SUMINISTRO

Ducto D1: $P_{D1} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.76\text{-m}$ $P_{D1} = 0.002\text{in}$

Ducto D2: $P_{D2} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.76\text{-m}$ $P_{D2} = 0.002\text{in}$

Ducto D3: $P_{D3} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.6\text{-m}$ $P_{D3} = 0.002\text{in}$

Ducto D4: $P_{D4} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.6\text{-m}$ $P_{D4} = 0.002\text{in}$

Ducto D5: $P_{D5} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 1.16\text{-m}$ $P_{D5} = 0.004\text{in}$

Ducto D6: $P_{D6} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 1.30\text{-m}$ $P_{D6} = 0.004\text{in}$

Ducto D7: $P_{D7} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 1.26\text{-m}$ $P_{D7} = 0.004\text{in}$

Ducto D8: $P_{D8} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 1\text{-m}$ $P_{D8} = 0.003\text{in}$

Ducto D9: $P_{D9} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.84\text{-m}$ $P_{D9} = 0.003\text{in}$

Ducto D10: $P_{D10} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.7 \cdot \text{m}$ $P_{D10} = 0.002\text{in}$

Ducto D11: $P_{D11} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.7 \cdot \text{m}$ $P_{D11} = 0.002\text{in}$

Ducto D12: $P_{D12} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.6 \cdot \text{m}$ $P_{D12} = 0.002\text{in}$

Codo D13:

Relación R/W $RW_{D13} = 0.2 \cdot \frac{\text{m}}{8\text{-in}}$ $RW_{D13} = 0.984$

Relación H/W $HW_{D13} = 26 \cdot \frac{\text{in}}{8\text{-in}}$ $HW_{D13} = 3.25$

$P_{D13} = 0.185\text{in} \cdot \left(\frac{1000}{4000}\right)^2$ $P_{D13} = 0.012\text{in}$

Ducto D14: $P_{D14} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 1 \cdot \text{m}$ $P_{D14} = 0.003\text{in}$

Codo D15: $P_{D15} = P_{D13}$ $P_{D15} = 0.012\text{in}$

Ducto D16: $P_{D16} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 1.9 \cdot \text{m}$ $P_{D16} = 0.006\text{in}$

Acople a UMA: $P_{DC} = 0.008\text{in}$

Transición T1: Relación de caudal: $C_{T1} = \frac{150}{300}$ $C_{T1} = 0.5$

Relación de velocidad: $V_{T1} = \frac{280}{580}$ $V_{T1} = 0.483$

$$P_{T1} = 0.16 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{280}{4000} \right)^2 \quad \boxed{P_{T1} = 0.001 \text{ in}}$$

Transición T2: Relación de caudal: $C_{T2} = \frac{150}{600}$ $C_{T2} = 0.25$

Relación de velocidad: $V_{T2} = \frac{280}{780}$ $V_{T2} = 0.359$

$$P_{T2} = 0.70 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{280}{4000} \right)^2 \quad \boxed{P_{T2} = 0.003 \text{ in}}$$

Transición T3: Relación de caudal: $C_{T3} = \frac{150}{900}$ $C_{T3} = 0.167$

Relación de velocidad: $V_{T3} = \frac{280}{950}$ $V_{T3} = 0.295$

$$P_{T3} = 0.70 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{280}{4000} \right)^2 \quad \boxed{P_{T3} = 0.003 \text{ in}}$$

Transición T4: Relación de caudal: $C_{T4} = \frac{150}{1200}$ $C_{T4} = 0.125$

Relación de velocidad: $V_{T4} = \frac{280}{1000}$ $V_{T4} = 0.28$

$$P_{T4} = 0.91 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{280}{4000} \right)^2 \quad \boxed{P_{T4} = 0.004 \text{ in}}$$

Transición T5: Relación de áreas: $A_{T5} = \frac{16 \cdot \text{in} \cdot 8 \cdot \text{in}}{10 \cdot \text{in} \cdot 8 \cdot \text{in}}$ $A_{T5} = 1.6$

$$P_{T5} = 0.06 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{580}{4000} \right)^2 \quad \boxed{P_{T5} = 0.001 \text{in}}$$

Transición T6: Relación de áreas: $A_{T6} = \frac{18 \cdot \text{in} \cdot 8 \cdot \text{in}}{16 \cdot \text{in} \cdot 8 \cdot \text{in}}$ $A_{T6} = 1.125$

$$P_{T6} = 0.06 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{780}{4000} \right)^2 \quad \boxed{P_{T6} = 0.002 \text{in}}$$

Transición T7: Relación de áreas: $A_{T7} = \frac{26 \cdot \text{in} \cdot 8 \cdot \text{in}}{18 \cdot \text{in} \cdot 8 \cdot \text{in}}$ $A_{T7} = 1.444$

$$P_{T7} = 0.08 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{950}{4000} \right)^2 \quad \boxed{P_{T7} = 0.005 \text{in}}$$

