

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS

FACULTAD DE TECNOLOGÍA

CARRERA ELECTROMECAÁNICA



**“DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA PARA LA
CONSERVACIÓN DE POLLOS EN LA AGENCIA DE VENTA PIO
LINDO DE LA CIUDAD DE EL ALTO”**

Proyecto de grado para la obtención del grado de licenciatura

TUTOR: Ing. Marcelo Vásquez Villamor

ESTUDIANTE: José Javier Martínez Salinas

LA PAZ – BOLIVIA

2016

**“DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA PARA LA
CONSERVACIÓN DE POLLOS EN LA AGENCIA DE VENTA PIO
LINDO DE LA CIUDAD DE EL ALTO”**

POR:

José Javier Martínez Salinas

Revisado y presentado ante el tribunal de Grado Académico

APROBADO:

MSc. Ing. Marcelo Vásquez v.

Asesor

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRES

FACULTAD TÉCNICA

Carrera de Electromecánica

2016

R E S U M E N

En el presente proyecto se realiza el diseño de una cámara frigorífica para la conservación de la carne de pollo en la ciudad de El Alto, específicamente para la agencia de ventas de pollos PIÓ LINDO ubicado en la Ceja de la ciudad de El Alto. Esta iniciativa surgió cuando se pudo observar, que en la mayoría de la agencias de ventas de carne de pollo, del mercado de la Ceja de la ciudad de El Alto no cuentan con cámaras para la conservación del producto, lo cual provoca que estas agencias brinden un producto de primera necesidad como es la carne de pollo en mal estado y con pérdidas nutritivas, lo que ocasionaría daños en la salud y pérdidas económicas.

Este proyecto comprende todo lo referido a la ingeniería del proyecto, en el que se selecciona la mejor alternativa tecnológica (sistema de refrigeración), considerando para este efecto un concepto fundamental como es la de la conservación del medio ambiente, pero también esta parte comprende todo lo referido a la instalación y funcionamiento de la cámara frigorífica.

También trata de un análisis económico en el que se describe el costo de la instalación y operación de la cámara frigorífica requerida para la conservación de la carne de pollo, entre estos costos se encuentran los costos de los equipos del sistema de refrigeración, los costos de los materiales para la construcción civil, los costos de la mano de obra y los costos energéticos como consumo de energía eléctrica y otros.

Las dimensiones de la cámara son de 3.46X4.20X3.00, la capacidad de almacenamiento de 2850 kg, la temperatura de conservación de 1°C, la capacidad de refrigeración de 12.74 KW

Finalmente se declaran las consideraciones generales del proyecto con base en los datos y determinaciones hechas en cada una de las partes.

DEDICATORIA

A Dios que me guía en el camino

A Mi Esposa y mis Hijos por el apoyo que me dieron

A mi madre que la quiero mucho

A mis amigos y familiares que me dieron ánimos para continuar

José Javier Martínez Salinas

AGRADECIMIENTOS

A la carrera de Electromecánica, por la formación académica recibida en las aulas.

A mi asesor Msc. Ing. Marcelo Vásquez V. por su ayuda y consejo para realización de este trabajo.

**DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA
PARA LA CONSERVACIÓN DE POLLOS EN LA AGENCIA DE VENTAS
PIÓ LINDO DE LA CIUDAD DE EL ALTO**

ÍNDICE DE CONTENIDO

Contenido

CAPITULO I INTRODUCCIÓN.....	11
1.1. ANTECEDENTES	12
1.2. LOCALIZACIÓN	13
1.3. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	13
1.4. OBJETIVOS	15
1.4.1. OBJETIVO GENERAL	15
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
1.5. JUSTIFICACIÓN	15
CAPITULO II.....	16
2.1. DEFINICIONES PREVIAS	16
2.1.1 REFRIGERACIÓN	16
2.1.2. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	16
2.1.3. REFRIGERANTES:.....	18
2.2. CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO A REFRIGERAR.....	19
2.2.1. VALOR NUTRITIVO.....	19

TABLA DE COMPOSICIÓN NUTRITIVA	20
(Por 100g de porción comestible).....	20
2.2.2. FACTORES QUE INFLUYEN EN LA ALTERACIÓN DE LA CARNE	21
2.2.3. AGENTES PRODUCTORAS DE ALTERACIONES EN LA CARNE.....	21
2.2.4. CLASIFICACIÓN DE LA CARNE SEGÚN EL TRATAMIENTO FRIGORÍFICO	21
2.3. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	22
2.3.1. ENVASADO	22
2.3.2. CONGELACIÓN	22
2.3.3. SECADO Y DESHIDRATACIÓN	22
2.3.4. MÉTODOS DIVERSOS	23
2.4. ELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA	24
2.5. PRODUCCIÓN AVICOLA	24
Cuadro N° 8: COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS CENSOS AVICOLAS COMERCIALES REALIZADOS EN LOS AÑOS 2004, 2006 EN EL DEPARTAMENTO DE SANTA CRUZ.....	25
CAPITULO III	26
INGENIERIA DEL PROYECTO	26
3.1. PARÁMETROS BÁSICOS DE DISEÑO.	26
3.1.1. PARÁMETROS TERMODINÁMICOS.....	26
3.1.4. PARÁMETROS DE INFRAESTRUCTURA.....	28

3.1.5. PARÁMETROS DEL PRODUCTO.....	28
3.2. DIMENSIONES GENERALES DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.	28
C3-1 DIMENSIONES EXISTENTES - SIN AISLAMIENTO TÉRMICO	29
3.2.2. DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA CÁMARA CON AISLAMIENTO TÉRMICO.	30
C3-2 CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES DE LA PARED	30
C3-3 DIMENSIONES DEL TECHO.....	31
C3-4 DIMENSIONES DEL PISO.....	31
C3-5 DIMENSIONES EXTERNAS DE LA CÁMARA.....	32
C3-6 DIMENSIONES INTERNAS DE LA CÁMARA	32
3.2.3. FORMA DE ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DEL POLLO EN LA CÁMARA.	32
Fig-1: DISPOSICIÓN DE LAS CANASTILLAS DE POLLO DENTRO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.	34
3.2.4. CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.	35
3.3. CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO	37
3.3.1. CARGA DEBIDO AL PRODUCTO.	37
3.3.2. CARGA DEBIDO A LA TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE PAREDES, TECHO, PISO Y PUERTA.....	38
C3-7 CONDUCTIVIDAD Y ESPESOR DE LOS MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA PARED	42

C3-8 CONDUCTIVIDAD Y ESPESOR DE LOS MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL TECHO	46
C3-9 CONDUCTIVIDAD Y ESPESOR DE LOS MATERIALES UTILIZADOS EN EL PISO	48
C3-10 CONDUCTIVIDAD Y ESPESOR DE LA PUERTA	49
C3-11 FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE LAS PAREDES, TECHO.....	52
3.3.3. CARGA DEBIDO A LOS OCUPANTES.....	52
3.3.4. CARGA DEBIDO AL EQUIPO ELÉCTRICO.....	53
3.3.5. CARGA DEBIDO A LAS INFILTRACIONES.....	55
3.3.6. CARGA DEBIDO A LA VENTILACIÓN.....	56
3.3.7. CARGA LATENTE.....	57
SUMATORIA DE CARGAS.....	58
3.4. CICLO ESTÁNDAR DE COMPRESIÓN DE VAPOR.....	60
3.4.1. DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN Y DE CONDENSACIÓN.....	60
3.4.2. CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN (CR.).....	61
3.4.3. COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO DEL CICLO ESTÁNDAR DE COMPRESIÓN DE VAPOR.....	62
3.5. SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	67
C3-12 VARIABLES PARA LA SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES	68

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	68
C 3 -13 SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	69
3.6. CÁLCULO LUMINOTÉCNICO.....	71
3.6.1. DETERMINACIÓN DEL NIVEL DE ILUMINACIÓN.....	73
3.6.2. CÁMARAS A UTILIZAR.....	73
3.6.3. SISTEMA DE ILUMINACIÓN A EMPLEAR.....	74
3.6.4. FACTORES DE REFLEXIÓN DE TECHO Y PAREDES.....	74
3.6.5. ÍNDICE DEL LOCAL.....	75
3.6.6. DETERMINAR DEL FACTOR DE UTILIZACIÓN.....	75
3.6.7. DETERMINCIÓN DE LOS FACTORES -DE CONSERVACIÓN.....	76
3.7. CÁLCULO ELÉCTRICO.....	76
3.7.1. ALIMENTADOR PRINCIPAL.....	76
3.7.2. RAMALES INDIVIDUALES.....	77
3.8. COLOCACIÓN DEL AISLANTE.....	78
3.9. INSTALACIÓN DEL EQUIPO FRIGORÍFICO.....	79
3.9.1 INSTALACIÓN DEL EVAPORADOR.....	80
3.9.2 INSTALACIÓN DE LA UNIDAD CONDENSADORA.....	86
3.9.3 INSTALACIÓN DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA	87
3.9.4 INSTALACIÓN DE TUBERÍAS.....	91
3.10. OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	92

3.10.1. MODO DE CARGAR UN EQUIPO CON REFRIGERANTE.	92
3.10.2. EXTRAER EL AIRE DEL CONDENSADOR.	93
3.10.3. AÑADIR ACEITE AL SISTEMA.	94
3.10.4. LOCALIZACIÓN DE AVERIAS, SUS CAUSAS Y CORECCIÓN DE DEFECTOS	95
CAPITULO IV	101
COSTOS.....	101
C4-1 DETALLE – COSTO FIJOS.....	101
4.2. COSTOS VARIABLES	103
4.3. COSTO TOTAL.....	104
CAPITULO VI.....	105
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	105
CONCLUSIONES.....	105
RECOMENDACIONES.-	105
ANEXOS	106
BIBLIOGRAFÍA	107

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

- TABLA

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

La alimentación es parte vital del ser humano. Cada día el hombre dedica gran parte de su tiempo para consumir alimentos. Para tal circunstancia la conservación de los alimentos es de vital importancia ya que de la misma depende que los alimentos tengan un aspecto, sabor y texturas apetitosas así como su valor nutritivo original. Uno de los problemas más importantes que se presentan es en lo que se concierne al almacenamiento adecuado de la carne, para lo cual la rama de la ingeniería de la refrigeración propone una solución.

La refrigeración se puede entender como un proceso por el cual se reduce la temperatura de un espacio determinado y se mantiene en esa temperatura baja con el fin de enfriar los alimentos, conservar determinadas sustancias o conseguir un ambiente agradable, para lograr ese propósito debe extraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado.

Como el proceso de refrigeración es de vital importancia. En nuestro país la industria de la refrigeración se extiende cada día mas, con una mayor incidencia en la industria de la alimentación esto a causa; del crecimiento de la misma población la cual ocasiona un incremento en la demanda de los alimentos y como también debido a la importancia que se le va dando a la calidad de la alimentación. Uno de los lugares que se acentúa más tal situación es en la ciudad de El Alto.

En la ciudad de El Alto se puede evidenciar la falta de cámaras frigoríficas requerido para la conservación de los alimentos que son ofrecidos al consumidor en los muchos mercados existentes en la urbe Alteña. Siendo los alimentos de origen animal como la carne de pollo los que requieren mayor atención en este aspecto.

Uno de los mercados más grandes de la ciudad de El Alto en el que la carne de pollo es ofertada y demandada diariamente (de lunes a domingo) es el mercado de la Ceja de la ciudad de El Alto, en el cual la venta de pollo es realizado mediante las agencias de ventas de las empresas PIÓ LINDO, IMBA, POLLOS SOFÍA y otros dedicadas a la comercialización de la carne de pollo.

Actualmente en el mercado de la Ceja de la ciudad de El Alto existen seis agencias dedicadas a la venta de la carne de pollo esta cantidad solamente corresponde a la empresa PIÓ LINDO, todas estas agencias situadas en todo el entorno de la Ceja de la Ciudad de El Alto tienen características como oferta, demanda, precios, comercialización, tamaño y localización muy similares.

1.2. LOCALIZACIÓN

La agencia de ventas PIÓ LINDO, para el cual se realizara el estudio se encuentra ubicada en la Ceja de la Ciudad de El Alto, la misma que se encuentra situada en la región altiplánica del Departamento de La Paz-Bolivia se extiende sobre una superficie de más de 5500 hectáreas de un relieve remarcablemente plano estando la parte sur de la misma a una altura de 4000 m.s.n.m. y la parte norte a, la misma cuenta con una población de 649958 habitantes con una de crecimiento de 5.1.% (Resultado obtenido en el Censo 2002 efectuado por el Instituto Nacional de Estadística). Cuenta con una temperatura promedio de 7,5'C con bajas considerables provocadas por los vientos fríos de la cordillera occidental.

Debido a que esta urbe alteña tiene un crecimiento poblacional elevado la demanda de productos de calidad aumenta notablemente.

1.3. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

En las agencias de ventas de Pollos PIÓ LINDO de la Ciudad de El Alto se puede evidenciar las malas condiciones de salubridad y manipuleo de la carne de pollo, y como

también el almacenamiento para su posterior venta es realizado en un ambiente inadecuado la cual carece de higiene, refrigeración, aislamiento térmico, como también aislamiento ambiental en el área existe un tráfico con bastante flujo vehicular la Ceja de la Ciudad de El Alto es el eje central de la urbe Alteña.

Además se puede evidenciar que : La temperatura de almacenamiento de la carne de pollo en la agencia de Venta de Pollos "PIÓ LINDO" de la ciudad de El Alto no es la adecuada para su conservación, la agencia no cuenta con una cámara frigorífica y por tal situación la carne de pollo sufre pérdidas nutritivas; Puesto que la descomposición de la carne se acelera principalmente a causa de malas condiciones ambientales en la instalación para su conservación y almacenamiento, temperaturas inadecuadas, fluctuaciones de temperatura, humedad insuficiente y otros no tan importantes.

Todos los factores mencionados colaborados con la gran demanda de la carne de pollo en la ciudad de El Alto, cuya demanda actual en la agencia de ventas PIÓ LINDO es de 400 pollos por día con un crecimiento promedio del 1,34% (dato obtenido mediante encuestas de la agencia de ventas PIÓ LINDO), pero tal demanda sufre variaciones tanto previstas tal el caso de las épocas navideñas en el que la demanda se duplica, como imprevistas las cuales ocasiona que la oferta en la agencia de ventas Pió Lindo sea excesiva o como también insuficiente tal situación se acentúa en las manifestaciones en el cual incluso no se llega a vender ni un solo pollo por tanto el pollo que no se vendió debe ser almacenado y conservado para su posterior venta lo que no sucede en la agencia de ventas Pío Lindo ya que la misma no cuenta con una cámara frigorífica , por consiguiente se ocasionan pérdidas económicas. Pero es importante aclarar que: al no haber un control estricto de salubridad en las agencias de venta de la urbe alteña, las mismas venden la carne de pollo que no se pudo vender inmediatamente por factores ya mencionados, en mal estado atentando contra la salud de los consumidores finales de la carne de pollo. Ahí la imperiosa necesidad de contar con una cámara frigorífica.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL

Realizar el cálculo, diseño y especificaciones de un sistema de refrigeración destinado a la conservación y almacenamiento de la carne de pollo, expandida por la agencias de ventas de pollos PIÓ LINDO de la Ciudad de El Alto.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las características generales del proceso de refrigeración..
- Dimensionar y seleccionar los accesorios (componentes) del sistema de refrigeración.
- Realizar el estudio pertinente de instalación, operación y mantenimiento del sistema de refrigeración.

1.5. JUSTIFICACIÓN

Toda agencia dedicada a la Venta de Pollos requiere que su producto cuente con un almacenamiento adecuado, puesto que la misma le brinda una oportunidad de mejora y expansión en la venta de su producto. Esto debido a que los demandantes (consumidores) siempre exigirán y requerirán un producto en condiciones idóneas para su buena alimentación y que también esta demanda siempre tendría un componente creciente debido al crecimiento demográfico del lugar y además que contamine la carne.

Por ello si las agencias de Ventas de Pollos PIÓ LINDO cuenta con una cámara frigorífica lograría proporcionar un adecuado producto a los consumidores, cumpliendo con las normas de conservación de alimentos N° 512/97 y N° 8557 97 del Ministerio de Salud.

CAPITULO II

CONSIDERACIONES GENERALES

2.1. DEFINICIONES PREVIAS

2.1.1 REFRIGERACIÓN

Proceso por el que se reduce la temperatura de un espacio determinado y se mantiene esta temperatura baja con el fin, por ejemplo, de enfriar alimentos, conservar determinadas sustancias o conseguir un ambiente agradable. El almacenamiento refrigerado de alimentos perecederos, pieles, productos farmacéuticos y otros se conoce como almacenamiento en frío. La refrigeración evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente.

2.1.2. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

En la refrigeración mecánica se obtiene un enfriamiento constante, mediante la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado, donde se evapora y se vuelve a condensar en un ciclo continuo. Si no existen pérdidas, el refrigerante sirve para toda la vida útil del sistema. Todo lo que necesita para mantener el enfriamiento es un suministro continuo de energía y un método para disipar el calor. Los dos tipos principales de sistemas mecánicos de refrigeración son el sistema de compresión, empleando en los refrigeradores domésticos grandes y en la mayoría de los aparatos de aire acondicionado, y el sistema de absorción, que en la actualidad se usa sobre todo en los acondicionadores de aire por calor, aunque en el pasado también se empleaba en refrigeradores domésticos por calor.

2.1.2.1. SISTEMAS DE COMPRESIÓN

Los sistemas de compresión emplean cuatro elementos en el ciclo de refrigeración: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. En el evaporador el refrigerante se evapora y absorbe calor del espacio que está enfriado y de su contenido. A continuación, el vapor pasa por un compresor movido por un motor que incrementa su presión, lo que aumenta su temperatura. El gas sobrecalentado a alta presión se transforma

posteriormente en líquido en un condensador refrigerado por aire o agua. Después del condensador, el líquido pasa por una válvula de expansión, donde su presión y temperatura se reducen hasta alcanzar las condiciones que existen en el evaporador.

2.1.2.2. SISTEMAS DE ABSORCIÓN

Algunos refrigeradores domésticos funcionan mediante el principio de absorción. En ellos una llama de gas calienta una disolución concentrada de amoníaco en agua en un recipiente llamado generador, y el amoníaco se desprende en forma de vapor y pasa a un condensador. Allí se licúa y fluye hacia el evaporador, igual que el sistema de compresión. Sin embargo, en lugar de pasar a un compresor al salir del evaporador, al amoníaco gaseoso se reabsorbe en la disolución diluida y parcialmente enfriada procedente del generador, para formar de nuevo una disolución concentrada de amoníaco. Este proceso de reabsorción se produce en un recipiente llamado absolvedor, desde donde el líquido concentrado fluye de vuelta al generador para completar el ciclo.

La refrigeración por absorción se usa cada vez más en refrigeradores para acondicionar el aire, en los que resultan adecuadas temperaturas de refrigerantes entre 7° y 10° C aproximadamente. En este rango de temperaturas puede emplearse agua como refrigerante, y una disolución acuosa de alguna sal, generalmente bromuro de litio, como material absorbente. El agua hierve a temperatura muy baja en el evaporador por que la presión allí es muy reducida. El vapor frío se absorbe en la disolución salina concentrada. Después, esta disolución se bombea al generador donde, a temperatura elevada, se hace hervir el agua sobrante para aumentar la concentración de sal en la disolución, está después de enfriarse, circula, de vuelta al absolvedor para completar el ciclo. El sistema funciona con un vacío elevado: la presión del evaporador es aproximadamente de 13 KPa, y el generador y el condensador están a unos 10 KPa. Generalmente, estas unidades se calientan con llama directa o utilizan vapor generando es una caldera.

