

78
Luj



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

“ ANALISIS Y OPTIMIZACION DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACION INSTALADO CON DOBLE ETAPA DE
COMPRESION DE VAPOR DE AMONIACO Y PRESIONES
MÚLTIPLES DE SUCCION

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO - ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
VICTOR MANUEL CHAVEZ ISLAS

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

MEXICO, D. F., 1996

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Gracias doy a Dios por permitirme alcanzar un objetivo tan importante para mi al lado de mis seres queridos.

A mi Tío Ernesto, que a pesar de ya no contar con su presencia, en conjunto con mi familia dedico este trabajo, que es la culminación del logro de una meta vital en mi vida profesional.

A mis padres les quiero agradecer el haberme sabido orientar, aveces con mano dura, con su exigencia y apoyo hasta llegar a concluir una carrera profesional.

*A mis hermanos y a mi
cuñado les quiero
agradecer por su ayuda y
ejemplo recibidos en la
conclusión de sus metas,
además de decirles que les
admiro su constancia y
entereza.*

*A mis abuelitos doy
gracias por haber sabido
infundar en mi, principios
y valores de antaño que
actualmente son difíciles
de adquirir y que me han
servido en la vida.*

*Doy gracias a mi novia
por estar a mi lado y saber
inyectar en mi esa
motivación extra que
tanto me ayudó, así como
a todas aquellas personas
que me apoyaron para
hacer posible este sueño.*

RESUMEN

En esta tesis se realizó el análisis y optimización de un sistema de refrigeración que se encuentra actualmente instalado en una planta procesadora de alimentos y que maneja dos temperaturas de conservación y una de congelación con el mismo sistema. Dicho sistema trabaja con dos etapas de compresión de Amoniaco; pero actualmente no se encuentra operando, ya que al hacerlo causa daño a los compresores de la primera etapa y como consecuencia no se pueden mantener las condiciones de temperatura requeridas.

Al inicio de este trabajo se presenta una introducción sobre los principios de refrigeración básica a partir del ciclo de Carnot, después se enuncian las modificaciones que se le hacen para poder tener sistemas de presiones múltiples de succión y se describen los accesorios y dispositivos que intervienen.

Con los parámetros de operación requeridos se calcula la capacidad de los equipos óptimos con los que se obtiene la máxima bondad del sistema.

Enseguida se calculan, partiendo de los equipos instalados, los parámetros resultantes al operarlos con su máxima capacidad y se encuentra el motivo por el que no puede operar el sistema ; pero asumiendo que no hubiese daño alguno, se calcula la bondad del sistema con el equipo instalado en operación.

Por último, se comparan los resultados del equipo instalado con los del equipo óptimo, resultando lógicamente, mejor este último. Se describen las modificaciones y recomendaciones que se deben hacer al equipo instalado para que se asemeje al óptimo y alcanzar así el mayor rendimiento posible junto con las condiciones de temperatura que exigen los productos a refrigerar.

INDICE

CAPITULO I

INTRODUCCION

CONCEPTOS E HISTORIA	1
• Refrigeración por absorción	1
• Refrigeración por compresión de vapor	2
• Refrigeración por chorro de vapor de agua	2
• Refrigeración por ciclo de aire	4
CONCEPTOS DE REFRIGERACION	7
• Calor Sensible	9
• Calor Latente	9
CICLO DE COMPRESION DE VAPOR	9
CICLO REAL DE REFRIGERACION	18
BONDAD Y PROCESOS DEL CICLO DE REFRIGERACION	18
REFRIGERANTES	23
REFRIGERANTES MAS EMPLEADOS	24
• Características físicas	25

CAPITULO II

SISTEMAS DE PRESIONES MULTIPLES DE SUCCION

CONCEPTOS Y CLASIFICACION	27
MODIFICACIONES REALIZADAS AL SISTEMA DE REFRIGERACION SIMPLE PARA ECONOMIZAR ENERGIA Y MANEJAR PRESIONES MULTIPLES DE SUCCION	28
• Separador de vapor	28
• Enfriador de vapor	30
ARREGLOS DIVERSOS	36

SISTEMA DE RECIRCULACION DE LIQUIDO	44
VALVULAS REGULADORAS DE PRESION	44
RECIPIENTE DE PRESION CONSTANTE O CONTROLADA	49
RECIPIENTE ACUMULADOR DE SUCCION	49
TRAMPA RECIRCULADORA DE LIQUIDO	49
RECIPIENTE PILOTO	51
VENTAJAS DEL SISTEMA DE LIQUIDO RECIRCULADO	53

CAPITULO III

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA DE DOBLE ETAPA DE COMPRESION DE VAPOR INSTALADO.

CARACTERISTICAS GENERALES.	57
CARACTERISTICAS DE LOS EVAPORADORES DE TECHO INSTALADOS	69
CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR DE PISO INSTALADO	73
CONDICIONES REALES DEL SISTEMA INSTALADO	75
CARACTERISTICAS DE LOS COMPRESORES INSTALADOS EN LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESION	76
CARACTERISTICAS DE LOS COMPRESORES INSTALADOS EN LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION	79
• Compresor rotatorio tipo tornillo	79
• Control de capacidad	91
• Compresor reciprocante	91

CAPITULO IV

CALCULO DE LOS PARAMETROS OPTIMOS DEL SISTEMA

CAPACIDAD DE LOS EVAPORADORES	98
-------------------------------	----

OBSERVACIONES Y CONSIDERACIONES PARA LA ELABORACION DEL DIAGRAMA P - H DEL SISTEMA	98
CALCULO DE ENTALPIAS	104
BALANCES DE MASA Y ENERGIA	110
SOLUCION Y OBTENCION DE LOS FLUJOS MASICOS Y ENTALPIAS FALTANTES	113
• Consideración N° 1	123
• Consideración N° 2	128

CAPITULO V

CALCULOS DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS OPTIMOS

INTRODUCCION	136
CALCULO OPTIMO DE LOS COMPRESORES DE LA PRIMERA ETAPA..	136
CALCULO OPTIMO DE LOS COMPRESORES DE LA SEGUNDA ETAPA.	143
CALCULO OPTIMO DEL EQUIPO DE CONDENSACION	148
CARACTERISTICAS DE FABRICACION DE LAS TRAMPAS RECIRCULADORAS DE LIQUIDO	154
CALCULO OPTIMO DEL TANQUE INTERENFRIADOR Y ACUMULADOR DE SUCCION	157
EFFECTOS Y CALCULOS DE LAS TUBERIAS DEL SISTEMA	162

CAPITULO VI

CALCULO DE LOS PARAMETROS REALES DE LOS EQUIPOS INSTALADOS

INTRODUCCION	167
DATOS TECNICOS DE LOS EQUIPOS INSTALADOS	168
• Primera etapa de compresión (booster)	168
• Segunda etapa de compresión	168
• Condensación	169
• Trampas recirculadoras de líquido	169

DIAGRAMAS P - h Y DE FLUJO SIMPLIFICADOS DEL SISTEMA INSTALADO CONSIDERANDO LA CARGA TERMICA ACTUAL Y LOS PARAMETROS ORIGINALES DE DISEÑO	170
• Consideración 1	170
• Consideración 2	170
• Consideración 3	172
BALANCES DE MASA Y ENERGIA PARA CUALQUIERA DE LOS CALCULOS DEL SISTEMA INSTALADO	172
CALCULO DE ENTALPIAS CONSIDERANDO LOS PARAMETROS DE DISEÑO CON LA CAPACIDAD DE LOS EVAPORADORES INSTALADA	176
SOLUCION DE LAS ECUACIONES Y OBTENCION DE LAS ENTALPIAS FALTANTES CON LOS PARAMETROS ORIGINALES DE DISEÑO Y LA CAPACIDAD ACTUAL INSTALADA	179
CALCULO DE ENTALPIAS, DIAGRAMAS DE FLUJO Y P - h DEL SISTEMA INSTALADO CONSIDERANDO LOS PARAMETROS REQUERIDOS ACTUALMENTE Y LA CARGA TERMICA INSTALADA	182
SOLUCION DE LAS ECUACIONES TOMANDO EN CUENTA LOS PARAMETROS Y LA CARGA TERMICA ACTUALES	185
CAPITULO VII	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
CONCLUSIONES	187
• Reducción de la velocidad angular del compresor	189
• Instalación de control de capacidad	190
RECOMENDACIONES	193
• Instalación de retorno inverso en los evaporadores	193
• Instalación de un recipiente piloto	195
• Purgador de aire	195

INDICE DE FIGURAS

		PAG
FIG.I.1	DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CICLO DE ABSORCION TIPO	3
FIG.I.2	DIAGRAMA DE FLUJO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR CHORRO DE VAPOR DE AGUA	5
FIG.I.3	DIAGRAMA DE FLUJO DE UN SISTEMA SIMPLE DE REFRIGERACION POR CICLO DE AIRE	6
FIG.I.4	CICLO DE REFRIGERACION DE CARNOT	8
FIG.I.5	ESQUEMA QUE REPRESENTA AL CALOR SENSIBLE	10
FIG.I.6	CICLO ESTANDAR DE COMPRESION DE VAPOR	11
FIG.I.7	ESTADOS EN LOS PROCESOS DEL CICLO DE REFRIGERACION	13
FIG.I.8a	DIAGRAMA T-s DE UN CICLO IDEAL DE REFRIGERACION	14
FIG.I.8b	DIAGRAMA P-h DE UN CICLO IDEAL DE REFRIGERACION	15
FIG.I.9a	DIAGRAMA T-s DE UN CICLO IDEAL DE REFRIGERACION CON EXPANSION ISOENTALPICA	16
FIG.I.9b	DIAGRAMA P-h DE UN CICLO IDEAL CON EXPANSION ISOENTALPICA	17
FIG.I.10a	DIAGRAMA T-s DE UN CICLO REAL DE REFRIGERACION CON EXPANSION ISOENTALPICA	19
FIG.I.10b	DIAGRAMA P-h DE UN CICLO REAL DE REFRIGERACION CON EXPANSION ISOENTALPICA	20
FIG.I.11	REPRESENTACION GRAFICA DEL TRABAJO NETO Y EL EFECTO REFRIGERANTE EN EL DIAGRAMA P-h	21
FIG.II.1	DIAGRAMA P-h QUE MUESTRA EL PROCESO DE EXPANSION 3-2 QUE ES SUSTITUIDO POR LA COMBINACION DEL 4-5 Y 6-7	29
FIG.II.2	DEPOSITO SEPARADOR	31
FIG.II.3	DIAGRAMA P-V QUE MUESTRA EL ENFRIAMIENTO EN UNA COMPRESION DE AIRE	32
FIG.II.4	DIAGRAMA P-h DE ENFRIAMIENTO INTERMEDIO DE UN REFRIGERANTE EN UNA COMPRESION DE DOS ETAPAS	33
FIG.II.5a	ENFRIAMIENTO DE VAPOR POR AGUA	34
FIG.II.5b	DIAGRAMA DE FLUJO DE UN ENFRIAMIENTO DE VAPOR POR REFRIGERANTE LIQUIDO	35
FIG.II.6a	DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CICLO DE REFRIGERACION CON DOS EVAPORADORES Y UN COMPRESOR	37
FIG.II.6b	DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG.II.6a	38
FIG.II.7a	DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CICLO DE	

	REFRIGERACION CON DOS COMPRESORES Y UN EVAPORADOR	39
FIG.II.7b	DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG.II.7a	40
FIG.II.8a	DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CICLO DE REFRIGERACION CON DOS COMPRESORES Y DOS EVAPORADORES	41
FIG.II.8b	DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG.II.8a	42
FIG.II.9	ESQUEMA DE UN SISTEMA DE LIQUIDO RECIRCULADO	45
FIG.II.10	VALVULA REGULADORA DE PRESION	46
FIG.II.11a	MODELOS DIVERSOS DE VALVULAS REGULADORAS DE PRESION CON SOLENOIDE INTEGRADA	47
FIG.II.11b	DIVERSAS VALVULAS REGULADORAS DE PRESION CON DOBLE REGULACION	48
FIG.II.12	ESQUEMA DETALLADO DE LA TRAMPA RECIRCULADORA DE LIQUIDO Y SUS ACCESORIOS	50
FIG.II.13	ESQUEMA DEL RECIPIENTE PILOTO Y SUS ACCESORIOS	52
FIG.II.14	DIAGRAMA P-h DE UN CICLO SIMPLE DE REFRIGERACION	54
FIG.II.15	DIAGRAMA P-h EN DONDE SE MUESTRA EL INCREMENTO DEL EFECTO REFRIGERANTE DEBIDO A LA RECIRCULACION DE LIQUIDO	56
FIG.III.1	VISTA SUPERIOR DE LA PLANTA (PLANTA BAJA SIN ESCALA)	60
FIG.III.1	A VISTA SUPERIOR DE LA PLANTA (PRIMER NIVEL SIN ESCALA)	61
FIG.III.2	CAMARA N.2 Y N.3 (ACOTACIONES EN m SIN ESCALA)	62
FIG.III.3	CAMARAS N.4 Y N.5 (ACOTACIONES EN m SIN ESCALA)	63
FIG.III.4	CAMARAS N.6 N.6A N.6B Y N.6C (ACOTS. EN m SIN ESCALA)	64
FIG.III.5	CAMARA N.7 (ACOTACIONES EN m SIN ESCALA)	65
FIG.III.6	CAMARA N.8 (ACOTACIONES EN SIN ESCALA)	66
FIG.III.7	CAMARAS N.9 Y N.10 (ACOTACIONES EN m SIN ESCALA)	67
FIG.III.8	CAMARA N.11 (ACOTACIONES EN m SIN ESCALA)	68
FIG.III.9	EVAPORADOR CON DESCONGELACION POR AGUA (W)	71
FIG.III.10	EVAPORADOR CON DESCONGELACION POR GAS CALIENTE (G)	72
FIG.III.11	DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA INSTALADO	S/N
FIG.III.12	PRINCIPIO DE OPERACION DE LOS COMPRESORES ROTATORIOS DE PALETAS	78
FIG.III.13a	VISTA SUPERIOR DE CORTE TRANSVERSAL DE UN COMPRESOR TORNILLO	80
FIG.III.13b	VISTA LATERAL DE CORTE TRANSVERSAL DE UN COMPRESOR TORNILLO	81
FIG.III.14	FASE DE ASPIRACION EN UN COMPRESOR TORNILLO	83
FIG.III.15	FASE DE TRASLADO EN UN COMPRESOR TORNILLO	84

FIG.III.16	FASE DE COMPRESION EN UN COMPRESOR TORNILLO	85
FIG.III.17	FASE DE DESCARGA DE UN COMPRESOR TORNILLO	86
FIG.III.18	DIAGRAMA DE LOS COMPONENTES DE UN PAQUETE DE COMPRESOR TORNILLO	88
FIG.III.19	DENOMINACION DE LOS MODELOS DE COMPRESORES TORNILLO	90
FIG.III.20	DETALLE DEL PISTON DESCARGADOR DEL CONTROL DE CAPACIDAD DE UN COMPRESOR TORNILLO	92
FIG.III.21	MECANISMO DEL CONTROL DE CAPACIDAD	92
FIG.III.22	MECANISMO DE OPERACION DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE	93
FIG.III.23	CORTE TRANSVERSAL DE UNA VALVULA HORIZONTAL DE RETENCION	96
FIG.III.24	CORTE TRANSVERSAL DE DOS VALVULAS VERTICALES DE RETENCION	97
FIG.IV.1	DIAGRAMA DE FLUJO CORRESPONDIENTE A LA III.11	103
FIG.IV.2	DIAGRAMA DE FLUJO SIMPLIFICADO DEL SISTEMA	105
FIG.IV.3	DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG.IV.2	106
FIG.IV.4	INSERCIÓN DE PIERNA COLECTORA Y TUBERIA EN LA TRAMPA RECIRCULADORA DE LIQUIDO PARA COMPENSAR EL VOLUMEN A DESPLAZAR	130
FIG.IV.5	DIAGRAMA P-h REAL DEL SISTEMA CALCULADO CON EL VALOR DE h_{13}	135
FIG.V.1	CARTA PSICROMETRICA MOSTRANDO LA SATURACION DEL AIRE	150
FIG.V.2	ESQUEMA SENCILLO DE UN CICLO CON CONDENSADOR EVAPORATIVO	152
FIG.V.3	TRAMPA RECIRCULADORA DE INTERMEDIA	155
FIG.V.4	TRAMPA RECIRCULADORA DE BAJA	156
FIG.V.5	REDUCCION DE LA CAPACIDAD REFRIGERANTE DEBIDO A LA CAIDA DE PRESION EN LA CONDUCCION DE ADMISION	163
FIG.V.6	REDUCCION DEL COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO DEBIDO A LA CAIDA DE PRESION EN LA ADMISION	164
FIG.VI.1	ARREGLO DE RECIPIENTE Y SU TRAMPA RESPECTIVA	171
FIG.VI.2	DIAGRAMA DE FLUJO SIMPLIFICADO CON LOS PARAMETROS ORIGINALES DEL SISTEMA	173
FIG.VI.3	DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG.VI.2	174
FIG.VI.4	DIAGRAMA DE FLUJO SIMPLIFICADO CON LOS PARAMETROS ACTUALES DEL SISTEMA	183
FIG.VI.5	DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG.VI.4	184
FIG.VII.1	ESQUEMA DE LAS DIMENSIONES DE LAS TRAMPAS RECIRCULADORAS DE LIQUIDO INSTALADAS	192
FIG.VII.3	ARREGLO DE EQUIPOS CON RETORNO INVERSO	194

CAPITULO I

INTRODUCCION

CONCEPTOS E HISTORIA

Desde los inicios de la existencia del hombre se ha tratado de aprovechar al máximo los diversos alimentos obtenidos en la caza, pesca y la recolección; ya que transcurrido cierto tiempo se presentaba la descomposición de los mismos.

Con el transcurrir del tiempo el hombre descubrió empíricamente que la temperatura era el parámetro principal que determinaba el tiempo de duración de los alimentos para pasar a su descomposición.

Después de este descubrimiento buscó la manera de disminuir la temperatura y así alargar la vida duradera de sus alimentos. Una de las primeras alternativas fue utilizar el hielo producido por la naturaleza en los lagos y ríos congelados.

Posteriormente el hombre investigó e inventó métodos más prácticos para disminuir la temperatura y surgieron entre otros los siguientes :

- a) Refrigeración por Absorción .- (agua - amoníaco), (agua - bromuro de Litio)
- b) Refrigeración por Compresión de Vapor.
- c) Refrigeración por Chorro de Vapor de Agua.
- d) Refrigeración por Ciclo de Aire.
- e) Otros

Refrigeración por absorción

El francés Ferdinand Carré inventó el sistema de refrigeración por absorción que patentó en los Estados Unidos en 1860.

Probablemente, la primera vez que se usó este sistema en los Estados Unidos fue por los Estados Confederados durante la guerra de Secesión, cuando el suministro de hielo natural fue cortado por el Norte.

El sistema de refrigeración por absorción funciona por calor, y usa un refrigerante que es alternativamente absorbido y liberado por el absorbente.

Una característica del sistema de absorción es que se requiere muy poco trabajo mecánico para hacer funcionar la unidad. En vez de la gran cantidad de energía mecánica consumida por el compresor de un sistema de compresor de vapor, solo una pequeña cantidad de trabajo mecánico se gasta en la bomba. El costo principal de funcionamiento es el costo de la energía térmica consumida en el generador.

Un diagrama de flujo de un ciclo de absorción tipo se muestra a continuación en la FIG.I.1

Refrigeración por compresión de vapor

Actualmente y debido a su nobleza y a su fácil manejo, el más utilizado doméstica, comercial e industrialmente es la refrigeración por compresión de vapor, el cual será objeto de todos los análisis subsecuentes de esta tesis.

Refrigeración por chorro de vapor de agua

Las unidades de refrigeración por chorro de vapor de agua empezaron a usarse con frecuencia hacia el año 1930 para acondicionamiento de aire de grandes edificios. Sin embargo, en esta aplicación los chorros de vapor de agua han sido sustituidos generalmente por sistemas que utilizan compresores centrifugos. En la actualidad la unidad de chorro de vapor está volviendo a adquirir importancia, especialmente para usos industriales tales como el enfriamiento de agua a temperaturas moderadas para la industria. En algunos casos poco frecuentes, tales como el preenfriamiento en vacío de vegetales y de jugos de frutas concentrados, los chorros de vapor compiten vigorosamente con los sistemas de compresor mecánico.

El costo de funcionamiento de una unidad de refrigeración por chorro de vapor es bajo cuando hay disponible vapor a bajo precio. Los costos de mantenimiento son casi nulos puesto que las únicas partes móviles son las bombas. Si es necesario, las unidades pueden instalarse en el exterior, y su disposición flexible permite que quepan aún en habitaciones estrechas.

Un inconveniente es que las unidades de chorro de vapor pueden usarse solamente para temperaturas de refrigeración no inferior a 0°C. La cantidad de calor que debe extraerse del condensador de una unidad de chorro de vapor, por Tonelada de Refrigeración, es aproximadamente el doble de la que debe extraerse en el ciclo de compresión de vapor.

Las unidades de chorro de vapor encuentran su mayor aplicación en las plantas industriales donde se dispone de vapor barato y donde el mantenimiento de una torre de enfriamiento con capacidad suficiente para poder enfriar las grandes cantidades de agua de refrigeración que necesita el condensador es poco costoso.

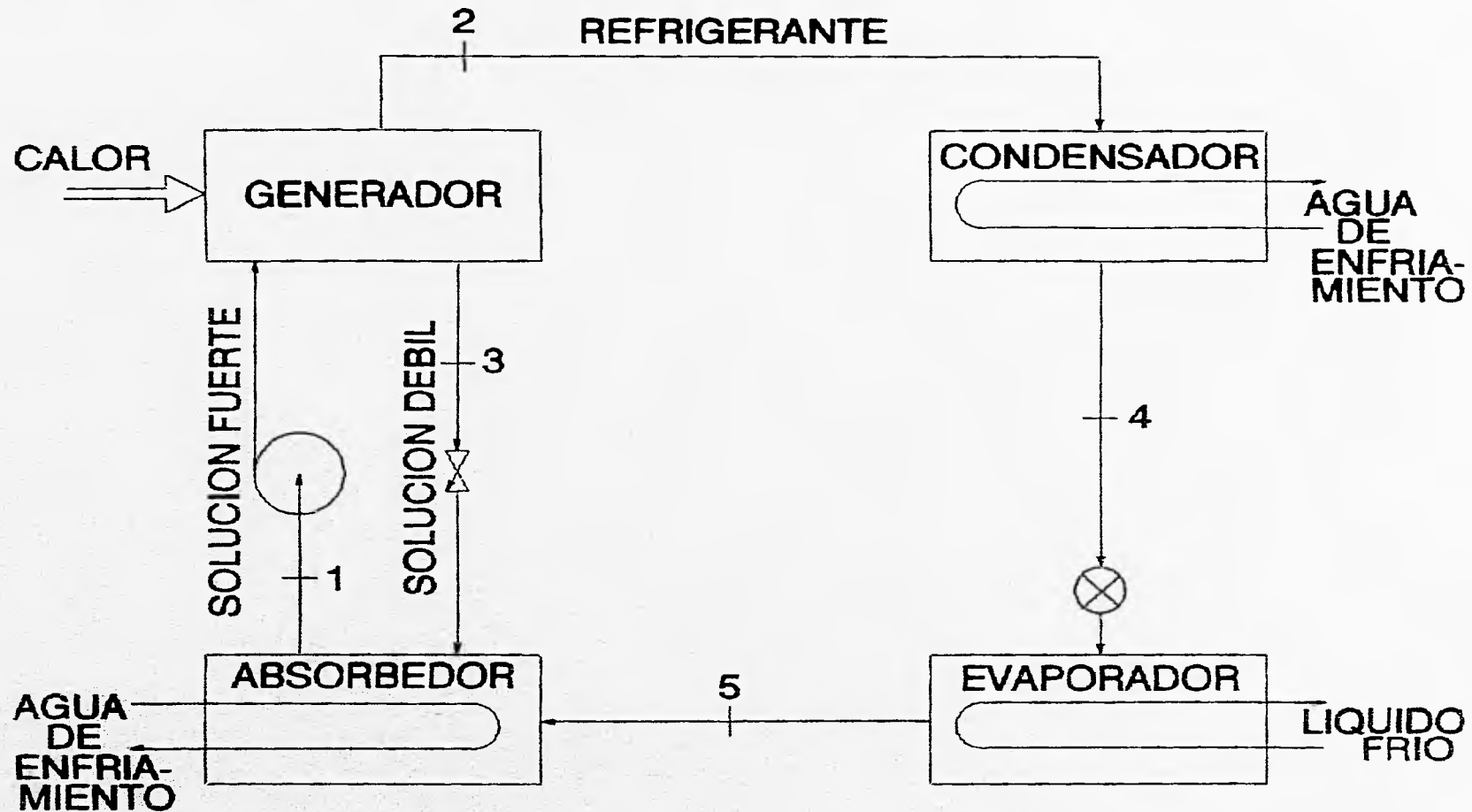


FIG. I.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CICLO DE ABSORCION TIPO.

Las industrias tales como las plantas químicas necesitan frecuentemente refrigerar a temperaturas moderadas, y suelen usar chorros de vapor con este objeto. En tamaños superiores a unas 75 T.R., el costo inicial de las unidades de chorro de vapor compite con el de las máquinas de compresión de vapor.

En la FIG. I.2 se muestra un diagrama de flujo de un sistema de refrigeración por chorro de vapor de agua.

Refrigeración por ciclo de aire

La unidad de refrigeración por ciclo de aire utiliza aire como refrigerante. El aire es sucesivamente comprimido, enfriado en un intercambiador de calor, y expandido en una turbina hasta la baja temperatura a la que es capaz de realizar el enfriamiento.

Especialmente en la última década, el ciclo de aire ha encontrado aceptación comercial. Por muchos conceptos, el aparato de ciclo de aire es ideal para ser usado en los aviones, porque es de poco peso y requiere menos espacio que el ciclo de compresión de vapor.

En el avión Lockheed Constellation, por ejemplo, un sistema de compresión de vapor de capacidad de enfriamiento adecuada pesaría 265 Kg, mientras que el sistema de ciclo de aire que proporciona la misma refrigeración pesa solamente 115 Kg. En otro avión de transporte, un sistema de compresión de vapor accionado eléctricamente pesa 332 Kg, incluyendo el alternador, mientras que el sistema de ciclo de aire de igual capacidad, para el mismo avión, pesa solamente 150 Kg.

Una desventaja del ciclo de aire es que tiene menor rendimiento que el ciclo de compresión de vapor.

La FIG. I.3 muestra un sistema simple de refrigeración por ciclo de aire.

Cabe aclarar que cada una de estas formas de disminuir la temperatura fueron inventadas o descubiertas en diferentes periodos de tiempo, ya que el hombre en su afán de mejorar los procesos ya descubiertos ha invertido tiempo y dinero en lograr la mejora de los mismos. Además, cada método de refrigeración es específico para algunas aplicaciones en particular, dependiendo de los parámetros, tales como, capacidad, costos de instalación, operación, mantenimiento, inversión inicial, costo del personal directamente involucrado con la conservación y operación del equipo.

Después del descubrimiento y mejoras de estos diversos procesos de refrigeración, las investigaciones realizadas en otras ramas de la ciencia permitieron la aplicación de la

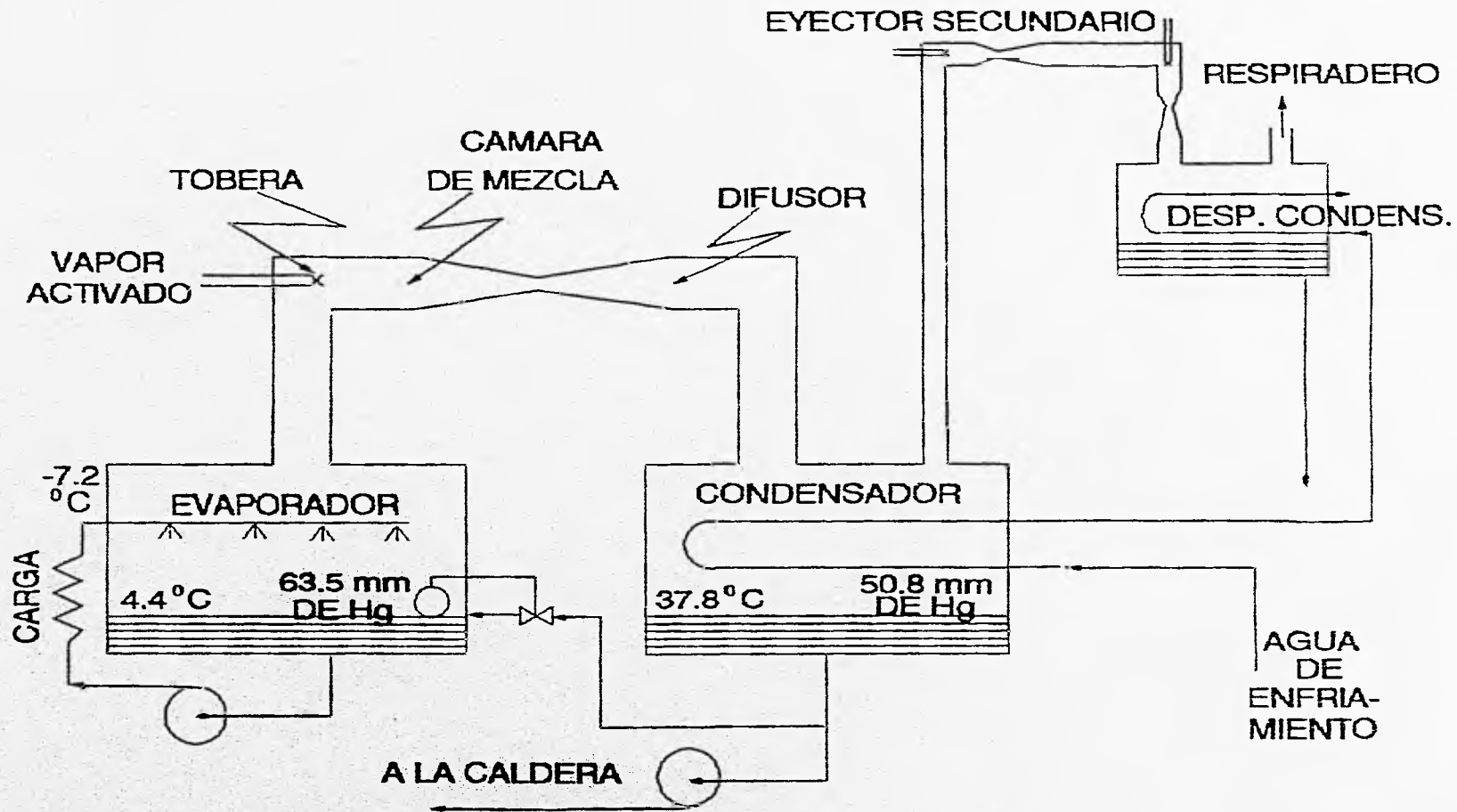


FIG. 1.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR CHORRO DE VAPOR DE AGUA.

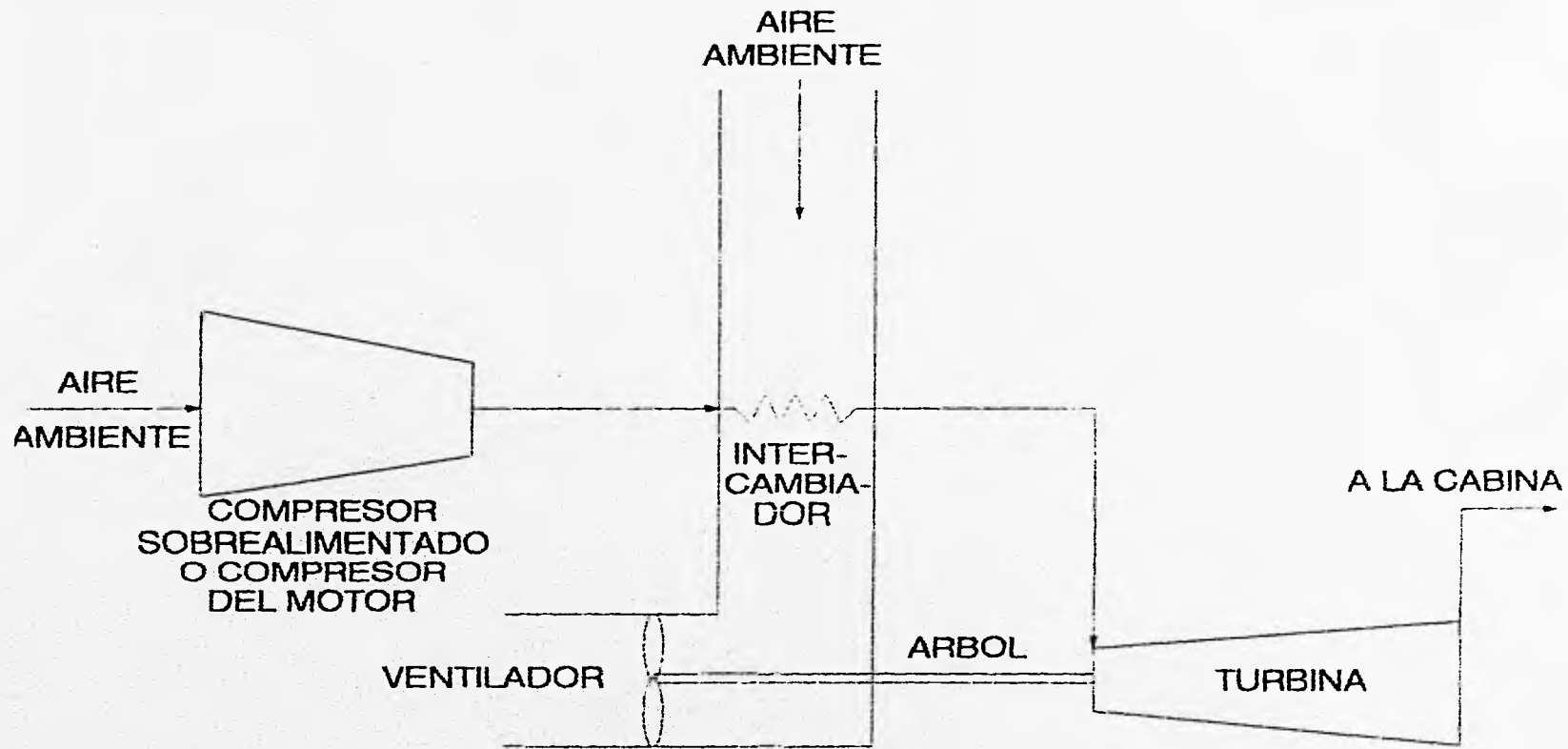


FIG. 1.3 DIAGRAMA DE FLUJO DE UN SISTEMA SIMPLE DE REFRIGERACION POR CICLO DE AIRE.

refrigeración como subproceso intermedio de los procesos principales para la obtención de productos que a su vez permitieron mejoras y beneficios a la humanidad.