Transición T8: $P_{T8} = P_{T1}$ $\boxed{P_{T8} = 0.001 \text{in}}$

Transición T9: $P_{T9} = P_{T2}$ $\boxed{P_{T9} = 0.003 \text{in}}$

Transición T10: $P_{T10} = P_{T3}$ $\boxed{P_{T10} = 0.003 \text{in}}$

Transición T11: $P_{T11} = P_{T4}$ $\boxed{P_{T11} = 0.004 \text{in}}$

Difusores: $\boxed{P_{\text{difusores}} = 0.058 \text{in}}$

Pérdida de presión en el ducto de suministro:

$$P_{\text{sum}} = P_{D1} + P_{D5} + P_{D6} + P_{D7} + P_{D8} + P_{D13} + P_{D14} + P_{D15} + P_{D16} + \blacksquare \\ \blacksquare + P_{T1} + P_{T5} + P_{T6} + P_{T7} + P_{\text{difusores}} + P_{DC}$$

$$P_{\text{sum}} = 0.125 \text{ in}$$

2. DUCTOS DE RETORNO

Ducto R01: $P_{R1} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 1 \cdot \text{m}$ $P_{R1} = 0.003 \text{ in}$

Codo R02:

Relación R/W $RW_{R2} = 0.2 \cdot \frac{\text{m}}{16\text{-in}}$ $RW_{R2} = 0.492$

Relación H/W $HW_{R2} = 12 \cdot \frac{\text{in}}{16\text{-in}}$ $HW_{R2} = 0.75$

$$P_{R2} = 0.13 \text{ in} \cdot \left(\frac{1000}{4000} \right)^2$$
 $P_{R2} = 0.008 \text{ in}$

Ducto R03: $P_{R3} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 0.7 \cdot \text{m}$ $P_{R3} = 0.002 \text{ in}$

Codo R04: $P_{R4} = P_{R2}$ $P_{R4} = 0.008 \text{ in}$

Ducto R05: $P_{R5} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{-ft}} \cdot 5.37 \cdot \text{m}$ $P_{R5} = 0.018 \text{ in}$

Codo R06: $P_{R6} = P_{R2}$ $P_{R6} = 0.008\text{in}$

Ducto R07: $P_{R7} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{ft}} \cdot 1.2 \cdot \text{m}$ $P_{R7} = 0.004\text{in}$

Codo R08: $P_{R8} = P_{R2}$ $P_{R8} = 0.008\text{in}$

Ducto R09: $P_{R9} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{ft}} \cdot 0.6 \cdot \text{m}$ $P_{R9} = 0.002\text{in}$

Ducto R10: $P_{R10} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{ft}} \cdot 0.6 \cdot \text{m}$ $P_{R10} = 0.002\text{in}$

Ducto R11: $P_{R11} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100\text{ft}} \cdot 1 \cdot \text{m}$ $P_{R11} = 0.003\text{in}$

Transición TR1: Relación de áreas: $A_{TR1} = \frac{16 \cdot \text{in} \cdot 12 \cdot \text{in}}{12 \cdot \text{in} \cdot 12 \cdot \text{in}}$ $A_{TR1} = 1.333$

$P_{TR1} = 0.08 \text{in} \cdot \left(\frac{950}{4000} \right)^2$ $P_{TR1} = 0.005\text{in}$

Transición TR2: Relación de áreas: $A_{TR2} = \frac{12 \cdot \text{in} \cdot 12 \cdot \text{in}}{8 \cdot \text{in} \cdot 12 \cdot \text{in}}$ $A_{TR2} = 1.5$

$P_{TR2} = 0.08 \text{in} \cdot \left(\frac{780}{4000} \right)^2$ $P_{TR2} = 0.003\text{in}$

Ducto flexible: $P_{DF} = 0.0311 \frac{\text{in}}{\text{ft}} \cdot \left(\frac{400^{0.604}}{400^{0.639}} \right) \cdot \left(\frac{400}{4005} \right)^2 \cdot 0.9 \cdot \text{m}$ $P_{DF} = 0.001\text{in}$

Cajas para rejillas:

Relación de áreas: $A_{Caja} = \frac{10 \cdot \text{in} \cdot 12 \cdot \text{in}}{\frac{\pi \cdot (10 \cdot \text{in})^2}{4}}$ $A_{Caja} = 1.528$

$$P_{Caja} = 0.30 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{400}{4000} \right)^2 \quad P_{Caja} = 0.003 \text{ in}$$