2.1.3. REFRIGERANTES:

Referimos por el término refrigerante empleado en el sistema por compresión de vapor como el fluido o trabajo del sistema el cual alternativamente se vaporiza a baja temperatura y se condensa a temperatura y presión alta absorbiendo y cediendo calor respectivamente.

Para cada refrigerante existe una temperatura específica de vaporización asociada con cada presión, por lo que basta controlar la presión del evaporador para obtener la temperatura deseada. En el condensador existe una relación similar entre la presión del evaporador para obtener la temperatura deseada. En el condensador existe una relación similar entre la presión y la temperatura. Durante muchos años, uno de los refrigerantes más utilizados fue el diclorodifluorometano, conocido como refrigerante 12. Este compuesto, clorofluorocarbonato (CFC) sintético se transformaba en vapor a $-6,7^{\circ}\text{C}$ a una presión de 246,2 Kpa. y después de comprimirse a 909,2 kPa se condensaba a $37,8^{\circ}\text{C}$ a la fecha ya no se usa R-12.

En los refrigeradores pequeños empleados en las viviendas para almacenar comida, el calor del condensador se disipa a la habitación donde se sitúa. En los acondicionadores de aire, el calor del condensador debe disiparse al exterior o directamente al agua de refrigeración.

En un sistema doméstico de refrigeración, el evaporador siempre se sitúa en un espacio térmicamente. A veces, este espacio constituye todo el refrigerador. El compresor suele tener una capacidad excesiva, de forma que si funcionara continuamente producirá temperaturas más bajas de las deseadas. Para mantener el refrigerador a la temperatura adecuada, el motor que impulsa el compresor está controlado por un termostato o regulador.

Los congeladores para alimentos ultra congelados son similares a los anteriores, solo que su compresor y motor tiene la potencia y tamaño suficiente para manejar un mayor volumen de refrigerante con una presión menos en el evaporador. Por ejemplo, para mantener una temperatura de $-23,3^{\circ}\text{C}$ con refrigerante - 12 se necesitara una presión de 132,3 kPa, en el evaporador.

El refrigerante - 12 y otros dos CFC, el refrigerante - 11 y el refrigerante -22, eran los principales compuestos empleados en los sistemas de enfriamiento y aislamiento de los refrigeradores domésticos. Sin embargo, se ha descubierto que los CFC suponen una grave amenaza para el medio ambiente del planeta por su papel en la destrucción de la capa de ozono. Según el Protocolo de Montreal la fabricación de CFC debía finalizar al final de 1995. Los hidroclorofluorocarbonos, HCFC, y el metilbromuro no dañan la capa de ozono pero producen gases de efecto invernadero. Los HCFC se retirarán en el 2015 y el consumo se limitara progresivamente. La industria de la refrigeración debería adoptar rápidamente otros compuestos alternativos perjudiciales, como el metil cloroformo. Se debe tener presente que la preservación del medio ambiente es esencial para la supervivencia.

El refrigerante elegido es el R-134a que es un refrigerante HFC de cero potencial de destrucción del ozono y con propiedades muy similares al R-12. Es utilizado como un refrigerante puro en las aplicaciones que tradicionalmente usaban R-12 y como componente en mezclas de refrigerantes diseñadas para sustituir R-502 y R-22. Los fabricantes de compresores y sistemas ya tienen disponibles equipos que han sido diseñados específicamente para el R-134a. Pruebas de laboratorio y en el campo también han confirmado que el R-134a funciona bien como un sustituto para reconversiones en sistemas que usan R-12 y R-500.

2.2. CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO A REFRIGERAR

La carne de pollo es la carne cuyo consumo ha crecido más en los últimos años siendo ya la segunda a nivel mundial tras la de porcino. A continuación se mencionaran algunas características importantes de este producto

2.2.1. VALOR NUTRITIVO

Se puede apreciar variaciones en la composición de la carne. En función de la edad animal sacrificados, los ejemplares más viejos son más grasas. También existen diferencias en el caso de la pechuga, cuyo contenido u proteínas es mayor que el que presenta el muslo.

El contenido, distribución y composición de la grasa de pollo es similar al resto de las aves de corral. Tampoco se aprecia grandes diferencias en lo referentes al aporte proteico equiparable de la carne roja.

Respecto al valor vitamínico, destacan la presencia de ácido fólico y vitamina B3 o niacina. Entre los minerales el nivel de hierro, de zinc es menor que el caso de la carne roja, aunque supone una fuente más importante de fósforo y potasio el valor nutritivo de los menudillos del pollo es muy alto especialmente el hígado.

Este presenta un contenido en proteínas y lípidos similar al de la carne aunque destaca su aporte en minerales y vitaminas, principalmente B12, A, C y ácido fólico, por otro lado los menudillos contienen una gran cantidad de colesterol.

El pollo básicamente está constituido por: proteínas con un 20.2%, por grasas con un 12.6%, por cenizas con un 1.0%, y principalmente por agua con un 66.0%.

TABLA DE COMPOSICIÓN NUTRITIVA

(Por 100g de porción comestible)

Alimento	Agua MI	Kcal	Proteína g	Grasa G	Zinc Mg	Sodio Mg	Vit B1 Mg	Vit B2 Mg	Nianicina mg	AG S g	Ag m g	AG P G	Colestero l Mg
Pollo con piel	70.3	167.0	20.0	9.0	1.0	64.0	0.1	0.15	10.4	3.2	4.4	1.5	110.0
Pollo con filete	75.4	112.0	21.8	2.8	0.7	81.0	0.1	0.15	14.0	0.9	1.3	0.4	61.0

AGS : Grasa saturada

AGM : Grasa monosaturada

AGP : Grasa poliinsaturada

2.2.2. FACTORES QUE INCLUYEN EN LA ALTERACIÓN DE LA CARNE

En circunstancias ordinarias, la velocidad del crecimiento bacteriano será la que determina la duración del periodo necesario para que se altere la carne fresca. Los factores que gobiernan esta velocidad son: el pH de la carne, las condiciones de humedad de la superficie de la carne y la temperatura de almacenamiento.

2.2.3. AGENTES PRODUCTORAS DE ALTERACIONES EN LA CARNE

Hay muchos agentes que pueden destruir las peculiaridades sanas de la carne fresca. Los microorganismos, como las bacterias y los hongos, estropean los alimentos con rapidez. Las enzimas, que están presentes en todos los alimentos frescos, son sustancias catalizadoras que favorecen la degradación y los cambios químicos que afectan, en especial, la textura y el sabor. El oxígeno atmosférico puede reaccionar con componentes de los alimentos, que se pueden volver rancios o cambiar su color natural. Igualmente dañinas resultan las plagas de insectos y roedores, que son responsables de enormes pérdidas en las reservas de alimentos. No hay ningún método de conservación que ofrezca protección a todos los riesgos posibles durante un periodo limitado de tiempo.

2.2.4. CLASIFICACIÓN DE LA CARNE SEGÚN EL TRATAMIENTO FRIGORÍFICO

De acuerdo al tratamiento frigorífico y a su temperatura de carne puede ser clasificada en:

Fresca: Cuando seguidamente después de la matanza la carne todavía conserva la temperatura del animal vivo.

Natural: Cuando está a la temperatura del medio ambiente superior a los 0°C.

Enfriada: Cuando tiene una temperatura en su interior próxima a 0°C.

Congelado: Cuando tiene una temperatura en su interior relativamente inferior a los 0°C.

2.3. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

2.3.1. ENVASADO

EL proceso de envasado recibe a veces el nombre de esterilización porque el tratamiento por calor al que se somete a los alimentos elimina todos los microorganismos que pueden echarlos a perder, así como aquellos que pueden ser perjudiciales para la salud como las bacterias patógenas y aquellas que producen toxinas letales. La mayoría de las operaciones de envasado comercial se basan en el principio de que la destrucción de bacterias se decuplica por cada 10° C de incremento en la temperatura. Los alimentos expuestos a temperaturas elevadas durante unos pocos minutos o segundos conservan una mayor parte de su sabor natural. En el proceso Flash 18, un sistema continuo, los alimentos se esterilizan casi de forma instantánea en una cámara a presión para impedir que hiervan al ser introducidos en los recipientes. No es necesaria esterilización ulterior alguna.

2.3.2. CONGELACIÓN

Aunque el hombre prehistórico almacenaba la carne en cuevas de hielo, la industria de congelados tiene un origen más reciente que la de envasado. El proceso de congelación fue utilizado comercialmente por primera vez en 1842, pero la conservación de alimentos a gran escala por congelación comenzó a finales del siglo XIX con la aparición de la refrigeración mecánica.

La congelación conserva, los alimentos impidiendo la multiplicación de los microorganismos. Dado que el proceso no destruye a todos los tipos de bacterias, aquellos que sobreviven se reaniman en la comida al descongelarse y a menudo se multiplican mucho más rápido que antes de la congelación.

2.3.3. SECADO Y DESHIDRATACIÓN

Secaderos de bacalao El secado de la fruta, el pescado o la carne es un excelente método de conservación. Reduce el volumen del producto en un 50%, y su peso en un 80%, por eliminación gradual del agua. La deshidratación impide el deterioro al inhibir el crecimiento de los microorganismos y reduce o detiene la actividad enzimática y las

reacciones químicas. Los alimentos desecados se conservan casi indefinidamente, siempre y cuando no sean rehidratados. Doug Alian / Oxford Scientific Films.

Aunque ambos términos se aplican a la eliminación del agua de los alimentos, en la tecnología de los alimentos el término secado se refiere a la desecación natural, como la que se obtiene exponiendo la fruta a la acción del sol, y el de deshidratación designa el secado por medios artificiales, como una corriente de aire caliente. En la desecación por congelación o liofilización, se someten alimentos congelados a la acción del vacío en una cámara especial hasta lograr la sublimación de la mayor parte de su contenido en agua. La eliminación del agua ofrece una excelente protección frente a las causas más comunes de deterioro de los alimentos. Para más información sobre este proceso, véase Deshidratación.

2.3.4. MÉTODOS DIVERSOS

Se pueden usar otros métodos o combinaciones de métodos para conservar los alimentos, la salazón del pescado y el cerdo es una práctica muy antigua. La sal penetra en los tejidos y, a todos los efectos, fija el agua, inhibiendo así el desarrollo de las bacterias que deterioran los alimentos. Otro método muy empleado es el ahumado, que se utiliza a menudo para la conservación del pescado, el jamón y las salchichas. El humo se obtiene por la combustión de madera, con una aportación limitada de aire. En este caso, parte de la acción preservadora se debe a agentes bactericidas presentes en el humo, como el metanol y la creosota, así como por la deshidratación que se produce durante el proceso. El ahumado suele tener como finalidad dar sabor al producto además de conservarlo.

El azúcar, uno de los principales ingredientes de las mermeladas y las jaleas, es otro agente conservador. Para que el método sea eficaz, el contenido total de azúcar debe ser al menos de un 65% del peso total del producto final. El azúcar, que actúa de un modo muy similar al de la sal, inhibe el crecimiento bacteriano una vez calentado el producto. Debido a su elevado grado de acidez, el vinagre (ácido acético) actúa como conservante en los encurtidos y otros productos calentados con antelación. La fermentación producida por ciertas bacterias que generan ácido láctico es la base de la conservación del chucrut o col

fermentada y las salchichas fermentadas. El benzoato de sodio, cuya concentración no puede exceder el 0.1%, se usa en productos derivados de la fruta para protegerlos contra las levaduras y los mohos. El dióxido de azufre, otro conservante químico, ayuda a mantener el color de los alimentos deshidratados. El propanoato de calcio se añade a veces a los productos de repostería y panadería para inhibir el crecimiento de hongos.

Otro método que está en estudio es la conservación de frutas y verduras por un tratamiento anaeróbico inmediato de los alimentos con gases como el dióxido de carbono, el monóxido de carbono y el nitrógeno. También está en estudio el tratamiento de productos envasados esterilizados como la leche.

Debido a la creciente preocupación por el uso de productos químicos que pueden ser tóxicos, podrían utilizarse radiaciones ionizantes en su lugar. La irradiación retarda la maduración de la fruta y la verdura, inhibe la germinación en bulbos y tubérculos, desinfecta el grano, los cereales, las frutas frescas y secas, y elimina los insectos de las verduras; también destruye las bacterias en la carne fresca. No obstante, la preocupación del público acerca de la seguridad de la radiación ha limitado su uso a gran escala.

2.4. ELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

No hay ningún método de conservación que ofrezca protección frente a todos los riesgos posibles durante un periodo ilimitado de tiempo pero el método que en mejor forma nos ayuda a conservar los alimentos en su estado fresco original es el de conservación por refrigeración. Esto por presentar no solo mejores resultados si no que también los más viables además en nuestro país este método se encuentra disponible frente a los otros métodos siendo este el más aplicable al problema presentado.

2.5. PRODUCCIÓN AVÍCOLA

Es importante comparar los resultados del Censo Avícola comercial 2011 con los dos anteriores (realizados el 2004 y el 2006 respectivamente), de esta forma se puede medir y

apreciar el crecimiento de la capacidad productiva avícola del departamento, además de evaluar y caracterizar los sistemas de producción en cuanto a tipo de infraestructura, bioseguridad, sanidad, parámetros productivos y otros.

Este análisis comparativo se lo realizó en base al número de establecimientos avícolas, número de aves comerciales, superficie de producción en metros cuadrados (m²) y rubro o propósito productivo avícola. Todos estos componentes nos permiten analizar el aumento de la capacidad de producción y productividad del sector avícola cruceño, lo cual se aprecia en las siguientes gráficas.

Cuadro N° 8: COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS CENSOS AVÍCOLAS COMERCIALES REALIZADOS EN LOS AÑOS 2004, 2006 EN EL DEPARTAMENTO DE SANTA CRUZ

CENSO AÑO	N° DE ESTABLECIMIENTOS AVÍCOLAS COMERCIALES	% CRECIMIENTO	N° DE AVES COMERCIALES	% CRECIMIENTO	SUPERFICIE DE PRODUCCIÓN INSTALADA m²	% CRECIMIENTO
2004	603	0	9.448.542	0	1.049.838	0
2006	936	55,20%	10.395.200	10,01%	1.438.570	37,02%

CAPITULO III

INGENIERÍA DEL PROYECTO

3.1. PARÁMETROS BÁSICOS DE DISEÑO.

Se puede decir que los parámetros de un diseño son aquellos factores que influyen de forma directa en el diseño de la cámara frigorífica, puesto que "los mismos nos ayudan a determinar variables en el diseño de la cámara frigorífica requerido para la conservación refrigerada de la carne de pollo. Sin embargo estos factores pueden ser tan grandes en número y variados. Por tal circunstancia en este proyecto solo se tomarán los parámetros básicos como son los parámetros del producto, parámetros termodinámicos, parámetros ambientales, parámetros infraestructura, siendo las mencionadas las más importantes, la razón por la que no se mencionan otros parámetros es debido a que las mismas no tienen una influencia sobre los resultados finales y si existe la misma la influencia es mínima.

3.1.1. PARÁMETROS TERMODINÁMICOS.

Los parámetros termodinámicos básicos que son necesarios para nuestro proyecto, los requeridos para realizar el diseño de la cámara, frigorífica son: tanto la temperatura requerida para conservar la carne de pollo en su estado fresco, la cual dependerá de que si la misma será congelado o conservado en su estado más fresco (sin congelar), siendo este ultimo nuestro caso ya que los consumidores finales requieren adquirir de las agencias de ventas pollos frescos con preferencia no congelados ; otro factor es la humedad relativa del ambiente a refrigerar, puesto que cuando es muy baja la humedad del espacio, se tiene una deshidratación excesiva en productos como carne cortada, vegetales productos lácteos ,flores y principalmente en la carne de pollo.

Estos parámetros mencionados son con los cuales se deberá realizar el análisis de los procesos de transferencia energética, que se presentan a través de la frontera del sistema.

Estos parámetros no solo influyen en forma directa en la cantidad de calor a evacuarse, sino también en la rapidez con que debe hacerse.

Estos parámetros para nuestro estudio bajo consideraciones mencionadas tienen las siguientes magnitudes.

- Temperatura de conservación de la carne de pollo: 1°C (Para periodos cortos de almacenamiento de aproximadamente una semana).
- Humedad relativa del ambiente a refrigerar : 85% a 90%

3.1.2. PARÁMETROS AMBIENTALES.

En primer lugar podemos mencionar los referidos al medio ambiente como ser la temperatura ambiente, la humedad relativa, la velocidad del viento la altura sobre el nivel del mar y como también la presión. Los cuales para nuestro proyecto tienen los siguientes valores.

- Temperatura media ambiente : 7.5°C
- Temperatura máxima media : 14.2°C
- Temperatura mínima media : 0.6°C
- Temperatura máxima extrema : 23.0°C
- Temperatura mínima extrema : -15.2°C
- Humedad relativa del ambiente : 47.48%
- Altura sobre el nivel del mar : 4082 m. s. n. m.

Otros a considerar son los referidos a la cámara que inciden sobre el medio ambiente exterior, como ser la contaminación provocada por algunos componentes del sistema de refrigeración, esto principalmente la provocada por los fluidos de trabajo como es el refrigerante por ello este debe ser seleccionado bajo consideraciones de la preservación de nuestro medio ambiente. Por tal motivo deberá utilizarse los denominados refrigerantes ecológicos (sin cloro con átomos de hidrógeno sin potencial destructor de la capa de ozono), pero hasta estos refrigerantes denominados ecológicos no son idóneos ya que

incrementan el efecto invernadero por lo tanto el recalentamiento del planeta. Por lo cual para evitar esta situación los componentes de nuestro sistema de refrigeración deberán ser herméticos, como los compresores deberán ser necesariamente herméticos.

3.1.4. PARÁMETROS DE INFRAESTRUCTURA.

Los parámetros de infraestructura básica para nuestro proyecto a considerar serán principalmente:

- Los tipos de las paredes, techo, piso y puerta de la cámara frigorífica tal que nos ofrezca un aislamiento térmico adecuado.
- La superficie de la cámara frigorífica.
- El volumen interno.

Las mismas serán detalladas en el punto dimensiones generales de la cámara frigorífica y aislamiento de la cámara junto a otros parámetros no tan importantes.

3.1.5. PARÁMETROS DEL PRODUCTO.

Son aquellos que se refieren a las condiciones óptimas de almacenamiento de un producto, ya sea para periodo corto o largo de tiempo, estos parámetros dependen: De las características propias de cada producto, del tiempo que debe ser almacenado el producto y las condiciones de almacenamiento.

Estos parámetros para nuestro proyecto se detallarán posteriormente (Véase cálculo de la carga de enfriamiento).

3.2. DIMENSIONES GENERALES DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.

Para determinar las dimensiones generales de la cámara de frigorífica se tomaron en cuenta, tanto las dimensiones disponibles y/o existentes en la agencia de ventas PIÓ LINDO de la Ciudad de El Alto que actualmente es destinado al almacenamiento de la carne de pollo como también se toma en cuenta la demanda del producto en la agencia de venta mencionada.

3.2.1. AMBIENTE DISPONIBLE.

3.2.1.1. DIMENSIONES DEL AMBIENTE EXISTENTE.

El ambiente existente, actualmente utilizado solo para el almacenamiento de la carne de pollo y no hace para su conservación no cuenta con un adecuado aislamiento térmico cuyas dimensiones se detallan en el siguiente cuadro.

C3-1 DIMENSIONES EXISTENTES - SIN AISLAMIENTO TÉRMICO

DIMENSIONES EXTERNAS			DIMENSIONES INTERNAS		
LONGITUD [m]	ANCHO [m]	ALTURA [m]	LONGITUD [m]	ANCHO [m]	ALTURA [m]
4.50	3.30	3.80	4.20	3.00	3.46

3.2.1.2. DESCRIPCIÓN DEL AMBIENTE EXISTENTE.

Primeramente podemos describir las características constructivas de las paredes con la que cuenta el ambiente disponible, las mismas que están constituidas por:

- Revestimiento externo : Estuco
- Ladrillo de seis huecos : Ancho 10 cm, largo 24cm y alto 15cm.
- Revestimiento interno : Estuco; la cual será retirada para el aislamiento térmico.