Algunas de las aplicaciones de la refrigeración en la industria química y los procesos industriales son los siguientes :

- + Separación de gases
- + Condensación de gases
- + Desecado del aire
- + Precipitación de un soluto desde una solución
- + Almacenamiento a baja presión en estado líquido
- + Proceso de enfriamiento
- + Disipación de calor de reacción
- + Recuperación de disolventes
- + Control de fermentación, y
- + Enfriamiento para la conservación, entre otros.

CONCEPTOS DE REFRIGERACION

La refrigeración consiste en obtener temperaturas menores a la ambiente en un fluido; el cual puede ser aire, agua o algún otro fluido que intervenga en algún proceso. La refrigeración por compresión de vapor se realiza mediante la remoción de calor de un foco frío (calor absorbido) a un foco caliente (calor cedido) que tenga la temperatura menor a la del refrigerante; este principio de funcionamiento se muestra en la FIG. 1.4 que representa el ciclo de refrigeración de Carnot.

El ciclo de refrigeración de Camot es un ciclo ideal que nos ofrece la máxima bondad del sistema, pero que en la realidad sufre algunos cambios, los cuales se describirán posteriormente.

El porque de todo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor se ve reflejado en el calor absorbido del foco frío.

Para poder entender como se realiza esta transferencia de calor nos apoyaremos en dos conceptos que son los principios de funcionamiento de este ciclo.

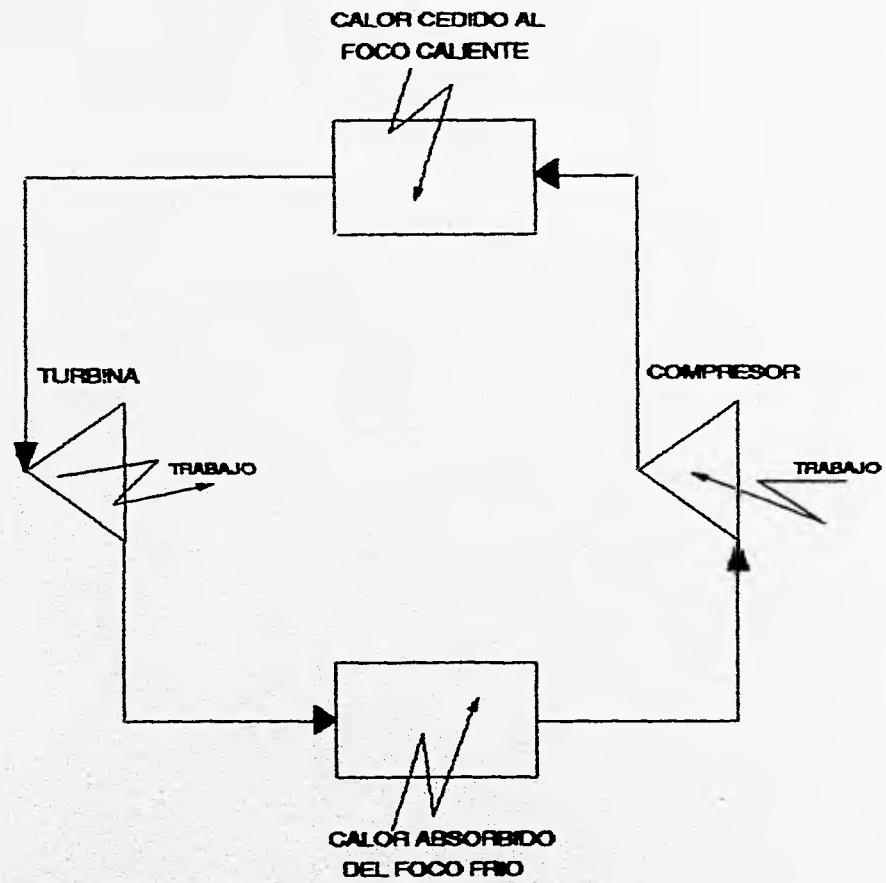


FIG.1.4 CICLO DE REFRIGERACION DE CARNOT

a) **Calor Sensible.**- es la energía en transferencia que puede reflejarse en el incremento o decremento de la temperatura del objeto (fluido o sólido) que esta siendo afectado por una fuente calorífica. Esto se entenderá mejor con el siguiente ejemplo :

Considérese un recipiente abierto que contiene cierta cantidad de agua y es sometido solamente a la presión atmosférica. Suponiendo que dicho fluido se encuentra a la temperatura ambiente, se le aplica una fuente de calor que la incrementará; siendo esta cuantificada por un termómetro sumergido en el mismo, como se muestra en la FIG. I.5

Con el transcurrir del tiempo y manteniendo constante el suministro de calor se observará que la lectura del termómetro aumenta. A este calor suministrado (Q_s) que de alguna manera se puede "sentir" o percibir mediante el cambio de la temperatura se le llama "calor sensible".

b) **Calor Latente.**- es la energía calorífica que no nos brinda un parámetro medible y que se ve reflejado en el cambio de fase del fluido, esto es, el calor que utiliza el fluido para cambiar de fase.

Continuando con el ejemplo de la FIG. I.5, en donde se sigue cediendo calor al agua, llegará un momento en el que la temperatura no varíe, pero el nivel del agua comenzará a descender debido a la evaporación de la misma. A este calor que utilizó el agua para cambiar de fase se le conoce como calor latente. Con estos conceptos ya explicados podemos decir que el refrigerante absorbe calor de un foco frío para poder cambiar de fase y por consiguiente el medio al ceder este calor se enfría.

El principal cambio en el ciclo Carnot de la FIG. I.4 con la realidad, consiste en cambiar la turbina por una válvula de expansión, ya que el trabajo que se obtiene en la turbina es despreciable debido a que el cambio de presiones no es grande.

CICLO DE COMPRESION DE VAPOR

El ciclo estandar de compresión de vapor mostrado en la FIG. I.6 contiene cuatro elementos principales que son :

- a) Compresor.
- b) Condensador.

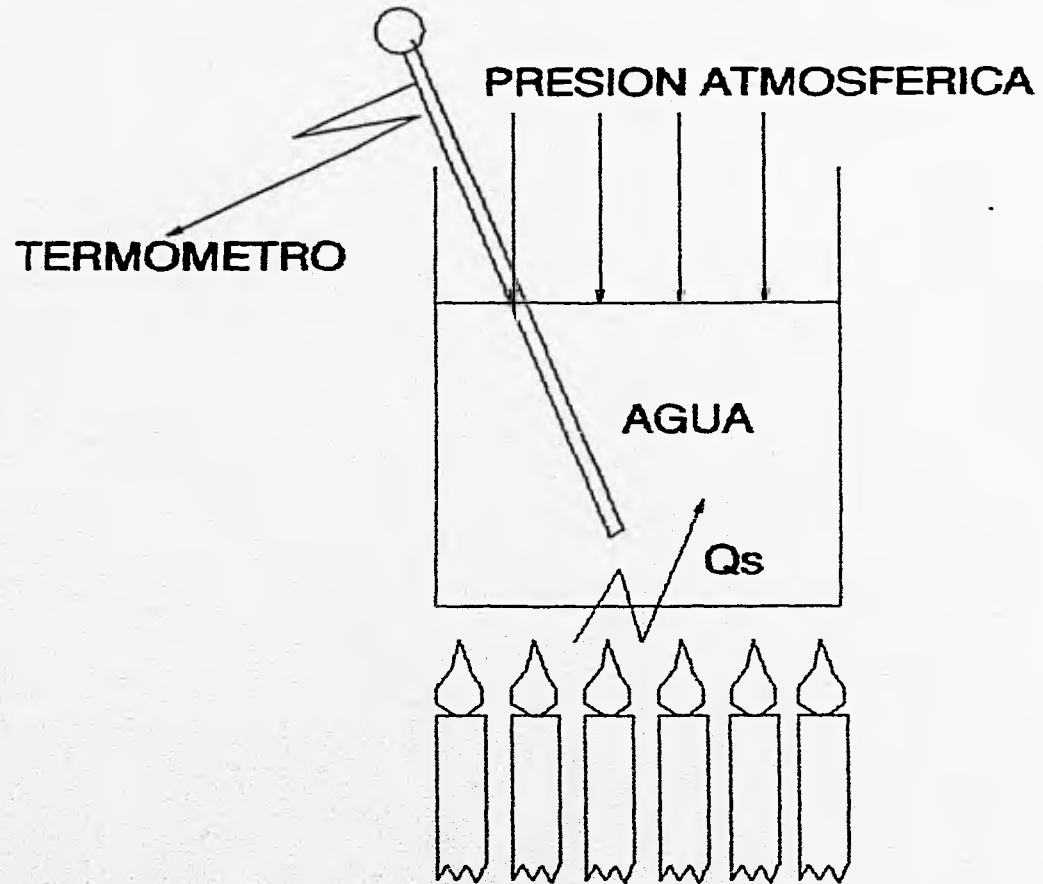


FIG. I.5 ESQUEMA QUE REPRESENTA AL CALOR SENSIBLE.

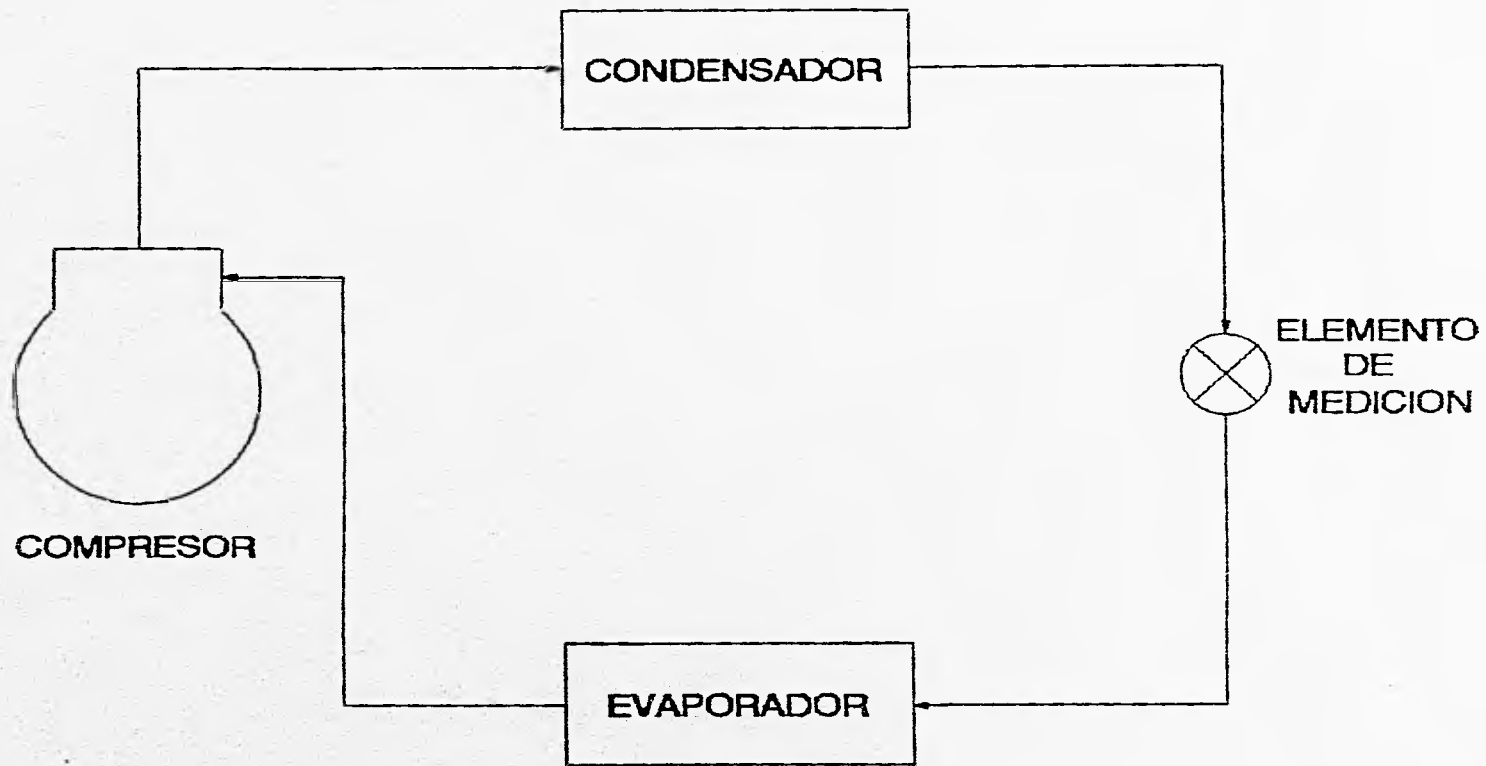


FIG. I.6 CICLO ESTANDAR DE COMPRESION DE VAPOR.

- c) Elemento de medición.
- d) Evaporador.

A continuación se describirán breve y someramente la función de cada componente principal del ciclo :

- a) Compresor.- Es el corazón del sistema, ya que es el encargado de recircular el fluido refrigerante mediante una diferencial de presiones dada por la presión de succión y la de descarga del mismo; la primera es la encargada de comandar la temperatura en el evaporador ya que al mantener cierta presión en el mismo mediante tablas de comportamiento de los diversos refrigerantes se puede determinar la temperatura de evaporación del mismo.
- b) Condensador.- Como su nombre lo indica es el equipo que se encarga de condensar o licuar el vapor de refrigerante proveniente del compresor. Para lo cual cede calor al medio (calor latente) y comienza su condensación teóricamente a presión constante (isobáricamente).
- c) Elemento de Medición.- Es el dispositivo que se encarga de dosificar la cantidad de refrigerante necesaria al evaporador para poder abatir la carga térmica del cuarto a refrigerar, y además separa la presión de alta de la de baja (descarga de succión).
- d) Evaporador.- Es el equipo en donde el refrigerante hierve y cambia de fase para lo cual absorbe calor del medio (calor latente), y enfría por consiguiente a este. Aquí es donde se encuentra toda la razón de ser del ciclo.

Si enumeramos los diversos estados del refrigerante al paso de los equipos componentes obtendremos el diagrama de la FIG. I.7

Para poder estudiar el comportamiento del refrigerante y cuantificar las capacidades de los equipos es necesario representar el ciclo en diagramas de Mollier. En la FIG. I.8a se representa un diagrama T-s y en la FIG. I.8b un diagrama P-h.

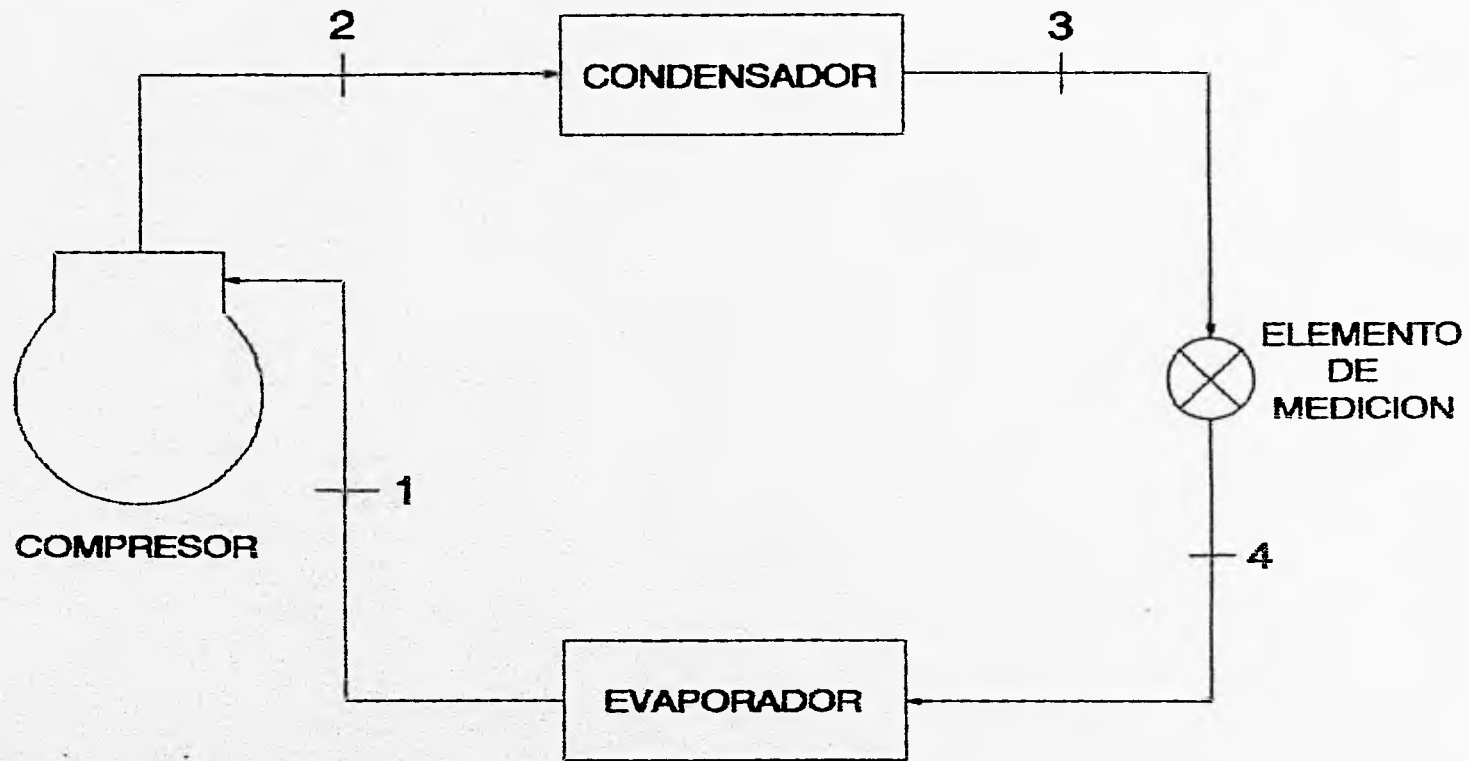


FIG. 1.7 ESTADOS EN LOS PROCESOS DEL CICLO DE REFRIGERACION.

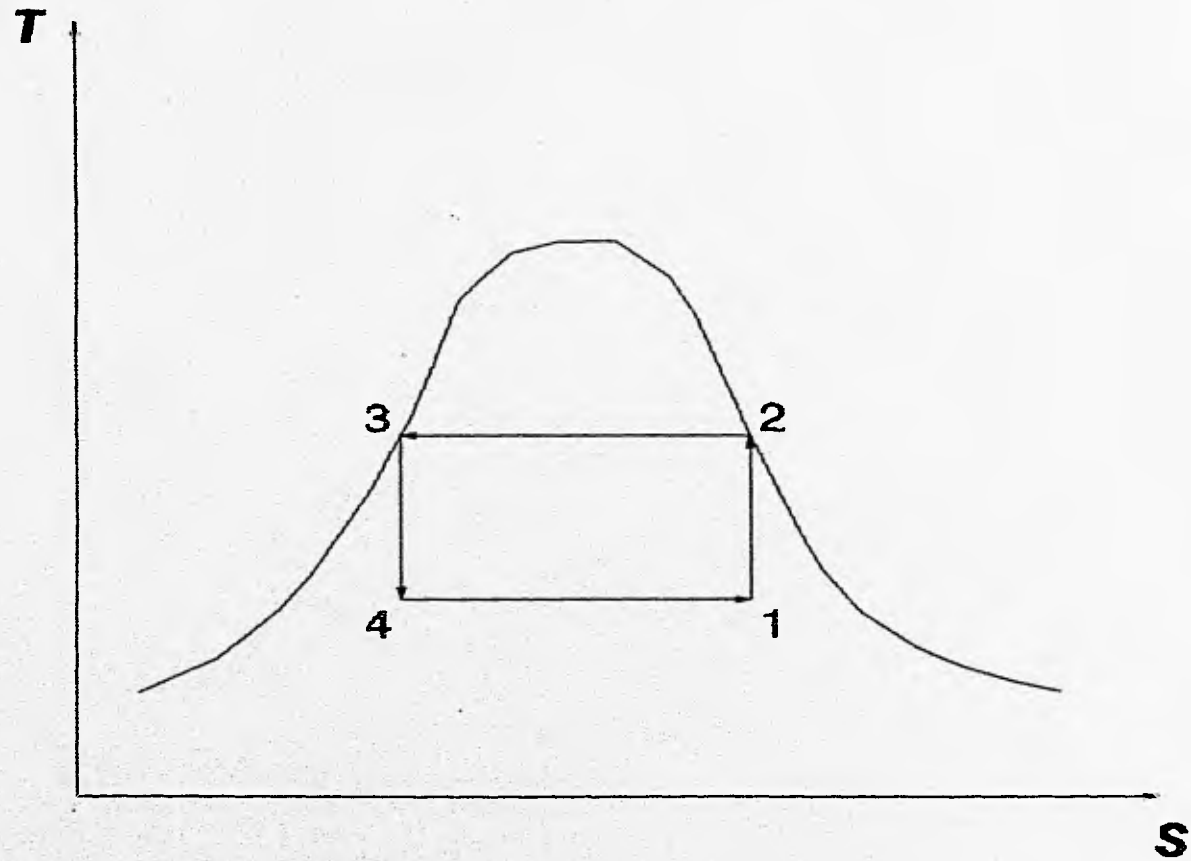


FIG. 1.8a DIAGRAMA T-s DE UN CICLO IDEAL DE REFRIGERACION.

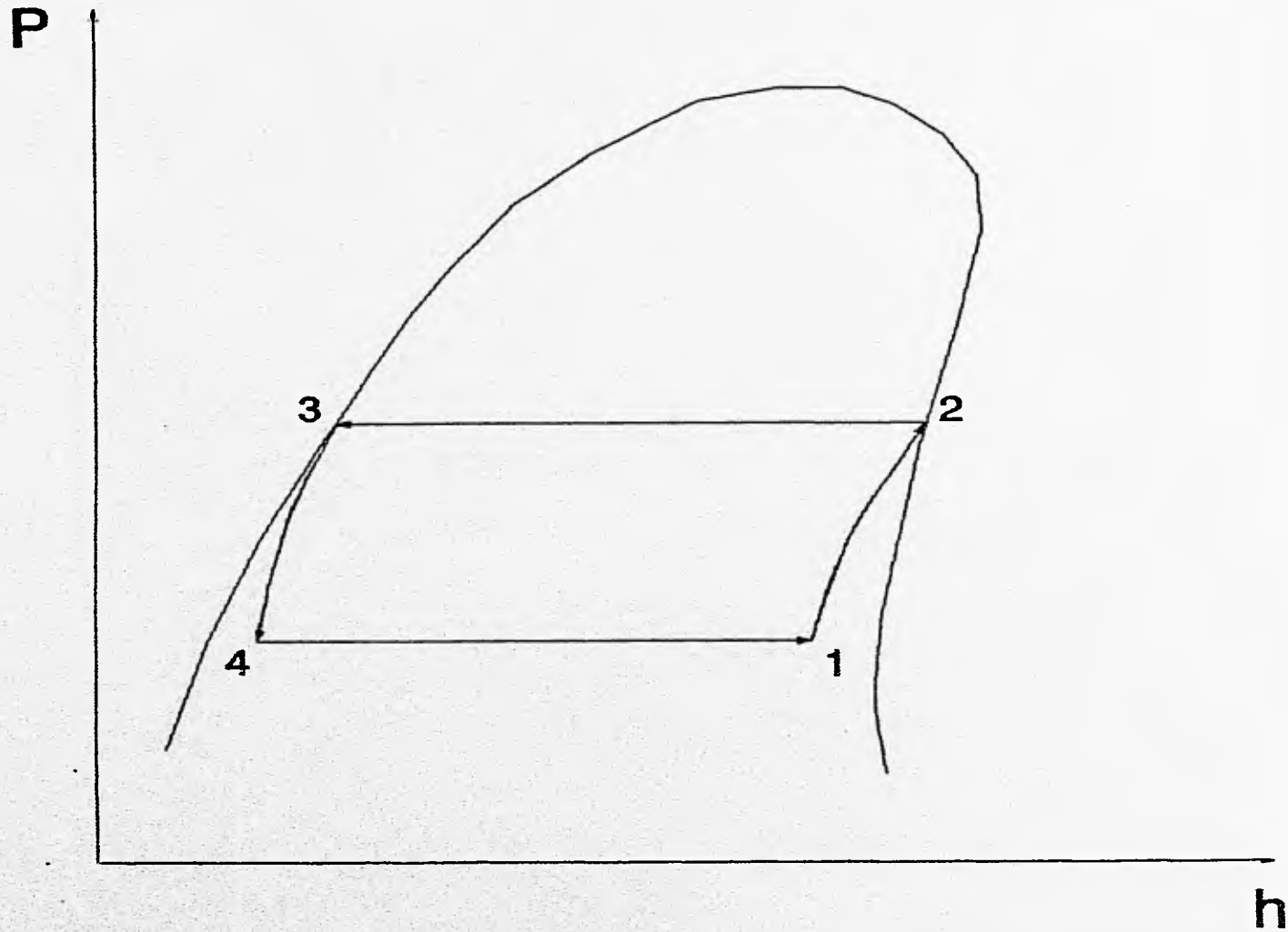


FIG. I.8b DIAGRAMA P-h DE UN CICLO IDEAL DE REFRIGERACION.

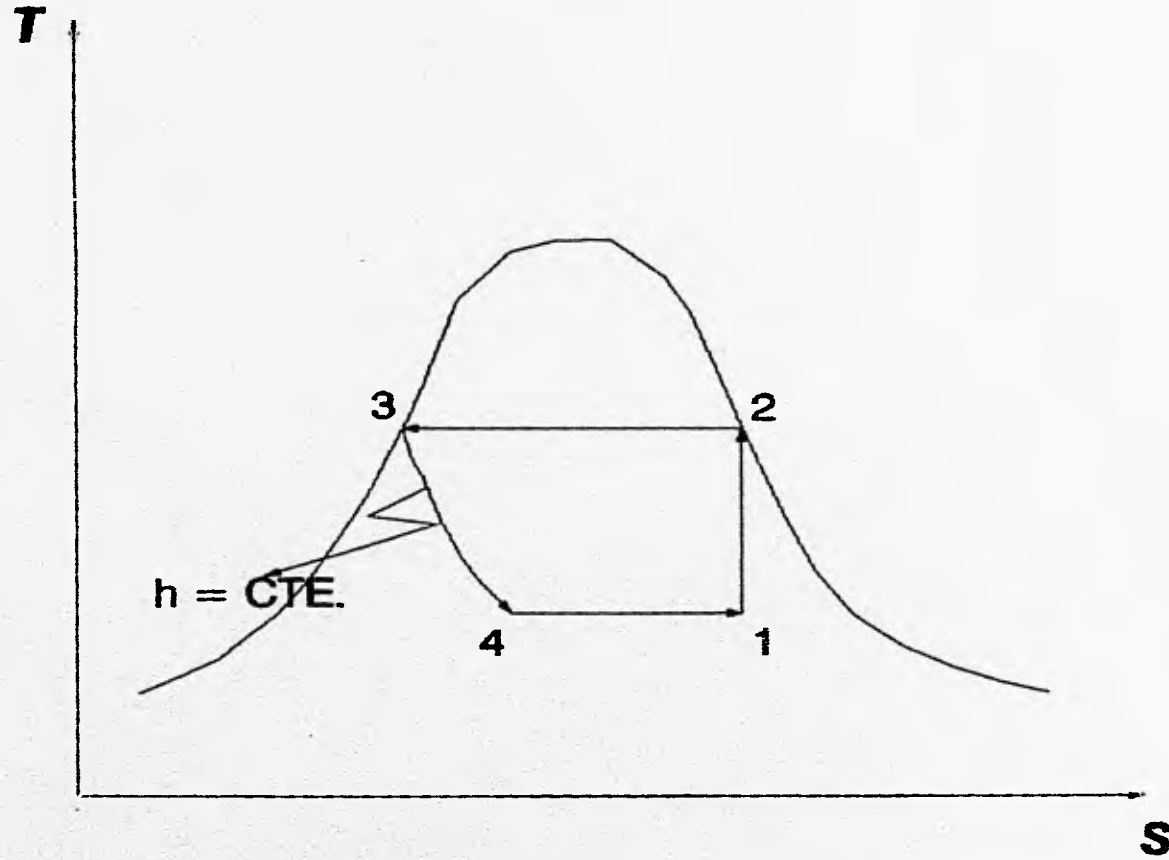


FIG. 1.9a DIAGRAMA T-s DE UN CICLO IDEAL DE REFRIGERACION CON EXPANSION ISOENTALPICA.

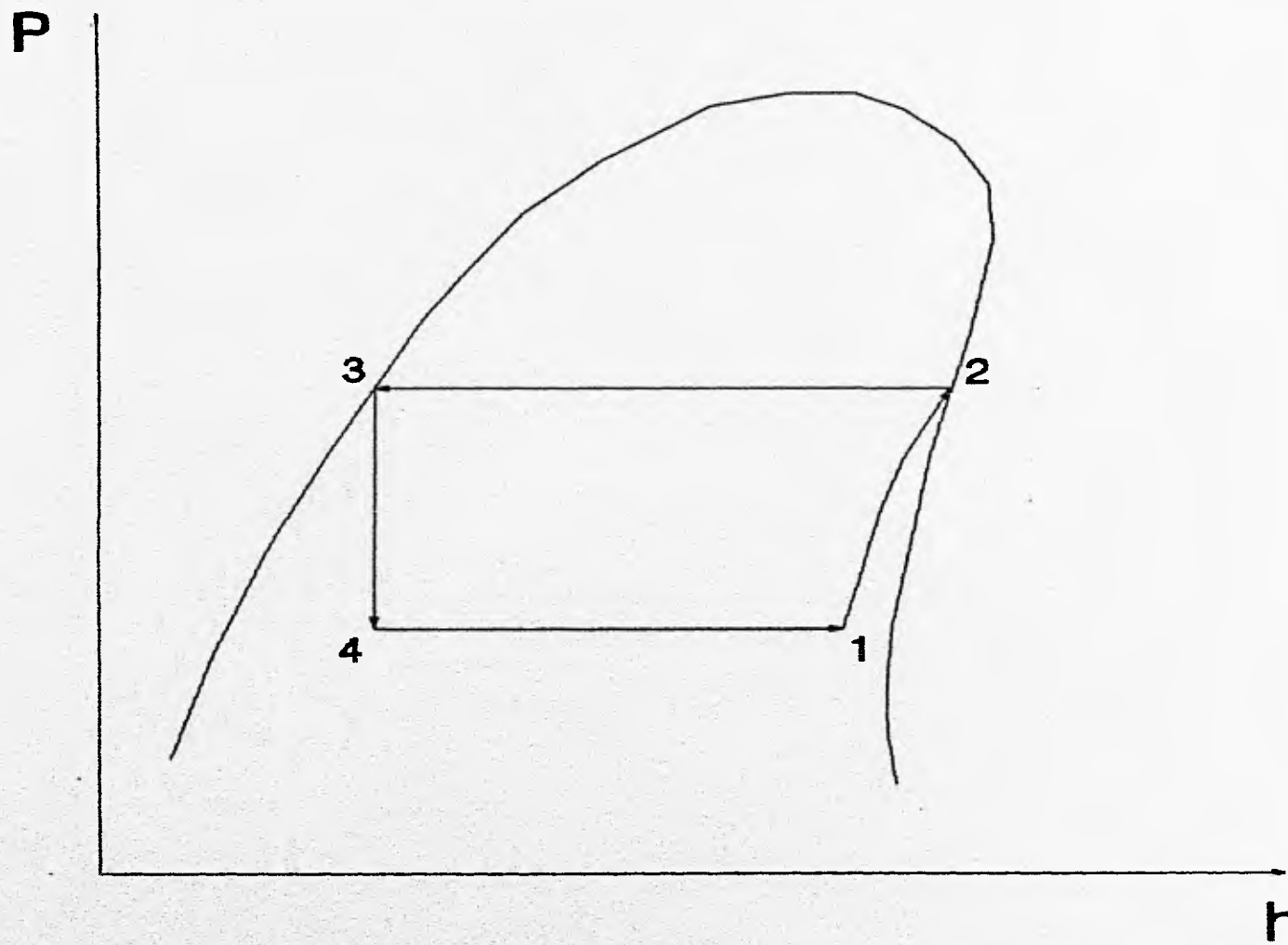


FIG. I.9b DIAGRAMA P-h DE UN CICLO IDEAL CON EXPANSION ISOENTALPICA.

CICLO REAL DE REFRIGERACION

Estos diagramas son ideales y en ellos no se ha tomado en cuenta la modificación del ciclo de Carnot que se mencionó en las paginas anteriores, la cual consistió en sustituir la turbina por una válvula de expansión ya que el trabajo obtenido es despreciable. Representando dicha modificación los diagramas quedarían como los mostrados en las FIG. I.9a y FIG. I.9b. Considerando el descenso de presión en el elemento de medición como isoentálpico.

La otra y última modificación de los diagramas de Mollier se lleva a cabo en la compresión del refrigerante que se encuentra en el proceso de 1 a 2, el cual se presenta dentro de la región de las mezclas, indicando que existe líquido y vapor a la entrada del compresor. Como los líquidos no son compresibles, se ocasionarían daños considerables en dicho equipo. Por lo que es indispensable que en la succión del compresor el refrigerante se encuentre como vapor saturado. Esta modificación implica que al ser comprimido el refrigerante isoentrópicamente, el estado dos se encontrará en la región de vapor sobrecalentado y por consiguiente será una carga mayor a vencer por parte del condensador como se muestra en la FIG. I.10a y FIG. I.10b.

La zona sombreada indica el sobrecalentamiento que sufre el refrigerante y la carga a vencer por parte del condensador para obtener líquido saturado en el estado 3. En virtud de que un diagrama P - h empleado en refrigeración nos arroja mayor información sobre el comportamiento del refrigerante que un T - s, será el que utilizaremos en adelante.

BONDAD Y PROCESOS DEL CICLO DE REFRIGERACION

Los procesos del ciclo son los siguientes :

- 1 a 2 Compresión Isoentrópica Irreversible.
- 2 a 3 Condensación Isobárica.
- 3 a 4 Expansión Isoentalpica Irreversible.
- 4 a 1 Evaporación Isobárica.

La zona que se encuentra comprendida dentro del ciclo, o sea, el área encerrada por los procesos, representa el trabajo neto (W_N) del ciclo; y el área bajo el proceso de 4 a 1 representa el efecto refrigerante (ER) que es el porque de todo el ciclo.