Rejillas de retorno:

$$P_{rejillas} = 0.023 \text{ in} \quad P_{rejillas} = 0.023 \text{ in}$$

Ducto de conexión:

$$P_{DC} = 0.008 \text{ in}$$

Pérdida de presión en el ducto de retorno:

$$P_{ret} = P_{R1} + P_{R2} + P_{R3} + P_{R4} + P_{R5} + P_{R6} + P_{R7} + P_{R8} + P_{R9} + P_{R10} + \blacksquare \\ \blacksquare + P_{R11} + P_{TR1} + P_{TR2} + P_{DF} + P_{Caja} + P_{rejillas} + P_{DC}$$

$$P_{ret} = 0.109 \text{ in}$$

3. OTRAS PÉRDIDAS

Pérdidas en resistencias:

$$P_{resistencias} = 2 \cdot \text{mm}$$

$$P_{resistencias} = 0.079 \text{ in}$$

Pérdidas en filtros:

$$P_{filtros} = 4 \cdot \text{mm}$$

$$P_{filtros} = 0.157 \text{ in}$$

4. PÉRDIDA TOTAL DEL SISTEMA

$$P_{total} = P_{sum} + P_{ret} + P_{filtros} + P_{resistencias}$$

$$P_{total} = 0.471 \text{ in}$$

ANEXO M

PÉRDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS-BODEGA DE GUAYAQUIL

***Caida de presión en el sistema de distribución de aire
Bodega de Guayaquil***

1. DUCTOS DE SUMINISTRO

Ducto D1: $P_{D1} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100 \cdot \text{ft}} \cdot 0.85 \cdot \text{m}$ $P_{D1} = 0.003 \text{ in}$

Ducto D2: $P_{D2} = 0.1 \cdot \frac{\text{in}}{100 \cdot \text{ft}} \cdot 2.65 \cdot \text{m}$ $P_{D2} = 0.009 \text{ in}$

Transición T1: Relación de áreas: $A_{T1} = \frac{14 \cdot \text{in} \cdot 10 \cdot \text{in}}{10 \cdot \text{in} \cdot 10 \cdot \text{in}}$ $A_{T1} = 1.4$

$P_{T1} = 0.05 \cdot \text{in} \cdot \left(\frac{504}{4000} \right)^2$ $P_{T1} = 0.001 \text{ in}$

Ducto flexible: $P_{DF} = 0.0311 \cdot \frac{\text{in}}{\text{ft}} \cdot \left(\frac{600^{0.604}}{200^{0.639}} \right) \cdot \left(\frac{600}{4005} \right)^2 \cdot 0.6 \cdot \text{m}$ $P_{DF} = 0.002 \text{ in}$

Ducto de conexión: $P_{DC} = 0.008 \text{ in}$

Difusores: $P_{\text{difusor}} = 0.011 \text{ in}$

Pérdida de presión en el ducto de suministro:

$$P_{\text{sum}} = P_{D1} + P_{D2} + P_{T1} + P_{DC} + P_{DF} + P_{\text{difusor}}$$

$P_{\text{sum}} = 0.033 \text{ in}$

2. DUCTOS DE RETORNO

Codo D1:

$$\text{Relaci3n R/W} \quad RW_{D1} = \frac{0.3\text{m}}{18\cdot\text{in}} \quad RW_{D1} = 0.656$$

$$\text{Relaci3n H/W} \quad HW_{D1} = \frac{18\text{in}}{18\cdot\text{in}} \quad HW_{D1} = 1$$

$$P_{D1} = 0.82\cdot\text{in}\cdot\left(\frac{311}{4000}\right)^2 \quad \boxed{P_{D1} = 0.005\text{in}}$$

$$\text{P3rdidas en filtros.} \quad P_{\text{filtro}} = 4\cdot\text{mm} \quad \boxed{P_{\text{filtro}} = 0.157\text{in}}$$

$$\text{Rejillas de retorno:} \quad \boxed{P_{\text{rejilla}} = 0.038\text{in}}$$

P3rdida de presi3n en el ducto de retorno:

$$P_{\text{ret}} = P_{D1} + P_{DC} + P_{\text{filtro}} + P_{\text{rejilla}}$$

$$\boxed{P_{\text{ret}} = 0.208\text{in}}$$

3. OTRAS P3RDIDAS

$$\text{P3rdidas en serpent3n} \quad P_{\text{serpentin}} = 5\cdot\text{mm} \quad \boxed{P_{\text{serpentin}} = 0.197\text{in}}$$

2 hileras:

4. P3RDIDA TOTAL DEL SISTEMA

$$P_{\text{total}} = P_{\text{sum}} + P_{\text{ret}} + P_{\text{serpentin}}$$

$$\boxed{P_{\text{total}} = 0.439\text{in}}$$

ANEXO N

CATÁLOGO DE DIFUSORES

ANEXO O

CATÁLOGO DE REJILLAS DE RETORNO

PLANOS