Debe aclararse que no todas las paredes del ambiente están constituidas como se indica anteriormente, si no que una de las paredes (la colindante con el domicilio vecino) no cuenta con revestimiento externo pero si cuenta con las demás características mencionadas.

A su vez el techo cuenta con las siguientes características:

- Parquetado de : 0,005 m (madera)
- Revestimiento externo : 0,005 m (mortero de arena fina mas cemento)
- Hormigón Armado mas ladrillo : 0,150m
- Revestimiento interno : Estuco; la cual será retirada para realizar el aislamiento térmico. Finalmente el piso está constituido por:
 - Empedrado : 0,102m
 - Mortero de arena con cemento : 0,050m
 - Revestimiento interno : 0,003m (mortero de arena fina mas cemento).

3.2.2. DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA CÁMARA CON AISLAMIENTO TÉRMICO.

Para determinar las nuevas dimensiones (referido a las dimensiones internas) que tendrá la cámara frigorífica debemos en primera instancia detallar la nueva constitución de las paredes, techo y piso de la cámara, las cuales se variaron con el fin de incorporar lo que es el aislamiento térmico.

C3-2 CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES DE LA PARED

DESCRIPCIÓN DE LA PARED	ESPESOR [m]
Revestimiento externo (estuco)	0,005
Ladrillo de seis huecos	0,100
Revestimiento interno (arena fina mas cemento)	0,003
Lámina de corcho	0,010
Aislante (Tecnopor)	0,100

DESCRIPCIÓN DE LA PARED*	ESPESOR [m]
Revestimiento (arena fina mas- cemento) con alambre	0,006
Azulejo	0,003
ESPESOR DE LA PARED	0,227

*continuación C3-2

C3-3 DIMENSIONES DEL TECHO

COMPOSICIÓN DEL TECHO	ESPESOR [m]
Hormigón armado mas ladrillo	0,150
Revestimiento interno (arena fina mas cemento)	0,003
Lámina de corcho	0,010
Aislante (Tecnopor)	0,100
Arena fina mas cemento (pulido) con alambre tejido	0,007
ESPESOR DEL TECHO	0,275

C3-4 DIMENSIONES DEL PISO

COMPOSICIÓN DEL PISO	ESPESOR [m]
Empedrado (piedra)	0,120
Hormigón de grava y arena	0,050
Lámina de corcho	0,010
Aislante (Tecnopor-2)	0,050

Revestimiento (arena fina mas cemento)	0,005
Azulejo	0,003
ESPESOR DEL TECHO	0,238

Con estos valores detallados en los cuadros anteriores se puede determinar y detallar las dimensiones externas e internas de la cámara frigorífica mediante los siguientes cuadros:

C3-5 DIMENSIONES EXTERNAS DE LA CÁMARA

LONGITUD [m]	ANCHO [m]	ALTURA [m]	VOLUMEN [m3]
4,50	3.30	3,80	56.43

C3-6 DIMENSIONES INTERNAS DE LA CÁMARA

LONGITUD [m]	ANCHO [m]	ALTURA [m]	VOLUMEN [m3]
4,05	2,85	3,29	37,97

3.2.3. FORMA DE ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DEL POLLO EN LA CÁMARA.

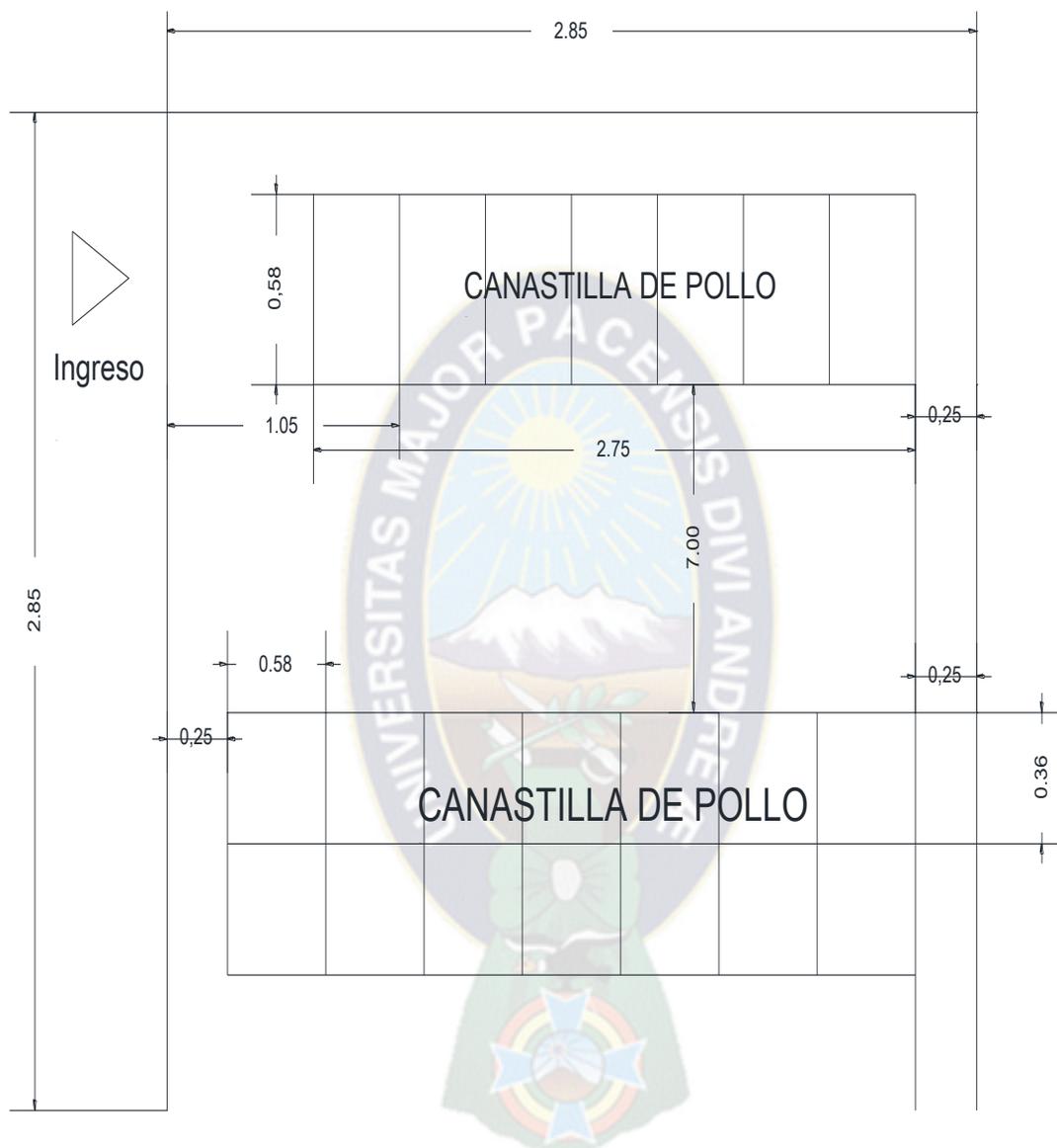
Primeramente cabe aclarar que el almacenamiento de la carne de pollo actualmente se lo realiza en cajas de plástico adecuadas para la misma cuyas dimensiones externas son 58x38x24 cm, en el cual caben 15 unidades de carne de pollo estas mismas cajas serán utilizadas para el almacenamiento refrigerado de la carne de pollo, cuya determinación se tomó debido que dichas cajas son adecuadas para la misma, como también debido a que en la agencia de ventas PIÓ LINDO prefieren que el embase sea el mismo por su adecuada

aplicación (información obtenida por encuestas personales a la agencia de venías PIÓ LINDO).

En la fig. 3-1 se puede apreciar que las cajas de pollo están debidamente distribuidas sobre dos estantes en paralelo, cuyas dimensiones como ser la distancia entre estantes, separación del estante respecto a la pared, ancho de batería de enfriamiento y otros fueron determinados cuidadosamente bajo criterios y necesidades requeridas para el almacenamiento de la carne de pollo en su estado más original y como también se tomó en cuenta la capacidad requerida según la demanda.



Fig-3-1: DISPOSICIÓN DE LAS CANASTILLAS DE POLLO DENTRO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.



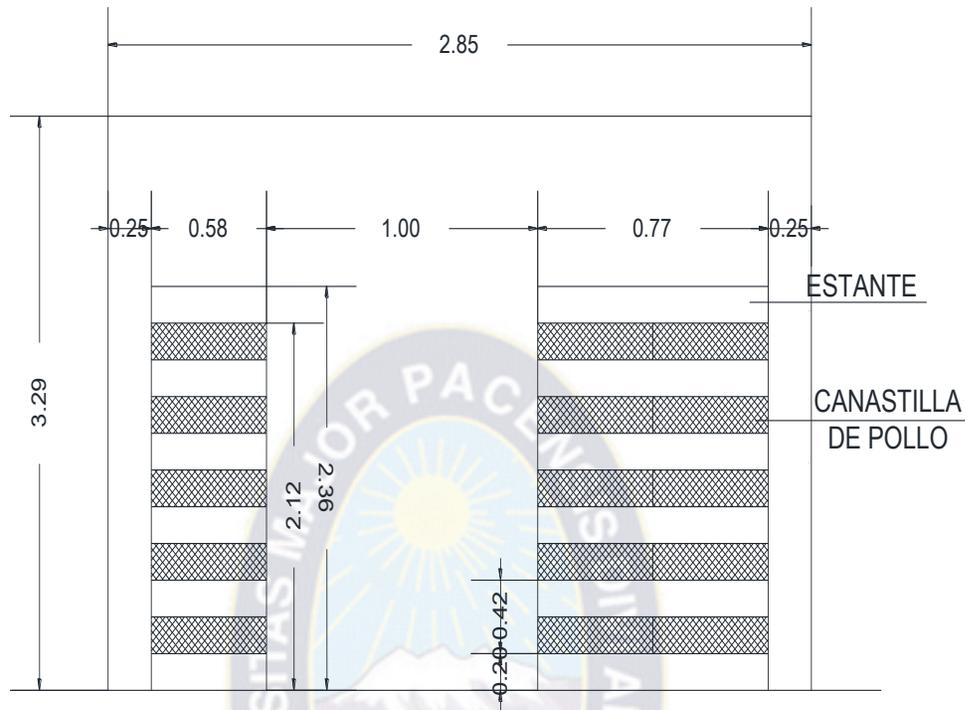


FIGURA 3.2 VISTA LATERAL

Nota: El último piso de los estantes será utilizada cuando se tenga una mayor demanda (esto considerando las condiciones más desfavorables).

3.2.4. CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.

Primeramente debemos determinar los Kg de carne de pollo que podrían almacenarse con base a lo expuesto en el anterior punto, para luego verificar si es satisfactorio en relación a los Kg de carne de pollo que se requiere almacenar en los próximos años, considerando las fechas en los que la demanda es mayor.

Bajo tales circunstancias primeramente podemos determinar el número de pollos que podrían almacenarse en la cámara, esto del simple producto entre el número de cajas (envases) con pollo que caben en la cámara y el número de pollos que caben en cada caja (envase).

$$\# \text{ pollos} = \# \text{ cajas} \cdot \frac{\# \text{ POLLOS}}{\text{CAJA}}$$

$$\# \text{ pollos} = (95) \cdot (15)$$

$$\# \text{ pollos} = 1425$$

Como ya determinamos el número de pollos que se puede almacenar en la cámara frigorífica, nos queda determinar la capacidad en Kg, de pollo que puede ser conservado en la cámara, para ello debemos considerar el peso promedio en kg/pollo la cual resulta ser 2 kg/pollo (dato proporcionado por la agencia de ventas PIÓ LINDO). Por tanto la capacidad de almacenamiento en la cámara de kg será:

$$\text{Capacidad} = \# \text{ pollos} \left(\frac{2\text{Kg}}{\text{POLLO}} \right)$$

$$\text{Capacidad} = 1425 \text{ pollos} \left(\frac{2\text{Kg}}{\text{POLLO}} \right)$$

$$\text{Capacidad} = 2850 \text{ kg.}$$

A esto se debe adicionar el número de pollos que caben en el último piso de los estantes, la misma prevista para demandas, máximas como ser la demanda en fechas navideñas en las cuales la demanda se duplica; cabe mencionar que en el último nivel debe reducirse 7 canastillas de pollo esto previsto para la instalación del evaporador; por lo cual en el último nivel de los estantes serán distribuidos solamente 12 canastillas de pollo o sea 180 pollos (360 kg) portante:

$$\text{Capacidad máxima} = 2850 \text{ kg} + 360 \text{ kg}$$

$$\text{Capacidad máxima} = 3210 \text{ Kg de Pollo}$$

3.3. CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Para realizar el cálculo de la carga de enfriamiento es preciso cuantificar y como también cualificar, todas las fuentes que contribuyen a la carga. Las siguientes son las mayores fuentes de carga.

- a) Carga de los productos: enfriamiento y mantenimiento a baja temperatura del producto.
- b) Radiación y conducción a través de ventanas: este se despreciará en nuestro caso ya que la cámara no cuenta con ventanas.
- c) Ocupantes: calor desprendido por la gente.
- d) Equipo eléctrico: calor procedente de las luces, motores y otros aparatos.
- e) Infiltración: intercambio de aire acondicionado con aire exterior a través de grietas y puertas abiertas.
- f) Ventilación: la sustitución controlada de aire acondicionado por el aire exterior,
- g) Carga latente: condensación por el acondicionamiento de aire de la humedad procedente de fuentes tales como gente, aparatos que desprende humedad y aire exterior.

El cálculo de la carga de enfriamiento deberá realizarse para condiciones de trabajo mas desfavorables (consideración para el cálculo de la carga máxima temperatura del aire exterior y máxima carga).

3.3.1. CARGA DEBIDO AL PRODUCTO.

Es el calor que debe extraerse del producto a refrigerar para reducir la temperatura de la misma desde la condición inicial (antes del ingreso a la cámara frigorífica) hasta una temperatura final adecuada para su conservación, ahora bien como en nuestro la cámara estará destinado a conservar la carne de pollo en un período corto, la temperatura recomendada para su conservación es de $1^{\circ}\text{C}/4^{\circ}\text{C}$ la cual se encuentra por encima de su punto de congelación. Por lo que el calor que debe extraerse del producto es simplemente aquel requerido para reducir la temperatura hasta la temperatura hasta la temperatura de su

conservación recomendada, la cual se encuentra por encima del punto de congelación del producto a refrigerar por tal circunstancia este calor a extraerse se puede calcular mediante la siguiente ecuación.

$$q = m c (T_f - T_i) \quad (3-3.1)$$

Donde:

q: Carga de enfriamiento, Kcal/h;

m: masa del producto; $m = 3210 \text{ kg}/24\text{h} = 133,75 \text{ kg/h}$.

C: Calor específico del producto por encima del punto de congelamiento; $C = 0,75 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$.

T_f : Temperatura de enfriamiento; $T_f = 1^\circ\text{C}$;

T_i : Temperatura inicial (instantes antes del ingreso a la cámara); esta temperatura es igual a $14,2^\circ\text{C}$ (caso más crítico) ya que la carne de pollo es transportada desde el lugar del faeneado hasta la agencia de ventas en carros frigoríficos por lo que durante el traslado la temperatura de la carne de pollo es reducida a la temperatura indicada.

Por tanto de la ecuación (3.3.1) tenemos

$$Q_i = (133,75) \cdot (0,75) \cdot (14,2 - 1).$$

$$Q_i = 1324,125 \text{ Kcal/h}$$

3.3.2. CARGA DEBIDO A LA TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE PAREDES, TECHO, PISO Y PUERTA.

La transmisión de calor por conducción al interior de un espacio refrigerado a través de las paredes, techo, piso y puerta son raras veces procesos en régimen permanente. Aunque la temperatura del espacio refrigerado sea constante las variaciones en la temperatura ambiente originan un flujo no permanente. Asumiendo la hipótesis de flujo permanente el flujo de calor se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$q = AU(T_e - T_i) \quad (3.3.2)$$

Donde:

q = Calor transmitido por unidad de tiempo, Kcal/h;

U = Coeficiente total de transmisión de calor, Kcal/hm²°C;

A = Superficie de transmisión, m²;

T_c = Temperatura ambiente media, °C;

T_i = Temperatura del ambiente refrigerado, °C;

3.3.2.1. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR.

Esta se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_0} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} \pm \dots \pm \frac{1}{f_i} \quad (3.3.2.1)$$

Donde:

U = Coeficiente total, de transmisión de calor, Kcal/hm²°C;

f₀ = Coeficiente pelicular sobre la cara exterior de la pared, Kcal/hm²°C;

X = Espesor del material, m;

K = Conductividad del material, Kcal/hm;

f_i = Coeficiente pelicular de la carga interna de la pared, Kcal/hm² °C;

Los subíndices 1,2, etc., se refieren a las sucesivas capas que constituyen la pared, techo y piso.

Para esto primero es necesario seleccionar para la construcción existente materiales para el aislamiento térmico apropiados que tengan características de conducción muy bajas. De

esta manera evitar en lo posible la transmisión de calor por conducción al interior de la cámara frigorífica.

La aislación de las paredes, techo, piso y puertas de la cámara frigorífica tiene por objeto evitar los cambios de temperatura en la cámara, por las características típicas de la urbe alteña. Pero la aislación debe ser mejorada por que también debe evitarse el intercambio de la humedad para lo cual se utilizará un sello de alquitrán. Pero no solo eso el aislante también nos ayuda en la elección de los equipos de nuestro sistema de refrigeración ya que estos inciden en los costos tanto de adquisición, operación y mantenimiento.

Considerando las características constructivas del ambiente existente (véase el punto-descripción del ambiente existente) se adicionarán a la obra civil materiales como: arena más cemento para los revestimientos azulejo y principalmente el aislante el cual debe ser un buen material. Para lo cual se elige el aislante "POLIESTIRENO EXPANDIDO", llamado comercialmente AISLOPLAST ó TECNOPOR (véase anexos -folleto de aislante).

Otro aspecto a considerar es el espesor del aislante cuya elección está sujeto a la transmisión de calor, así por, ejemplo, si se tiene un espesor grande, la transmisión de calor será mínima, esta situación incidirá directamente en el costo y cuando se tiene un aislante delgado la transmisión de calor será grande.

Considerando lo anterior procederemos a calcular el coeficiente de transmisión de calor tanto para las paredes, techo, suelo y puerta.

3.3.2.1.1. COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR DE LAS PAREDES.

Las características particulares de la pared serán:

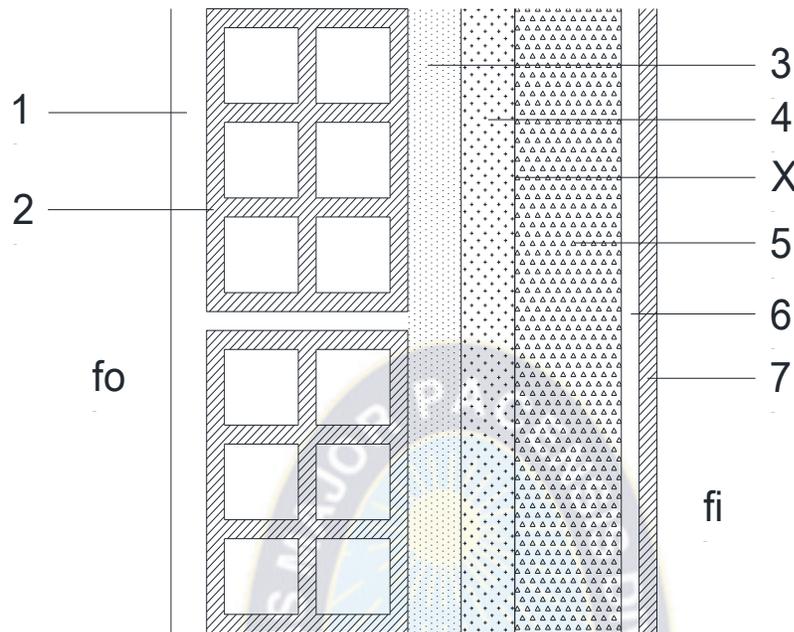


FIGURA 3.3 ESTRUCTURA DE LA PARED

Donde:

1. Revestimiento externo (Estuco)
2. Ladrillo
3. Revestimiento interno (arena fina mas cemento)
4. Lámina de corcho
5. Aislante tecnopor
6. Revestimiento (arena fina más cemento) con alambre tejido.
7. Azulejo
- X. Sello de alquitrán.