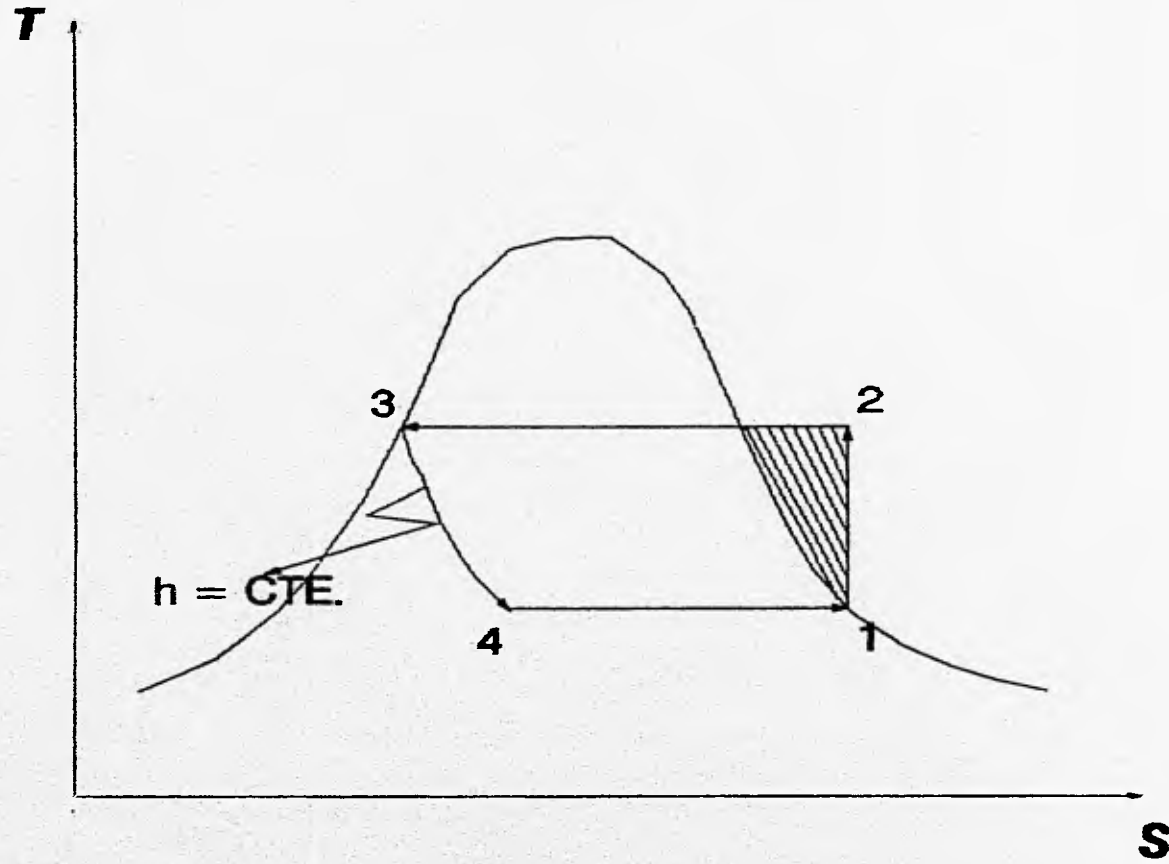


FIG. I.10a DIAGRAMA T-s DE UN CICLO REAL DE REFRIGERACION CON EXPANSION ISOENTALPICA.

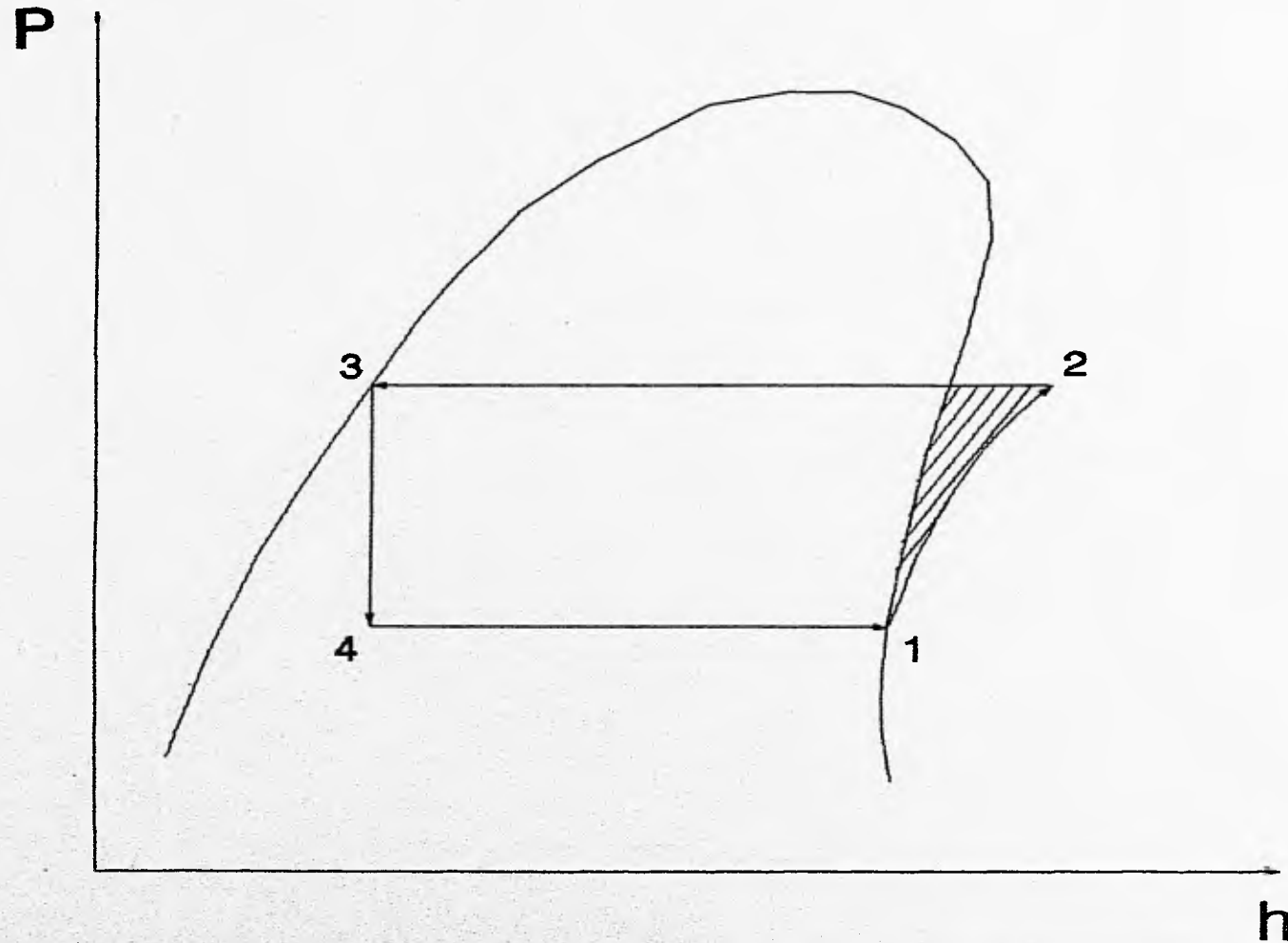


FIG. I.10b DIAGRAMA P-h DE UN CICLO REAL DE REFRIGERACION
CON EXPANSION ISOENTALPICA.

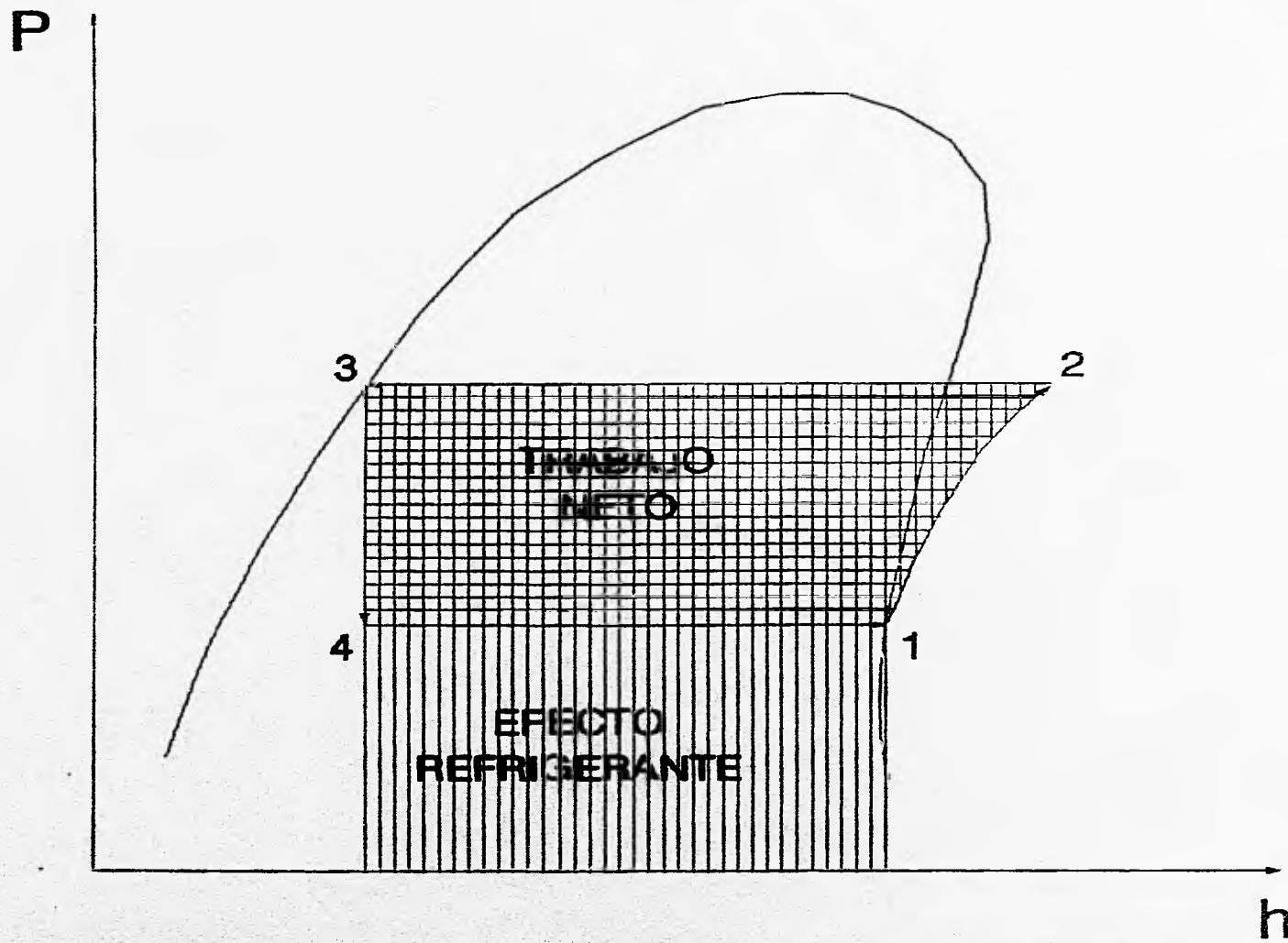


FIG. I.11 REPRESENTACION GRAFICA DEL TRABAJO NETO Y EL EFECTO REFRIGERANTE EN EL DIAGRAMA P-h.

Dichas áreas se encuentran representadas en la FIG. I.11.

Para poder evaluar el grado de bondad en un sistema de refrigeración no se utiliza la eficiencia (η), debido a que en termodinámica ésta se define como la salida entre la entrada, lo cual daría lugar a confusiones, porque en refrigeración la salida se presenta en el proceso 2 a 3 que no es generalmente aprovechable.

En virtud de esto, se utiliza un índice de funcionamiento que tiene la misma misión que la eficiencia, y se denomina coeficiente de funcionamiento.

$$\text{Coef. de funcionamiento} = C_f = \text{Refrigeración útil} / \text{Trabajo Neto} = ER / W_N$$

$$C.f. = ER / W_N \dots\dots\dots (1.a)$$

El trabajo de compresión, como ya se mencionó, está representado por el proceso de 1 a 2, y es igual a la variación de la entalpía en dicho proceso ($h_1 - h_2$).

Esta relación se dedujo de la ecuación de la energía en flujo permanente, considerando que las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables.

$$h_1 + q = h_2 + W \dots\dots\dots (1.b)$$

Como la compresión se considera adiabática, $q = 0$,

$$h_1 = h_2 + W \dots\dots\dots (1.c)$$

Despejando :

$$W = h_1 - h_2 \dots\dots\dots (1.d)$$

Si esto lo llevamos al diagrama P - h se puede observar que la diferencia de entalpías es negativa, lo que significa que el trabajo se realiza contra el sistema, por lo tanto, utilizaremos la ecuación siguiente :

$$W = h_2 - h_1 \dots\dots\dots (1.e)$$

Sin dejar de considerar que el trabajo se realiza contra el sistema. El efecto refrigerante (ER) es el calor puesto en juego durante el proceso de 4 a 1, es decir,

$$ER = h_1 - h_4 \dots\dots\dots (1.f)$$

Sustituyendo (1.e) y (1.f) en (1.a)

$$Cf = ER / W_N = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (1.g)$$

Paralelamente se tiene un proceso que no ha sido analizado aún :

El calor cedido que se lleva a cabo en la condensación y se realiza en el proceso de 2 a 3; su valor es :

$$Q_c = h_2 - h_3 \dots\dots\dots (1.h)$$

Análogamente al trabajo de compresión se tiene

$$h_2 - q = h_3 + W \dots\dots\dots (W \rightarrow 0)$$

$$q = h_2 - h_3 \dots\dots\dots (1.i)$$

El proceso de expansión isoentálpica comprendido entre los estados 3 y 4 no es cuantificable, ya que el nivel energético en ambos es el mismo.

Con estos parámetros se puede realizar un análisis de cada sistema de refrigeración que cumpla con los diagramas de las Figuras FIG. I.4 y FIG. I.7.

REFRIGERANTES

Como se vio páginas atrás, se necesita un fluido que sea capaz de absorber y ceder calor continuamente sin perder sus propiedades para que el ciclo de refrigeración pueda operar.

Este fluido debe de contar con algunas propiedades físicas, pero principalmente la de tener una temperatura de ebullición baja a no tan bajas presiones. También debe tener un alto poder de absorción de calor, esto es, que la región de las mezclas en un diagrama P - h, no sea muy angosta, sino que por el contrario, que sea lo más ancha posible.

Existen muchos fluidos que cumplen con estas propiedades, pero algunos son venenosos, flamables, etc., los cuales, por estas últimas características, no son empleados.

Los refrigerantes más empleados en la refrigeración doméstica, comercial e industrial son las siguientes :

R - 12.- Freón o Genetrón 12

R - 22.- Freón o Genetrón 22

R - 502 .- Freón o Genetrón 502

R - 717 .- Amoniacó anhídrido grado de refrigeración

De estos, los tres primeros pertenecen al grupo de los hidrocarburos halogenados, los cuales contienen desde uno hasta los dos halógenos : cloro y flúor. Actualmente, este tipo de refrigerantes tiende a desaparecer, ya que destruyen la capa de ozono de la atmósfera.

El cuarto refrigerante tiene muy buenas propiedades térmicas, pero es tóxico y puede causar la muerte si es inhalado en grandes cantidades, pero su costo en comparación con los hidrocarburos halogenados es 10 veces menor.

Si se toman las medidas de seguridad convenientes, suele dar excelentes resultados; generalmente es utilizado en grandes complejos de refrigeración.

REFRIGERANTES MAS EMPLEADOS

Los refrigerantes pueden clasificarse de acuerdo a su utilización de la siguiente manera :

R - 12

- Sistemas domésticos (refrigeradores)
- Pequeños sistemas como vitrinas
- Cámaras pequeñas de conservación y congelación.

R - 22

- Sistemas de aire acondicionado
- Cámaras de refrigeración
- Sistemas comerciales e industriales

R - 502

- Sistemas industriales
- Sistemas comerciales

R - 717

- Sistemas industriales.

Características Físicas

Los refrigerantes hidrocarburos halogenados no son tóxicos, son incoloros e inodoros, por lo que pueden utilizarse en lugares cerrados donde existan cantidades considerables de personas. Se utilizan en sistemas de aire acondicionado, sistemas comerciales y domésticos. Sus propiedades térmicas son excelentes, teniendo comportamientos y rangos de operación diferentes; por ejemplo, con el R-12 se pueden alcanzar bajas temperaturas, pero a muy bajas presiones, lo que implica compresores de mayor desplazamiento o gasto volumétrico debido al incremento del volumen específico del refrigerante, esto es, los compresores que operan con R-12 tienden a ser de mayores dimensiones, mientras que con el R-22 las mismas temperaturas se pueden alcanzar con presiones mayores, utilizando menor gasto volumétrico pero mayor consumo de potencia que con el R-12, debido a la alta relación de compresión a manejar. Estos compresores no son tan grandes como los de R-12 pero sí más robustos.

El R-717, mejor conocido como amoníaco, cuenta con excelentes propiedades térmicas, pero tiene un alto nivel de toxicidad, un olor irritante y asfixiante, e inhalado en grandes cantidades puede producir la muerte. En virtud de dichas propiedades sólo se utiliza en sistemas industriales que cuenten con excelentes medidas de seguridad.

Por otro lado, las propiedades de este refrigerante son excelentes, ya que además de tener una excelente capacidad de absorción puede operarse con diversas etapas de compresión de vapor del mismo, obteniendo así temperaturas muy bajas.

Por ser corrosivo, los materiales de los equipos y tuberías deben ser diferentes a los utilizados con los refrigerantes clorofluorocarbonados; mientras que en estos últimos se emplea el cobre con cédula para refrigeración en el R - 717 se utiliza acero al carbón en diferentes cédulas, dependiendo de la presión a la que operan.

CAPITULO II

SISTEMAS DE PRESIONES MULTIPLES DE SUCCION

CONCEPTOS Y CLASIFICACION

Los sistemas de presiones múltiples de succión como su nombre lo indica, manejan varias presiones en la succión, lo que sugiere que cuenta con varios evaporadores trabajando a diferentes temperaturas. Además, como información adicional, un sistema de este tipo para poder obtener estas presiones diversas, necesita de otro o más compresores en serie para mantener temperaturas diferentes. Cuando un sistema cuenta con dos compresores en serie se le denomina de doble etapa de compresión de vapor y es capaz de alcanzar temperaturas cercanas a -60°C ; y cerca de -100°C con un sistema de tres etapas de compresión.

Estas temperaturas también se pueden obtener con sistemas en cascada, pero únicamente mantendrían una sola presión de operación; lo cual es una gran desventaja ante los sistemas de presiones múltiples de succión que pueden mantener dos o más temperaturas con el mismo sistema, además de contar con reducciones de consumo de energía considerables que optimizan al ciclo.

El ciclo básico que se vio en la introducción es un ciclo simple ya que únicamente trabaja con una sola presión en la succión.

Para visualizar mejor la aplicación de estos sistemas, se clasifica a continuación la refrigeración de acuerdo a su utilización:

	• Doméstica	Refrigeración de ciclo simple
REFRIGERACION	• Comercial	- Ciclo simple
	• Industrial	- Presiones múltiples de succión

Generalmente estos sistemas de presiones múltiples se trabajan con amoníaco (R-717) debido a su bajo costo y grandes volúmenes a manejar por un sistema de este tipo, aunque

esto depende de la capacidad total del sistemas. Es importante mencionar que debido a sus características (toxicidad, irritabilidad, etc.), el R - 717 no debe utilizarse en sistemas domésticos y comerciales por cuestiones de seguridad.

Un sistema de presiones múltiples puede encontrarse, por ejemplo, en una lechería donde un evaporador funciona a $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ para endurecer el helado, mientras que otro evaporador trabaja a $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ para enfriar la leche.

MODIFICACIONES REALIZADAS AL SISTEMA DE REFRIGERACION SIMPLE PARA ECONOMIZAR ENERGIA Y MANEJAR PRESIONES MULTIPLES DE SUCCION

Existen dos mejoras principales que se realizan al sistema simple de refrigeración y que generalmente llevan los sistemas de presiones múltiples de succión, los cuales son :

- a) Depósito separador de vapor, y
- b) enfriador de vapor.

Separador de vapor

Se obtiene un ahorro de la potencia necesaria en la refrigeración si el vapor saturado que se produce al expandir el líquido refrigerante se separa y se comprime antes de la expansión completa. Cuando un líquido saturado se expande a través de una válvula de expansión, el porcentaje de vapor aumenta progresivamente.

El proceso de expansión según se muestra en el diagrama Presión - entalpía de la FIG.II.1, se realiza de 1 a 2. El punto representativo del estado en el proceso de expansión va hacia una región de mayor porcentaje de vapor.

El punto 2, final de la expansión, podría alcanzarse interrumpiendo la expansión en 3 y separando las fases de líquido y vapor, que son 4 y 6, respectivamente. La expansión podría entonces continuar, expandiéndose el líquido en el estado 4 y el vapor en el estado 6 hasta la presión final llegando a 5 y 7, respectivamente. La combinación de refrigerante en los estados 5 y 7 nos da el punto 2.

Si observamos la expansión de 6 a 7 veremos que es antieconómica. En primer lugar el fluido en el estado 7 no puede refrigerar, y en segundo lugar, habrá que gastar trabajo para comprimir al vapor y llevarlo a la presión que tenía en 6. ¿Por qué no realizar una parte de la expansión separando el líquido del vapor, continuando la expansión del líquido y comprimiendo el vapor sin permitirle una expansión adicional ?

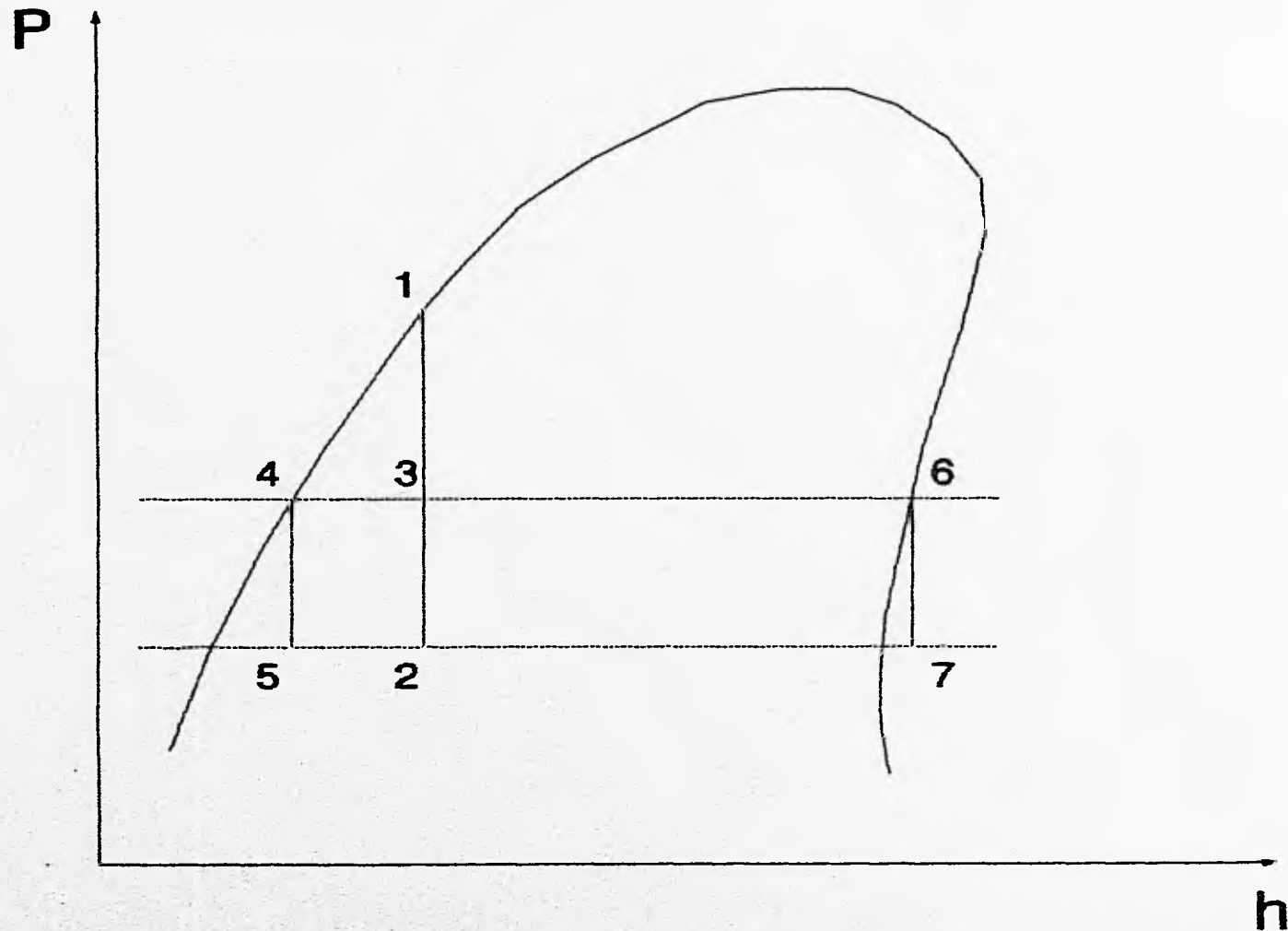


FIG. II.1 DIAGRAMA P-h QUE MUESTRA EL PROCESO DE EXPANSION 3 - 2 QUE ES SUSTITUIDO POR LA COMBINACION DEL 4 - 5 Y 6 - 7.

La instalación para lograr esta separación se llama " depósito separador " y se muestra en la FIG.II.2.

La expansión de 1 a 3 se realiza a través de una válvula de flotador. La válvula tiene, además, la misión de mantener un nivel constante en el depósito separador. Para comprimir el vapor 6 hay que utilizar un compresor con la presión de admisión de 6; es decir, que se necesitan dos compresores en el sistema .

El depósito separador debe separar el líquido refrigerante del vapor.

La separación ocurre cuando la velocidad ascendente del vapor es lo suficientemente baja para que las partículas del líquido caigan dentro del depósito. Normalmente, una velocidad de vapor menor de 60 m/min facilitará la separación. Esta velocidad se encuentra dividiendo el caudal en volumen de vapor por la superficie del líquido.

Enfriador de vapor

El enfriamiento de vapor entre dos etapas de compresión reduce el trabajo de compresión por kilogramo de vapor. Por ejemplo, una compresión de aire en dos etapas, un enfriamiento de 2 a 4 en el diagrama Presión - desplazamiento de la FIG. II.3 economiza trabajo. Si los procesos son reversibles, el ahorro de trabajo está representado por el área rayada en esa figura.

La FIG. II.4 muestra como se representa el enfriamiento del vapor en el diagrama P - h de un refrigerante. Los procesos 1-2-3 y 4-5, se realizan siguiendo líneas de entropía constante (procesos isoentrópicos), pero la línea 2-3 es más tendida que la 4-5. Por consiguiente, entre las dos mismas presiones, en el proceso 4-5 existe un incremento menor de entalpía, lo que expresa que se requiere menos trabajo que en 2-3.

Entre las dos presiones dadas, el trabajo de compresión es proporcional al volumen específico del gas que entra. Como el volumen específico en 2 es mayor que en 4 (ver FIG.II.4), resulta que el trabajo necesario para comprimir desde 2 hasta 3 es mayor que para comprimir desde 4 hasta 5.

El enfriamiento de vapor en un sistema de refrigeración puede realizarse con un intercambiador de calor enfriado por agua o por el mismo refrigerante líquido. Estos dos métodos se ilustran en las FIG. II.5a y FIG. II.5b. El enfriador de vapor por agua puede dar buen resultado en una compresión del aire en dos etapas, pero si se trata de la compresión del vapor de un refrigerante, en general, el agua no enfría suficientemente. El método mostrado en la FIG. II.5b usa el líquido refrigerante procedente del condensador para producir el enfriamiento del vapor.

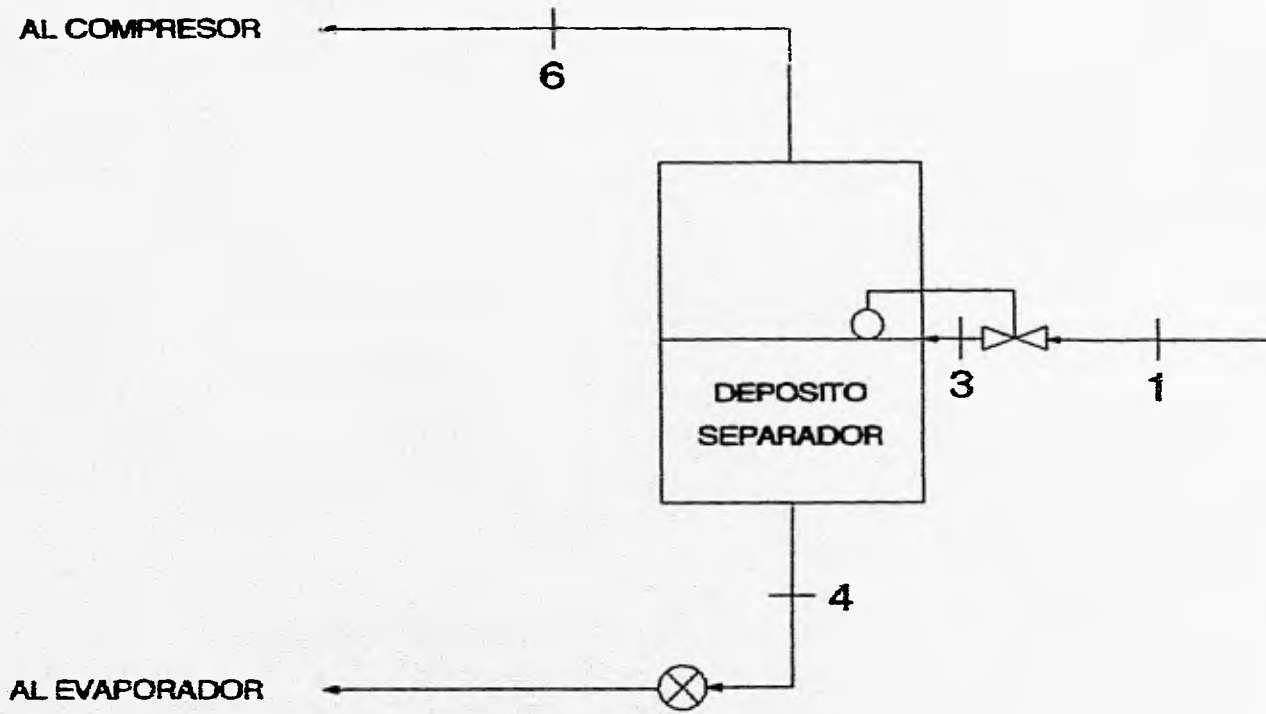


FIG. II.2 DEPOSITO SEPARADOR.

32

PRESION, Pa

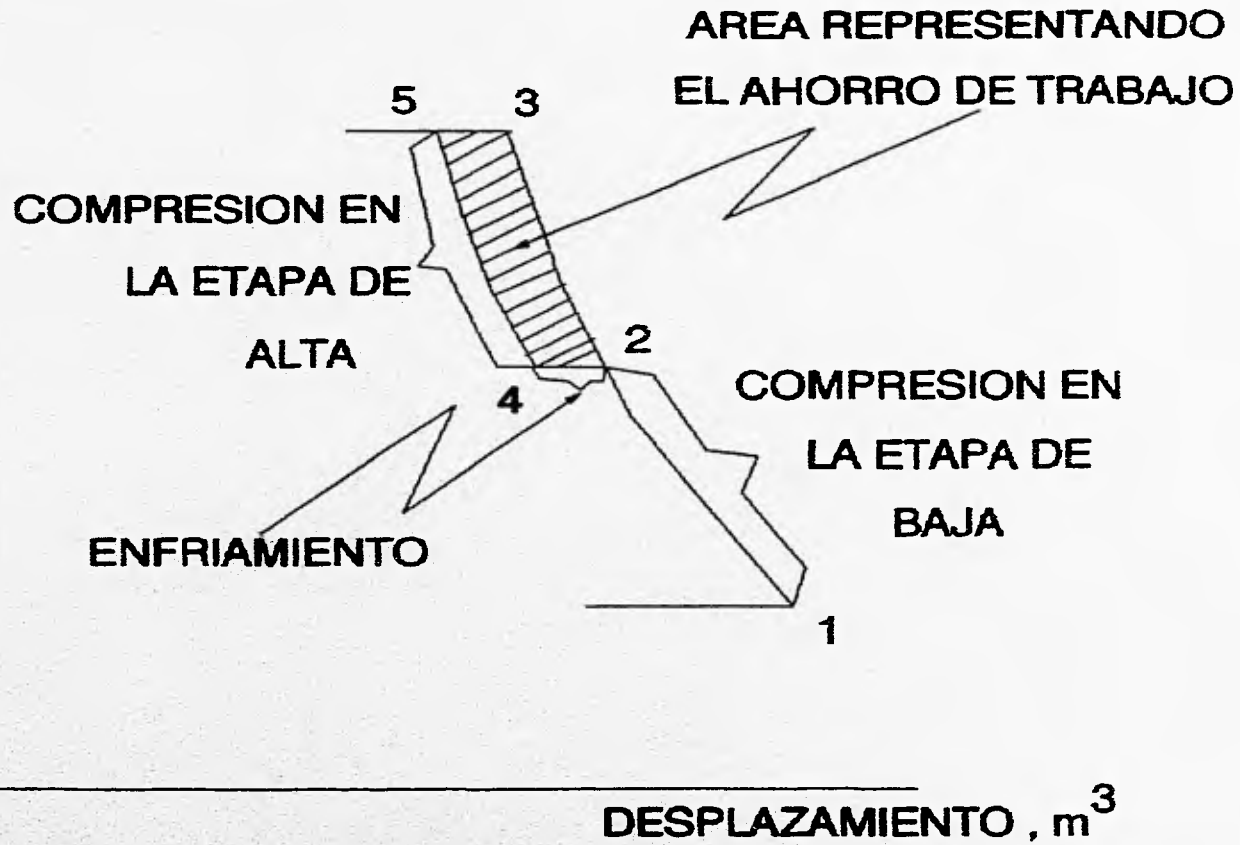


FIG. II.3 DIAGRAMA P-V QUE MUESTRA EL ENFRIAMIENTO EN UNA COMPRESION DE AIRE

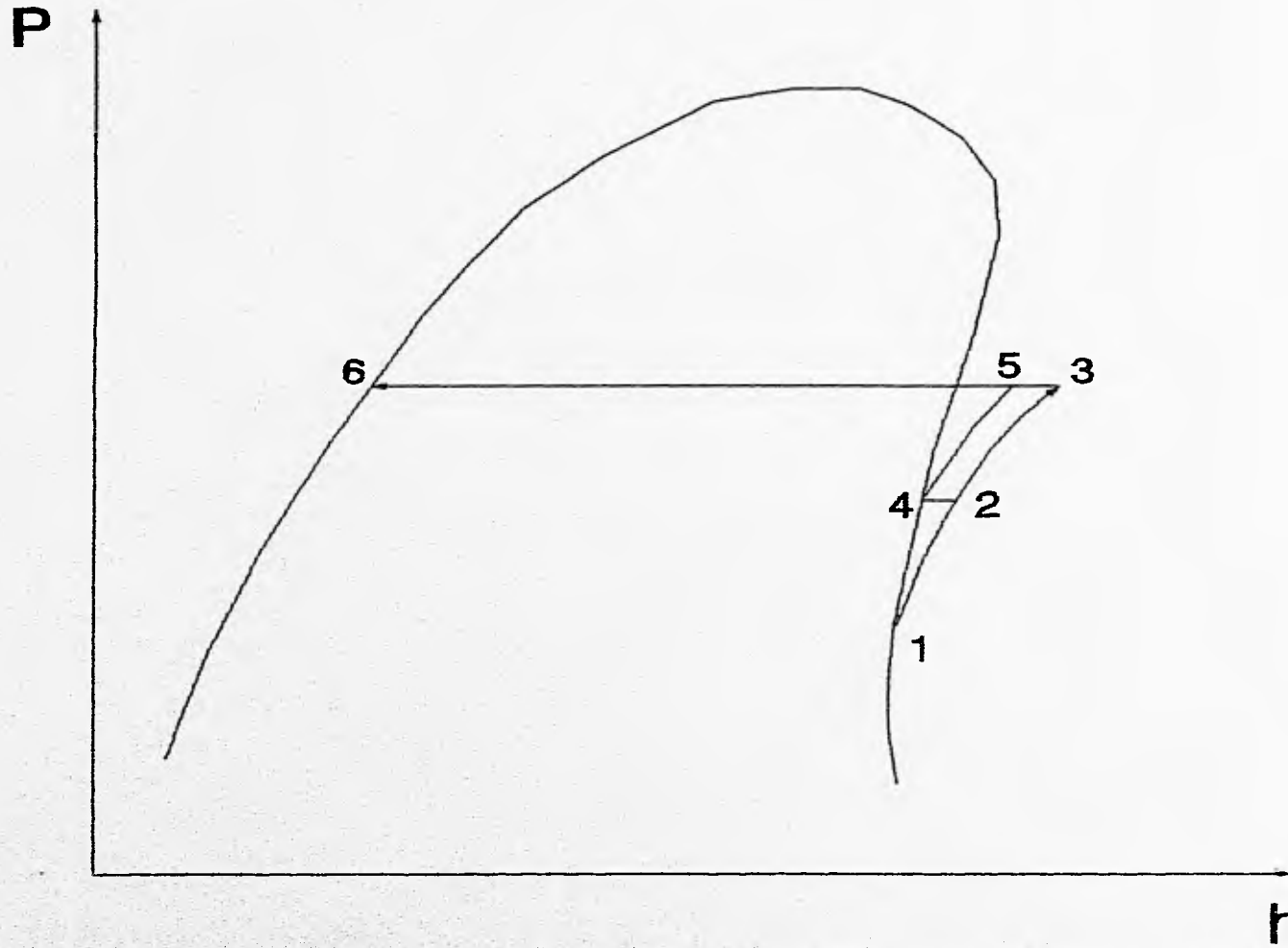


FIG. II.4 DIAGRAMA P-h DE ENFRIAMIENTO INTERMEDIO DE UN REFRIGERANTE EN UNA COMPRESION DE DOS ETAPAS.

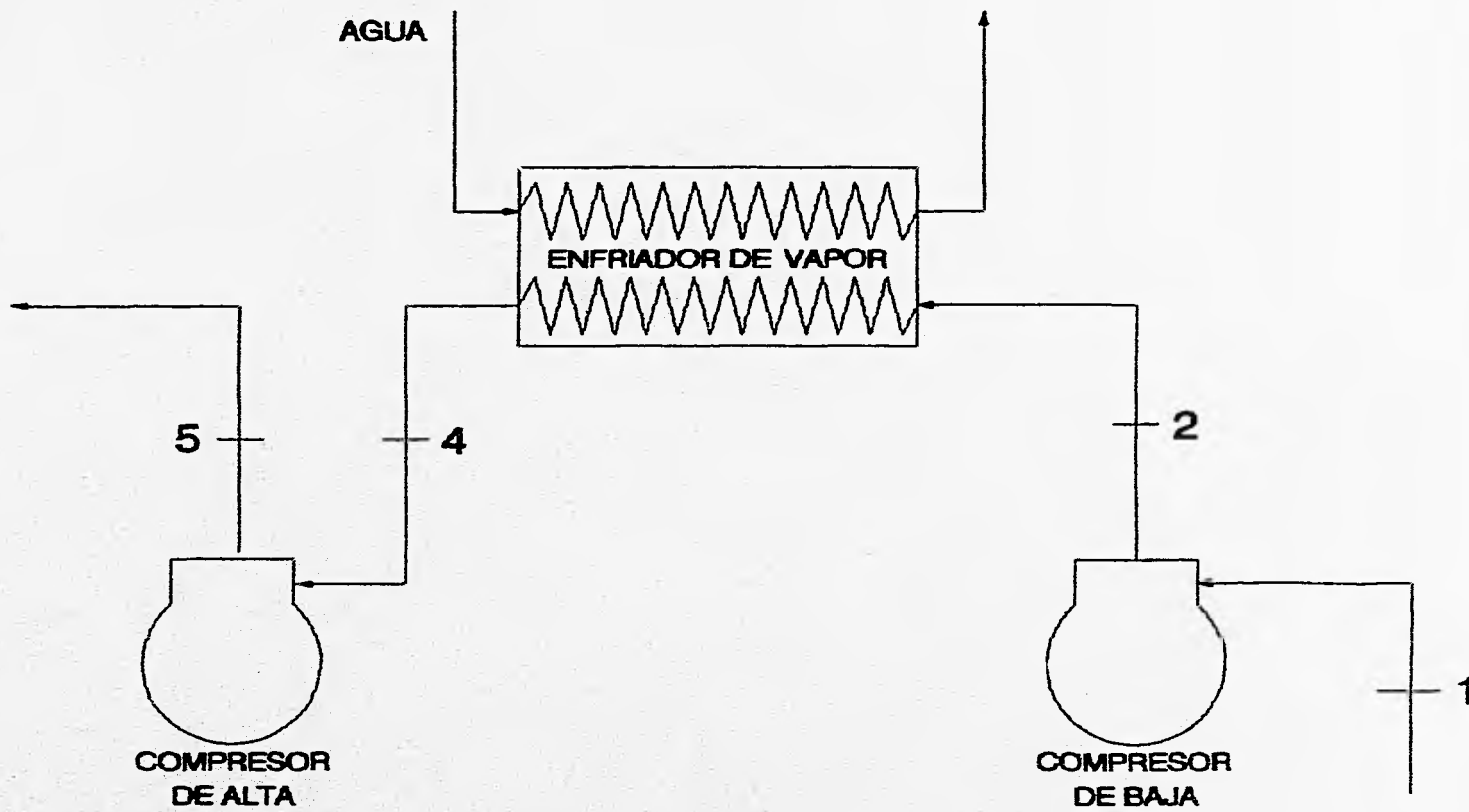


FIG. II.5a ENFRIAMIENTO DE VAPOR POR AGUA.

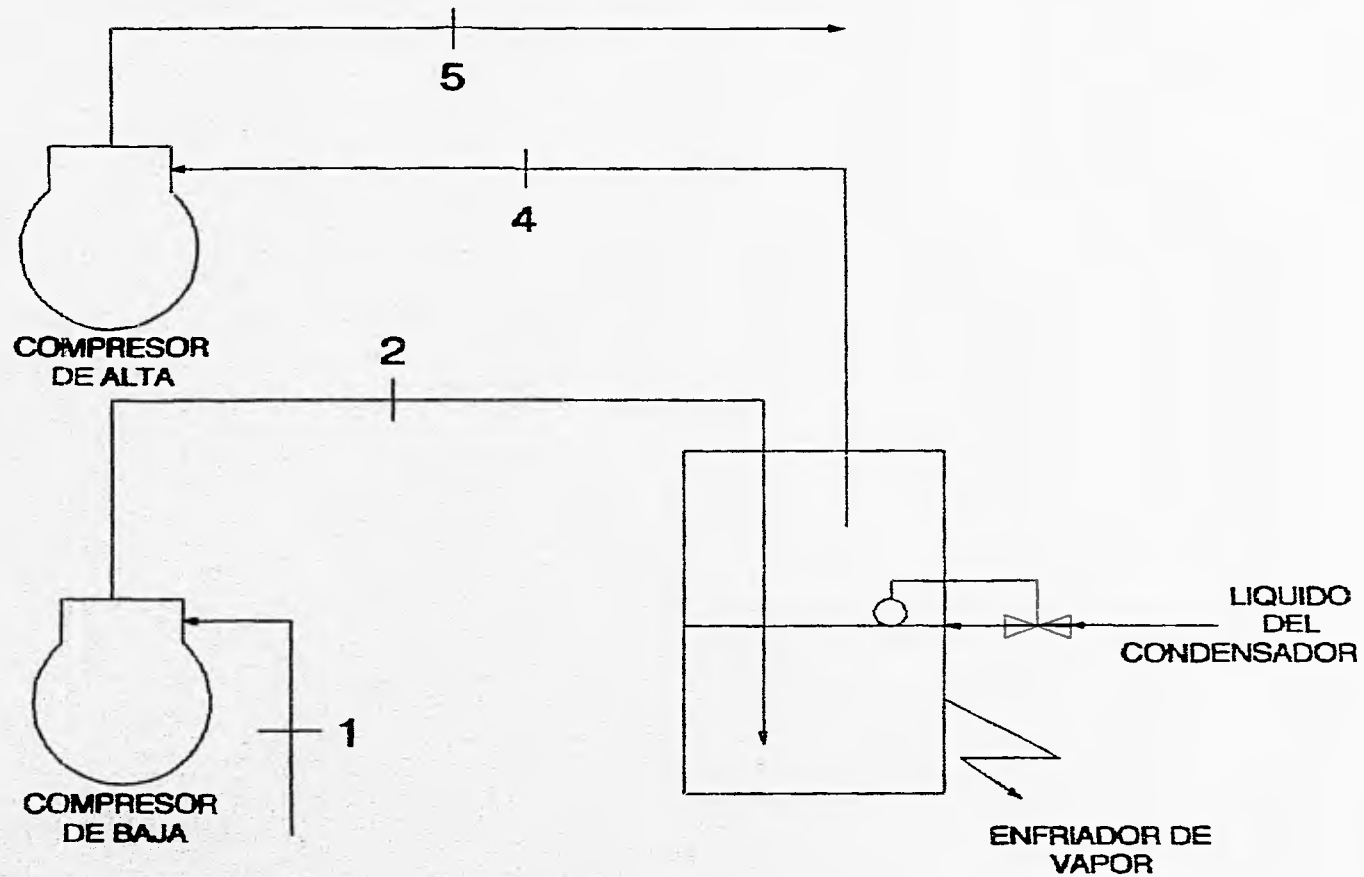


FIG. II.5b DIAGRAMA DE FLUJO DE UN ENFRIAMIENTO DE VAPOR POR REFRIGERANTE LIQUIDO.

El gas a la salida del compresor de baja, burbujea a través del líquido en el enfriador de vapor. El refrigerante abandona el enfriador de vapor en el estado 4, es decir, en el estado de vapor saturado.

ARREGLOS DIVERSOS

No existe un sistema de refrigeración fijo o convencional a seguir (salvo el sistema simple), ya que se pueden hacer varios arreglos dependiendo de las características y necesidades del lugar donde va a ser instalado un sistema de presiones múltiples de succión, esto es, este tipo de sistemas puede ser de diferentes formas y tener diferentes combinaciones de los elementos que lo componen.

En seguida se muestran algunos de estos arreglos con su respectivo diagrama P-h para que se aprecie la diversidad de estos sistemas.

- a) En las FIG. II.6a y FIG. II.6b se pueden apreciar un diagrama de flujo y su correspondiente diagrama P - h de un sistema de dos evaporadores y un compresor, respectivamente.
- b) Dos compresores y un evaporador son ilustrados en el diagrama de flujo de la FIG. II.7a y su respectivo diagrama P - h en la FIG. II.7b.
- c) En la FIG. II.8a se muestra un diagrama de flujo de un arreglo de dos compresores y dos evaporadores, y en la FIG. II.8b su correspondiente diagrama P - h.

A los arreglos mostrados en las figuras II.7a, II.7b, II.8a y II.8b se les conoce como sistemas de doble etapa de compresión de vapor y tienen la finalidad de obtener bajas temperaturas de la forma más eficiente posible y con el menor consumo de energía posible.

La eficiencia se ve aumentada al incrementarse el efecto refrigerante (ER), tal y como se muestra en el proceso de 8 a 1 y disminución del trabajo de compresión hasta la presión de condensación mediante un enfriamiento intermedio.

Existen otros arreglos para estos sistemas que no se verán por no ser la esencia de esta tesis.

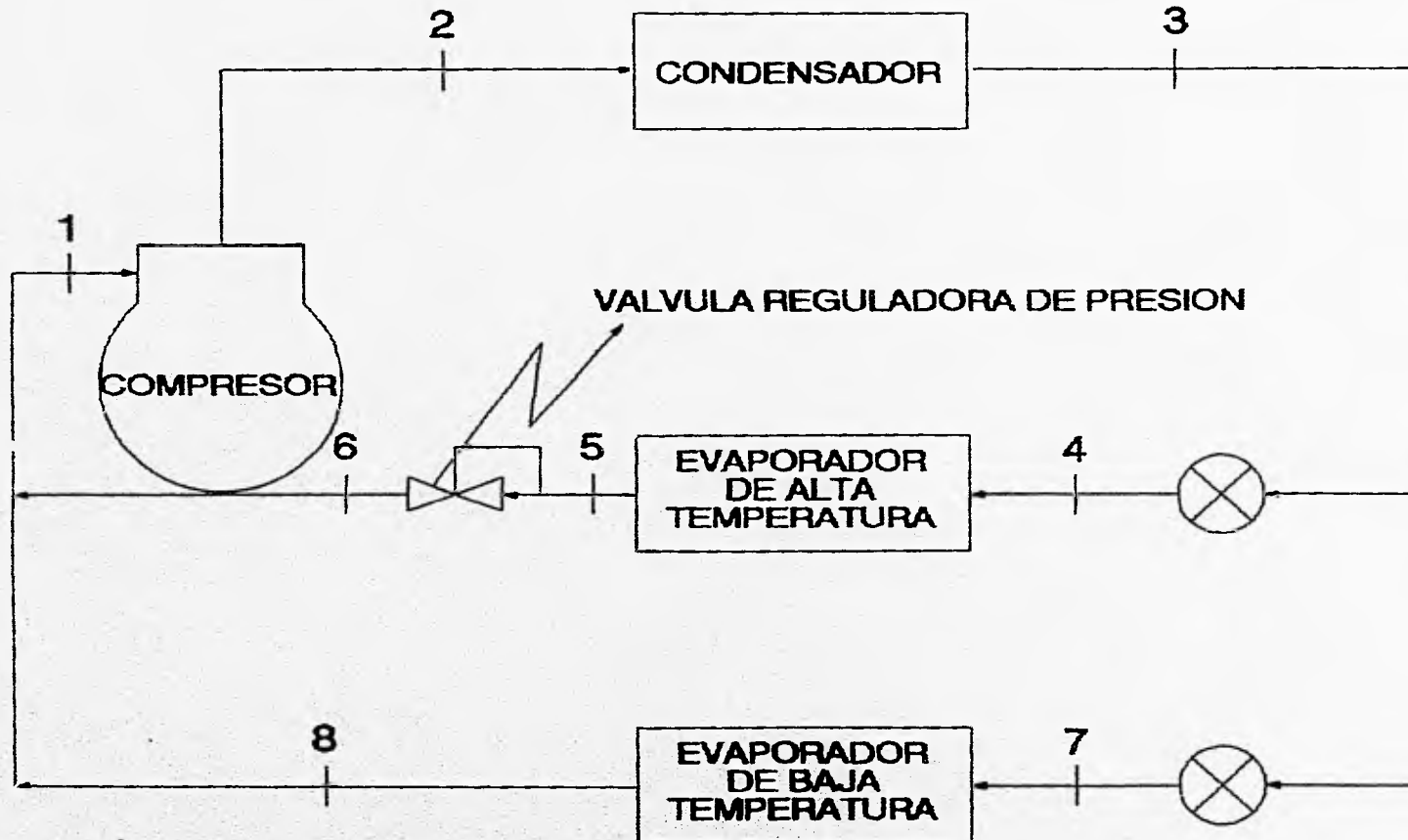
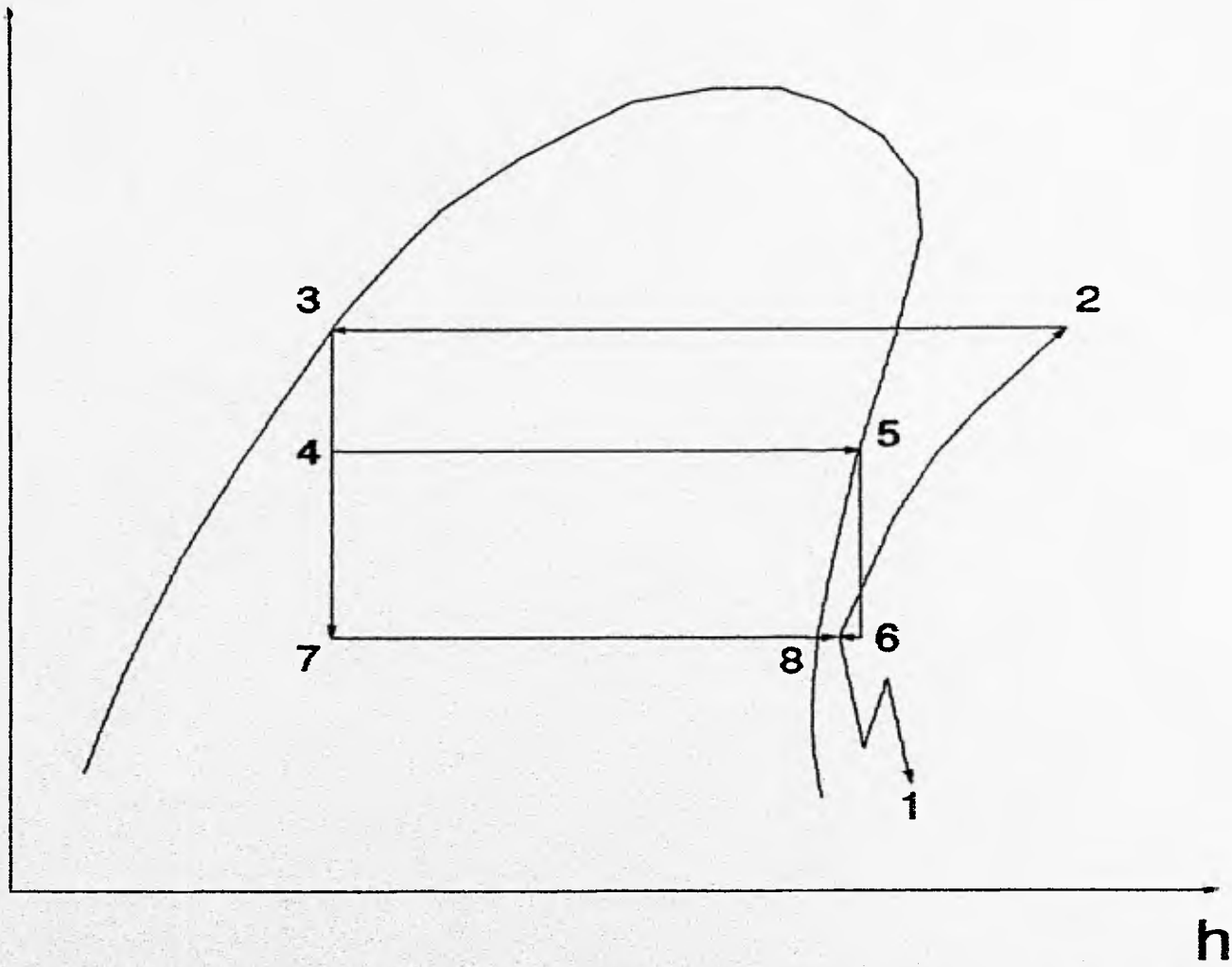


FIG. II.6a DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CICLO DE REFRIGERACION CON DOS EVAPORADORES Y UN COMPRESOR.

P



h

FIG. II.6b DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG. II.6a

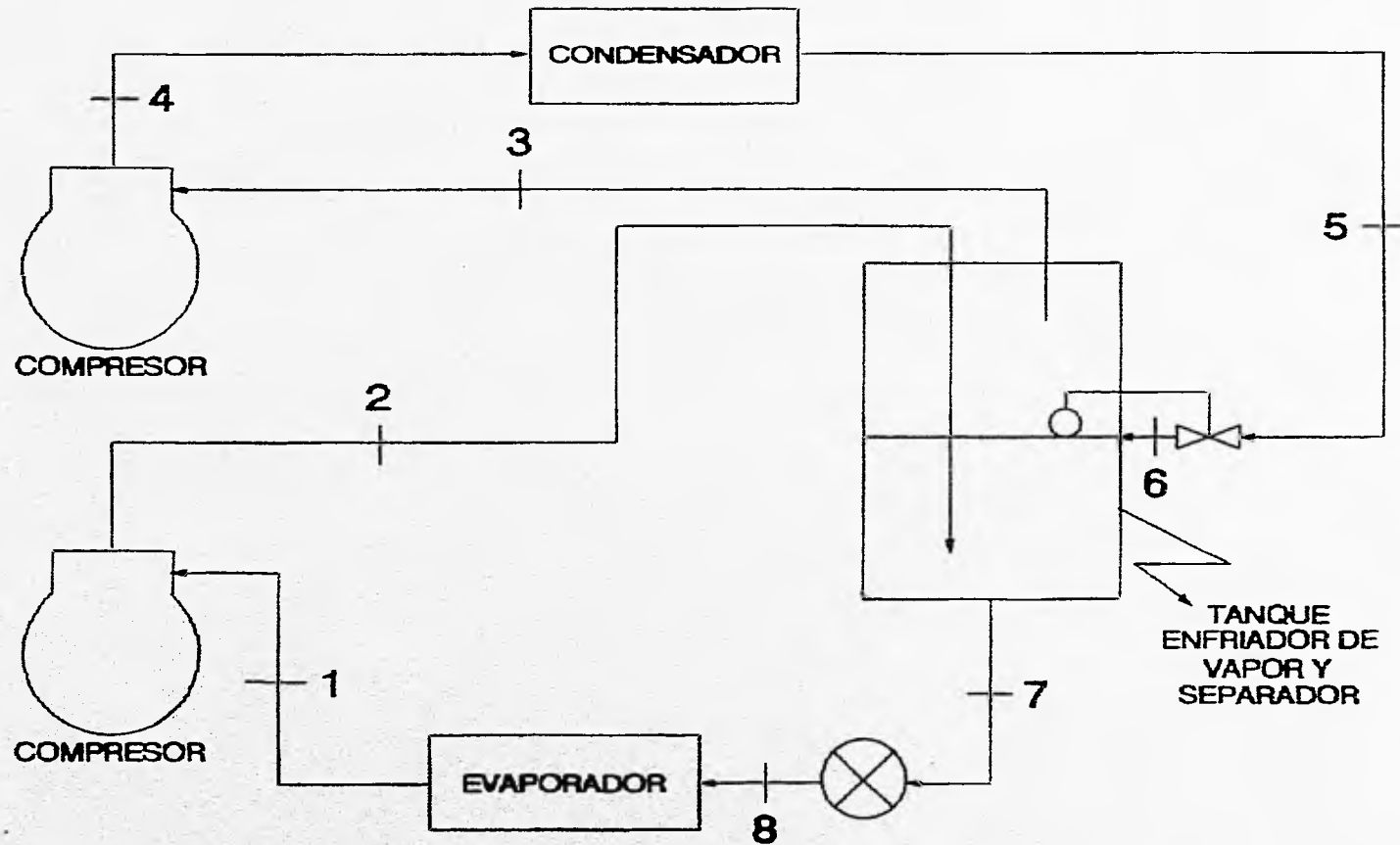


FIG. II.7a DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CICLO DE REFRIGERACION CON DOS COMPRESORES Y UN EVAPORADOR

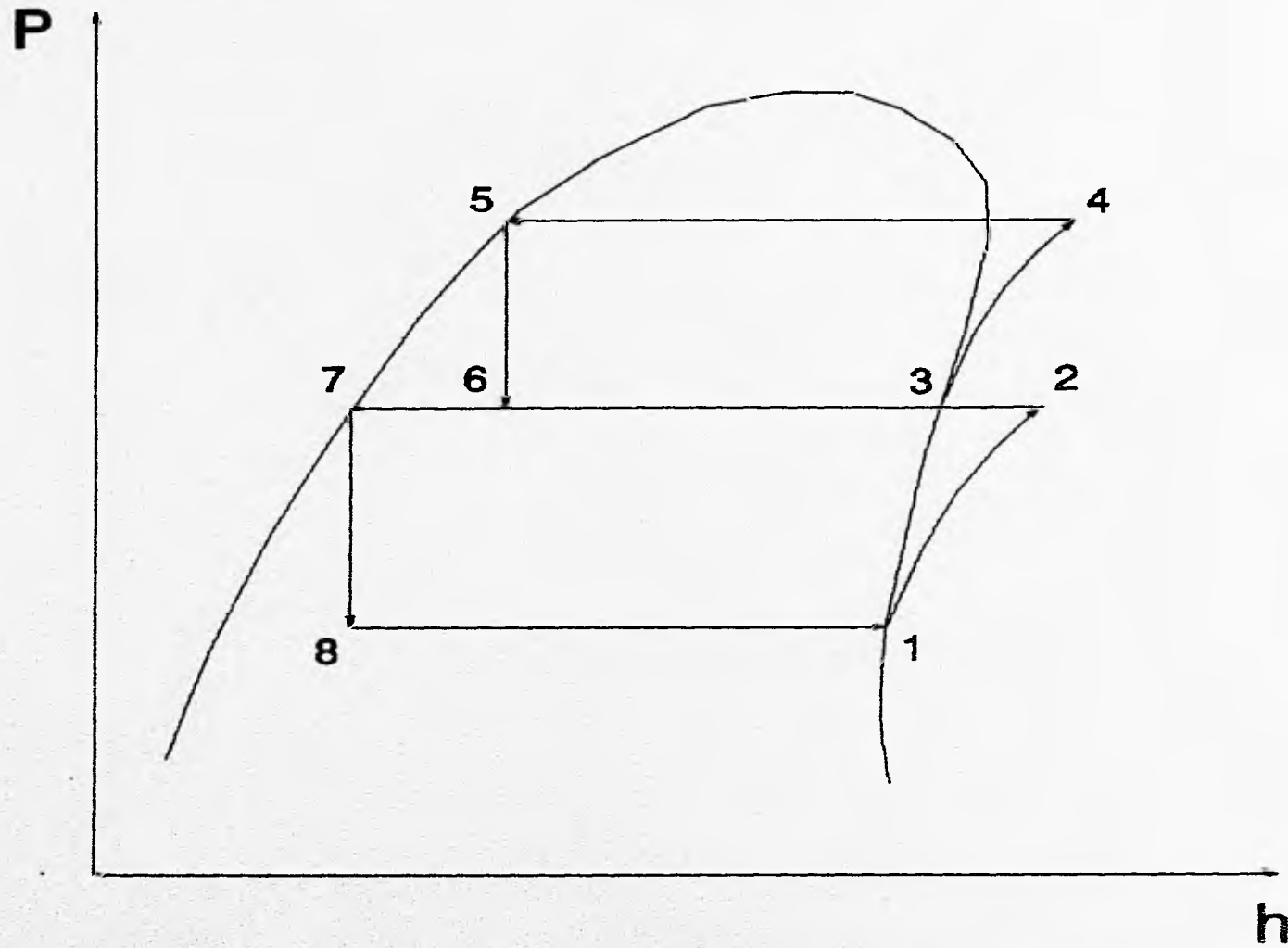


FIG. II.7b DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG. II.7a

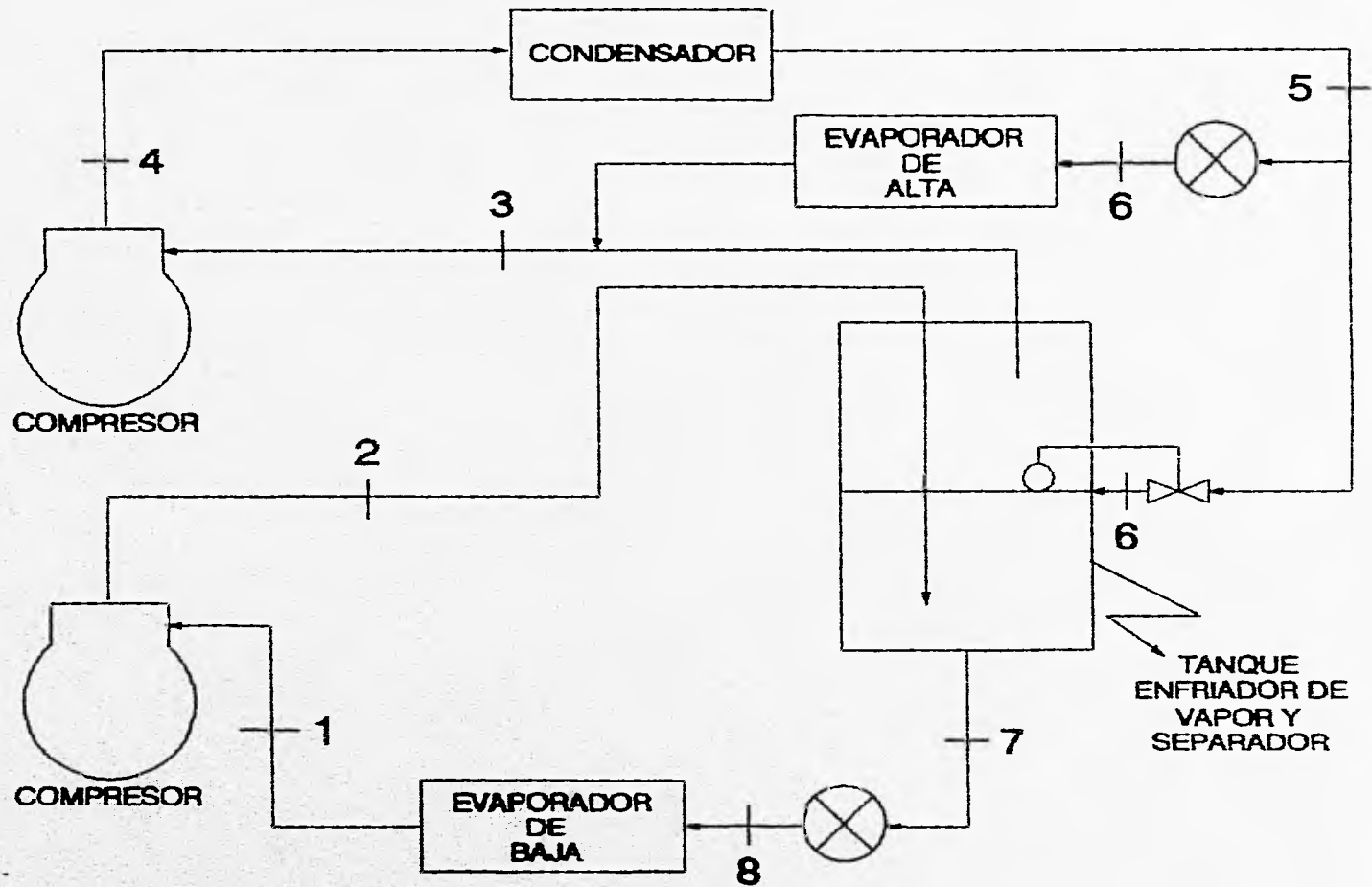


FIG. II.8a DIAGRAMA DE FLUJO DE UN CICLO DE REFRIGERACION CON DOS COMPRESORES Y DOS EVAPORADORES.

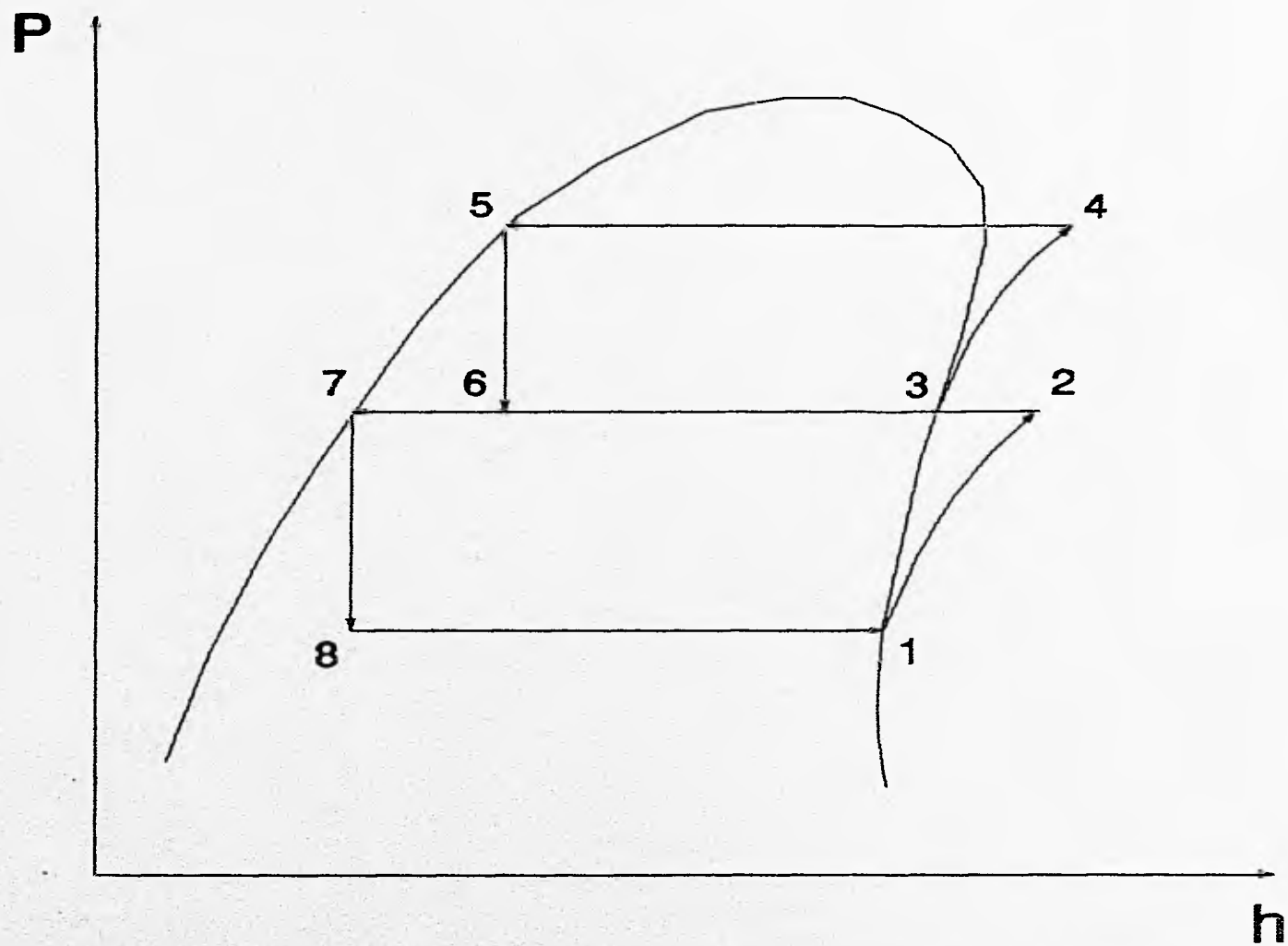


FIG. II.8b DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG. II.8a.