Bajo dichas características la ecuación (3.3.2.1) queda:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_0} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{X_4}{K_4} + \frac{X_5}{K_5} + \frac{X_6}{K_6} + \frac{X_7}{K_7} + \frac{1}{f_i}$$

Para el cual los valores de X_i , K_i se detallarán en el siguiente cuadro.

**C3-7 CONDUCTIVIDAD Y ESPESOR DE LOS MATERIALES UTILIZADOS
EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA PARED**

N°	MATERIAL	ESPESOR[m]	COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD [Kcal/hm'C]	REFERENCI AS
1	Estuco (revestimiento extemo)	0,005	0,850*	(*)
2	Ladrillo	0,100	0,600+	
3	Arena fina mas cemento (revestimiento interno)	0,003	1,200'	
4	Lámina de corcho	0,010	0,035'	
5	Aislante tecnopor	0,100	0,031'	Catálogo del aislante
6	Arena fina con cemento y alambre tejido (revestimiento)	0,006	1,200'	
7	Azulejo	0,003	0,303'	

* Tratado de refrigeración - komarov, N - 1958 - Pag. 324.

+ Refrigeración y acondicionamiento de aire - STOECKER W - 1965 - Pág.330-Tabla 22-7.

Los coeficientes peliculares dependen del tipo de superficie y de la velocidad del aire sobre la superficie. En la tabla 22-7 (ANEXOS) se dan las ecuaciones para calcular los coeficientes peliculares.

De la tabla 22-7(anexos) para las características mencionadas tenemos que:

$$f_0 = 10,3 + 1,5V_0$$

Donde:

V_0 : Velocidad del aire externo sobre la superficie externa de la cámara en km/h;
tiene un valor de 30 km/h;

Por lo que; $f_0 = 55.30 \text{ Kcal/hm}^{2\circ\text{C}}$

Ademas:

$$f_i = f_0 / 3$$

$$f_i = 55.30/3$$

$$f_i = 18.43$$

Donde:

V_0 = Velocidad del aire en el interior de la cámara; 27 m/min = 1,62 km/h para
almacenamiento con aire forzado;

Por lo que; $f_i = 18,43 \text{ Kcal/hm}^{2\circ\text{C}}$.

Finalmente de la ecuación (3.3.2.1.) tenemos que:

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{55.30} + \frac{0.005}{0.850} + \frac{0.100}{0.600} + \frac{0.003}{1.200} + \frac{0.010}{0.035} + \frac{0.100}{0.031} + \frac{0.006}{1.200} + \frac{0.003}{0.303} + \frac{1}{18.43}$$

$$U_{pc} = 3.75 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$$

Para la pared colindante la cual no cuenta con revestimiento externo de estuco tenemos que:

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{55.30} + \frac{0.005}{0.850} + \frac{0.100}{0.600} + \frac{0.003}{1.200} + \frac{0.010}{0.035} + \frac{0.100}{0.031} + \frac{0.006}{1.200} + \frac{0.003}{0.303} + \frac{1}{18.43}$$

$$U_{pc} = 3.745 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$$

3.3.2.1.2. COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR POR EL TECHO.

La aislación para el techo será de la siguiente manera:

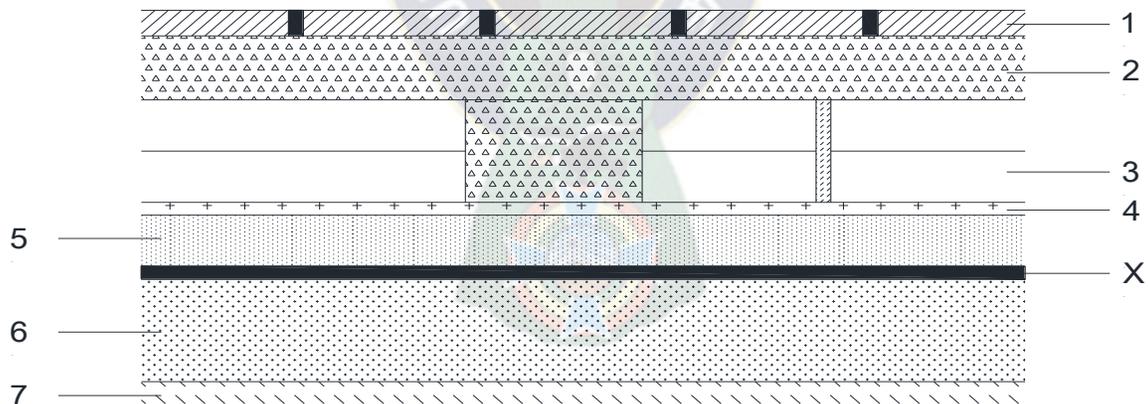


FIGURA 3.4 DE LA ESTRUCTURA DEL TECHO

Donde:

1. Madera
 2. Hormigón armado
 3. Ladrillo de seis huecos
 4. Revestimiento interno (arena fina mas cemento)
 5. Lámina de corcho
 6. Aislante tecno por
 7. Arena fina con cemento y alambre tejido (pulido)
- (x) Sello de alquitrán.

Para lo cual la ecuación (3.3.2.1) se reduce a:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_o} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{X_4}{K_4} + \frac{X_5}{K_5} + \frac{X_6}{K_6} + \frac{X_7}{K_7} + \frac{1}{f_i} \quad (3.3.2. If)$$

Como en el anterior punto f_o y f_i se determinan de la tabla 22-7 (ANEXOS). En el que para una superficie de madera lisa:

$$f_o = 7,8 + 0,9 V_o$$

Donde:

V_o : Velocidad del aire en la superficie externa de la cámara en km/h; como en el anterior punto la velocidad en la superficie externa del techo se toma como 30km/h;

Por lo tanto;

$$f_o = 34.80 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

Ahora para una superficie muy lisa, caso del pulido con cemento tenemos:

$$f_i = f_o / 3$$

$$f_i = 34.80/3$$

$$f_i = 11.60 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$$

Para los valores de Xi y Ki tenemos el siguiente cuadro:

C3-8 CONDUCTIVIDAD Y ESPESOR DE LOS MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL TECHO

Nº	MATERIAL	ESPEJOR [m]	DUCTIVIDAD [Kcal/hm° C]
1	Madera	0,005	0,130*
2	Hormigón de grava y arena	0,050	1,488'
3	Ladrillo	0,100	0,600*
4	Arena fina mas cemento (revestimiento interno).	0,003	1,200'
5	Lámina de corcho	0,010	0,035'
6	Aislante tecnopor	0,100	0,031'
7	Arena fina mas cemento (pulido) con alambre tejido	0,007	1,200'

* Refrigeración y acondicionamiento de aire - STOECKER, W-1965-Pág.330-Tabla 22-7

' Ver ANEXOS (tablas).

Por lo que de la ecuación (3.3.2.1) tenemos:

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{34.80} + \frac{0.005}{0.130} + \frac{0.050}{1.488} + \frac{0.100}{0.600} + \frac{0.003}{1.200} + \frac{0.010}{0.035} + \frac{0.100}{0.031} + \frac{0.007}{1.200} + \frac{1}{11.60}$$

$$U_f = 3.86 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$$

3.3.2.1.3. COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR DEL PISO. La aislación del piso presenta la siguiente estructura:

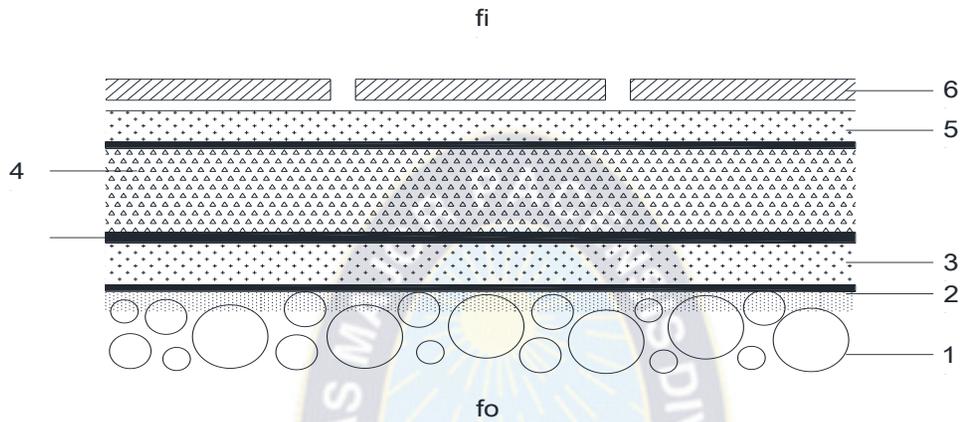


FIGURA 3.5 ESTRUCTURA DEL PISO

Por lo que de la ecuación (3.3.2.1) tenemos.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_0} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{X_4}{K_4} + \frac{X_5}{K_5} + \frac{X_6}{K_6} + \frac{1}{f_i}$$

Donde:

$$f_0 = 0.00 \text{ Kcal/hm}^2\text{C} \quad (*^1)$$

$$f_i = 11.60 \text{ Kcal/hm}^2\text{C} \quad (**^2)$$

¹ Tratado de refrigeración/KOMAKOV, N/Lpss/Tabla 120

² Refrigeración y acondicionamiento de aire/STOECKER, W./1965/Tabla 22-7

C3-9 CONDUCTIVIDAD Y ESPESOR DE LOS MATERIALES UTILIZADOS EN EL PISO

N°	MATERIAL	ESPESOR	CONDUCTIVIDAD
1	Piedra (empedrado)	0,120	3.000
2	Hormigón (mezcla 1(-3A))	0,050	1,488
3	Lámina de corcho	0,010	0,035
4	Aislante tecnopor	0,050	0,031
5	Arena fina mas cemento (revestimiento)	0,005	1,200
6	Azulejos	0,003	0,303

Ref. : Tablas (ANEXOS).

Reemplazando los valores respectivos en la ecuación (3.3.2.1p) tenemos:

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{0,00} + \frac{0,120}{3,000} + \frac{0,050}{1,488} + \frac{0,010}{0,035} + \frac{0,050}{0,031} + \frac{0,005}{1,200} + \frac{0,003}{0,303} + \frac{1}{11,60}$$

$$U_p = 2.055 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$$

3.3.2.1.4. COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR DE LA PUERTA.

La puerta tendrá las siguientes características.

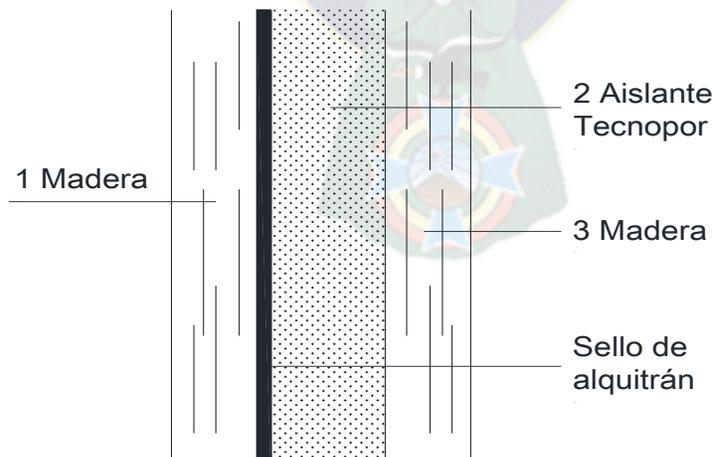


FIGURA 3.5 ESTRUCTURA DE LA PUERTA

Para el cual la ecuación (3.3.2.1.) se reduce a:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_0} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{1}{f_i} \quad (3.3.2. 1g)$$

$$U_{pc} = 0,255 \quad \text{Kcal/hm}^2\text{°C}$$

Donde:

$$f_0 = 7,8 + 0,9 \quad V_o \quad 34.80 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C} \quad (*^3)$$

$$f_i = 7,8 + 0,9 \quad V \quad 11.60 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C} \quad (*^4)$$

C3-10 CONDUCTIVIDAD Y ESPESOR DE LA PUERTA

N°	MATERIAL	ESPESOR [m]	CONDUCTIVIDAD [Kcal/hm° C]
1	Madera	0,02	0,130*
2	Aislante Tecnopor	0,10	0,031'
3	Madera	0,02	0,130*

* Refrigeración y acondicionamiento de aire - STOECKER, W-1965 -Tabla 22-7- Pág.330.

Ver ANEXOS.

De la ecuación (3.3.2.1g);

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{34.80} + \frac{0.02}{0.130} + \frac{0.10}{0.031} + \frac{0.02}{0.130} + \frac{1}{11.60}$$

³ Refrigeración y acondicionamiento de aire/STOEKER, W./1965/Tabla 22-7.

⁴ lbed.

$$U_g = 3.63 \text{Kcal/hm}^2\text{°C}$$

3.3.2.2. DIFERENCIAS DE TEMPERATURA DE LA PARED, TECHO Y PISO.

La diferencia de temperatura entre el aire exterior y el aire interior de la cámara frigorífica es:

$$\Delta T = T_e - T_i$$

$$\Delta T = 14.2^\circ\text{C} - 1^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 13.2^\circ\text{C}$$

Recordemos que la cámara frigorífica se encuentra dentro de un ambiente cerrado. Por lo que debemos considerar los siguientes criterios (*)

La diferencia de temperatura que se adopta para paredes que separan cámara del ambiente no refrigerado y colindante con el aire exterior es el 70% de la diferencia de temperatura (ΔT) o sea;

$$\Delta T_1 = 0,7 \Delta T$$

$$\Delta T_1 = 0,7(13,2^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_1 = 9,24^\circ\text{C}$$

Para paredes colindantes que no estén en contacto con el aire exterior se considera el 40% de ΔT .

$$\Delta T_2 = 0,4 \Delta T$$

$$\Delta T_2 = 0,4(13,2^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_2 = 5,28^\circ\text{C}$$

Como diferencia de temperatura para piso de la cámara, ubicados sobre subsuelo no refrigerados, se adopta el 50% de ΔT .

$$\Delta T_3 = 0,5 \Delta T$$

$$\Delta T_3 = 0,5(13,2^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_3 = 6.6^\circ\text{C}$$

3.3.2.3. SUPERFICIE DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Para determinar la superficie de transmisión de calor de las paredes, del techo y piso se debe considerar primeramente lo siguiente. (*⁵)

La superficie de los pisos y de los techos de la cámara se mide entre ejes de las paredes interiores o desde la superficie interior de las paredes exteriores hasta el eje de las inferiores. Como altura de pared se adopta la comprendida desde el nivel del piso dado hasta el nivel del piso superior. La longitud de las paredes exteriores se mide entre ejes de las paredes interiores. La longitud de las paredes interiores se mide entre la superficie interior de las exteriores y el eje de las paredes interiores o entre ejes de las paredes interiores. (*⁶).

Solo nos queda determinar la transmisión de calor por conducción tanto por las paredes, techo, piso y puerta, por lo tanto:

⁵ Tratado de refrigeración / KOMAKOV, N./Pág. 6.

⁵ Tratado de refrigeración / KOMAROV, N./PAG. 6.

⁶ lbed

C3-11 FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE LAS PAREDES, TECHO

	A [m ²]	U [Kcal/hm ² °C]	AT[°C]	Q[k(2)/n]
EN CONTACTO CON AIRE EXTERIOR	30,278	0,255	9,240	71,341
COLINDANTE Y SIN CONTACTO CON EL AIRE	13.325	0,262	5,280	18,433
TECHO	11.543	0,250	9,240	26,664
PISO	11.543	0,474	6,600	36,111
PUERTA	1,800	0,265	9,240	4,407
TOTAL	-	-	-	Q₂=156M956

3.3.3. CARGA DEBIDO A LOS OCUPANTES.

Es el calor desprendido por las personas en la cámara frigorífica. Ya que el cuerpo pierde calor sensible por conducción convección y radiación. Si la cantidad de calor liberado es insuficiente, se añade a la capacidad de transmisión de calor el enfriamiento evaporativo, al permitir a las glándulas sudoríparas liberar humedad, como también el cuerpo libera humedad en el proceso de respiración. Por lo tanto en un local refrigerado, el cuerpo humano constituye una carga tanto de calor sensible como latente.

La pérdida de valor de los ocupantes varía según la actividad que estos realizan, de ahí que según la tabla 22-10, para el caso trabajo pesado la pérdida de calor sensible es 118 Kcal/h y la de calor latente es 248 Kcal/h, siendo la total la suma de ambas e igual a 366 Kcal/h.

Por lo que la carga neta debido al ocupante sea:

$$Q_3 = (366 \times 2 \text{ Kcal/h}) fp$$

Donde:

$$fp = \text{Factor de permanencia} = \frac{\text{\# horas que permanece el ocupante en la cámara}}{24 \text{ h}}$$

Por lo que de la ecuación (3.3.3) tenemos que:

$$Q_3 = (366 + 2 \text{ Kcal/h})$$

$$Q_3 = (732 \text{ Kcal/h})$$

3.3.4. CARGA DEBIDO AL EQUIPO ELÉCTRICO.

Es la carga debida al calor que dependen los equipos eléctricos en su funcionamiento, entre estos equipos podemos mencionar a los de iluminación y como también los motores eléctricos con las que cuenta nuestro sistema de refrigeración.

La carga debido a la iluminación de la cámara se puede determinar mediante la siguiente ecuación.

$$Q = K \text{ Pins } Cu \text{ Ct} \quad (3.3.4)$$

Donde:

Q_4 = Calor desprendido por las luminarias, Kcal/h

K = Factor de conversión; $K = 0,86 \text{ Kcal/watios}$

P_{ins} = Potencia instalada, wátios; cuyo valor es 160w (véase el punto cálculo luminotécnico y eléctrico).

C_t = coeficiente de tolerancia; el valor recomendado para este factor es de 1,2⁷;

C_u = Coeficiente o factor de utilización 0.85;

$$C_u = \text{Energía consumida} \times \frac{(\text{Potencia utilizada}) * (\# \text{ de horas de funcionamiento})}{(\text{Potencia instalada}) * (24h)} \quad (3.3.4a)$$

Por lo tanto la carga debido a la iluminación será:

$$Q = 0,86 (160) (0,85) (1,2)$$

$$Q_1 = 22.45 \text{ Kcal/h}$$

El calor aportado por los motores eléctricos depende de que el motor esté o no situado en el local refrigerado, si toda la energía suministrada al motor permanece en el local refrigerado, la potencia eléctrica total se convierte en calor. Este será el caso del motor que moviese al ventilador que hace circular el aire en la cámara frigorífica, para esto se aplica la ecuación (3.3.4) eliminando el coeficiente de tolerancia.

Dentro de la cámara será instalado un evaporador de circulación forzada la cual cuenta con un ventilador de aire frío, por un motor eléctrico, la absorción del motor ventilador es de 150W (Véase selección del evaporador)..