El tema fundamental de esta tesis es precisamente el análisis de un sistema de presiones múltiples de succión, con doble etapa de compresión de vapor y de líquido recirculado, instalado actualmente en una planta que funciona con R-717.

A este sistema en adelante le llamaremos:

Sistema de refrigeración instalado de tipo líquido recirculado con doble etapa de compresión de vapor de Amoníaco y presiones múltiples de succión.

Dicho sistema fue diseñado para operar con dos presiones diferentes de succión, pero no opera de esta manera por desconocimiento del sistema; en varias ocasiones han tratado de ponerlo a funcionar pero después de cierto tiempo (algunas minutos), regresa el líquido del interenfriador al compresor de la primera etapa de compresión, ocasionando un golpe de líquido y el estancamiento de este equipo. Además, se desconoce la capacidad del equipo y del sistema en general debido a que fue instalado hace varios años por Japoneses; no contándose actualmente con los diagramas de la instalación original, ni la memoria de calculo que nos indique dicha capacidad. Por otra parte el sistema con el paso de los años ha sufrido modificaciones no planeadas ni calculadas debido al crecimiento de la Planta y a la modificación de los procesos.

Este tipo de sistemas además de las características señaladas renglones arriba puede operar con expansión directa o de líquido recirculado.

El primero consiste en solamente suministrar la cantidad de refrigerante suficiente al evaporador para que realice la absorción de calor de la cámara y se evapore en su totalidad, evitando así que el compresor succione líquido.

El sistema instalado funciona bajo el principio de recirculación del líquido, el cual se estudiará en seguida.

SISTEMA DE RECIRCULACION DE LIQUIDO

Los evaporadores son alimentados con líquido refrigerante en mayor cantidad de la que pueden evaporar debido a la carga térmica; provocando alta velocidad del líquido refrigerante dentro de los evaporadores y mejorando por consiguiente su coeficiente de transmisión de calor y a su vez obteniendo un arrastre continuo del posible aceite que pudiera existir.

El principio de operación de este tipo de sistema implica la inserción de algunos equipos auxiliares para su correcta operación y que no se han descrito anteriormente.

Este sistema está basado en la alimentación de líquido refrigerante a los evaporadores a una presión y temperatura constante mediante un recipiente de presión controlada .

En la FIG. II.9 se muestra una instalación de un sistema tipo de líquido recirculado, que aunque no cuenta con presiones múltiples de succión nos ilustra el principio de operación del mismo con la inserción del acumulador de succión, que actúa como separador de vapor ampliando así, en combinación con la trampa recirculadora y el recipiente de presión constante, al Efecto Refrigerante. Estos dispositivos y otros serán descritos en los temas siguientes.

VALVULAS REGULADORAS DE PRESION

Debido a que se requieren diferentes temperaturas en los diversos evaporadores se utilizan válvulas reguladoras o reductoras de presión a la salida de los mismos, éstas tienen la función de mantener cierta presión constante dentro del evaporador y por consiguiente cierta temperatura. Esta válvula se representa en la FIG. II.10 y realiza su función mediante mecanismos de resortes, fuelles y diafragmas que se calibran a la presión deseada y que automáticamente mantienen a la misma.

En virtud de que los evaporadores, por la baja temperatura y la humedad, se saturan de hielo, evitando así el flujo de aire o del fluido a enfriar a través del mismo, es necesario descongelarlos por algún medio. Generalmente, se realiza esta operación con agua o con el mismo refrigerante a alta presión y temperatura proveniente de la descarga de los compresores.

En el segundo caso se utilizan válvulas reductoras de presión especiales para los diversos arreglos del instalador, las cuales se muestran en las figuras FIG. II.11a y FIG. II.11b y a las que se han integrado en el cuerpo las válvulas solenoides, y la válvula piloto para

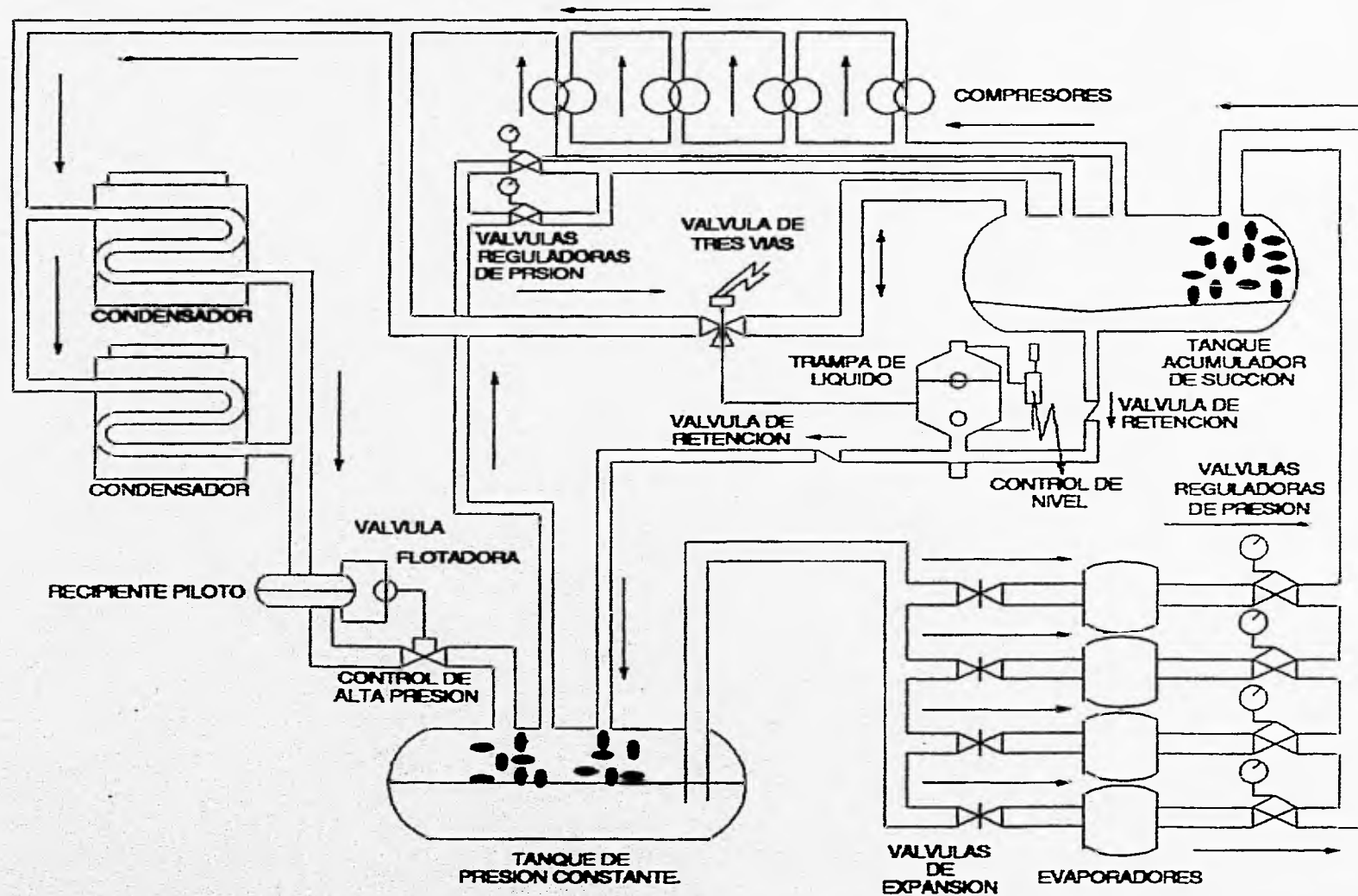


FIG. II.9 ESQUEMA DE UN SISTEMA DE LIQUIDO RECIRCULADO.

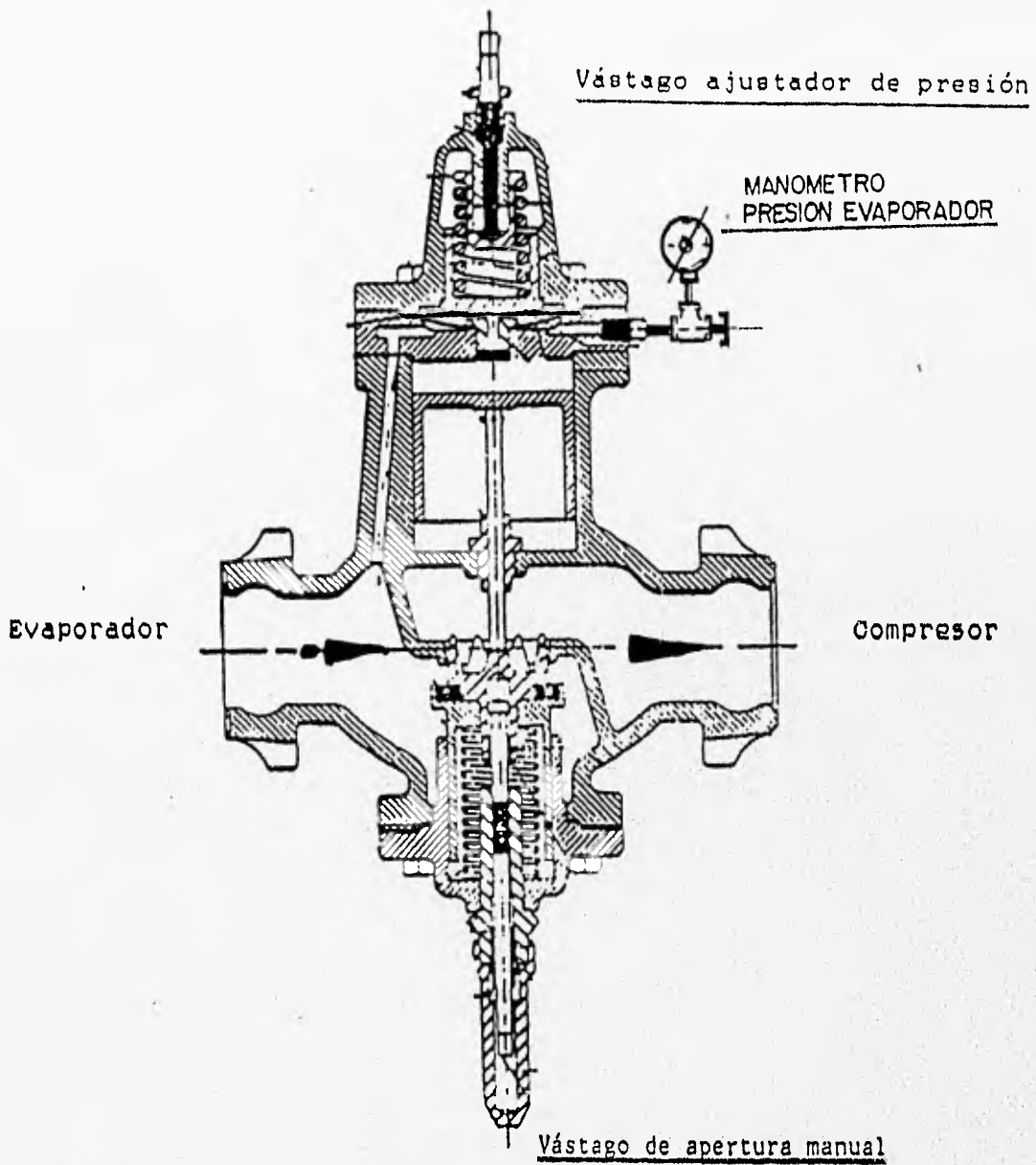
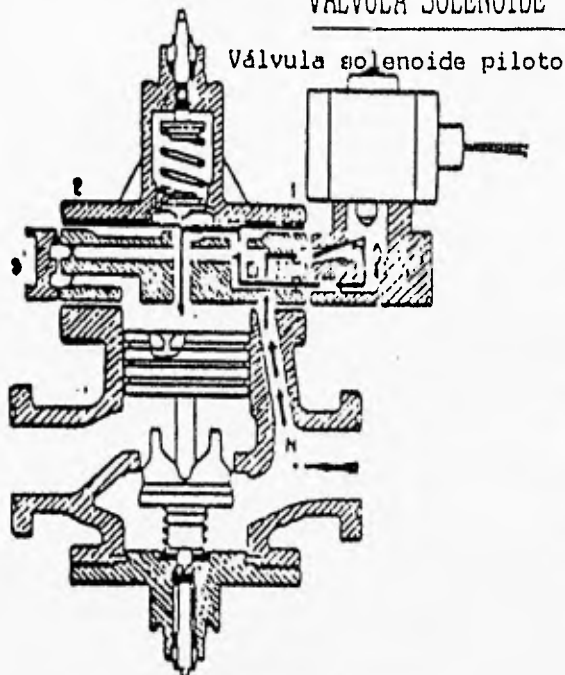


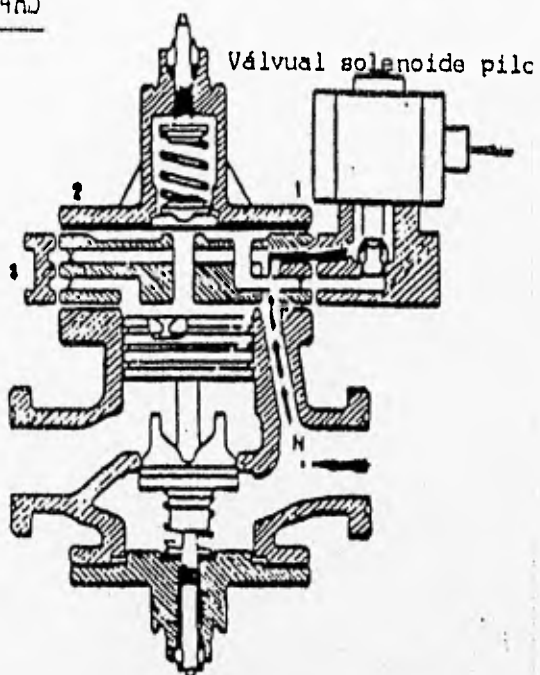
FIG. II.10 VALVULA REGULADORA DE PRESION.

FIG. II.11a MODELOS DIVERSOS DE VALVULAS REGULADORAS DE PRESION CON SOLENOIDE INTEGRADA.

VALVULA SOLENOIDE A4AS



CUANDO LA VALVULA SOLENOIDE SE ENERGIZA,
LA VALVULA PRINCIPAL REGULA.

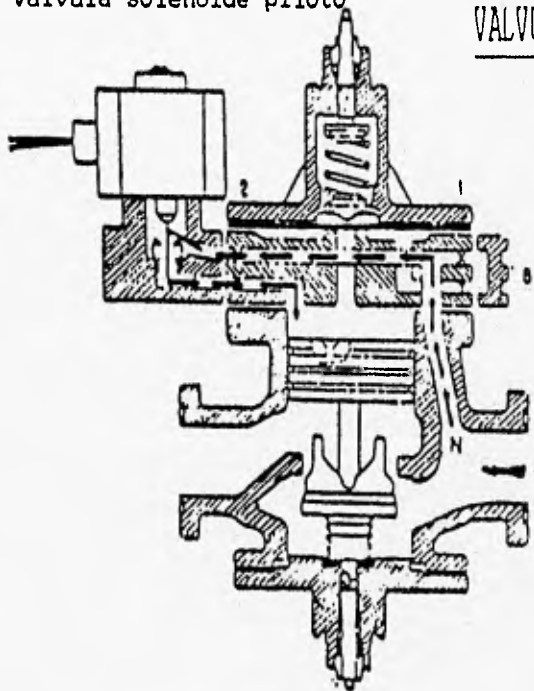


CUANDO LA VALVULA SOLENOIDE SE DEENERGIZA,
LA VALVULA PRINCIPAL CIERRA.

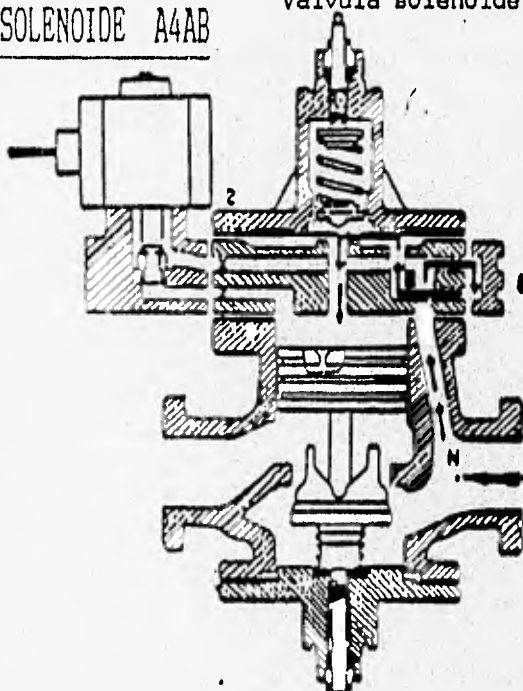
Válvula solenoide piloto

VALVULA SOLENOIDE A4AB

Válvula solenoide piloto



CUANDO LA VALVULA SOLENOIDE SE ENERGIZA,
LA VALVULA PRINCIPAL ABRE.



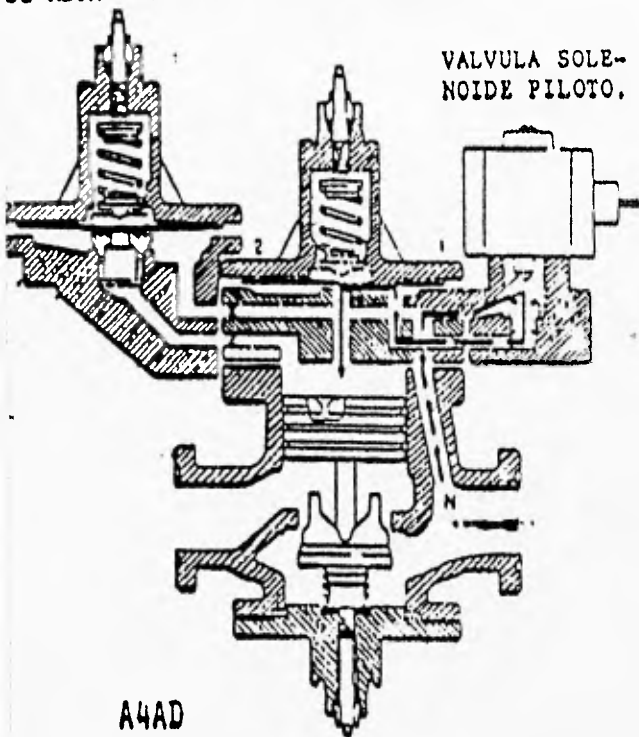
CUANDO LA VALVULA SOLENOIDE SE DEENERGIZA,
LA VALVULA PRINCIPAL REGULA

DE ALTA PRESION.

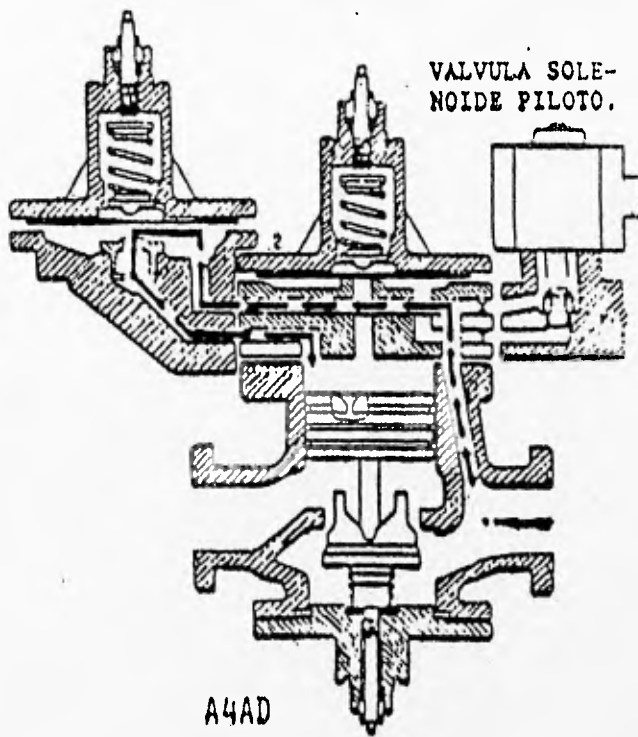
BAJA PRESION.

DE ALTA PRESION.

BAJA PRESION



A4AD

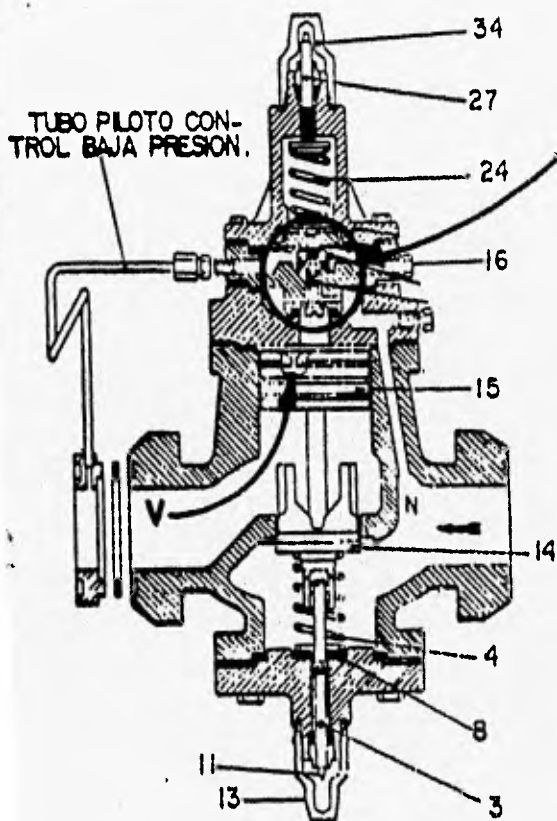


A4AD

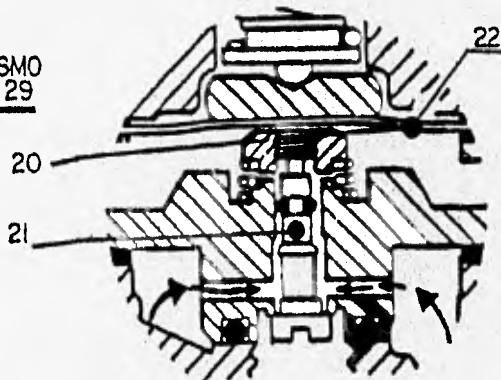
CUANDO LA VALVULA SOLENOIDE SE ENER- GIZA, EL REGULADOR DE BAJA PRESION CON- TROLA LA VALVULA.

CUANDO LA VALVULA SOLENOIDE SE DESE- NERGIZA, EL REGULADOR CONTROLA LA ALTA PRESION.

A4AO



MECANISMO PILOTO 29



- 34 - SOMBRERO DEL SELLO
- 27 - VASTAGO DE AJUSTE
- 24 - RESORTE PARA GRADUACION DEL
- 22 - DIAFRAGMA
- 20 - ASIENTO PARA EL DIAFRAGMA.
- 21 - VASTAGO PILOTO DE ABERTURA SECUNDARIA .
- 15 - PISTON DE PODER.
- 14 - ASIENTO PARA CIERRE Y ABERTURA DE LA VALVULA.
- 4 - RESORTE PARA CERRAR.
- 8 - EMPAQUE CONTRA EL POLVO.
- 3 - VASTAGO PARA ABERTURA MANUAL .
- 11 - CUADRO DEL VASTAGO.
- 16 - MANOMETRO.

FIG. II.11b DIVERSAS VALVULAS REGULADORAS DE PRESION CON DOBLE REGULACION.

proporcionar doble regulación. Este tipo de válvulas está sustituyendo a la de la FIG.II.10 pero el servicio y regulación son los mismos.

RECIPIENTE DE PRESION CONSTANTE O CONTROLADA

Si observamos la FIG. II.9 y en especial al recipiente de presión constante, podemos decir que es el encargado de distribuir el refrigerante líquido a los diversos evaporadores. Además de esta función, el recipiente mezcla los líquidos provenientes de los condensadores (líquido saturado) y del acumulador de succión (líquido subenfriado bombeado por la trampa recirculadora de líquido), para obtener un líquido de mejores propiedades que aumentará el ya mencionado Efecto Refrigerante.

Se le denomina de presión constante o controlada porque por medio de la válvulas reguladoras de presión, instaladas en paralelo entre sí, mantiene una presión capaz de hacer llegar el refrigerante al evaporador más alejado, y libera el exceso de esta hacia el acumulador de succión.

RECIPIENTE ACUMULADOR DE SUCCION

Otro de los equipos que se tiene que utilizar es el acumulador de succión, ya que es el encargado de separar el vapor de refrigerante, que es tomado por los compresores, del líquido subenfriado proveniente de los evaporadores, tal y como se vio anteriormente, para ser recirculado nuevamente hacia ellos y de esta forma ampliar el efecto refrigerante. En conclusión, la operación conjunta de estos cuatro equipos y las dos válvulas de retención nos proporcionan el incremento del Efecto Refrigerante del sistema.

TRAMPA RECIRCULADORA DE LIQUIDO

Un equipo que se aprecia en la Fig. II. 9 y del que no se ha hablado, es la "trampa de recirculadora de líquido" que es la encargada de recircular el líquido saturado no evaporado, a la presión del acumulador de succión, hacia el recipiente de presión controlada, donde se convierte en líquido subenfriado por el cambio de presión, y de ahí volver nuevamente a los evaporadores.

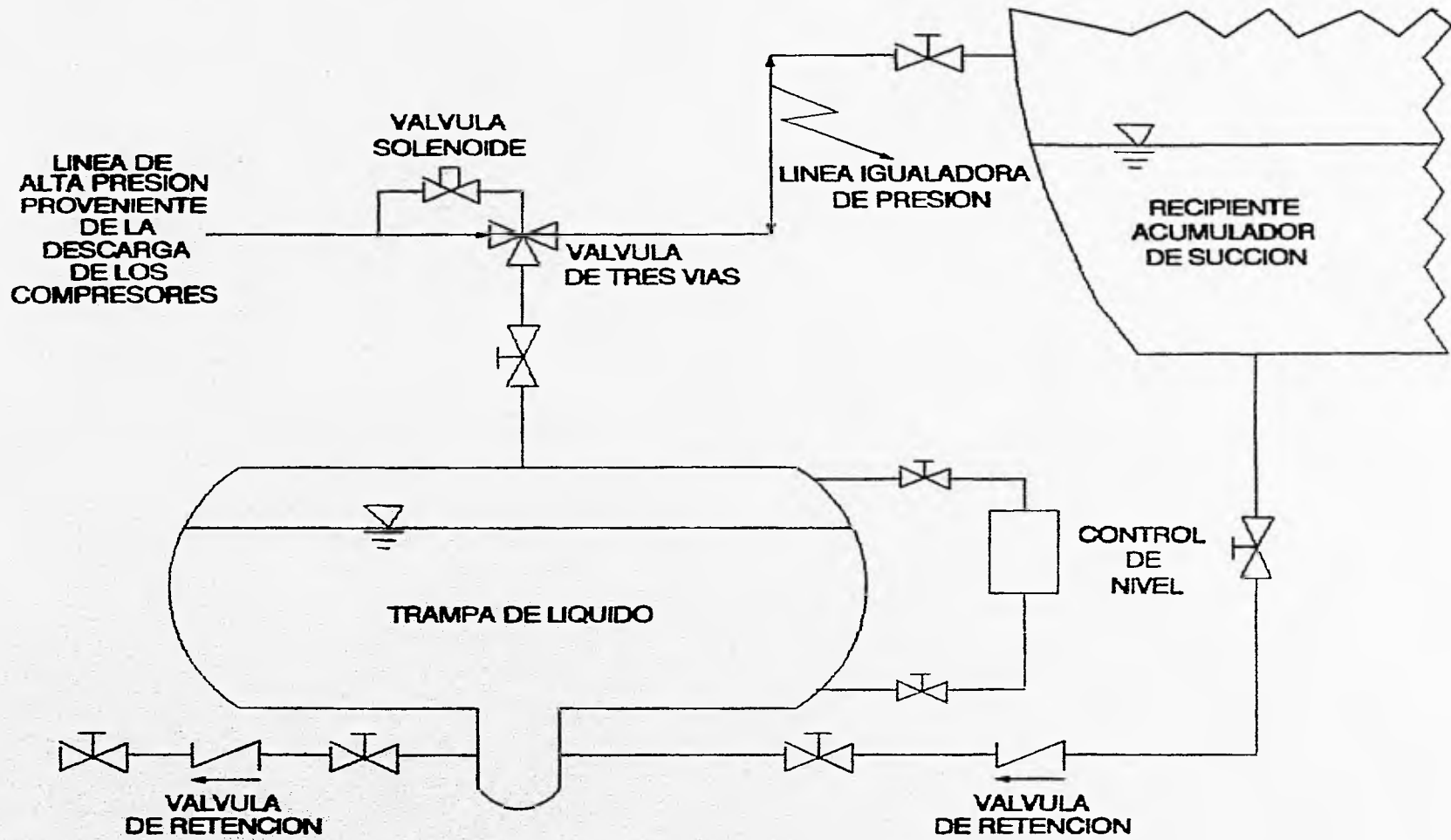


FIG. II.12 ESQUEMA DETALLADO DE LA TRAMPA RECIRCULADORA DE LIQUIDO Y SUS ACCESORIOS.

Un detalle de la trampa de líquido y sus accesorios es mostrada en la Figura II.12 para su análisis.

La trampa de líquido consta de un recipiente horizontal que se encuentra a una altura menor que el acumulador de succión, el cual drena por densidad al líquido refrigerante (líquido saturado), que no se evaporó en los evaporadores y retorna a la sala de máquinas; siendo esto posible debido a que la presión en la trampa y en el acumulador es la misma, ya que la válvula de tres vías está comunicando la parte superior de la trampa con la parte superior del acumulador por medio de la línea igualadora y mantiene cerrada la línea de vapor a alta presión hacia la trampa.

Después de que la trampa llega a cierto nivel de líquido se acciona un control de nivel (switch flotador), el cual manda una señal eléctrica y energiza la válvula solenoide, que pertenece a la válvula de tres vías, la cual permite el paso de vapor a alta presión y cambia la posición de la válvula de tres vías, que ahora cerrará la línea igualadora y abrirá la comunicación del vapor a alta presión con la trampa del líquido, elevando así la presión en la misma y desplazando el líquido por la válvula check que comunica con el recipiente de presión constante, mientras que la otra válvula check se mantiene cerrada por el cambio del sentido del flujo.

Cuando ha transcurrido cierto tiempo, la bobina de la válvula de tres vías es desenergizada, cambiando nuevamente su posición a la original y que consiste en cerrar el paso de vapor a alta presión y permitir la comunicación con la línea igualadora por la cual se retorna la presión sobrante de la trampa hacia el acumulador de succión. Al igualarse la presión en ambos recipientes el líquido nuevamente fluirá por la válvula de retención hacia la trampa y la misma presión del recipiente de presión controlada hace que la válvula check de salida hacia el mismo permanezca cerrada, volviendo nuevamente a sus condiciones iniciales.

RECIPIENTE PILOTO

El recipiente Piloto que comunica a los condensadores con el recipiente de presión controlada tiene la función de solo permitir la entrada de líquido al mismo. FIG. II.13

Como se observa en la FIG. II.13, el recipiente piloto es el encargado de acumular líquido hasta un nivel determinado mediante una válvula flotadora que tiene ese mismo nivel de acuerdo al principio de vasos comunicantes. Al subir el nivel de líquido en el recipiente, el

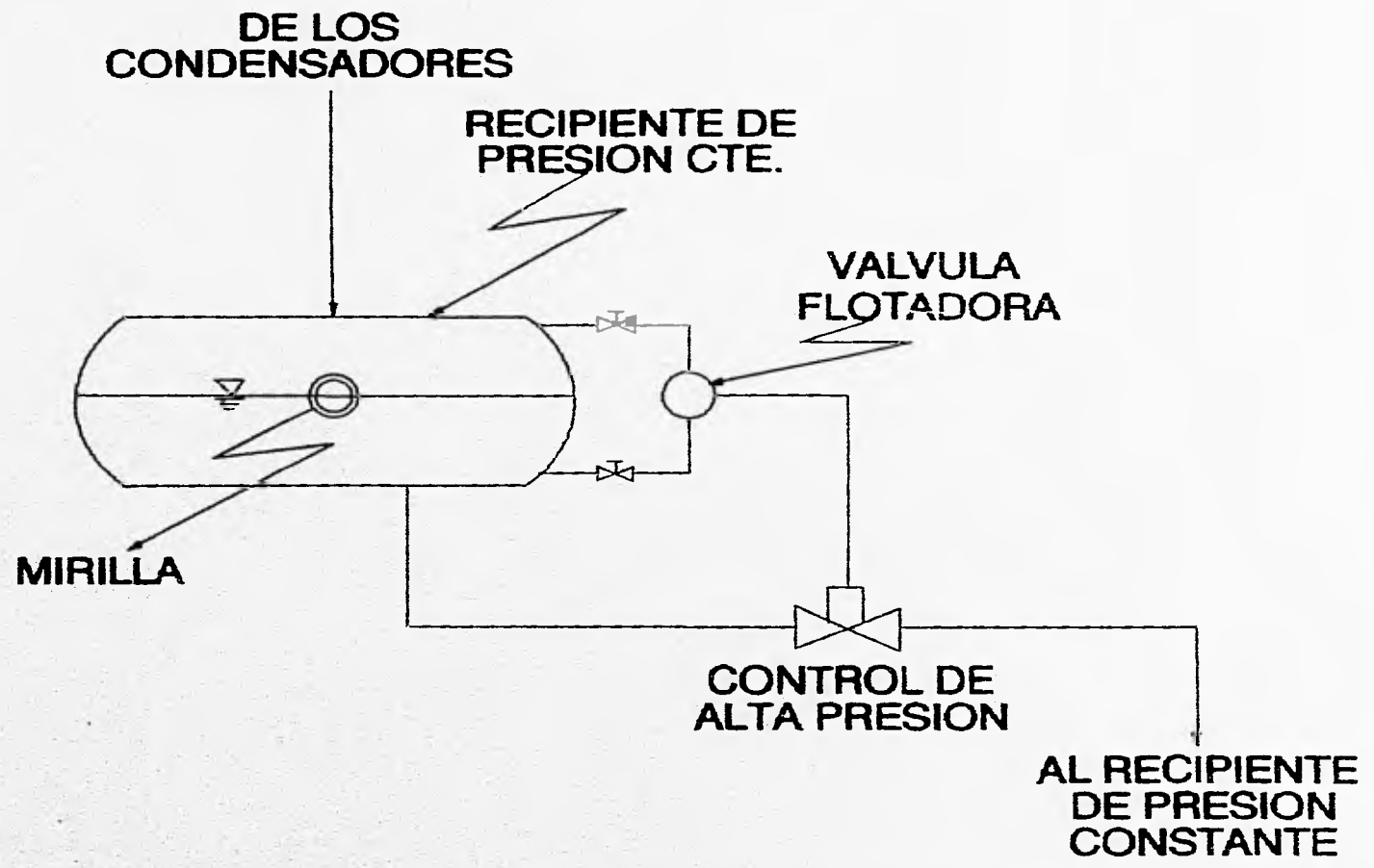


FIG. II.13 ESQUEMA DEL RECIPIENTE PILOTO Y SUS ACCESORIOS.

flotador sube permitiendo el paso del líquido al pilotaje de una válvula de retención que abre y da paso libre al refrigerante hacia el tanque de presión controlada.