Finalmente.

$$q_m = 0,86 P_{ins} C_u$$

$$q_m = 0,86 (150)$$

$$q_m = 129 \text{ Kcal/h}$$

Por lo que la carga debido al equipo eléctrico será:

⁷Refrigeración y Acondicionamiento de aire/STOEKER, W./Pág. 339.

$$q_4 = q_i + q_m$$

$$q_4 = 22.45 + 129$$

$$q_4 = 151.45 \text{ Kcal/h}$$

3.3.5. CARGA DEBIDO A LAS INFILTRACIONES.

Esta carga es debido al aire frío que es desplazado por el aire exterior que entra a través de las grietas alrededor de las puertas, y ventanas (en nuestro caso no se cuenta con ventanas por lo que se desprecian todo tipo de temas relacionados con la misma), y cuando se abre una puerta.

Por lo que para determinar la carga sensible de enfriamiento debida a estas infiltraciones se utiliza la siguiente ecuación.

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t = (\varphi \cdot v) \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (3.3.5)$$

$$v = \text{Caudal de aire infiltrado, m}^3/\text{h}$$

$$\varphi = \text{Densidad del aire, kg/m}^3; \varphi = 0,775 \text{ kg/m}^3, \text{ para } 0,063 \text{ Mpa (Para } 4020 \text{ m.s.n.m.) y } 7,5^\circ\text{C.}$$

$$C_p = \text{Calor específico del aire, Kcal/kg}^\circ\text{C; } C_p = 0,245 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C.}$$

$$T_e = \text{Temperatura del aire extemo, }^\circ\text{C; } T_e = 14,200^\circ\text{C}$$

$$T_i = \text{Temperatura del aire interno, }^\circ\text{C; } T_i = 1,000^\circ\text{C}$$

Para calcular el volumen infiltrado debemos determinar el número de sustituciones de aire debido a las infiltraciones originadas por apertura de puerta la cual se da en la tabla 22-15, por lo que para un volumen de 37,97m³ el número de sustituciones de aire en 24 horas es obtenido mediante interpolación. Por lo que, el volumen de aire infiltrado será de la siguiente manera:

$$V = \frac{(\# \text{ de sustitución}) (\text{volumen interno de la cámara})}{24h}$$

$$V = \left(\frac{-15}{24h} \right) \cdot (37,97 m^3)$$

$$V = 23,831 m^3 / h$$

Remplazando los valores respectivos en la ecuación (3.3.3) tenemos:

$$Q_{S5} = (23,831) \cdot (0,775) \cdot (0,245) \cdot (14,2 - 1,0)$$

$$Q_{S5} = 59,72 \text{ Kcal/h}$$

Nota.- La carga latente debido a la infiltración se calculará en el siguiente punto (CARGA LATENTE).

3.3.6. CARGA DEBIDO A LA VENTILACIÓN.

Es la carga que se aporta cuyo motivo es para disminuir al mínimo los olores en la cámara frigorífica. Por lo que para calcular la carga de calor sensible que es aportada por la ventilación se utiliza la siguiente ecuación.

$$Q = m \cdot cp \cdot \Delta t = (\varphi \cdot v) \cdot cp \cdot \Delta t \quad (3.3.6)$$

Donde:

Q_{S6} = Carga de calor sensible por ventilación, Kcal/h;

V = Caudal en volumen de aire que entra por ventilación,

$$V = 2 m^3 / hp$$

φ = Densidad del aire; $\delta = 0,775 \frac{Kg}{m^3}$

C_p = Calor específico del aire; $C = 0,245 \text{ Kcal/kg}^\circ \text{C}$

T_e = Temperatura media externa; $t_e = 14.2^\circ\text{C}$;

T_i = Temperatura del espacio refrigerado; $t_i = 1^\circ\text{C}$;

Remplazando todos estos valores en la ecuación (3.3.6) tenemos que:

$$Q_{S5} = 10.20 \text{ Kcal/h}$$

3.3.7. CARGA LATENTE.

Las principales fuentes de carga latente son la gente, el aire infiltrado, el aire de ventilación y los aparatos que desprenden humedad. La humedad aporta una carga de enfriamiento, la necesitar la unidad de refrigeración condensar el vapor de agua para que pueda ser eliminado. Por cada kilogramo de humedad condensada, la unidad de refrigeración debe proporcionar 590 Kcal de enfriamiento.

Cabe aclarar primeramente que la aportación de carga latente debido a lo ocupante ya se determinó anteriormente, como también indicar que la carga latente debido a los equipos (aparatos) que desprenden humedad no se considerarán ya que en la cámara no existen tales aparatos.

Por lo que la aportación de calor latente por infiltración y ventilación se determina por la siguiente ecuación:

$$Q = V\varphi(W_0 - W_1)590 \quad (3.3.7)$$

Donde:

Q = Carga de calor latente por infiltración y ventilación, Kcal/h;

V = Caudal en volumen de aire que entra por infiltración y ventilación, m^3/h ; $V = 4 \text{ m}^3/\text{h}$;

φ = Densidad del aire, kg/m^3 ; $\varphi = 0,775 \text{ kg}/\text{m}^3$, para 0,063 Mpa (a 4020m.s.n.m.)y 75°C .

W_o = Relación de la humedad del aire exterior; $W_o = 0,0045$, con 14.2°C (seco y 45% obtenida de la carta psicométrica (véase ANEXOS).

W_i = Relación de humedad del aire" interior, Kg agua/kg aire seco;

$$W_i = 0,0036, \text{ con } 1,0^{\circ}\text{C seco y } 87\%$$

A los valores W_o y W_i debe realizarse correcciones aditivas cuando la presión barométrica difiere de la estándar, para lo cual debemos determinar la temperatura externa e interna húmeda, por lo que resulta ser 10°C y 0°C respectivamente (mediante carta psicométrica) por lo que los valores W_o y W_i corregidos según la carta psicométrica (ANEXOS) Será:

$$W_o = 0,0045$$

$$W_i = 0,0036$$

Por tanto de la ecuación (3.3.7) tenemos:

$$Q = 4 \cdot (0.775) \cdot (0.0045 - 0.0036) \cdot 590$$

$$Q = 1.646 \text{ Kcal/h}$$

SUMATORIA DE CARGAS

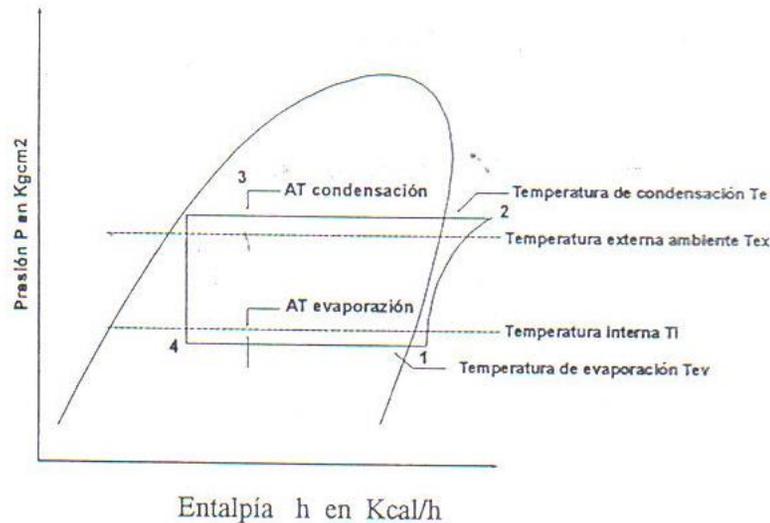
	CARGAS DEBIDO A LA TRANSMISIÓN DE CALOR	Kcal/hm²°C
1	PAREDES	3,75
2	TECHOS	3,86
3	PISOS	2,055
4	PUERTAS	3,64
	TOTAL	13,305

	CARGA	Kcal/h
1	DEBIDO AL PRODUCTO	1324.125
2	DEBIDO A LOS OCUPANTES	732
3	DEBIDO AL EQUIPO ELÉCTRICO	151,45
4	DEBIDO A MOTORES	129
5	DEBIDO A LUMINARIAS	22,45
6	DEBIDO A LAS INFILTRACIONES	59,72
7	DEBIDO A LA VENTILACIÓN	10,02
8	LATENTE	1,646
9	DEBIDO A TRANSMISIÓN DE CALOR	13.305
	TOTAL	2443.716

3.4. CICLO ESTÁNDAR DE COMPRESIÓN DE VAPOR.

3.4.1. DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN Y DE CONDENSACIÓN.

Para esto primeramente representaremos el ciclo de compresión de vapor mediante la



gráfica

Donde:

$$T_C = T_{ex} + \Delta T \text{ condensacion} \quad (3.4.1. c)$$

$$T_{Cv} = T_i + \Delta T \text{ evaporacion} \quad (3.4.1. c)$$

Para determinar estos valores debemos cuantificar los valores de (ΔT) tanto de condensación y evaporación, las mismas que son necesarios para los procesos de cesión de calor y refrigeración respectivamente. Por tal circunstancia el valor recomendado para ΔT condensación es de 7 a 14°C*⁸ (para que exista una condensación del refrigerante de manera efectiva), para nuestro análisis tomaremos el valor medio 10,5°C; para determinar ΔT evaporación debemos tomar en cuenta de que la misma es el factor mas importante en

⁸ ETM. 352/Refrigeración y aire acondicionado/VASQUEZ V. M/Apuntes de cátedra.

la regulación de la humedad en el espacio refrigerado, mientras menor sea ΔT mayor será la humedad relativa del espacio, por lo que debe seleccionarse una ΔT para condiciones óptimas de humedad requerida por el producto (87% para nuestro caso).

Por lo que de la tabla B-1 (véase ANEXOS) para una humedad relativa del 87% y convección forzada la diferencia de temperatura de evaporación resulta ser 6,0°C;

De las ecuaciones (3.4.1.c) y (3.4.1.c) tenemos que:

$$T_c 14.2^{\circ}\text{C} + 10.5^{\circ}\text{C} = 24.7^{\circ}\text{C}$$

$$T_e 1.00^{\circ}\text{C} - 6.0^{\circ}\text{C} = -5.0^{\circ}\text{C}$$

3.4.2. CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN (CR.).

La capacidad, generalmente expresada en toneladas de refrigeración se puede determinar por la siguiente ecuación:

$$CR \text{ Ton} = \frac{(1 + 10 \text{ a } 15\%) \cdot (\sum Q_i \frac{\text{Kcal}}{h})}{3024 \text{ Kcal/hTon}}$$

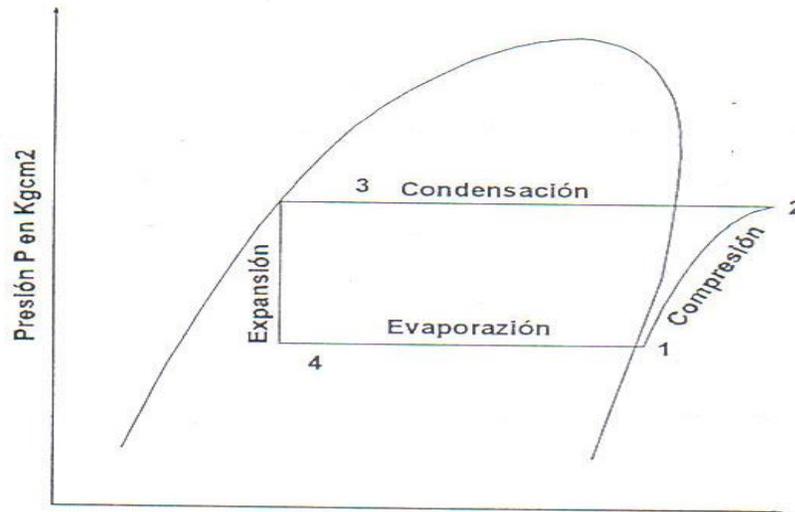
Donde:

FH - factor de altura e igual a 0.89 para 4020 m.s.n.m.

$$CR \text{ Ton} = \frac{(1 + 0.125) \cdot (1507.536)}{3024 \text{ Kcal/hTon}}$$

Capacidad de Refrigeración = 0,560Ton

3.4.3. COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO DEL CICLO ESTÁNDAR DE COMPRESIÓN DE VAPOR.



Las magnitudes significativas del ciclo estándar de compresión de vapor pueden determinarse fácilmente con la ayuda del diagrama presión entalpía. Estas cantidades son: el trabajo de compresión, el calor cedido, el efecto refrigerante, el coeficiente de funcionamiento, el caudal en volumen por ton y como también la potencia por ton.

ETM 352/Refrigeración y aire acondicionado/VASQUEZ V, M./Apuntes de cátedra

El trabajo de compresión en Kcal/kg de refrigerante es igual a la variación de entalpía en el proceso 1-2 fig.3-2, es decir, h_1-h_2 , esta relación se deduce de la ecuación de la energía en flujo permanente.

$$h_1 + q = h_2 + w$$

Cuando las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables. Como en la compresión adiabática el calor puesto en juego que es cero, el trabajo w es igual a $h_1 - h_2$.

La diferencia de entalpia es una cantidad negativa, lo que expresa que el trabajo de realizar contra el sistema.

El calor cedido en Kcal/kg es el calor que sale del refrigerante en el proceso 2-3, y vale $h_3 - h_2$. Esta relación se deduce también de la ecuación de la energía en flujo permanente cuando la energía cinética y potencial como el trabajo desaparece.

El efecto refrigerante en Kcal/kg es el calor puesto en juego en el proceso 4-1, es decir, $h_1 - h_4$, cuyo cálculo es necesario porque precisamente este proceso es el fin, o único efecto útil, de todo el sistema.

El coeficiente de funcionamiento del ciclo estándar de compresión es el cociente del efecto refrigerante por el trabajo de compresión.

$$\text{Coeficiente de funcionamiento} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

El caudal en volumen por ton se expresa generalmente metros cúbicos por minuto y por ton. El volumen se mide a la entrada del compresor es decir, en el punto 1. El caudal en volumen por ton da una idea aproximada del tamaño del compresor. Cuanto mayor sea mayor tiene que ser el desplazamiento del compresor en metros cúbicos por minuto.

La potencia por ton lo mismo que el coeficiente de funcionamiento es un índice de la bondad del funcionamiento. Sin embargo, la potencia en ton es, la inversa del coeficiente de funcionamiento, puesto que un sistema de refrigeración de gran rendimiento tiene una potencia por ton baja y un coeficiente de funcionamiento alto.

Según lo expuesto, para una temperatura de condensación de $24,7^\circ\text{C}$ y una temperatura de evaporación de $-5,0^\circ\text{C}$ procederemos a determinar las entalpias en los puntos 1,2,3 y 4 de la fig 3-3 para esto utilizaremos el diagrama de Mollier: h-P, (véase ANEXOS).

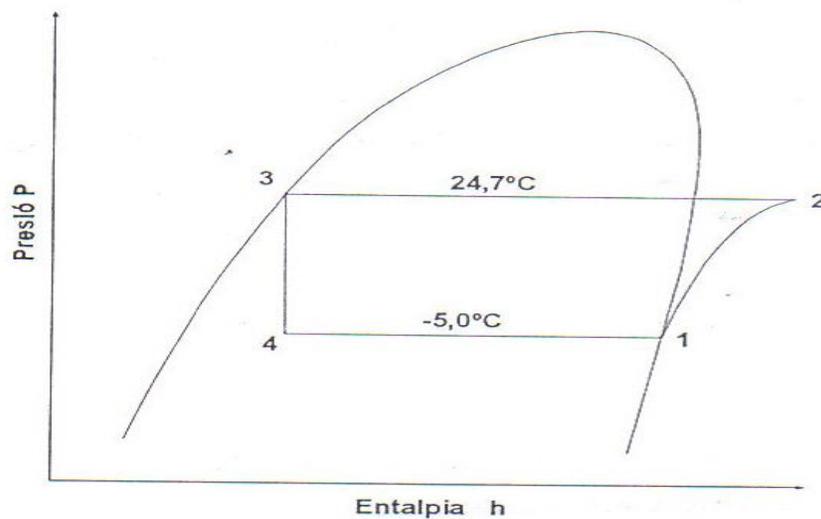


Fig 3-3. Diagrama presión – entalpía

El valor de h_1 , entalpía del vapor saturado a $-5,0^{\circ}\text{C}$, es $394,4\text{KJ/kg}$ $\left(94,22\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}\right)$ presión

$2,41\text{ bar}$ $\left(2,46\frac{\text{Kj}}{\text{cm}^2}\right)$ Para hallar h_2 , nos movemos en una línea de entropía constante

desde el punto 1 hasta alcanzar la presión de saturación correspondiente a $24,7^{\circ}\text{C}$. Esta presión resulta ser $6,63\text{ bar}$ ($6,76\text{ kg/cm}^2$), y el valor de h_2 es $414,6\text{ kj/kg}$ ($99,04\text{ Kcal/kg}$).

Los valores de h_3 y h_4 son idénticos, e iguales a la entalpía del líquido saturado correspondiente a $24,7^{\circ}\text{C}$, por lo que h_3 y h_4 valen $234,0\text{ KJ/kg}$ ($55,90\text{ Kcal/kg}$).

$$h_1 = 94,22\text{ Kcal / h}$$

$$h_2 = 99,04\text{ Kcal / h}$$

$$h_3 = h_4 = 55,90\text{ Kcal / h}$$

Efecto refrigerante (ER).

$$ER = 94,22 - 55,90 = 38,32 \text{ Kcal/h}$$

Caudal de refrigerante (m) puede calcularse mediante la siguiente ecuación.

$$m = \frac{k_1(CR)}{ER} \quad (3.4.3b)$$

Donde:

m - caudal de refrigerante, kg/min

k₁ - Factor de convección, K₁ = 50,4 Kcal/minton

ER - Efecto refrigerante, Kcal/kg; ER= 38.32 kcal/h

CR - Capacidad de refrigeración, Ton, CR= 0,560 Ton de la ecuación (3.4.3b).

$$m = \frac{(50.4)(0.560)}{38.32}$$

$$m = 0.736 \text{ kg/min}$$

Potencia necesaria en el compresor (N). Se puede determinar por la siguiente ecuación.

$$N = K_2 m w \quad (3.4.3c)$$

Donde:

N - potencia necesaria en el compresor, HP.

$$K_2 - \text{factor de conversión; } K_2 = \frac{427 \text{ mkg / Kcal}}{[(76 \text{ mkg / sg}) \text{ Hp}](60 \text{ sg / min})}$$

m - Caudal de refrigerante, kg/min

w - trabajo de compresión, kcal/kg; $w = h_2 - h_1$

Por lo que de la ecuación (3.4.3c)

$$N = K_2 m (h_2 - h_1)$$

$$n = \frac{427}{(76)(60)} (0.560)(99.04 - 94.22) = 0.252HP$$

Coefficiente de funcionamiento (CF). Es la refrigeración útil dividida por el trabajo de compresión.

$$CF = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$CF = \frac{94.22 - 55.90}{99.04 - 94.22} = 7.95$$

Coefficiente de funcionamiento del ciclo de refrigeración de Carnot (CFcc). La misma se pueda determinar por la siguiente ecuación.

$$CF_{cc} = \frac{T_{ev}}{T_c - T_{ev}}$$

$$CF_{cc} = \frac{(-5.0 + 273)}{(27.7273) - (-5 + 273)} = 9.02$$

Coefficiente de coeficiente (r), la misma debe tener un valor menor o igual al 30% la cual se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$r, \% = \frac{CF_{cc} - CF}{CF_{cc}} \times 100 \quad (3.4.3d)$$

$$r = \left(\frac{9.02 - 7.95}{9.02} \right) 100\% = 11.86\% \leq 30\%, \text{ satisfactorio}$$

Caudal en volumen por ton (CV), el mismo se puede calcular por la siguiente ecuación:

$$CV = \frac{mV}{CR} \quad (3.4.3e)$$

Donde:

CV - Caudal en volumen por ton, m³/Ton min

M - Caudal de refrigerante, Kg/min

V - Volumen específico de vapor saturado a - 5°C. Según el diagrama de Mollier para el refrigerante H-FC 134a (ANEXOS), es 84 dm³/kg (0,084 m³/kg).

Por lo que de la ecuación (3.4.3e)

$$CV = \frac{(0.736)(0.084)}{0.560} = 0.110 \text{ Ton/min}$$

La potencia por ton vale.

$$\text{Potencia por Ton} = \frac{N}{CR} = \frac{0.252}{0.560} = 0.64 \text{ HP/Ton}$$

3.5. SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Antes de proceder a seleccionar los componentes del sistema de refrigeración, primeramente podemos mencionar los componentes, su importancia y/o función en el sistema de refrigeración, esto podemos hacerlo mediante el circuito frigorífico de la fig.,

siguiente, que consiste de un evaporador B, un compresor C, un condensador D y un recipiente E.

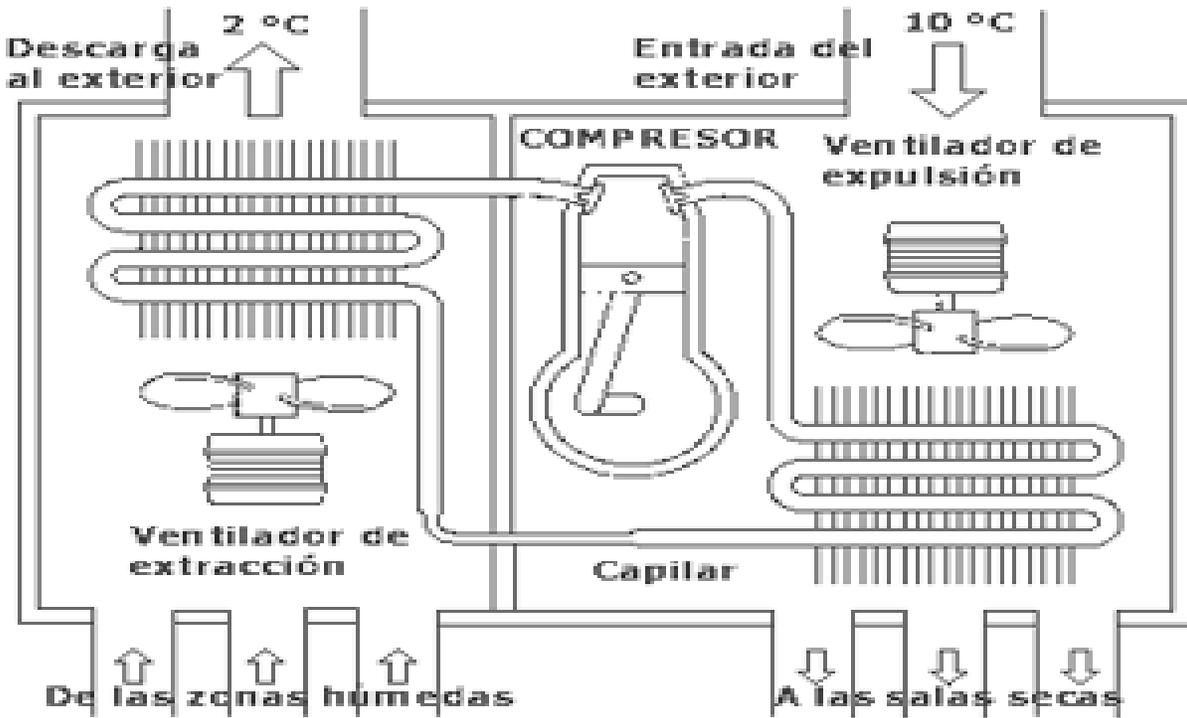


Fig. 3-4 Circuito frigorífico

C3-12 VARIABLES PARA LA SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Nº	VARIABLE	MAGNITUD
1	Refrigerante 134 a	979 kcal /h
2	Carga térmica	1.14kw
3	Potencia frigorífica	0.324 ton
4	Capacidad de refrigeración	14,2°C
5	Temperatura ambiente	1,0°C

6	Temperatura interna de la cámara	6,0°C
7	Diferencia de temperatura de evaporación	10,5°C
8	Diferencia de temperatura de condensación	- 5,0°C
9	Temperatura de evaporación	25°C
10	Temperatura de condensación.	23 °c
11	Temperatura máxima extrema ambiente	23 °c
12	Presión de alta	6,63 bar
13	Presión de baja	2,41 bar
14	Potencia teórica del compresor.	0,3 HP

Con estas variables vamos a catálogos de selección (véase anexos) por lo que los componentes seleccionados son:

C 3 -13 SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

N°	EQUIPOS/MATERIALES	MARCA	MODEL	DESCRIPCIÓN	COMPONENTES
1	UNIDAD CONDENSADORA	MANEURO	MGE 16	<ul style="list-style-type: none"> - Potencia frigorífica 1,7 KW. - Moto ventilador nxDmm: 2x254 - Flujo de aire: 1740 m3/h - Compresor hermético de motor: 400v/1/350Hz,4,5^a - Motoventilador: 230V/1/50 Hz, 2x0.32^a 	<ul style="list-style-type: none"> 2 válvulas de cierre BM Separador de aceite ONB Filtro secador DN Presostato diferencial MP Presostato KP Recipiente de liquido Regulador de

				<ul style="list-style-type: none"> - Conexión aspiración 1/2 tubería - Conexión líquida 3/8 tubería 	<p>presión de recipiente KVD</p> <p>Visor de líquido SGI</p> <p>Regulador de presión de condensación KVR</p> <p>Componentes de control eléctrico protección, etc.</p>
2	UNIDAD EVAPORADORA	Eco	CTE 29-8	<ul style="list-style-type: none"> - Capacidad 2511 Kcl/h - Caudal de aire: 1.74 m³/h - Flecha de aire: 11.0 m - Motoventilador nro mm: 2x250 - Absovimiento motoventilador: 0.94 A 150 w (para 220V/1/50hz) - Desescorche eléctrico 1.275 KW (Para 220/1/50/hz) 	<p>Válvula de expansión electrónica</p> <p>Válvula de solenoide</p> <p>Termostato KP 61</p> <p>Regulador de presión de evaporación KVP</p> <p>Evaporador</p>
3	TUBERÍA DE ASPIRACIÓN	ANTAR TIC MANEUROP		<ul style="list-style-type: none"> - Diámetro exterior 1/2 - Diámetro interior: 3/8 - Tipo: L - Presión máxima: 790 psi 	
4	TUBERÍA DE LA LÍNEA DE LÍQUIDO	ANTAR TIC MANEUROP		<ul style="list-style-type: none"> - Diámetro exterior: 3/8" - Diámetro interior: 1/4" - Tipo: L - Presión máxima: 888 psi 	

NOTA: La selección se realizó con la ayuda y sugerencia de la importadora THERMUS.

3.6. CÁLCULO LUMINOTÉCNICO.

Para realizar el cálculo luminotécnico existen varios métodos en nuestro caso adoptaremos el "método de cavidad zonal" adoptado por la EES (Illuminating Engineering Society) en mayo de 1964. Este método proporciona la iluminación promedio, considera no únicamente la luz que llega al plano de trabajo, sino también la reflejada por paredes techos y pisos.

La ecuación que nos ayuda a determinar el número de luminarias es la siguiente:

$$N = \frac{E \cdot A}{CU \cdot FC_1 \cdot FC_2}$$

Donde:

N - Número de luminarias.

E - Nivel de iluminación en luz.

A - Área del local de m

CU - Coeficiente a factor de utilización.

FC_1 = Factor de conservación debido a la acumulación de polvo.

FC_2 = Factor de conservación debido a la depresión luminaria.

Por lo que de la ecuación (3.5.2) tenemos que:

$$N = \frac{50(4.05)(2.85)}{(0.36)(0.78)(0.86)}$$

N= 2 Luminarias de 2 tubos cada uno

Por consiguiente se utilizará solamente una porta luminaria en el que están los dos tubos fluorescentes, por consiguiente el conjunto será y deberá ser instalado en el centro del techo.

El sistema de cavidad zonal divide el local en tres cavidades como se ve en la fig. 3-4.



Fig. 3-4 Representación gráfica del sistema de cavidad zonal

Para iniciar el análisis y cálculo primeramente debemos detallar las características del local a iluminar las mismas que son:

Longitud del local	:	4.05m
Ancho del local	:	2.85 m
Altura del local	:	3.29m
Color del techo	:	blanco
Color de las paredes	:	blanco
Color del piso	:	blanco

3.6.1. DETERMINACIÓN DEL NIVEL DE ILUMINACIÓN.

Primeramente en todo proyecto de alumbrado primeramente es necesario fijar el nivel de iluminación. Por lo tanto para su determinación acudimos a tablas establecidas por la NB777 (Norma Boliviana 777) en la cual para frigoríficos/cámaras frías nos recomienda que el valor mínimo de servicio de iluminación es de 50*⁹ lux, la misma que sea adoptado en nuestro caso puesto que requerimos que el aporte de la misma a la carga de enfriamiento sea mínimo.

3.6.2. CÁMARAS A UTILIZAR.

Bajo criterios recomendados por normas¹⁰ y ¹¹ como también sugerencias de la distribuidora Industria Boliviana Penco S.R.L., las lámparas de iluminación serán tubos Fluorescentes de las siguientes características.

⁹ NB 777/ANEXOS – Niveles de Iluminación/Pág. 104

¹⁰ Sistema de Iluminación – Proyectos de Alumbrado/JOSE RAMIREZ V. Pag – 91

¹¹ Ibidem

MODELO	DESCRIPCIÓN	PRECIO [Bs/UNI]
TUBO-FR20CW	FLUR RECTO 20W 220 V 1260 LUM	10.00

3.6.3. SISTEMA DE ILUMINACIÓN A EMPLEAR.

Desde el punto puramente económico, la más conveniente es sin duda la iluminación directa, ya que en este caso las pérdidas por absorción en paredes, techo y aparatos de alumbrado se reducen a un mínimo. Por esta causa, la iluminación directa es la más apropiada en fábricas, talleres, almacenes, etc., es decir en aquellos lugares donde el efecto estético y la calidad del alumbrado sean secundarios y se busquen una iluminación barata y de gran rendimiento. Siendo la iluminación indirecta la mas cara de todas ya que para conseguir un nivel de iluminación semejante a la luz directa, precisamos de un 30 a 50 por ciento mas de energía luminosa siendo la misma mas aplicable para fines decorativos por la ausencia casi total de sombras y la difuminación de los contrastes, pero también una uniformidad perfecta perjudica la visión exacta de los objetos.

Según lo explicado el sistema que utilizaremos será el directo no solo desde el punto de vista económico sino que también por el hecho de que al ser menor la energía luminosa precisada la potencia a instalar será menor por ende la colaboración de la misma a la carga de enfriamiento será menor.

3.6.4. FACTORES DE REFLEXIÓN DE TECHO Y PAREDES

Para determinar dichos valores necesitamos tomar en cuenta las características de la cámara frigorífica ya detallados anteriormente, por consiguiente:¹²

f_r = Factor de reflexión de techo; f_i = 0,7 (para techo de color blanco)

f_p = Factor de reflexión de las paredes; f_p = 0,5 (para paredes claros).

Estos valores son requeridos junto con el índice del local para determinar el factor de utilización mediante tablas.

¹² Sistema de Iluminación, Proyectos de Alumbrado/J. RAMIERZ V. /Pág. 112

3.6.5. ÍNDICE DEL LOCAL.

Combina las relaciones de la longitud y el ancho del local con su altura. Es decir, que el índice del local, resume las relaciones de las tres dimensiones del local; viene expresada por la siguiente ecuación:¹³

$$K = \frac{2L + 8A}{10H} \quad (3.6.1.)$$

Donde:

K = Índice del local

L = Longitud del local, m

A = Ancho del local, m

H = Altura, m, la cual para iluminación directa, semi-directa y difuso, es la medida desde los aparatos del alumbrado a la superficie útil de trabajo. Ahora bien, el valor de la altura de la cavidad del piso (véase la fig. 3-4) tiene un valor de 0,85¹⁴m valor adoptado en la mayoría de los casos, justificado en nuestro caso ya que en la cámara frigorífica no se tiene un nivel de trabajo definido. Por otro lado el valor de la altura de cavidad de techo en nuestro caso será cero ya que la luminaria se instalará al nivel mismo del techo, justificado por el hecho de que el ambiente a iluminar es una cámara frigorífica, por consiguiente de la ecuación (3.6.1) tenemos:

$$K = \frac{2(4.05) + 8(2.85)}{10(3.29 - 0.85)}$$

$$K = 1.27$$

3.6.6. DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE UTILIZACIÓN.

De tablas (véase Anexos-Sección tablas), para un sistema de iluminación DIRECTO tipo de aparato armadura artesana con lámparas fluorescente y con la ayuda de $f_1=0,7$; $f_p=0,5$ como

¹³ Sistema de Iluminación, Proyectos de Alumbrado/J. RAMIREZ V./Pág. 107

¹⁴ Sistema de Iluminación, Proyecto de Alumbrado/J. RAMIREZ V./Pág. 70

también $K = 1,27$, obtenemos que el coeficiente o factor de utilización resultó ser 0,36 valor que se obtuvo mediante interpolación.

3.6.7. DETERMINACIÓN DE LOS FACTORES -DE CONSERVACIÓN

Entre los factores de conservación tenemos a el:

- Factor de conservación debido a la acumulación de polvo. El cual tiene un valor de $0,78^{15}$ para el tipo de luminaria abierta ventilada y para un acumulamiento de polvo entre regular y fuerte, y
- Factor de conservación debido a la depresión lumínica, cuyo valor que se adoptará será $0,86^{16}$

3.7. CÁLCULO ELÉCTRICO.

3.7.1. ALIMENTADOR PRINCIPAL.

Es un conductor principal el cual transporte un buen porcentaje de la corriente de una instalación, para dimensionamiento debe tomarse criterios como: la corriente de carga a entregar, corriente de circuito que puede circular, caída de tensión a limitar de 3 a 5% y también la pérdida de potencia y emerja a limitar. Para nuestra aplicación done el alimentador no será de gran longitud y como también la carga no será grande, el alimentador se puede determinar calculando la corriente que circula por la misma mediante la siguiente ecuación.¹⁷

$$I = 1.25IM + \sum I_i$$

Donde:

I = corriente eléctrica, "[A]; con lo que se seleccionará la sección del alimentador principal.

¹⁵ Luminotécnica y sus Aplicaciones /Pág. 44

¹⁶ Luminotécnica y sus Aplicaciones/Pag. 52 para un 70% de su vida.

¹⁷ Luminotécnica y sus Aplicaciones/Pág. 44

I_M = Es la mayor carga eléctrica de todos los ramales, A.

$\sum I_i$ = Sumatoria de la corriente de cada ramal exceptuando I_M

De catálogos (véase anexos) tenemos que:

Corriente eléctrica - motor del compresor	:4.5A
Corriente eléctrica - motor ventilador del condensador	: 2x0,32A
Corriente eléctrica - motor ventiladores del evaporador	: 0,94 A
Corriente eléctrica - resistencia de desencarcho del evaporador	: 5,5 A

Según estos valores de la ecuación (3.7.1.) tenemos:

$$I = 1,25(5,5) + (4,5 + 2 \times 0,32 + 0,94)$$

$$I = 12,95 = 13 \text{ A} \quad \text{Para el peor de los casos}$$

Con este valor nos vamos a tablas de conductores (véase anexos) de donde obtenemos que el conductor correspondiente es el cable AWG # 14.

3.7.2. RAMALES INDIVIDUALES.

El ramal de cada motor debe estar dimensionadas para el 125% de la corriente nominal de cada motor, por lo que:

ACCESORIOS	AWG
------------	-----

Motor del compresor.	AWG 16
Motoventilador condensador:	AWG 24
Motoventilador evaporador:	AWG 22
Desencarcho eléctrico evaporador:	AWG 16

Por presentar cada ramal conductor diferente, para todos los casos se utilizara (para cada ramal) el conductor AWG # 16.

NOTA: La protección de los circuitos eléctricos, como su control son detallados en los diagramas eléctricos (véase anexos).

3.8. COLOCACIÓN DEL AISLANTE

Se recomienda que el aislante TECNOPOR sea aplicada en por lo menos 2 capas. De colocarse en una sola capa las juntas entre las placas se constituirían en puentes térmicos que deben ser evitados. Por ello es que traslapando adecuadamente las capas se evitan estos puentes térmicos.

Sobre los parámetros interiores (con o sin enlucido) se pegan las placas de TECNOPOR con el empleo de alquitrán diluido al calor (sin kerosén) que además de servir de adhesivo sirve de "barrera de Vapor". Sobre esta primera capa se pega la segunda, siguiendo el mismo procedimiento y teniendo la precaución de que las juntas queden convenientemente traslapadas.

Como pegamento para las placas de TECNOPOR se usa alquitrán calentando hasta una temperatura mediana de manera que adquiera fluidez.

Para aplicar un enlucido y algún tipo de revestimiento a las paredes aislados térmicamente, se despliega sobre la última capa de TECNOPOR malla de alambre, la que preferentemente deberán sujetarse con hilos nylon que atravesando las placas de TECNOPOR, estén fijadas a clavos o tornillos a la pared.

Capa "Corta Vapor". La diferencia de temperatura y el porcentaje diferente de humedad entre el interior y exterior de una cámara frigorífica, originan una presión continua de humedad desde la parte exterior caliente hacia la inferior fría. Para evitar que esta humedad penetre a la capa aislante de TECNOPOR, y la sature de agua en el transcurso del tiempo haciéndola perder sus cualidades aislantes, se recomienda una capa "corta - vapor" o "Barrera de vapor".

Para mantener siempre seca la capa aislante de TECNOPOR es imprescindible colocar sobre la parte caliente una "Barrera de Vapor" eficaz empleándose para ella materiales de elevada -resistencia a la difusión de vapor; como ser el alquitrán, el que será utilizado para nuestro caso o aluminio laminado o film de polietileno resistente a la difusión.

3.9. INSTALACIÓN DEL EQUIPO FRIGORÍFICO.

Para realizar cualquier instalación en primera instancia debe armarse en cuanta el ambiente, la disposición en la misma, pero siempre debe respetarse las sugerencias y exigencias que nos brindan los fabricantes mediante los catálogos técnicos, puesto que si por ejemplo: se varia el lugar y las distancias a la pared, techo y otros a la que debe instalarse el evaporador y/o cualquier otro componente de nuestra sistema de refrigeración estaremos incurriendo en un error ya que tales narraciones nos traerán consecuencias desfavorables en el funcionamiento como ser la partida en la capacidad de nuestro sistema de refrigeración.

Para ello los catálogos técnicos nos recomiendan que componentes estén dispuestos y sean instalados bajo condiciones que se muestran en la figura 4-1 la cual se desarrollara más clara y detallara más clara y específicamente en los posteriores puntos.

A continuación procederemos a detallar la instalación de cada componente de nuestro sistema de refrigeración.

3.9.1 INSTALACIÓN DEL EVAPORADOR

En primer lugar para realizar la instalación del evaporador debe considerarse, en el caso nuestro,, la ubicación del estantería dentro de la cámara frigorífica según lo cual se deberá proceder a instalar con la ayuda de catálogos técnicos, estas consideraciones juntamente las recomendaciones de los fabricantes debe ser tomados en cuenta con la finalidad en obtener una circulación del aire favorable en la cámara ya que de esta depende la rapidez con la que se realiza la transferencia de calor en el evaporador,

Fig. 4-1 Instalación del sistema de refrigeración.