Cuando la cantidad de líquido acumulada en el recipiente piloto es insuficiente, el pilotaje por consiguiente es nulo, permaneciendo entonces la válvula de retención cerrada y sin alimentación de líquido proveniente de los condensadores hacia el recipiente de presión controlada. Este dispositivo tiene la finalidad de evitar la entrada de vapor a alta presión al recipiente de presión controlada, lo que causaría una elevación de presiones en general en todo el sistema sin poder alcanzar las temperaturas que se requieren .

VENTAJAS DEL SISTEMA DE LIQUIDO RECIRCULADO

Este sistema cuenta con varias ventajas, tales como, el aprovechamiento de todo el refrigerante a manejar, esto es, tomando un enfoque teórico, ya que realmente existen entrapamientos de líquido en algunos recipientes debido a que las tomas en las mismas no son colocadas a la altura correcta del recipiente; en caso de colocarse demasiado bajas se corre el riesgo de arrastrar aceites, óxidos y cualquier suciedad que se pueda presentar.

Debido al inundamiento de los evaporadores se incrementa la velocidad y arrastra el posible aceite proveniente de los compresores hacia los recipientes acumuladores de succión, en donde por medio de alguna trampa se puede drenar dicho aceite.

La ventaja primordial es el incremento del Efecto Refrigerante debido a la recirculación de líquido saturado que al pasar a la presión del recipiente de presión constante se convierte en líquido subenfriado.

Para poder entender mejor esta última ventaja se presenta FIG. II.14.

Como se puede apreciar en la figura II.14, particularmente en el proceso de 3 a 4 (expansión), al llegar al punto 4 se considera que todo el refrigerante se evapora hasta el estado 1, ocurriendo en este proceso el efecto refrigerante de todo el ciclo.

Si la cantidad de refrigerante es mayor, se tendrá un evaporador inundado, en el que solo una parte de líquido cumplirá con su función primordial (evaporación), y el resto permanecerá en su fase líquida; si ésta cantidad de líquido a baja presión y por consiguiente a baja temperatura, es separada y retornada al lado de alta presión (antes de la válvula de expansión), sin ningún medio mecánico para incrementar la presión, el estado 3 de refrigerante ya no será líquido saturado sino subenfriado, debido a que en este punto se

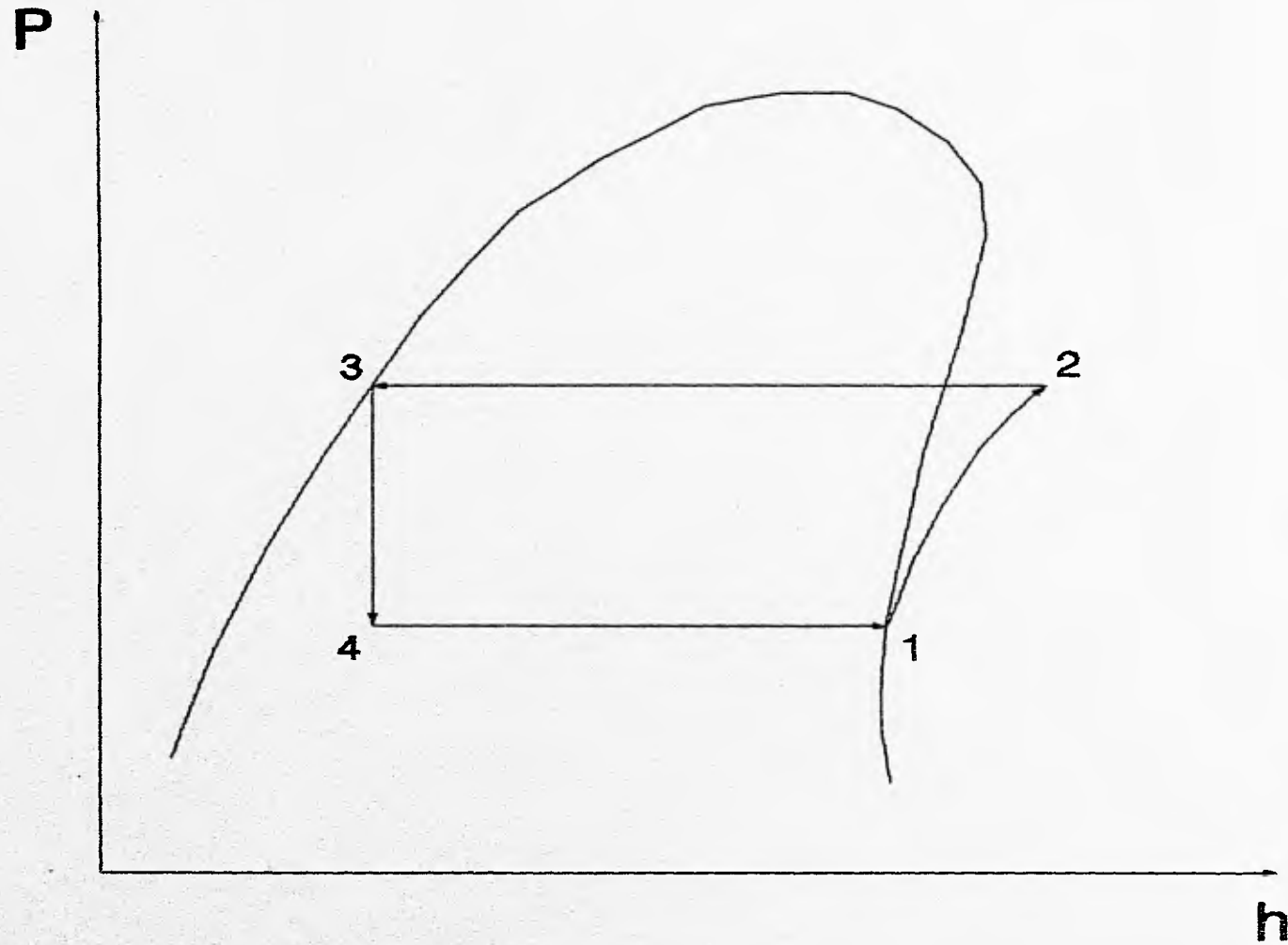


FIG. II.14 DIAGRAMA P-h DE UN CICLO SIMPLE DE REFRIGERACION.

mezclan tanto líquido saturado que proviene de los condensadores, como líquido subenfriado proveniente de los evaporadores por medio de las trampas recirculadoras de líquido, realizando en esta mezcla un equilibrio térmico y energético.

Dependiendo de la cantidad de líquido que predomine será el desplazamiento de este punto hacia la zona de líquido subenfriado tal y como se representa en la FIG. II.15 por medio del punto 3.

Continuando con la secuencia del ciclo y a partir del punto 3' se realiza una expansión isoentálpica hasta la presión del evaporador, provocando a su vez un desplazamiento del punto 4 al 4' hacia la línea de líquido saturado incrementando así la distancia del proceso de 4' a 1' (evaporación) e implícitamente el efecto refrigerante.

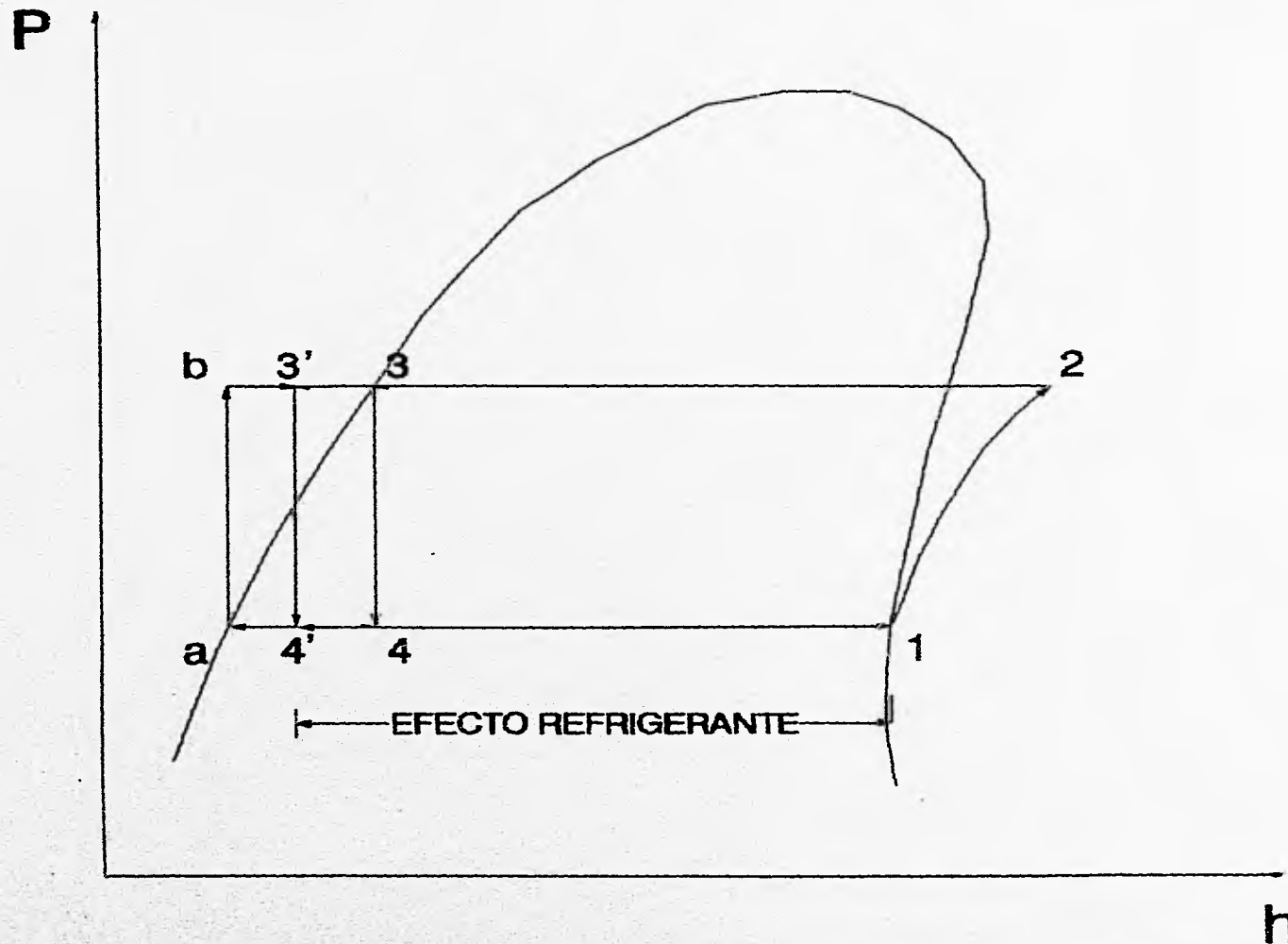


FIG. II.15 DIAGRAMA P-h EN DONDE SE MUESTRA EL INCREMENTO DEL EFECTO REFRIGERANTE DEBIDO A LA RECIRCULACION DE LIQUIDO.

CAPITULO III

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA DE DOBLE ETAPA DE COMPRESION DE VAPOR INSTALADO

CARACTERISTICAS GENERALES

Como el encabezado de este capítulo lo indica, se analizará un sistema de doble etapa de compresión de vapor que opera con R- 717 (Amoniaco), y que además funciona como un sistema de líquido recirculado, para aumentar su eficiencia, maneja dos presiones diferentes de succión, las cuales están destinadas a mantener los parámetros correctos en cámaras de congelación y conservación.

Este sistema actualmente se encuentra funcionando sólo con una etapa de compresión, debido a fallas mecánicas en los compresores de la primera etapa de compresión. Su diseño es Japonés y data de aproximadamente 20 años. Debido a la antigüedad del sistema y al crecimiento de la planta, no se cuenta con los planos, diagramas, ni memoria de cálculo que nos indiquen la capacidad de dicho sistema.

Este análisis tiene por objeto determinar la capacidad total y bondad del sistema, así como las anomalías y correcciones que se deben de hacer al mismo para mejorar su eficiencia.

Actualmente el sistema alimenta a 5 cámaras de congelación y 7 de conservación; en las cuales existen diversos tipos de evaporadores que varían en capacidades y en la forma de realizar su deshielo.

En las cámaras de congelación el producto ya entra congelado por lo que la temperatura a abatir es pequeña notándose esto en el tamaño del equipo y de las cámaras. Si se hace un juicio prematuro, podría pensarse que el tamaño de estos es inadecuado para la cantidad de producto a almacenar.

En la tabla III.A, se muestra la cantidad de cámaras, el tipo de refrigeración, el rango de temperaturas y el número de evaporadores en cada una de ellas para una mejor comprensión del análisis.

Nº DE LA CAMARA	TIPO DE LA CAMARA	RANGO DE TEMPERATURAS A MANTENER	NUMERO DE EVAPORADORES
2	CONGELACION	-19 °C A -21 °C	6
3	CONGELACION	-19 °C A -21 °C	5
4 Y 5	CONSERVACIÓN	0 °C A +3 °C	4
6	PROCESO (CONGELACION)	+10 °C A +12 °C	3
6A	CONGELACION	-18 °C A -20 °C	1
6B	CONSERVACION	-1 °C A 0 °C	3
6C	CONSERVACION	+2 °C A +4 °C	1
7	CONGELACION	-18 °C A -20 °C	4
8	CONGELACION	-18 °C A -20 °C	6
9	CONSERVACION	0 °C A +3 °C	2
10	CONSERVACION	0 °C A +3 °C	4
11	CONSERVACION	+10 °C A +12 °C	4

TABLA III.A
 CARACTERISTICAS DE LAS CAMARAS DE REFRIGERACION INSTALADAS

En la FIG. III.1 se muestra una vista superior de la planta baja donde se encuentran ubicadas las cámaras de refrigeración, así como la sala de máquinas; desde donde se abastece el refrigerante a los varios evaporadores.

La planta consta de un primer nivel, el cual se muestra en la FIG. III.1A y en donde existen tres cámaras de refrigeración.

En ambas figuras se utilizan algunas abreviaturas que tienen el siguiente significado :

- C.- Cámara
- N.- Número de cámara o condensador
- CE.- Condensador Evaporativo

Ejemplos:

- C - 8.- Cámara número 8
- CE2 .- Condensador Evaporativo número 2

El objeto de presentar estas figuras es el poder tener una mayor visión de la distribución de las cámaras así como de sus dimensiones.

A pesar de que las FIG. III.1 y FIG. III.1A no se encuentran a escala, se puede apreciar la distancia existente desde la sala de máquinas a las cámaras de refrigeración y tener una mejor idea de las dimensiones de las mismas.

Las dimensiones de las cámaras y la capacidad de los evaporadores en las mismas son parámetros fundamentales para la realización de cálculos de cargas térmicas que, aunque en esta tesis no se realizarán por considerar que los evaporadores instalados son los adecuados para absorber fácilmente dicha carga; tienen una vital importancia para los cálculos posteriores de parámetros y capacidades de los equipos. Por esta razón, los mostramos en las figuras siguientes por cada cámara. (Ver de la FIG.III.2 a la FIG.III.8).

Como se puede observar en las figuras anteriores, los modelos de los evaporadores predominantes son los siguientes :

- a) 1700 XRWA

FIG. III.1 VISTA SUPERIOR DE LA PLANTA [PLANTA BAJA, SIN ESCALA].

89

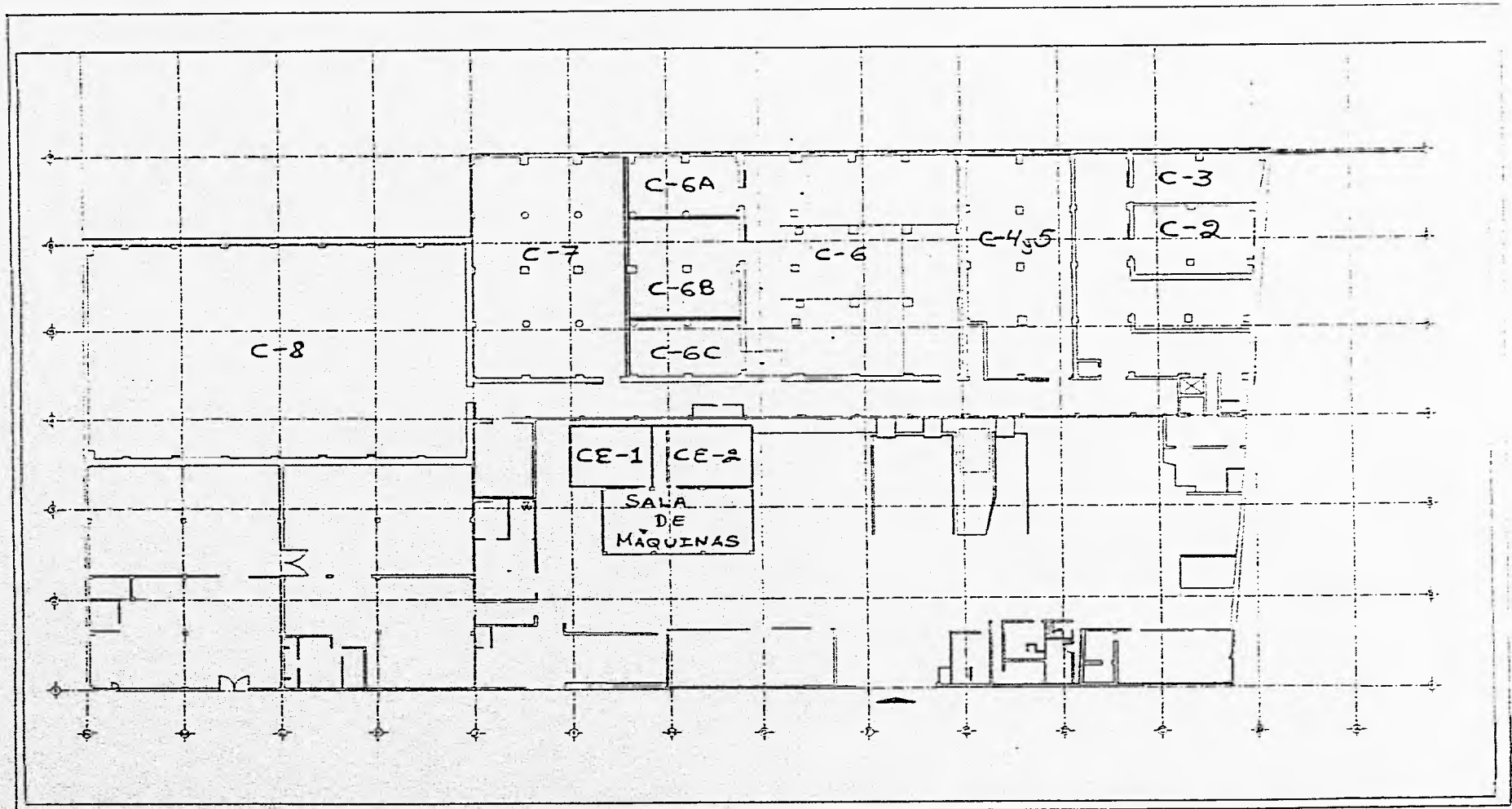
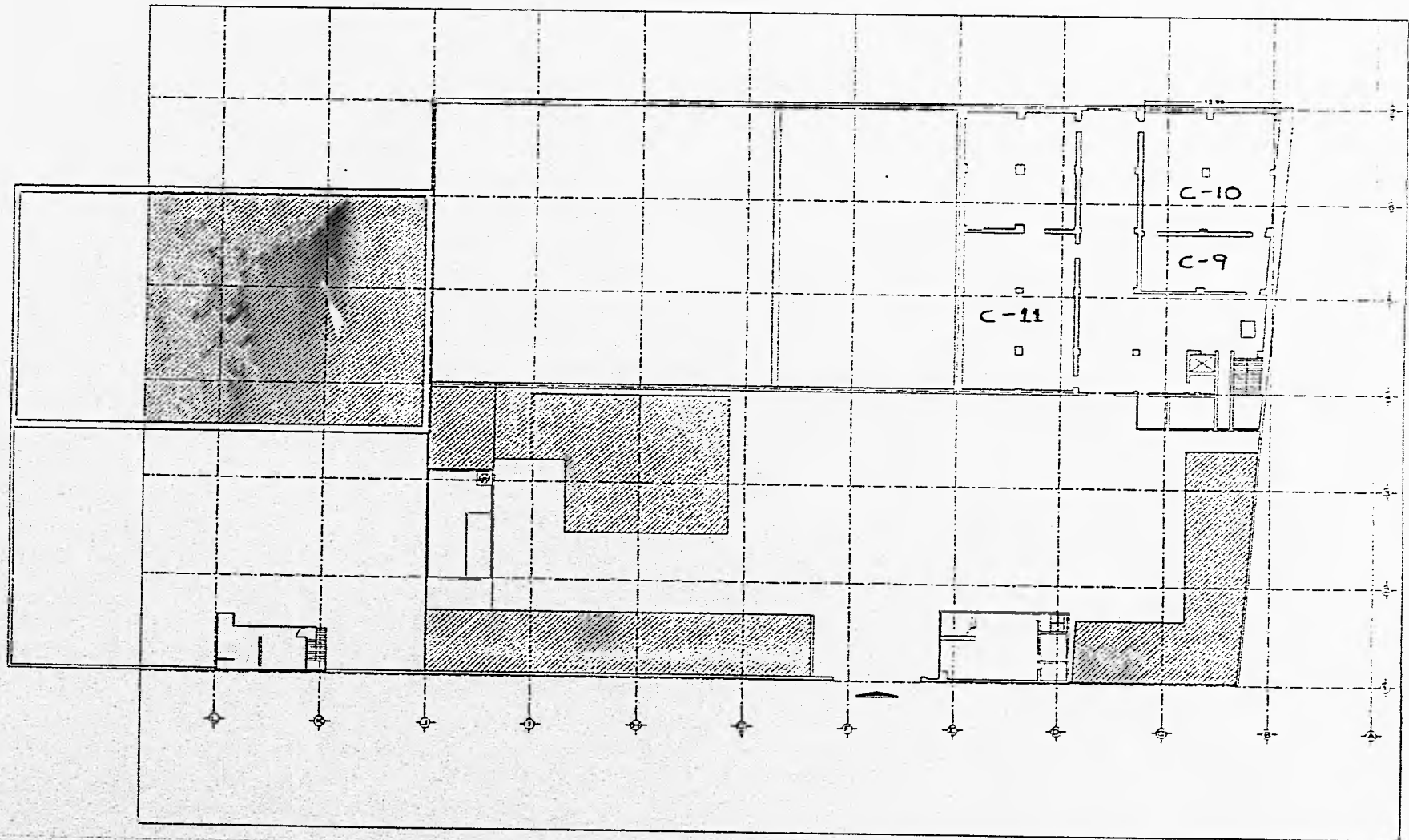


FIG. III.1A VISTA SUPERIOR DE LA PLANTA [PRIMER NIVEL, SIN ESCALA].

19



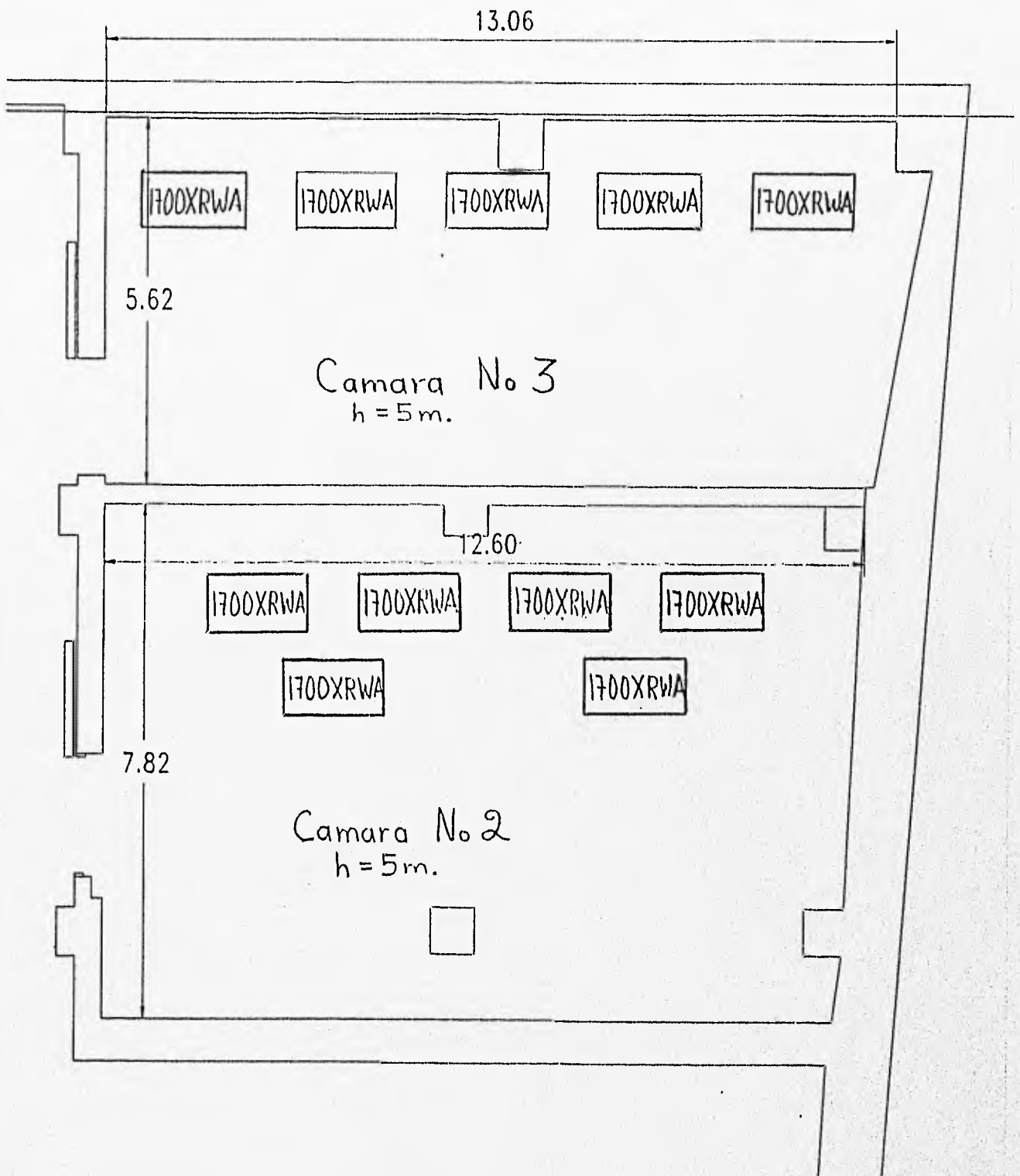


FIG. III.2 CAMARAS N.2 Y N.3 [ACOTACIONES EN m, SIN ESCALA]

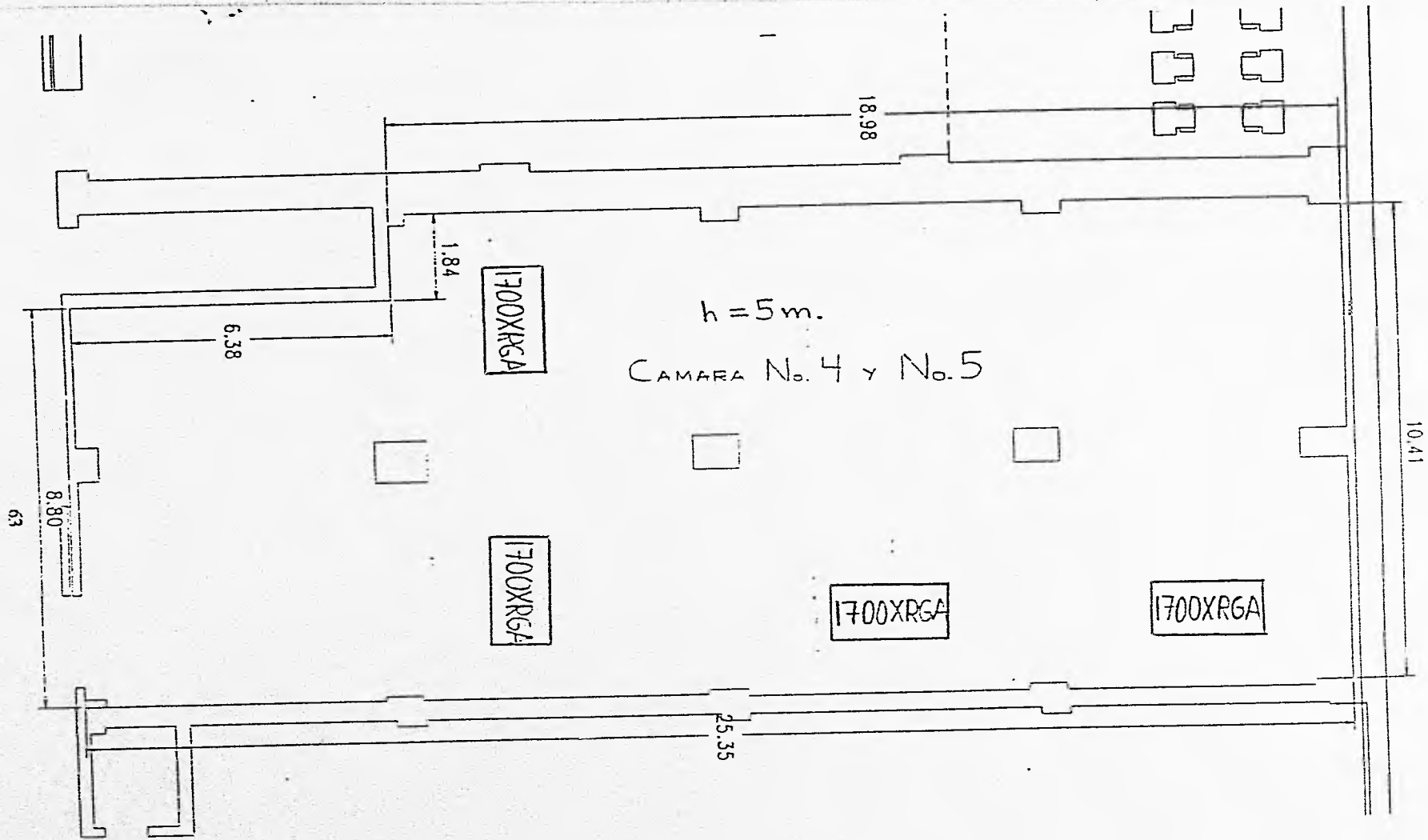


FIG. III.3 CAMARAS N.4 Y N.5 [ACOTACIONES EN m, SIN ESCALA].

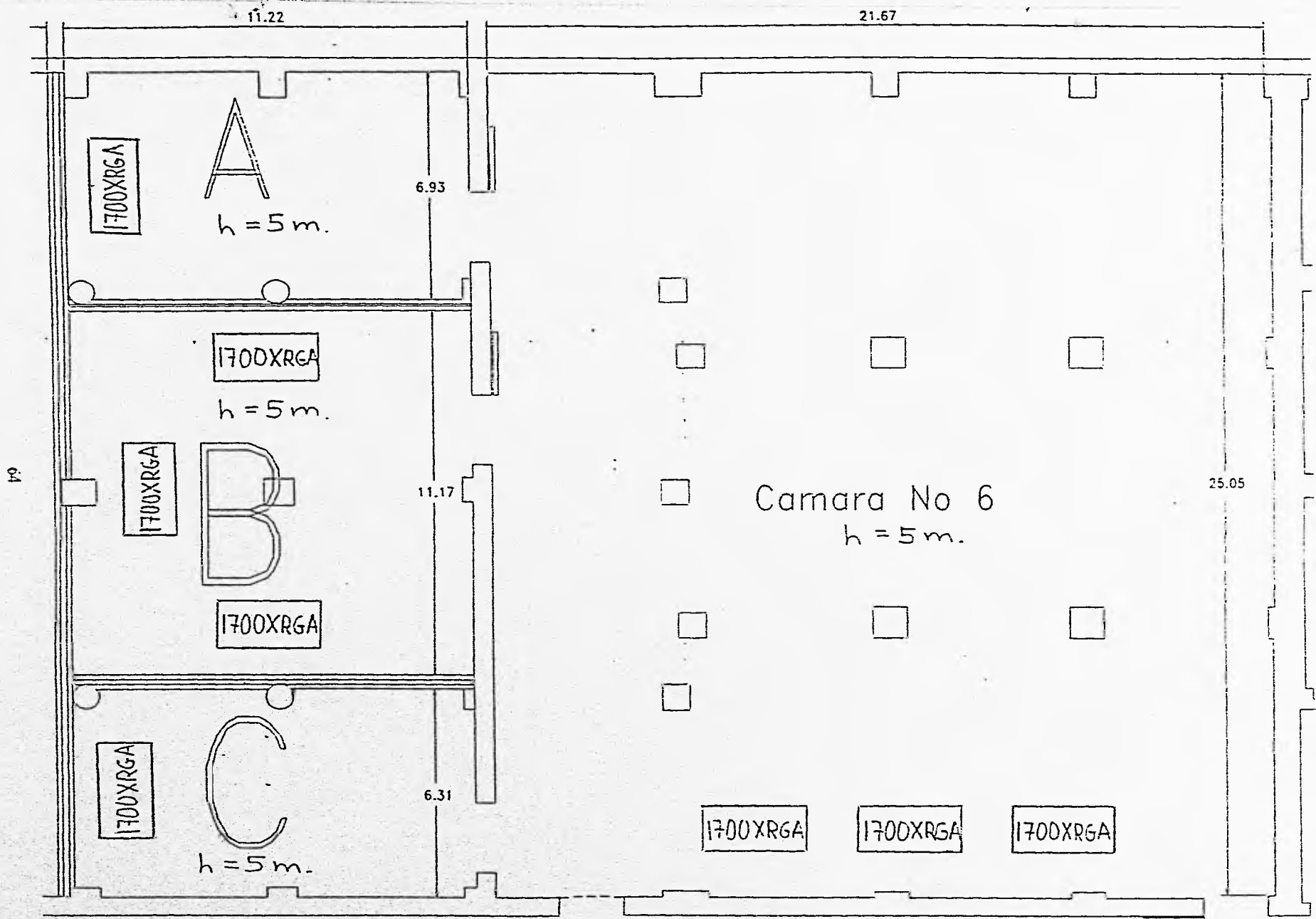


FIG. III.4 CAMARAS N.6, N.6A, N.6B Y N.6C [ACOTS. EN m, SIN ESCALA].

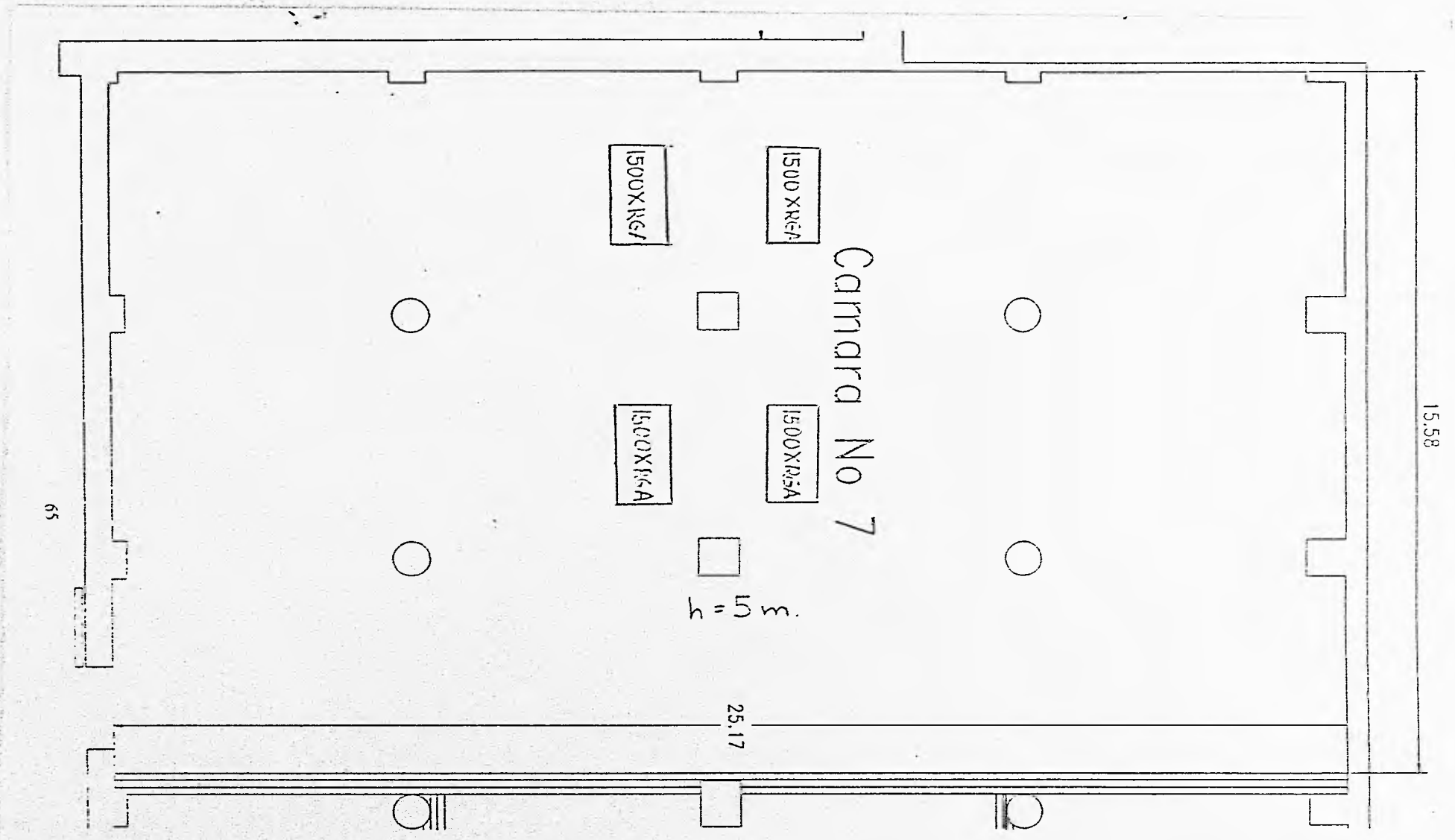
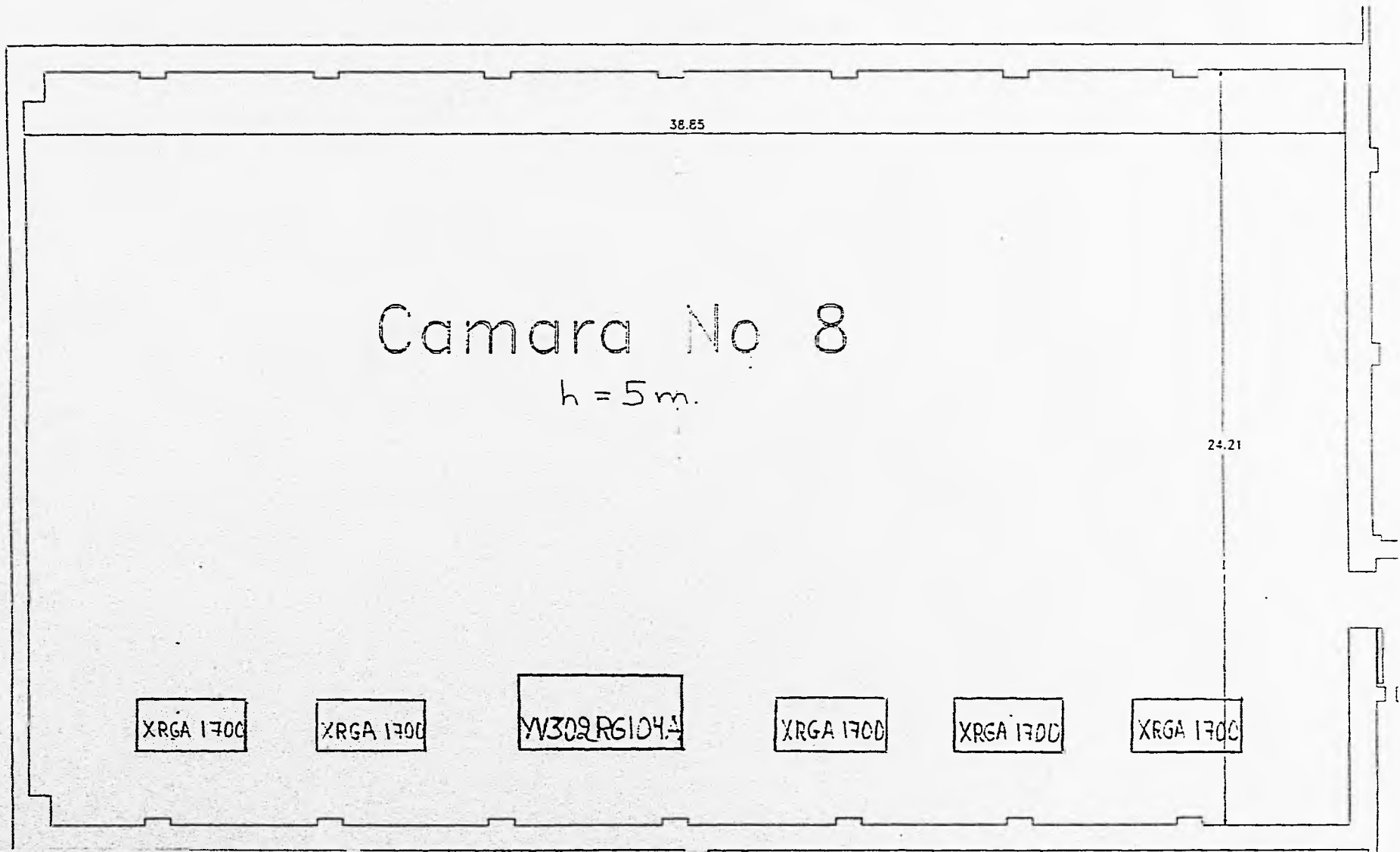


FIG. III.5 CAMARA N.7 [ACOTACIONES EN m, SIN ESCALA].

FIG. III.6 CAMARA N.8 [ACOTACIONES EN m, SIN ESCALA].



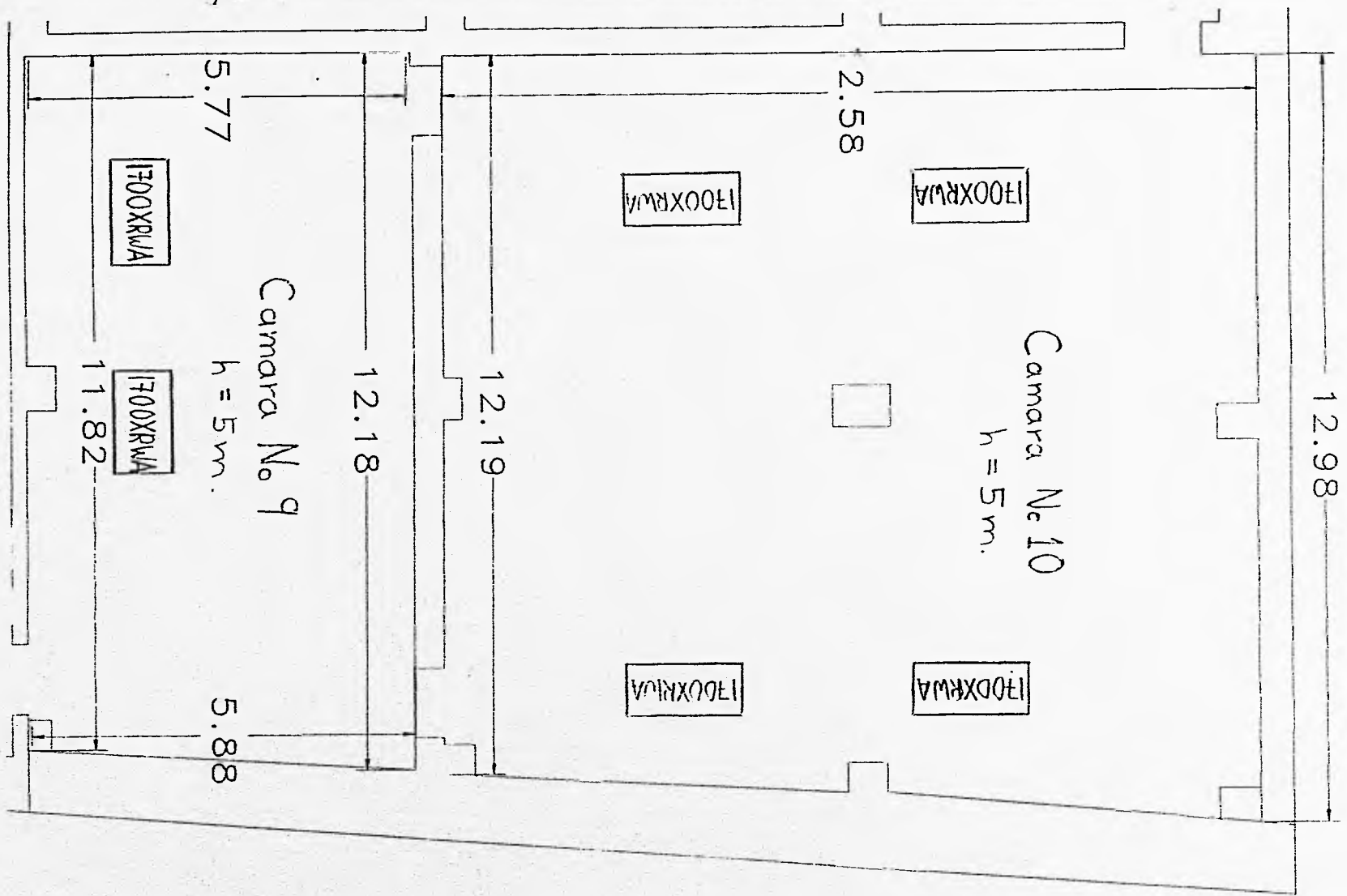
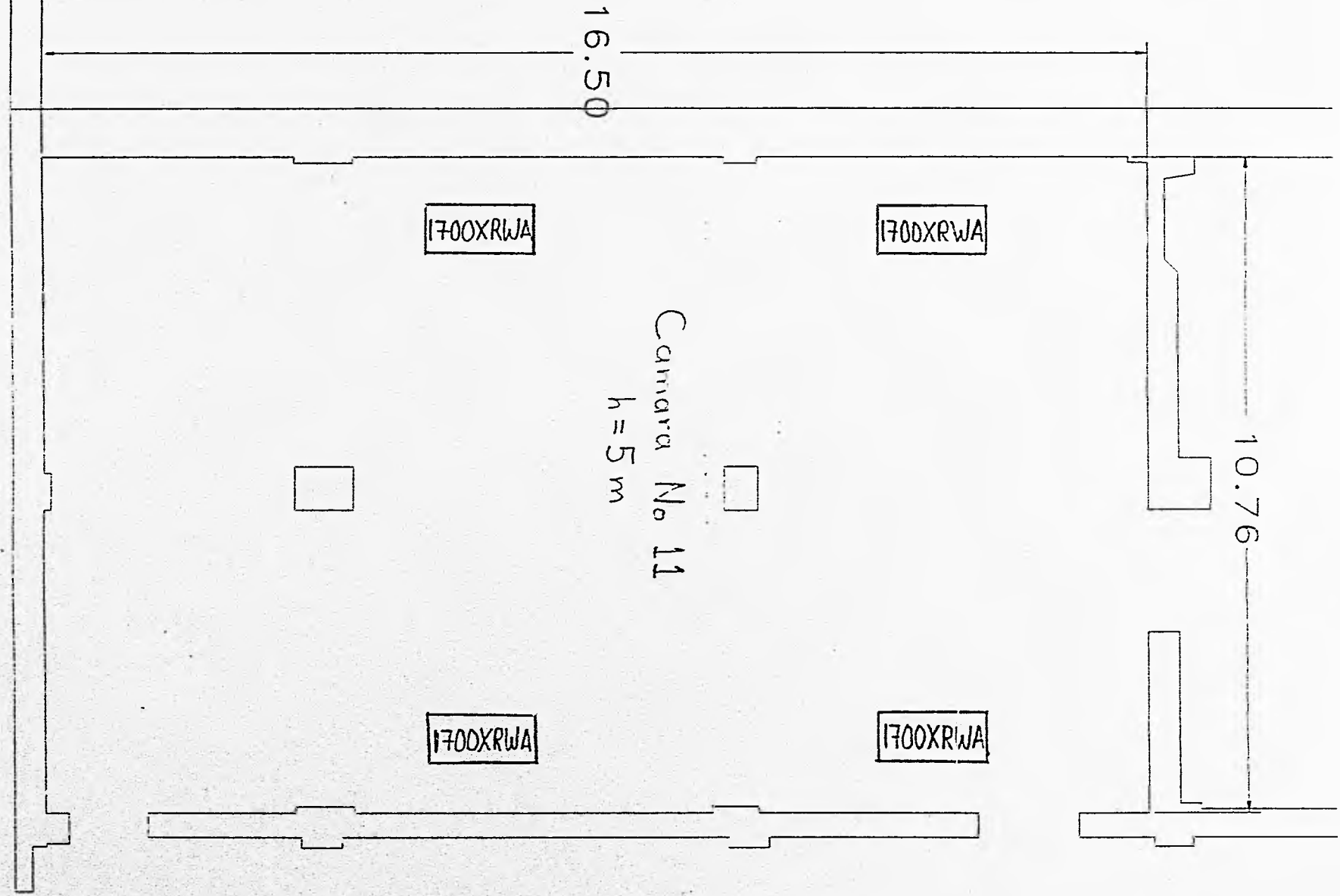


FIG. III.7 CAMARAS N.9 Y N.10 [ACOTACIONES EN m, SIN ESCALA].

FIG. III.8 CAMARA N.11 [ACOTACIONES EN m, SIN ESCALA].



- b) 1700 XRGA
- c) 1500 XRGA
- d) YV302RG104A

Los cuales serán descritos en los temas subsecuentes de este capítulo.

CARACTERISTICAS DE LOS EVAPORADORES DE TECHO INSTALADOS

Todos los evaporadores instalados son de marca Recold y de diferentes capacidades.

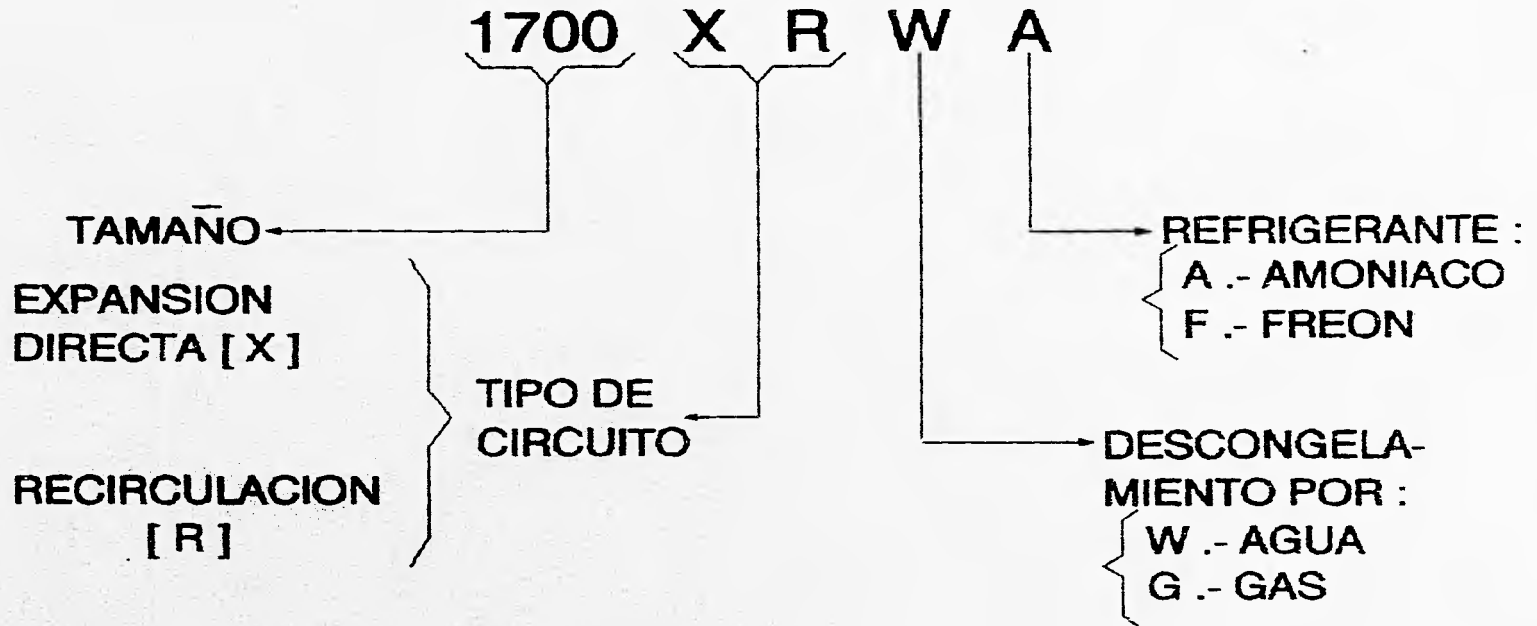
En este tema en particular solamente se analizarán los incisos a, b y c, que son justamente los evaporadores de techo.

En primer lugar analizaremos la nomenclatura de los equipos designada por el fabricante, la cual se muestra en la siguiente página.

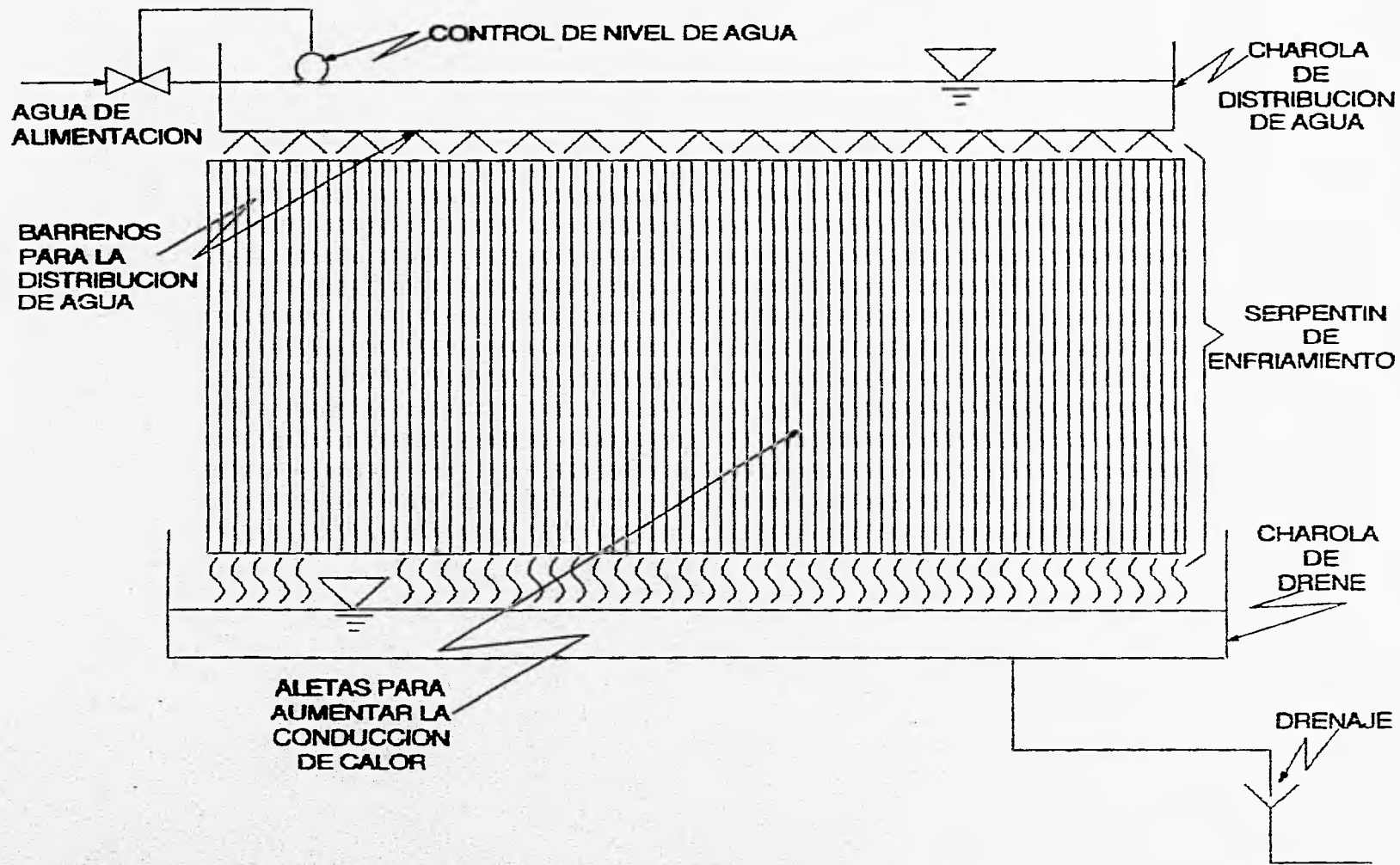
Las características de construcción para los modelos de los incisos a, b y c son los siguientes:

- La construcción del gabinete del cuerpo es de lámina galvanizada en los tres evaporadores.
- Los evaporadores de descongelamiento por agua (W), cuentan con una charola de distribución para agua en la parte superior del serpentín de enfriamiento y una charola de recolección de agua en la parte inferior para drenar el agua producto del descongelamiento de la escarcha y del agua para descongelamiento; ambas son fabricadas de acero esmaltado. Véase FIG. III.9

Los evaporadores de descongelamiento por vapor de refrigerante a alta temperatura (G), cuentan con un serpentín de acero al carbón ubicado en la parte inferior de la charola de desagüe, siendo ambos de acero galvanizados. Dicho serpentín es el encargado de recibir el vapor a alta presión proveniente de las descargas de los compresores con la finalidad de fundir el posible hielo formado en la charola, debido a bajas temperaturas y taponamientos para posteriormente conducirlo al serpentín de enfriamiento y deshacer la posible escarcha depositada en los tubos aletados; tal y como se muestra en la FIG. III.10



NOMENCLATURA DE LOS EVAPORADORES.



71

FIG. III.9 EVAPORADOR CON DESCONGELACION POR AGUA [W].

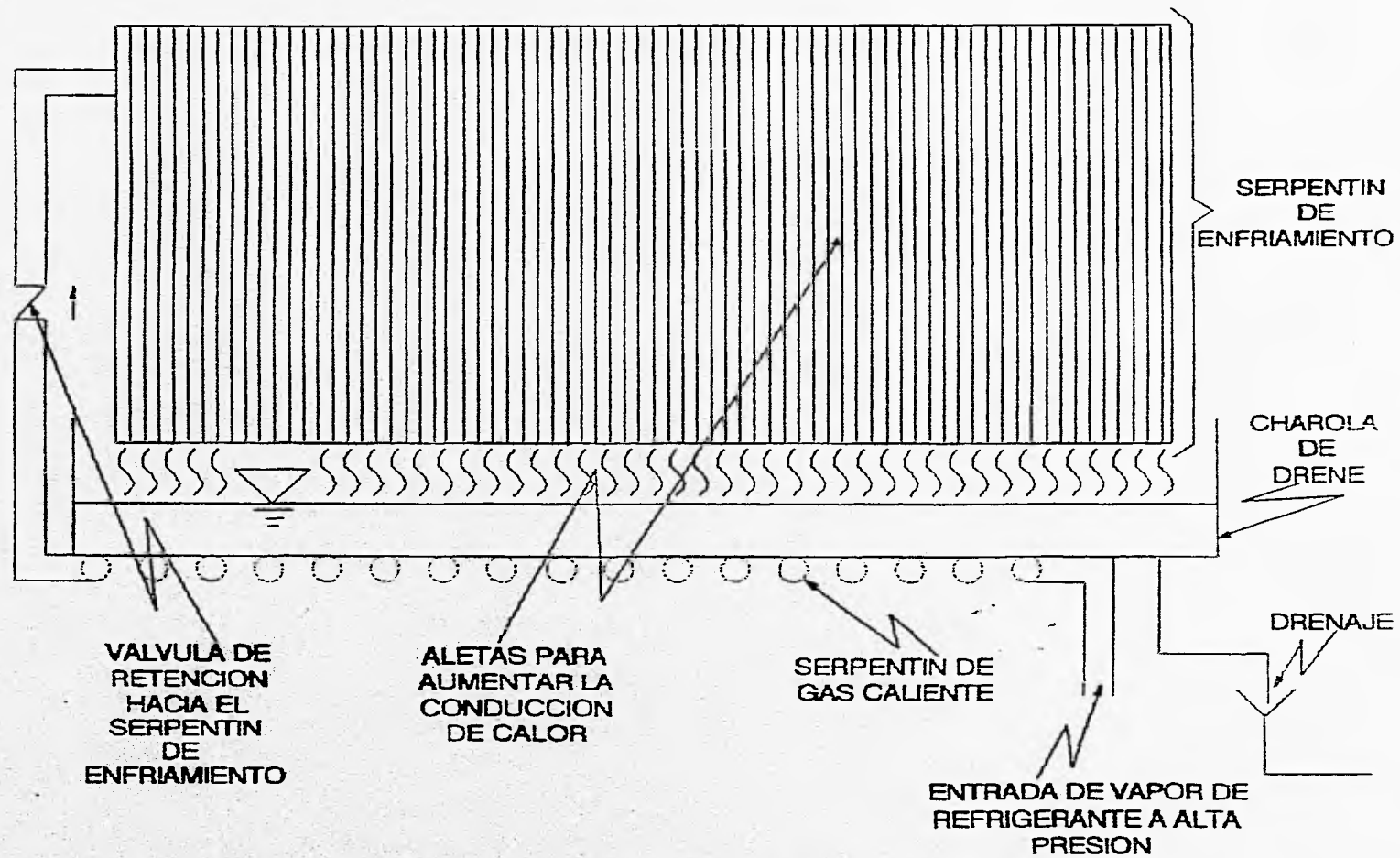


FIG. III.10 EVAPORADOR CON DESCONGELACION POR GAS CALIENTE [G].

- En los tres tipos de evaporadores, sus serpentines de enfriamiento están fabricados con tubos de acero al carbón de 5/8" de diámetro y cuatro aletas por pulgada lineal; estos tienen un distribuidor en la alimentación de refrigerante para una mejor distribución de este en su interior.

El serpentín es galvanizado por inmersión en caliente después de su fabricación.

- Estos modelos cuentan con tres ventiladores axiales de cuatro aspas y 16" de diámetro, los cuales están acoplados a motores de 0.5 HP, trifásicos a 220 V y 60 Hz. Estos se encuentran montados en una base de fierro estructural.

Estos ventiladores crean una convección forzada de aire que absorbe el calor de los productos y lo cede al refrigerante por medio de los tubos aletados además de homogeneizar la temperatura de la cámara.

CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR DE PISO INSTALADO

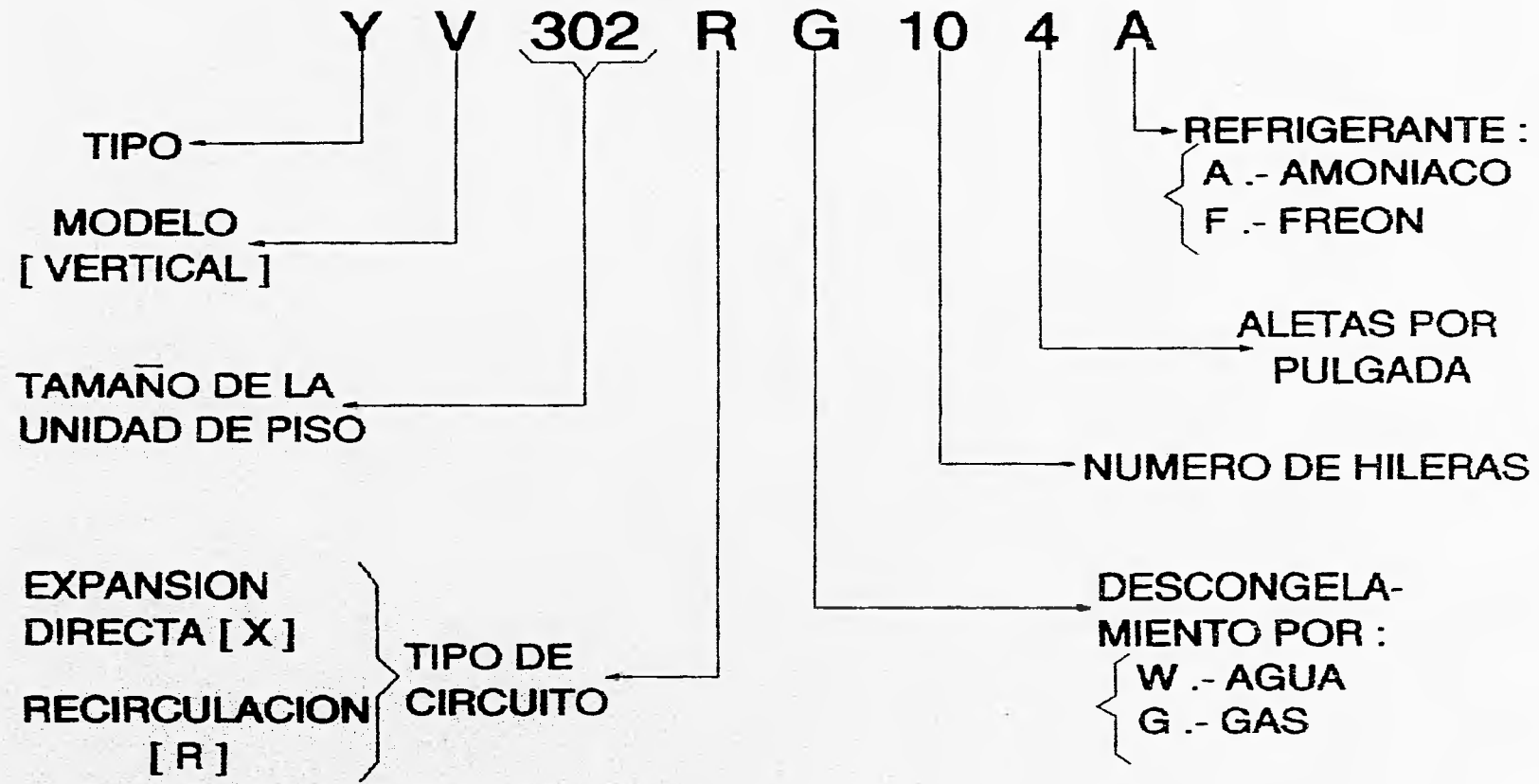
Evaporador de piso modelo YV302RG104A. La nomenclatura de este tipo de evaporadores se muestra en la página siguiente.

- Estas unidades cuentan con una estructura formada de ángulo tipo pesado, debidamente reforzada, a la cual se la atornillan láminas galvanizadas que forman el cuerpo y protegen al serpentín de enfriamiento alojado en su interior.