INSTALACIÓN DEL EVAPORADOR



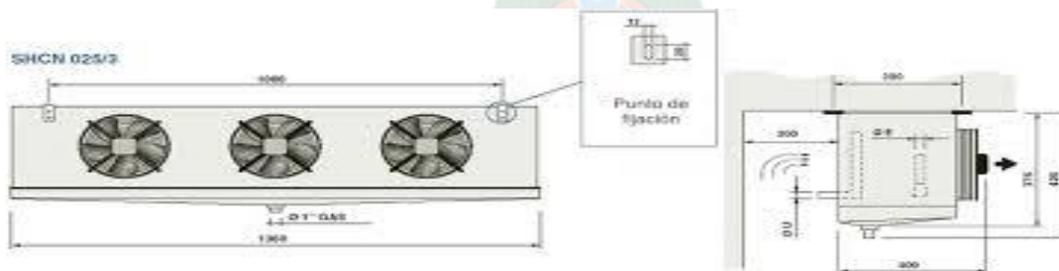
**INSTALACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y LLENADO DE GAS
REFRIGERANTE AL SISTEMA**



MOTOR DE COMPRESIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Por ende también influye en el tiempo de funcionamiento de nuestro sistema de refrigeración. Por tal motivo debe tomarse en cuenta que el sentido del flujo de aire, sea paralela al pasillo (verse Fig. 4-2).

Fig. 4-2 Instalación del evaporador para obtener una circulación del aire favorable.



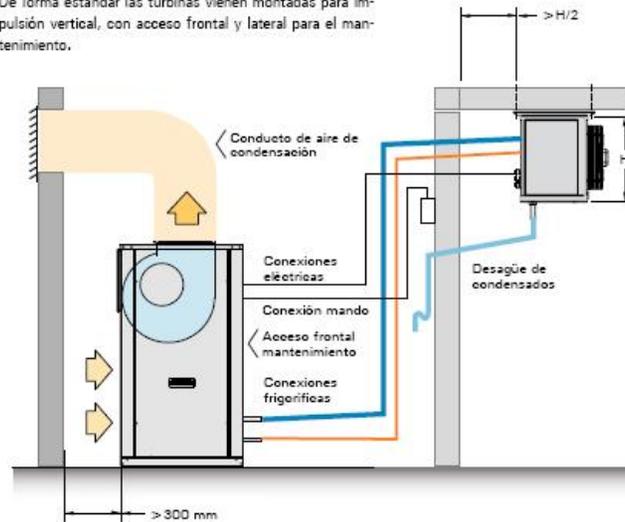


Para la distancia a la que se debe instalar el evaporador se tomara las indicaciones de la Fig. 4-3 dados por el catalogo técnico de la marca BOHN y ECO

Fig. 4-3 Distancias de instalación del evaporador

Montaje con impulsión vertical (estándar)

De forma estándar las turbinas vienen montadas para impulsión vertical, con acceso frontal y lateral para el mantenimiento.

**Conducto de descarga**

Dimensiones recomendadas para conducto de descarga en chapa, o panel de fibra de vidrio, según su longitud equivalente. Se indica además la longitud equivalente estimada para codos rectos:

	serie 5000	serie 6000	serie 8000
■ 20m de long. equivalente:	400 x 300 mm	500 x 400 mm	1000 x 400 mm
■ 40m de long. equivalente:	400 x 350 mm	600 x 400 mm	1200 x 400 mm
■ 60m de long. equivalente:	400 x 400 mm	700 x 400 mm	1400 x 400 mm
■ Long. eq. por cada codo recto:	8 m	10 m	15 m

Como adición a lo mencionado podemos decir que el evaporador será sujetado en el techo, cuya distancia de instalación desde el techo a la parte superior del evaporador debe ser 30 minutos una mínima, la sujeción de la misma en el techo sujetándose por la parte superior exterior del techo, con una tuerca sobre pletina de hierro.

Nota: La distancia entre la parte posterior del evaporador y la pared en la Fig. nos menciona 300 mm. Siendo esta una recomendación para la marca ROHA mientras que la marca ECO nos indica que debe ser 400 mm.

3.9.2 INSTALACIÓN DE LA UNIDAD CONDENSADORA

Para la instalación de una unidad condensadora debemos considerar que la unidad este lo mas cerca de la cámara y la distancia el evaporador sea también lo más cerca posible a el, tomando en cuenta que los catálogos técnicos que nos recomiendan que el evaporador siempre deberá estar por encima de la unidad condensadora también debe considerarse que el lugar en el que se pretende instalar la unidad condensadora sea o tenga una buena ventilación y preferentemente que no o tenga una buena ventilación y preferentemente que no esté sometido o en contacto directo con los rayos solares, ya que su menor la temperatura ambiente mejor y mucho más rápido se realizara la transmisión de calor, así se podía extraer el calor del local a refrigerar en un tiempo corto y por ende el funcionamiento del sistema de refrigeración será por un menor tiempo por día.

Bajo tales consideraciones y recomendaciones de la importadora THERMUS como también especificaciones de catálogos técnicas la unidad condensadora debe ser instalado a las siguientes distancias que se muestra en la figura 4-4 cuyas distancias son las mínimos admisibles los cuales pueden ser mayores.

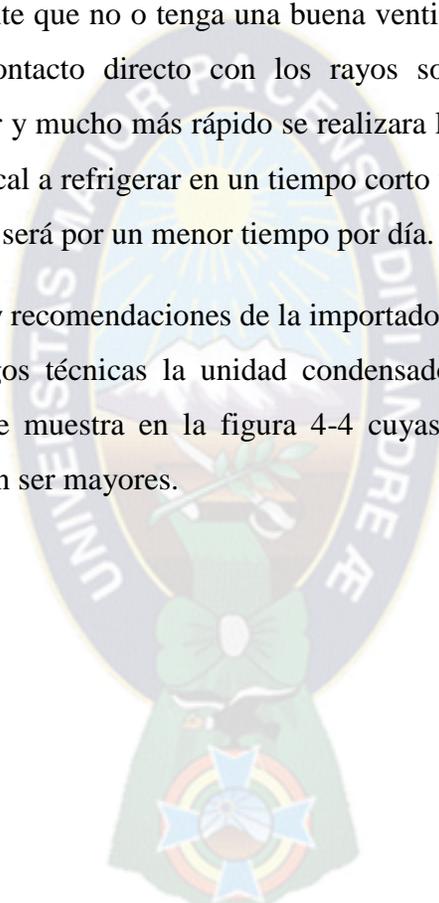
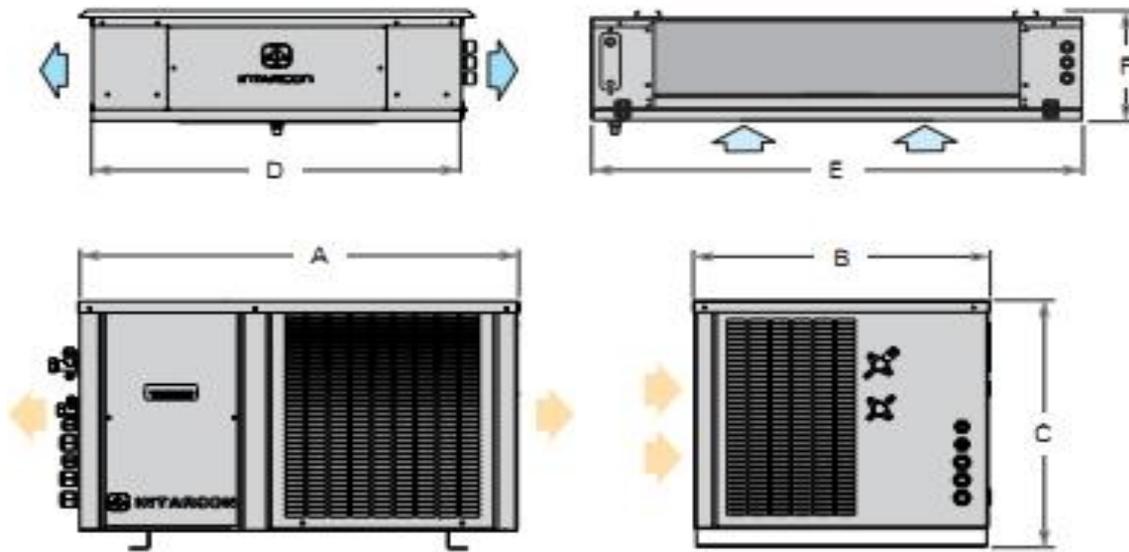


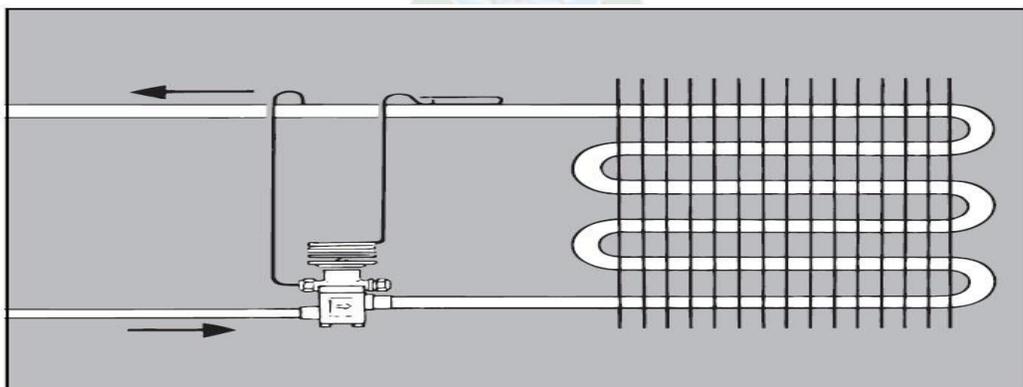
Fig.4-4 INSTALACIÓN DE LA UNIDAD
CONDENSADORA



3.9.3 INSTALACIÓN DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA

La válvula de expansión termostática en la mayoría de los casos ya vienen instalados en la unidad evaporadora, cuya instalación debe realizar como se muestra en la Fig. 4-5

Fig. 4-5 INSTALACIÓN DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN
TERMOSTÁTICA





VALVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA

Tal como se muestra en la figura la válvula de expansión termostática debe instalarse por encima de su bulbo (censado de temperatura) esto con el fin de facilitar el retorno del mercurio al bulbo. Pero también el bulbo de la válvula de expansión termostática no debe ser sometido a la influencia de efectos parásitos como por ejemplo una circulación de aire a través del evaporador y por tanto, el bulbo debe situarse en la tubería de aspiración fuera de esta circulación de aire.

¿COMO INSTALAR UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN?

Una vez seleccionada la válvula según nuestro catálogo o nuestro departamento técnico, procedemos al montaje. (cortesía de Salvador Escoda)

Hay dos posibilidades de conexión. La primera es que la válvula (el cuerpo) sea a roscar y la segunda es que sea a soldar. Si la válvula es a rosca procedemos según la **Figura 1**

Si la válvula de expansión es a soldar. La montaremos como en la Figura 1 pero debemos protegerla con trapos húmedos (Figura 2) para que la temperatura no supere nunca los 100°C.

Se recomienda soldar con varilla del 15% de plata. (*Aunque en España se gaste menos plata de lo aconsejable*)

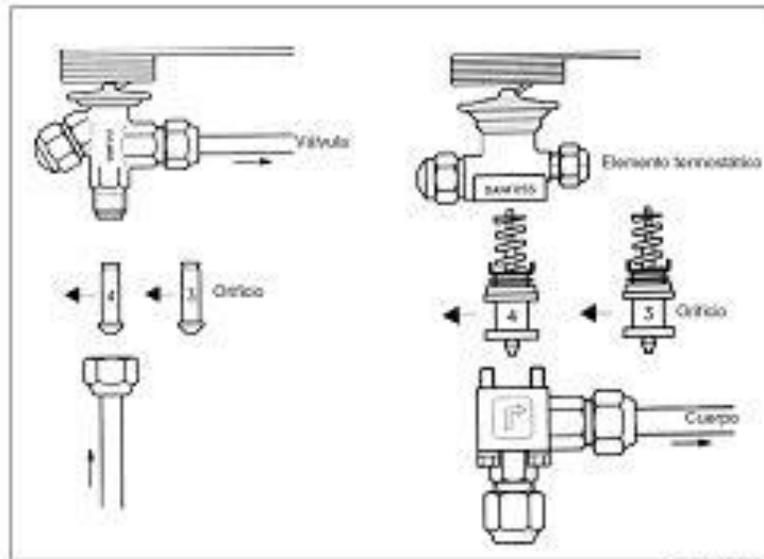


FIGURA.1

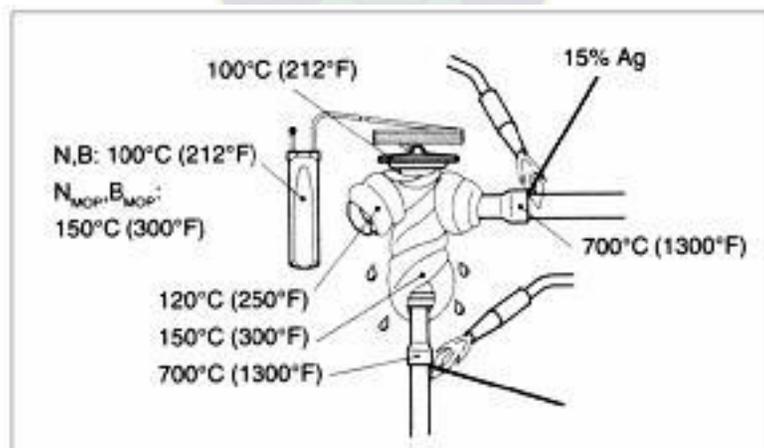


FIGURA.2

Paso 2
(Colocación
válvula)

La válvula se
en la

posición siempre con el pulpo del evaporador en posición vertical. **(Figura.3),**

de la

debe colocar

Paso 3 (Colocación del bulbo termostático y el equilibrador de presión)

El Bulbo termostático debe colocarse justo a la salida del evaporador y antes del sifón de aspiración. (Figura.4)

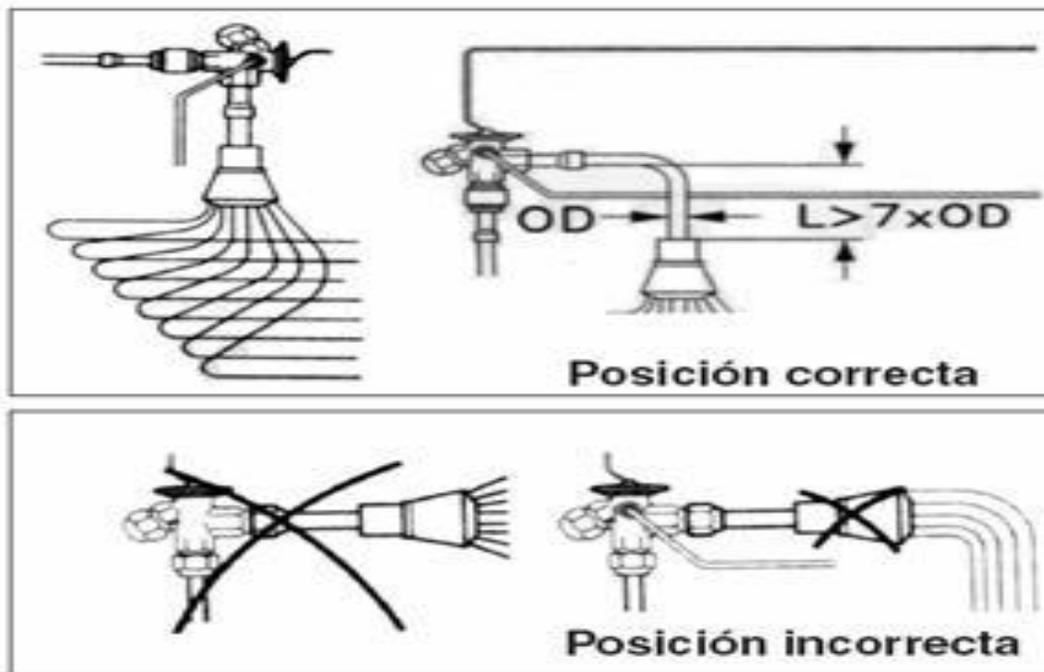


FIGURA.3



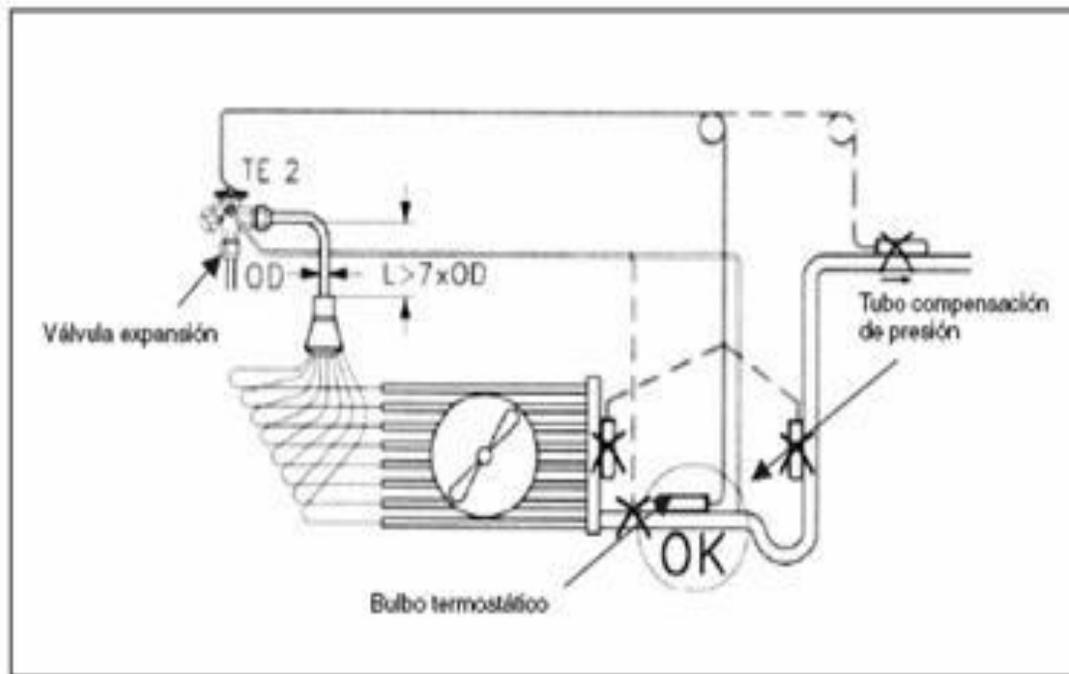


FIGURA.4

3.9.4 INSTALACIÓN DE TUBERÍAS.

Tanto la tubería de aspiración como la tubería de líquido serán instalados paralelamente como se muestra en la figura 4 - 1 cuyo tendido se realizara con la ayuda de un tazo previo del recorrido de las tuberías sobre la parte exterior, luego deberá prepararse las uniones, previamente realizando los cortes a la distancia requeridas tomando en cuenta la forma que adopte el tendido proyectado.

Para la preparación de las tuberías en cuanto a la realización de las abocardaduras no será necesaria ya que se cuentan con los accesorios necesarios para la unión de las mismas, como ser los codos, apropiados, coplas, coplas de redacción y otros que se requieren para la instalación de nuestro sistema de refrigeración. Pero debe aclararse que la unión de las tuberías será por soldadura esto con el fin de disminuir la fuga del refrigerante y obtener menos inconvenientes de trabajo a causa de pérdidas de refrigerante.

Para el caso de la unión de tuberías utilizando coplas, codos y otros, cuyas uniones corresponden a una unión cobre-cobre se recomienda aplicar las soldaduras de cobre-

torturo y cobre-fósforo con plata para una soldadura fuerte a baja temperatura del cobre y sus aleaciones, cuyas principales características y aplicaciones son:

- Para las uniones de cobre-cobre no se necesita aplicar fundente, para la unión de cobre con sus aleaciones se debe utilizar fundente.
- La resistencia a la tracción en la unión soldada es superior a la del cobre.
- A mayor contenido de plata, mayor es la ductibilidad (alargamiento) de la unión.
- Ecológicamente recomendamos en instalaciones de climatización y refrigeración.
- No aplicar en materiales ferrosos.

Para una aplicación, con aplicación, con aleación de bajo contenido de plata, para soldar cobre - cobre. Es dúctil, posee alta resistencia a la fatiga y excelente tenacidad. El tipo de material recomendado es el ARGENTA SP - 2 (véase anexos - soldaduras).

3.10. OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

3.10.1. MODO DE CARGAR UN EQUIPO CON REFRIGERANTE.

Todos los refrigeradores del sistema de compresión se cargan de la misma manera. El método más sencillo es efectuar la carga por el lado de baja. Se efectúa de la siguiente manera: Se cierra la válvula de servicio de aspiración en retroceso hasta cerrar el orificio del manómetro y se conecta un tubo o línea que comunique con una botella o cilindro refrigerante.

El tubo debe disponerse en posición horizontal a fin de facilitar la operación de pesar el cilindro; la longitud del tubo conviene sea de 1.5 m, aproximadamente. Seguidamente se purga esta línea de la manera siguiente: se aflojan las piezas de unión de la línea por la parte de la válvula de servicio, se abre ligeramente la válvula del cilindro y el refrigerante expulsará todo el aire de la línea; seguidamente se aprietan herméticamente las uniones que se aflojaron. Luego se efectúa una comprobación rigurosa de pérdidas. Acto seguido se cierra totalmente la válvula de aspiración en avance hasta cerrar el orificio de la línea de baja y se dispone el cilindro sobre una báscula a fin de poder determinar la cantidad de

refrigerante que del mismo se extrae. Durante la carga del cilindro se mantendrá en posición vertical. Luego se pone en marcha el compresor hasta que haya aspirado la cantidad necesaria de refrigerante; se cierra luego la válvula del cilindro y se para el compresor.

A continuación se retira el cilindro, haciendo girar el vástago de la válvula de servicio de aspiración en retroceso hasta cerrar el orificio del manómetro y se demonta la línea o tubo. Seguidamente se montan un manómetro y un manovacuómetro y se pone en marcha el equipo. Las presiones indicarán si el equipo funciona correctamente. Se comprobará nuevamente si hay pérdidas, se desmontarán luego aquellos instrumentos (de la manera que ya se indico) y se colocarán los tornillos de cierre. El equipo queda así dispuesto para entrar en servicio.

Para descargar el equipo por el lado de alta, se conecta la línea o tubo que comunica con el cilindro al orificio del manómetro de la válvula de servicio de descarga. Por este método el cilindro debe disponerse invertido, y para que salga el refrigerante hay que calentarlo con una lámpara de soldar, lo que hace innecesario la puesta en marcha del compresor. Si el equipo contiene ya refrigerante y no se dispone la lámpara de soldar, se cierra totalmente la válvula de descarga en avance y se deja abierta la de aspiración; seguidamente se pone en marcha el compresor. De este modo aumentará la presión en el cilindro mientras que el condensador se irá enfriando (grado de vacío).luego se para el compresor y se abre un poco (unas cuantas vueltas). La válvula de descarga. La presión formada forzará el refrigerante hacia el condensador y el recipiente de refrigerante.

3.10.2. EXTRAER EL AIRE DEL CONDENSADOR.

Cuando se ha cargado un equipo con refrigerante, aún habiendo extremado las precauciones es conveniente revisar de nuevo la instalación comprobando de nuevo las presiones de los lados de alta y baja, pues pudiera ser que hubiese penetrado aire en el sistema. La presencia de aire en el sistema la acusa una presión elevada en el lado de alta, aún en el caso de que el evaporador se enfríe normalmente. Se extrae el aire del sistema abriendo muy poco la

abertura del manómetro de la válvula de servicio del lado de descarga, pero conectando previamente a dicho orificio un tubo de purga o descarga a fin de conducir los gases (que siempre salen junto con el aire) al exterior y nunca dentro de la habitación. Por lo regular es suficiente purgar durante 10 ó 15 segundos estando el condensador frío. El aire se acumula en la parte superior del condensador, pues no es condensable, mientras que la inferior la ocupa el líquido refrigerante. Cuando el refrigerante es de efecto irritante, convendrá sumergir el extremo del tubo de purga en un recipiente con agua o con algún neutralizador apropiado.

3.10.3. AÑADIR ACEITE AL SISTEMA.

A veces es conveniente añadir más aceite de tipo SW-32 o POE- 68 al sistema, en especial cuando el compresor se calienta demasiado por falta de lubricante. Para añadir aceite se pueden adoptar dos métodos, a saber: el más sencillo de ambos consiste en conectar el tubo de carga a la válvula de servicio de aspiración y, una vez bien purgado dicho tubo, sumergir su extremidad en un recipiente que contenga aceite. Luego se pone en marcha el compresor y cuando se hay obtenido un cierto grado de vacío se abre la válvula de servicio y el aceite penetra así en el cárter del compresor. Conviene hacer observar que el tubo debe quedar siempre sumergido en aceite, pues de lo contrario penetrar el aire en el sistema, resultando los inconvenientes que son de esperar. Conviene, además, que el recipiente (probeta, botella, etc.) que se emplee sea de vidrio transparente a fin de que el mecánico de refrigeración pueda observar la cantidad de aceite que penetra en el cárter. Conviene también recordar que nunca debe añadirse más de 120 cm³ de aceite por vez (una carga) en un equipo de refrigeración doméstico.

El segundo método para añadir aceite al sistema consiste en evacuar el cárter, luego se equilibran las presiones, se quita el tapón (del aceite) del cárter y se vierte el aceite necesario. Seguidamente se vuelve a colocar el tapón, se evacúa el compresor al aire libre o en una solución neutralizante hasta haber extraído todo el aire del interior.

3.10.4. LOCALIZACIÓN DE AVERÍAS, SUS CAUSAS Y CORRECCIÓN DE DEFECTOS

3.10.4.1. DETECCIÓN DE AVERÍAS MEDIATAS LECTURAS DE PRESIÓN Y TEMPERATURA.

La medición de las temperaturas de funcionamiento y de la presión facilita pruebas concluyentes respecto al tipo de avería, así pues si la temperatura en la cámara es elevada puede ser debido a:

- Regulador de la temperatura mal ajustada o defectuosa.
- Exceso de alimento puesto a refrigerar al mismo tiempo. Exceso de escarcha en el forro de la cámara.
- Juntas agrietadas o imperfectas en las cubiertas o puertas de las cámaras.
- Insuficiente de flujo refrigerante, obstrucción del tubo capilar, etc.
- Carga insuficiente de refrigerante.

Como también si la temperatura en la cámara es baja se puede atribuirse a:

- Regulador de la temperatura mal ajustada o defectuosa.
- Inadecuado colocación de la ampolleta térmica.
- Ligera falta de carga del refrigerante.

C 4-1 AVERÍAS MEDIANTE LAS LECTURAS DE PRESIÓN.

Presión de aspiración	Presión de descarga	Tipo de avería
Muy baja	Cualquiera	Insuficiente llegada de refrigerante, tubo capilar obstruido, etc
Muy baja	BAJA	Carga de refrigerante
Baja al linde la fase	BAJA	Regulador de temperatura mal ajustada

Normal	ALTA	Suciedad del condensador obstruido, etc.
Ligeramente ALTA	Ligeramente ALTA	Aire en el sistema
ALTA	ALTA	Sobre carga del refrigerante
ALTA	BAJA	Compresor ineficaz

3.10.4.2. SÍNTOMAS, CAUSAS Y REPARACIONES DE AVERÍAS Y DEFECTOS

C4-2 PROBLEMAS EN EL SISTEMA Y ACCIONES CORRECTIVAS

Problemas en el Sistema y Acciones Correctivas		
PROBLEMA	POSIBLES CAUSAS	ACCIONES CORRECTIVAS
El compresor no funciona	<ol style="list-style-type: none"> 1. Llave general abierta. 2. Fusible quemado. 3. Protecciones internas sobrecarga del compresor abierto. 4. Contactor o bobina con defecto. 5. El sistema desarma por protecciones. 6. El sistema no requiere enfriamiento. 7. Válvula solenoide de la línea de líquido no abre. 8. Motor eléctrico con problema. 9. Discontinuidad en las conexiones. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Conectar la llave. 2. Verificar los circuitos eléctricos de; y el bobinado de los motores en busca de cortocircuitos o aterramientos. Investigar posible sobrecarga. Sustituir el fusible después de corregida la falla. 3. Las protecciones son rearmables automáticamente. Observar bien de cerca cuando esa protección vuelva a cerrar el contacto. 4. Reparar o sustituir. 5. Determinar la causa del desarme y corregir el problema antes de rearmar el dispositivo.

	10. Relé de inversión y falta de fase inoperante	<p>6. No se trata de un problema. Aguardar que el sistema requiera carga térmica.</p> <p>7. Reparar o sustituir la bobina.</p> <p>8. Procurar bobinados abiertos, cortocircuitos o quemas.</p> <p>9. Revisar las conexiones eléctricas. Apretar bien todos los terminales.</p> <p>10. Consultar relé de inversión y falta de fase descrita anteriormente.</p>
Compresor Ruidoso o con fuerte vibración	<p>1. Cáster inundado con refrigerante.</p> <p>2. Soportes de tubulación inadecuados.</p> <p>3. Compresor al final de la vida útil.</p> <p>4. Compresor Scroll con rotación invertida.</p>	<p>1. Revisar reguijaje de válvula de expansión.</p> <p>2. Reubicar, añadir o remover soportes.</p> <p>3. Sustituir.</p> <p>4. Invertir dos de las tres fases de alimentación.</p> <p>5. Alta presión de descarga</p>
Las protecciones térmica del	<p>1. No condensables en el sistema.</p> <p>2. Excesiva pérdida de compresión.</p> <p>3. Golpe de líquido.</p>	<p>1. Remover los no condensables. Añadir refrigerante</p> <p>2. Sustituir el compresor.</p> <p>3. Mantener el sobrecalentamiento adecuado al compresor.</p>

	4. Tubulación incorrecta, sifones incorrectos o ausentes.	4. Corregir la tubufación.
Las protecciones térmicas del compresor se abren	<ol style="list-style-type: none"> 1. Operaciones fuera de las especificaciones originales. 2. Válvula de descarga del compresor parcialmente cerrada. 3. Retén de la cabecera del compresor quemado. 4. Serpentin del condensador sucio. 5. Exceso de carga de refrigerante. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Crear condiciones para que las especificaciones del proyecto del compresor se realicen. 2. Abrir la válvula completamente. 3. Sustituir 4. Limpiar el serpentín. 5. Remover el exceso.

C4-3 MANTENIMIENTO DEL EVAPORADOR

MANTENIMIENTO	Unidades Condensadoras/ Evaporadores
<p>Evaporadores</p> <p>Todos lo evaporadores deben ser revisado por lo menos una vez por mes o más, pues la cantidades y la distribución del hielo varian mucho. Esto depende de la temperatura</p>	<p>Bajo condiciones normales de uso el mantenimiento debe abarcar los Ítems abajo, con una frecuencia de seis mes:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Revisar y reapretar todas las conexiones eléctricas; 2. Revisar todo el cableado y aislamientos; 3. Revisar los contactores - operación correcta y partes desgastadas; 4. Revisar todos los motores de ventilador;

<p>de la cámara, del tipo de producto que está siendo almacenado, cual es la frecuencia de entrada de producto nuevo y el tiempo de puerta abierta. Podrá ser necesario un ajuste periódico en la cantidad diaria de deshielos, bien como bien como la duración del deshielo.</p>	<p>reapretar todos los tornillos, tuercas y tornillos de regulaje;</p> <p>5. Limpiar el serpentín condensador;</p> <p>6. Revisar la carga de refrigerante y aceite en el sistema;</p> <p>7. Revisar el funcionamiento de los controles de! sistema; certificarse que los dispositivos de seguridad estén operando correctamente;</p> <p>8. Limpiar el serpentín del evaporador;</p> <p>9. Limpiar la bandeja de drenaje, revisar el drenaje y la línea de drenaje;</p> <p>10. Revisar el calentador de la línea de drenaje cuanto al correcto funcionamiento y daños en su aislamiento;</p>
---	---

Problemas en el Evaporador y Acciones Correctivas

PROBLEMA	POSIBLES CAUSAS	ACCIONES CORRECTIVA
<p>Ventilador(es) no está(n) en operación</p>	<p>1. Llave principal desconectada.</p> <p>2. Fusibles quemados.</p> <p>3. Motor(es) defectuoso(s)</p> <p>4. Termostato de deshielo o temporizador con defecto.</p> <p>5. Unidad en ciclo de</p>	<p>1. Conectar la llave</p> <p>2. Sustituir los fusibles. Observar presencia de cortocircuito o sobrecargas.</p> <p>3. Sustituir</p> <p>4. Sustituir el componente defectuoso.</p> <p>5. No se trata de problema. Aguardar el fin del ciclo de deshielo.</p>

	<p>deshielo.</p> <p>6. El serpentín no enfría lo suficiente para comandar el retorno de los ventiladores</p>	<p>6. Ajustar el termostato de deshielo. Ver la sección sobre deshielo en este manual</p>
<p>Temperatura de cámara excesivamente alta</p>	<p>1. Termostato regulado para temperatura muy alta.</p> <p>2. Sobrecalentamiento elevado Sistema con poco refrigerante.</p> <p>3. Serpentin bloqueado por hielo.</p>	<p>1. Ajustar el termostato < de válvula la ></p> <p>2. Completar la carga de refrigerante.</p> <p>3. Hacer deshielo manual. Verificar los controles de deshielo en su funcionamiento o regular</p>

CAPITULO IV

COSTOS

C4-1 DETALLE – COSTO FIJOS

N°	DESCRIPCIÓN	COSTO [Sus]
1	Equipos del sistema de refrigeración	4100
2	Accesorios del sistema de refrigeración.	88
3	Materiales de aislamiento	1660
4	Materiales de aportes	100
5	Obra civil	500
6	Instalación del sistema	600
7	Mano de obra	300
8	Otros	200
	TOTAL COSTOS FIJO	7518

C4-2 DETALLE – COSTO DE LOS EQUIPOS

N°	EQUIPO	MARCA	MODELO	COMPONENTES	COSTO
1	Unidad condensadora	Maneurop	MGE 16	Separados de aceite OUB	2900
				Filtro secador DN	
				Presostato diferencial MP	
				Presostato KP ,	
				Recipiente de liquido	
				Regulador de presión de recipiente KVD	
				Visor de liquido SGI	

				Regulador presión de condensación KVR	
				Componentes de control, protección eléctrica	
				Compresor MT18JA	
				Condensador	
2	Unidad Evaporadora	ECO	CTE29-18	Válvula de expansión eléctrica	1200
				Válvula de solenoide EVR	
				Termostato KP61	
				Regulador de presión de evaporación KVP	
				Evaporador	
				Componente eléctricos de control y protección	
	TOTAL COSTO				4100

C4-3 DETALLE - COSTOS DE LOS ACCESORIOS

N°	DESCRIPCIÓN		SUPERFICIE	COSTOS	COSTO TOTAL [Sus]
1	Aislamiento pared, tecnopor capas, c=5cm/capa	2	2x94	7.2	135
2	Aislamiento techo, tecnopor capas, e=5cm/capa	2	2x 13	7.2	187
3	Aislamiento piso, Tecnopor, capas, e=5cm/capa	1	1 x 13	7.2	93,6
4	Aislamiento puerta, tecnopor capas, e=5cm/capa	2	2x 1.80	7.2	25,9
	TOTAL COSTO AISLAMIENTO				1660

- En función del diámetro exterior del tubo, para mayor detalle véase ANEXOS Letra # 9

C4-4 DETALLE – COSTO DE MATERIAL DE AISLAMIENTO

N°	DESCRIPCIÓN	SUPERFICI m ²	COSTOS	COSTO TOTAL [Sus]
1	Aislamiento pared, tecnopor 2 capas, c=5cm/capa	2 x 94	7.2	135
2	Aislamiento techo, tecnopor 2 capas, e=5cm/capa	2 x 13	7.2	187
3	Aislamiento piso, Tecnopor, 1 capas, e=5cm/capa	1 x 13	7.2	93,6
4	Aislamiento puerta, tecnopor 2 capas, e=5cm/capa	2 x 1.80	7.2	25,9
	TOTAL COSTO AISLAMIENTO			1660

4.2. COSTOS VARIABLES

N°	DESCRIPCIÓN	COSTO Sus
1	Consumo de energía eléctrica	602
2	Consumo de agua potable	450
3	Operación	300
4	Mantenimiento	400
	TOTAL COSTO VARIABLE	1.412

C4.2 – 2 DETALLE CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA

N°	EQUIPO	Num. Motore	KWdel Motor	Consumo KW-h/	Consumo KW-h/	Funcionami h/dia	Consumo KW-
1	Moto evaporador	2	0,075	0,075	0,150	16	2,400
2	Desescarche eléctrico evaporador	-	-	1,275	1,275	2,0	205

3	Compresor	1	3,118	3,118	3,118	16	49,883
4	Condensador	2	0,074	0,074	0,197	16	2,352
5	Iluminación	-		0,02	0,02	3	0,060
	TOTAL						57,245

Consumo Anual = consumo diario total x 360 = 57,25 x 360 = 20610 KW-h/año

Se considera un 5% adición de imprevistos:

Consumo total = 20610 x 1,05 = 21640 KW - h/ año

Demanda concentrada = 86% de la carga total = 21640 x 0,86 = 18611 KWh /año

Cargo por mantenimiento 25% adicional sobre la carga total.

Cargo por alumbrado público: 6% adicional sobre la carga total

Carga total neta = 18611 x 1,25 x 1,06 = 24659 KWh/año = 21355 KWh/mes

Costo los primero 100 KWh/mes x 0, 40 Bs. = 40 Bs. / mes.

Costo, Excedente 1955 KWh / mes x 0,174 = 350 Bs/mes

Costo total = 390 Bs./mes

Costo Anual = 4.680 Bs/año = 602 Sus/ año para las condiciones mas desfavorables.

4.3. COSTO TOTAL

N°	DESCRIPCIÓN	COSTO
1	Costo Fijos	7.548
2	COSTOS VARIABLES	1.452
	TOTAL	9.000

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES.- Entre las conclusiones sacamos lo siguientes:

- La implementación de una cámara frigorífica sobre todo en aquellas agencias dedicadas a la venta de alimentos, para evitar la descomposición de la carne de pollo debido a la no comercialización de este producto.
- La gran necesidad de contar con una cámara frigorífica, en el diseño se toma en cuenta la demanda máxima de la carne de pollo en las fechas navideñas, por lo que el sistema estará sobredimensionado para las otras fechas.
- En lo que respecta al funcionamiento el sistema de refrigeración debe tomarse en cuenta, de que el control periódico, inspección y mantenimiento adecuados son imprescindibles para el buen funcionamiento de nuestro sistema de refrigeración.

RECOMENDACIONES.- Las recomendaciones serían las siguientes:

- Realizar el mantenimiento preventivo de la cámara para evitar daños en el sistema de refrigeración
- Capacitar a personal de la empresa del área de mantenimiento para que pueda realizar mantenimientos preventivos o correctivos si el caso lo amerita.
- Este diseño se podría implementar en las diferentes agencias no solo de la carne de pollo también en los diferentes tipos de carnes para una buena conservación.

ANEXOS



BIBLIOGRAFÍA

TRATADO DE REFRIGERACIÓN – KOMAREOV 1958

REFRIGERACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE STOECKER W 1965

APUNTES DE CENTRALES ELÉCTRICAS ING. ZARATE.

APUNTES DE INSTALACIONES ELÉCTRICAS INDUSTRIALES ING. CARTAGENA.

APUNTES DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO ING. VASQUEZ.

NB777

SISTEMA DE ILUMINACIÓN JOSE RAMIREZ

LUMINOTÉCNIA Y SUS APLICACIONES