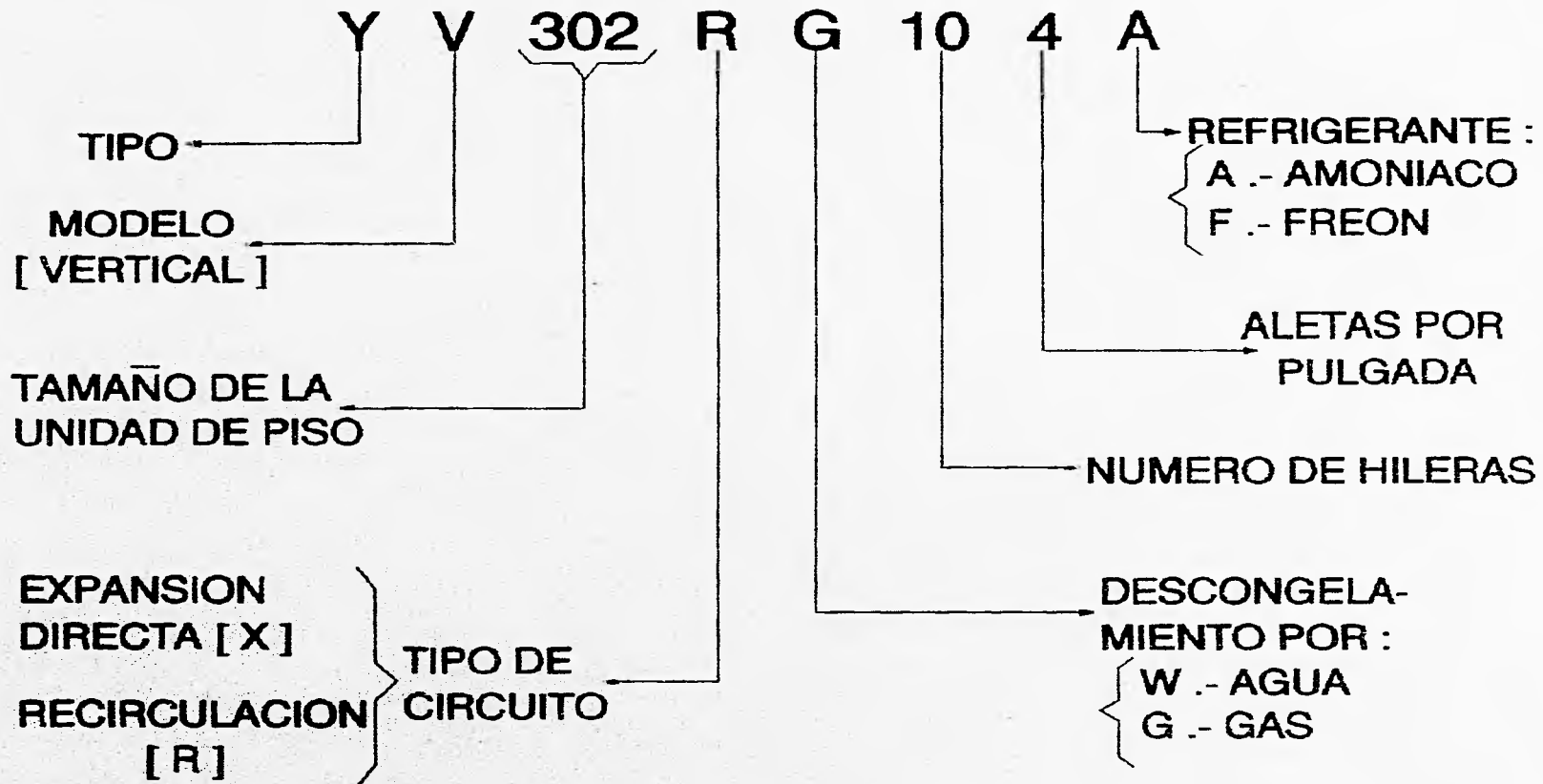
- En su parte inferior, se encuentra la charola de desagüe que esta fabricada de lamina de acero y lleva en la parte inferior al serpentín de entrada de vapor a alta temperatura, siendo ambos sometidos a un galvanizado después de su fabricación.

- El serpentín de enfriamiento está fabricado con tubos de acero al carbón de 5/8 " de diámetro y cuatro aletas por pulgada lineal en diez hileras, llevando un distribuidor en la alimentación del refrigerante al serpentín, para una mayor distribución de éste en su interior.

- Los ventiladores son de tipo centrifugo, estática y dinámicamente balanceados, fabricados para trabajo pesado y van montados por medio de flechas y chumacera a la estructura de la unidad. Su tracción es realizada por un motor de 20 HP a 220V y 60 Hz.



NOMENCLATURA DEL EVAPORADOR DE PISO MOD. YV302RG104A.



NOMENCLATURA DEL EVAPORADOR DE PISO MOD. YV302RG104A.

CONDICIONES REALES DEL SISTEMA INSTALADO

Como se mencionó anteriormente en la parte de características del sistema, actualmente se está trabajando con una sola etapa de compresión de vapor; con la cual no se alcanzan a cumplir las condiciones de operación, ya que las cámaras de congelación actualmente operan en un rango de $-13\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{congelación}} \leq -15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Como este sistema tiene aproximadamente un año operando así y debido al incremento de la carga térmica, que fue producto de poner a funcionar tres cámaras de conservación que no operaron cuando el sistema se trabajaba con doble etapa de compresión, no se cuenta con información confiable que nos indique si los parámetros de operación (temperaturas, presiones, etc.), se cumplían satisfactoriamente.

El diagrama de flujo correspondiente al sistema instalado se muestra en la FIG. III.11, donde se pueden apreciar los modelos y dimensiones de los diversos equipos que intervienen.

Este sistema ha sufrido algunas modificaciones con respecto al diseño original, siendo la de mayor relevancia el hecho de cambiar un compresor rotativo tipo tornillo, modelo N-200-SUG-MX, de la segunda etapa de compresión (igual al que aún se encuentra instalado en esa misma etapa), por un compresor reciprocante tipo 8B.

Esta modificación puede cambiar tanto las condiciones de operación, como la capacidad y eficiencia del sistema.

En virtud del desconocimiento de capacidades, coeficientes de funcionamiento, gastos máscicos y volumétricos, y modificaciones en el sistema instalado, se realizan en un capítulo posterior los cálculos correspondientes para encontrar dichos parámetros.

En los dos siguientes temas se mostrarán las características de los equipos de la primera y segunda etapa de compresión solamente, ya que los recipientes que operan conjuntamente con estos, pueden ser observados en la FIG. III.11.

DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE DOBLE ETAPA DE C

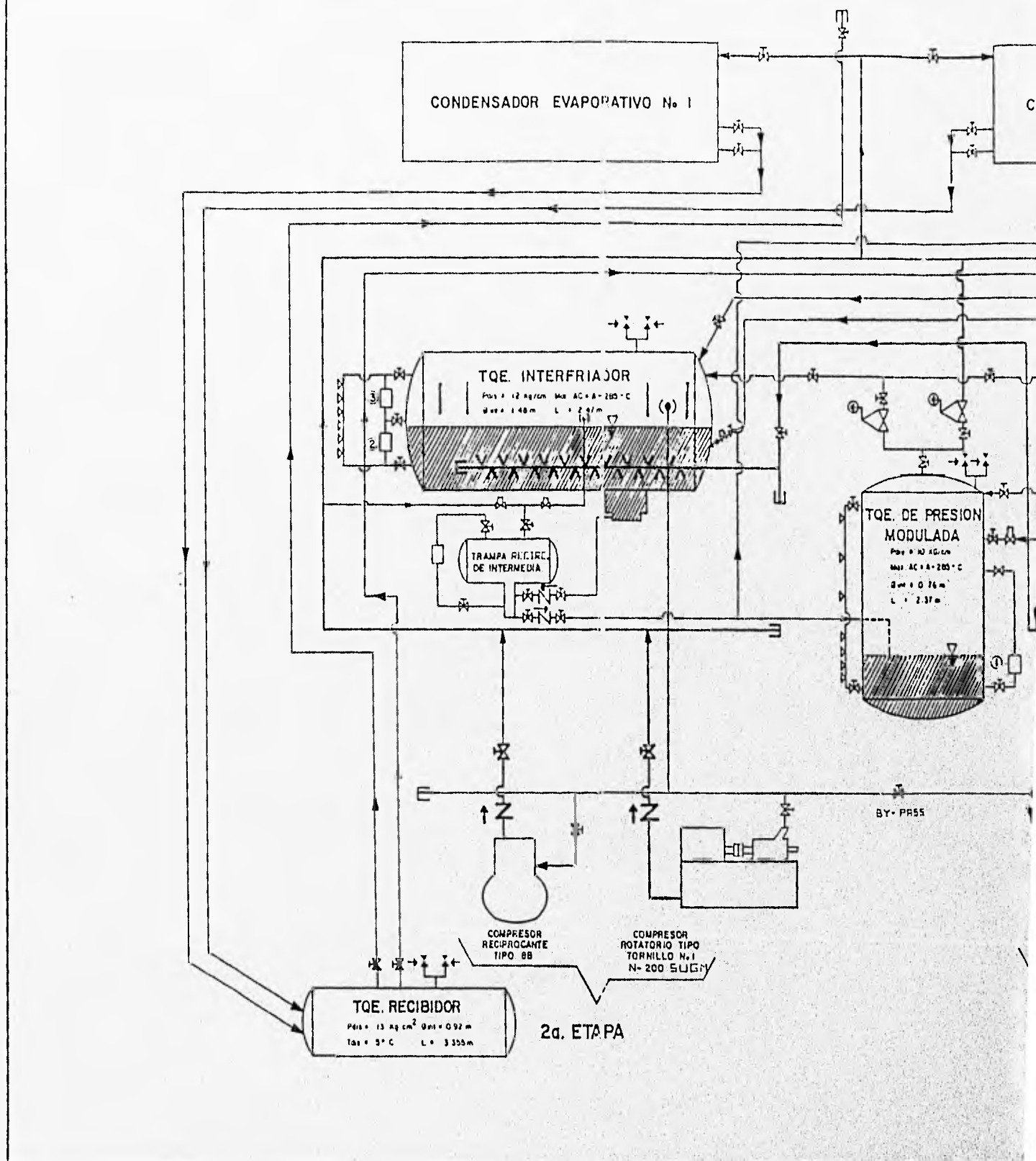


FIG. III.11 DIAGRAMA DE FLUJO

RAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE DOBLE ETAPA DE COMPRESION DE VAPOR EN OBRADOR. (AMONIACO)

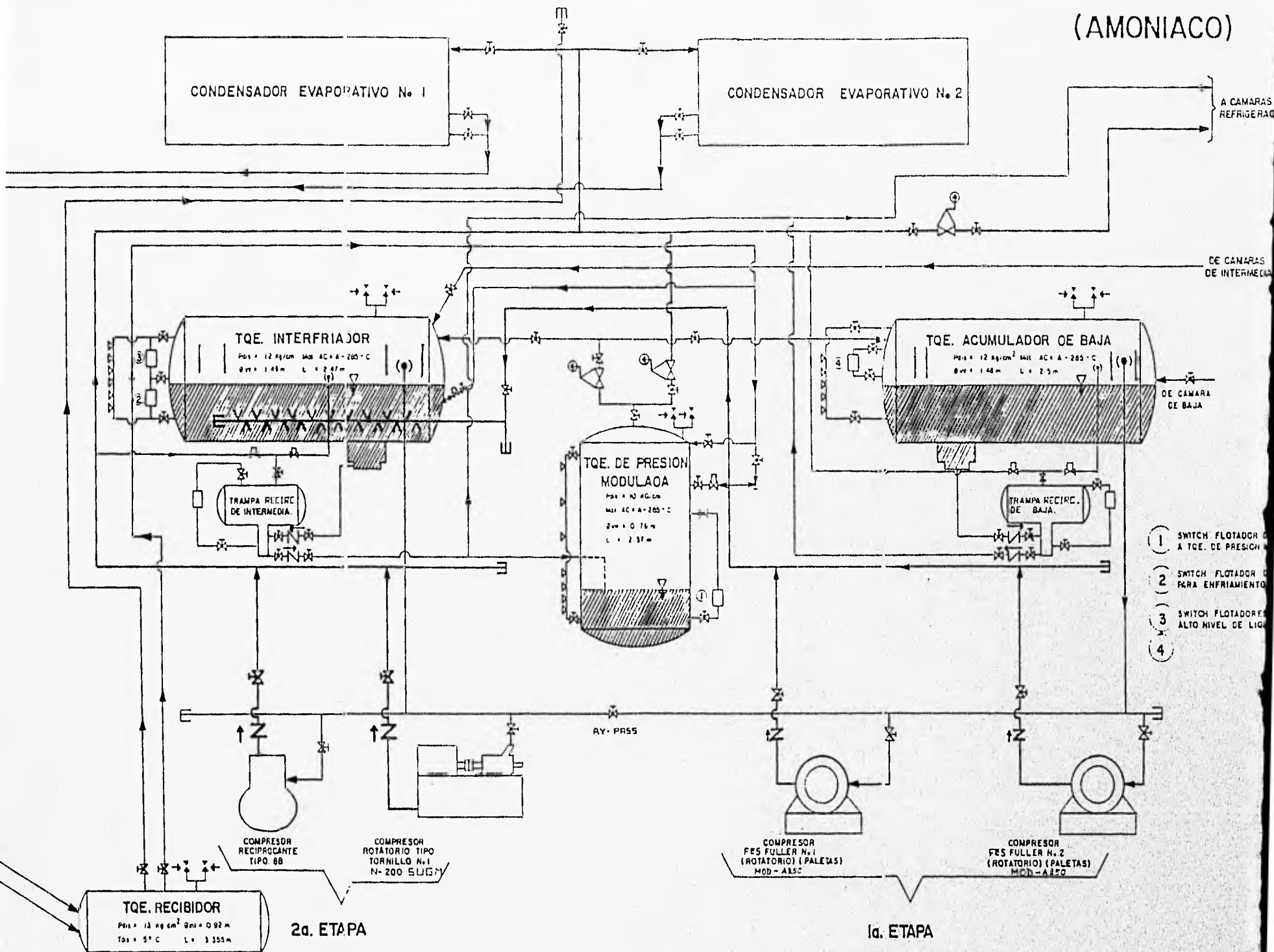
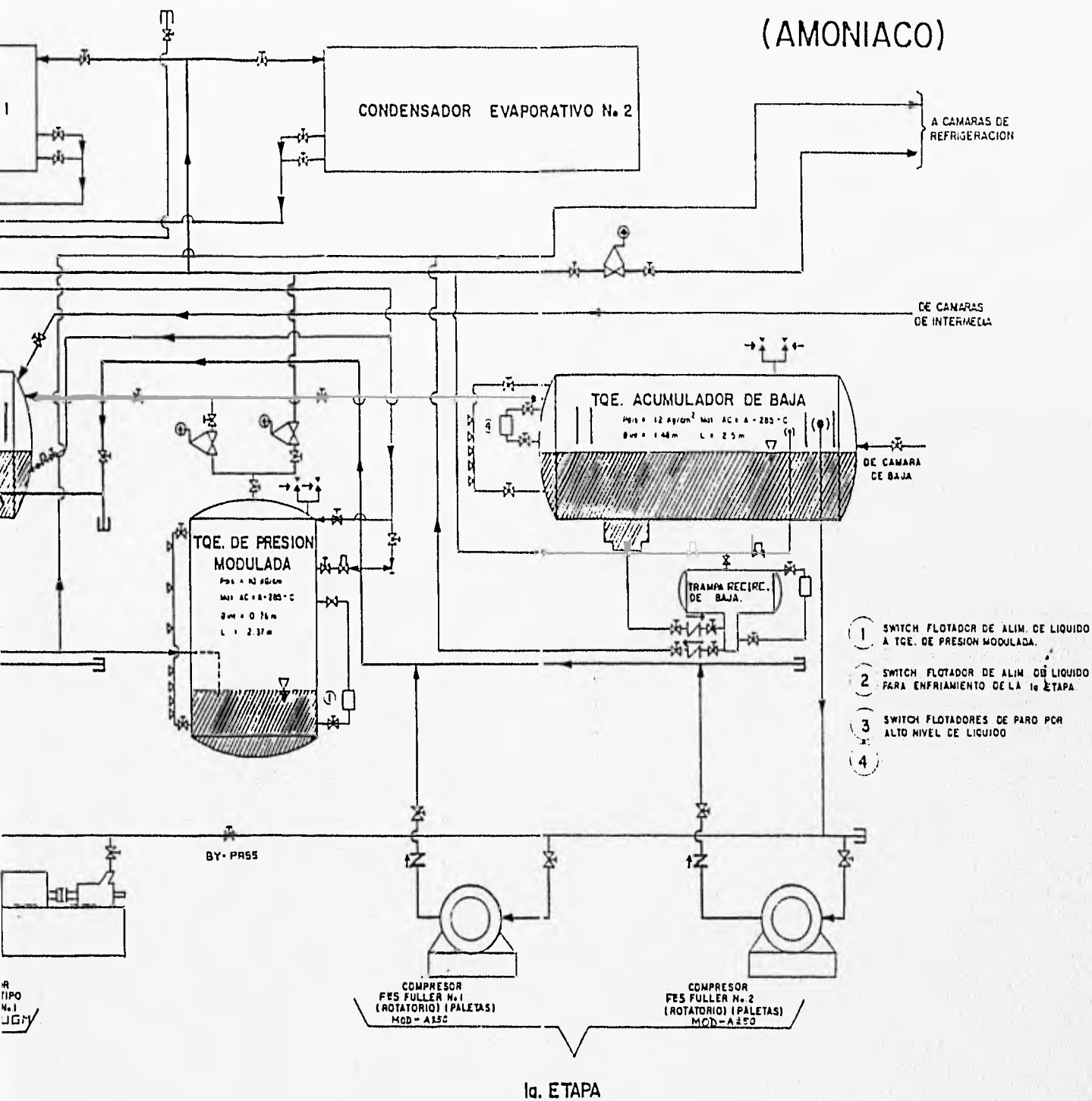


FIG. III.11 DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA INSTALADO.

MAQUINA DE DOBLE ETAPA DE COMPRESION DE VAPOR EN OBRADOR.

(AMONIACO)



CARACTERISTICAS DE LOS COMPRESORES INSTALADOS EN LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESION

Observando la FIG. III.11 nos percatamos que en la primera etapa se cuenta con dos compresores rotatorios de tipo paletas en paralelo. Estos equipos son de marca *Fuller* y modelo A - 250. Las características de los compresores de esta marca se indican en la TABLA III.B.

Este tipo de compresores tiene un cuerpo cilíndrico dentro del cual se encuentra un rotor que gira excéntricamente al eje del cilindro. El rotor de estos compresores es fabricado en acero forjado y tiene 8 ranuras longitudinales en donde se alojan alabes o paletas deslizantes insertadas radialmente en el rotor, creando sectores sellados de capacidad variable, y se mantienen contra el cilindro por la fuerza centrífuga cuando está en operación. Estas paletas son fabricadas de asbestos laminados impregnados con resinas de melamina.

El cuerpo cilíndrico tiene una chaqueta de enfriamiento que es llenada con aceite de refrigeración y circulado continuamente hacia algún intercambiador de calor para ceder en este el calor absorbido en el compresor, manteniéndolo a una temperatura adecuada de funcionamiento.

Pueden ser equipados con un control descargador que reduce la cantidad de refrigerante que entra al mismo. También con sus respectivos controles eléctricos para protección del mismo.

Están diseñados para operar con bajas presiones y altos gastos volumétricos, por lo que los compresores booster rotatorios de paletas tienen una alta eficiencia. La ausencia de válvulas, bielas, pistones, etc., y un número pequeño de partes en movimiento en este tipo de compresores reduce el mantenimiento y proporciona un diseño simplificado de la instalación, lo que significa bajos costos en una refrigeración eficiente.

MODELO	R.P.M. Mín.	R.P.M. Máx.	R.P.M. Nomin.	Desplazamiento (m ³ / min) a R.P.M. Nomin.
A - 11	1,000	1,750	1,750	1.47
A - 12	1,000	1,750	1,750	2.04
A - 13	1,000	1,750	1,750	2.4
A - 15	1,000	1,750	1,160	2.3
A - 16	1,000	1,750	1,160	2.52
A - 24	1,000	1,500	1,160	3.37
A - 25	1,000	1,500	1,160	3.91
A - 30	725	1,450	1,160	4.67
A - 40	725	1,450	1,160	5.86
A - 50	725	1,450	1,160	6.94
A - 60	500	1,000	870	8.5
A - 70	500	1,000	870	10.14
A - 80	500	1,000	870	12.06
A - 100	500	1,000	870	14.24
A - 120	400	800	690	18.07
A - 135	400	800	690	20.39
A - 150	400	800	690	23.02
A - 175	325	650	575	26.54
A - 200	325	650	575	31.15
A - 250	325	650	575	41.63
A - 300	325	650	575	47.78
A - 350	325	650	575	52.4

TABLA III.B CARACTERISTICAS DE LOS COMPRESORES FULLER.

En este tipo de compresores no son necesarias válvulas de admisión, y como el gas admitido entra continuamente en el compresor, la pulsación del gas es mínima. En su fabricación se necesita una gran precisión. En la FIG. III. 12 se muestra el principio de operación de este tipo de compresores en un corte transversal.

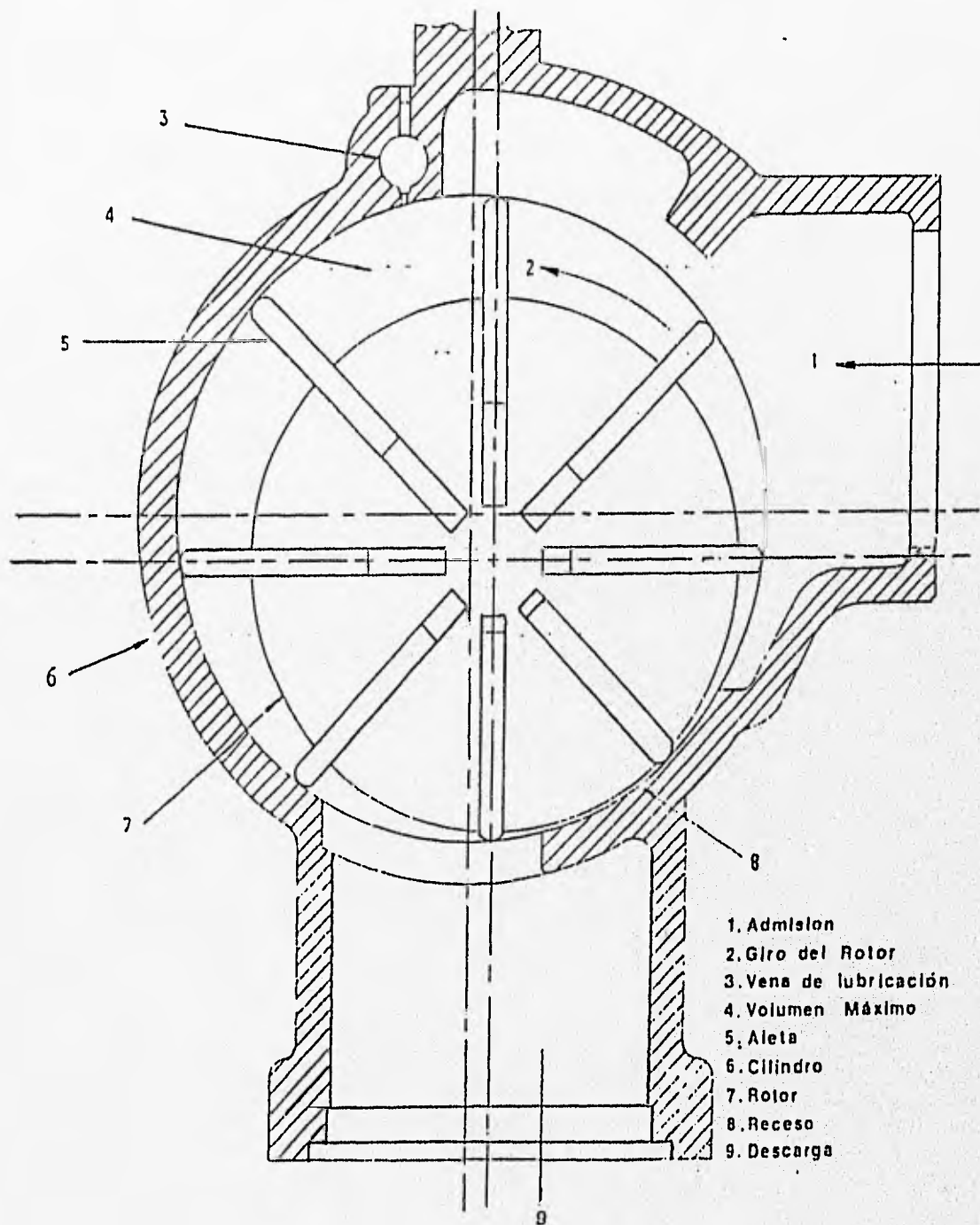


FIG. III.12 PRINCIPIO DE OPERACION DE LOS COMPRESORES ROTATORIOS DE PALETAS.

Los sectores sellados de capacidad variable, producidos por las paletas deslizantes, aumentan o disminuyen su volumen conforme las paletas siguen el contorno del cilindro de compresión. Se logra que las paletas salgan de las ranuras por la fuerza centrífuga.

La admisión está colocada de manera que el refrigerante entre al cilindro cuando se va incrementando la distancia entre el rotor y la pared del cilindro. Cuando las paletas están totalmente extendidas, el sector está en su máxima capacidad. Un ligero movimiento rotacional aísla el sector lleno de refrigerante de la admisión.

A medida que el sector avanza hacia la descarga, su volumen disminuye por la convergencia entre las paredes del cilindro y el cuerpo del rotor. Esta disminución en el volumen del sector continúa hasta que se alcanza la máxima compresión. Conforme los sectores sellados pasan por la descarga, el refrigerante comprimido es liberado y se repite el ciclo.

El principio rotatorio de compresión da por resultado una entrega de refrigerante suave y libre de pulsaciones.

CARACTERISTICAS DE LOS COMPRESORES INSTALADOS EN LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESION

Como podemos observar en la FIG. III.11 se encuentran instalados dos compresores en paralelo de diferentes tipos y capacidades. El primero es un compresor rotatorio tipo tornillo y el segundo es un compresor recíprocante de ocho cilindros. Las características de estos equipos serán descritas por separado renglones abajo.

Compresor Rotatorio tipo Tornillo :

Existen varios tipos de compresores utilizados en refrigeración. Entre ellos, el compresor de tornillo ocupa hoy en día un lugar preponderante.

Según se ve en las FIG. III.13a y FIG. III.13b, los elementos fundamentales del compresor, son dos rotores ranurados, que asentados sobre cojinetes en cada extremo del cárter del compresor, engranan helicoidalmente. Al rotor que posee cuatro lóbulos convexos se le denomina "rotor macho" y al que posee seis lóbulos cóncavos "rotor hembra".

El perfil de los lóbulos, es un perfil asimétrico que proporciona un alto rendimiento de compresión. El desgaste de los rotores es despreciable, ya que estos no tocan el cárter del compresor, realizándose el cierre por lubricación existente y que en este tipo de compresor juega un gran papel.

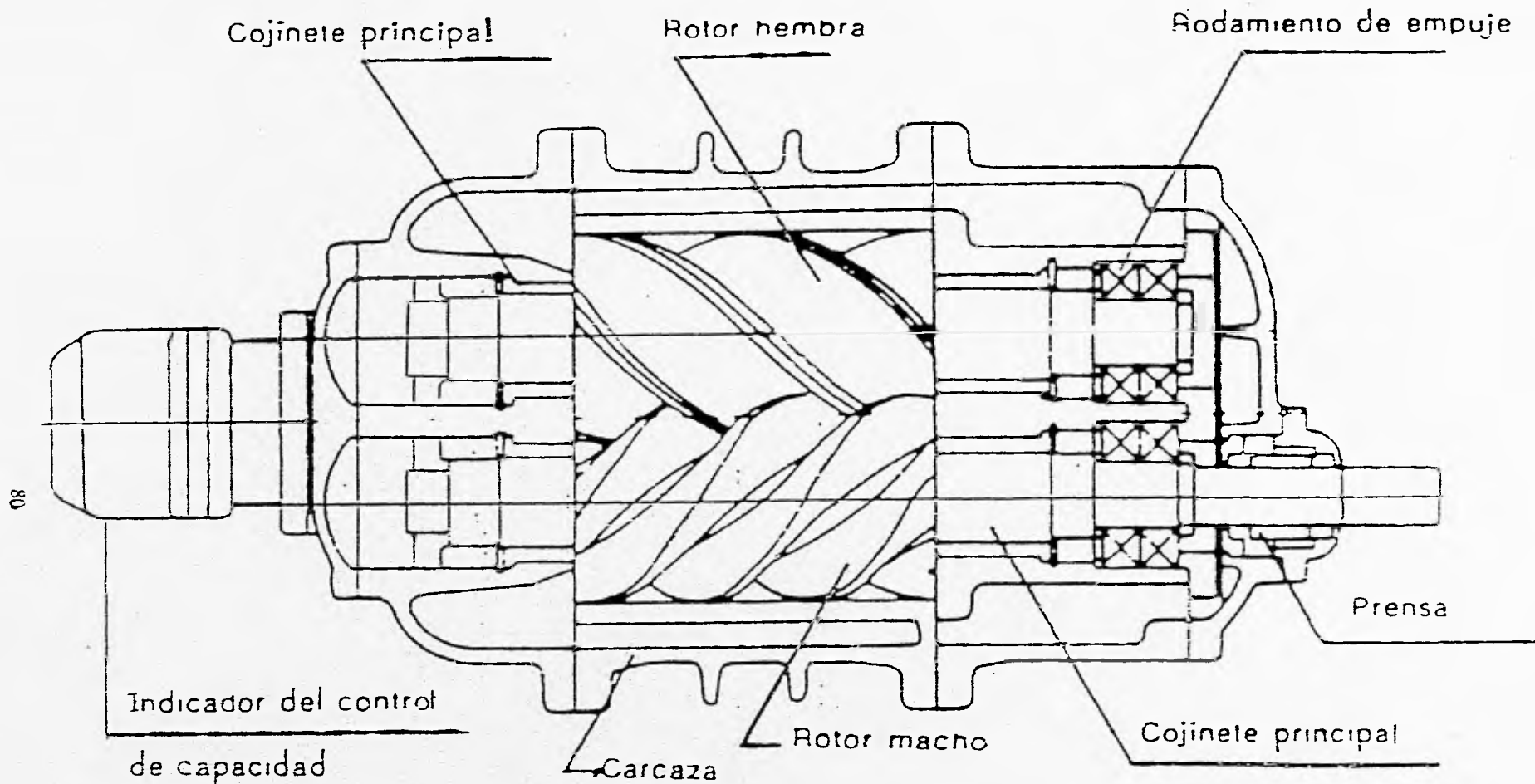


FIG. III.13a VISTA SUPERIOR DE CORTE TRANSVERSAL DE UN COMPRESOR TORNILLO.

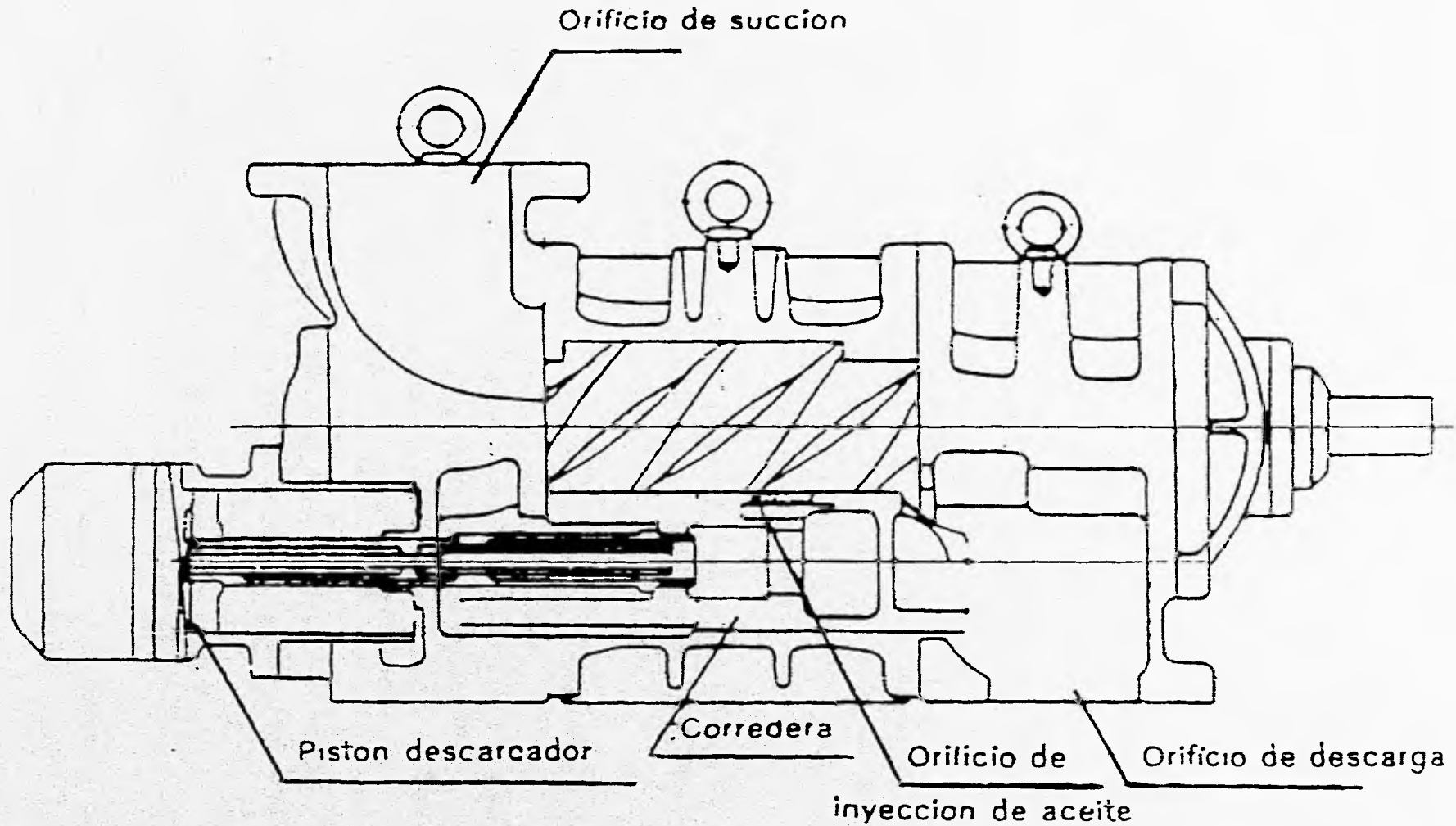


FIG. III.13b VISTA LATERAL DE CORTE TRANSVERSAL DE UN COMPRESOR TORNILLO.

Para la transmisión del rotor macho, se emplea normalmente un motor de dos polos. Su velocidad será de 3600 r.p.m. a 60 Hz, girando el rotor hembra a unas 2400 r.p.m.

El principio de operación de este tipo de compresores se describe a continuación :

En la parte inicial de aspiración, un par de lóbulos aún no engranan. El gas fluye en el volumen formado entre los lóbulos y el cuerpo de los rotores hasta que aquellos están completamente engranados, tal y como se muestra en la FIG. III.14.

El gas introducido entre los rotores macho y hembra es desplazado tangencialmente a presión de aspiración constante (ver FIG. III.15).

Cuando comienzan a engranar los rotores en el extremo de la entrada, el volumen se reduce y el gas mezclado en aceite es desplazado gradual y helicoidalmente, mientras simultáneamente es comprimido hacia el extremo de la descarga, cuando el punto de engrane de los lóbulos se mueve axialmente como se ilustra en la FIG. III.16.

La descarga comienza cuando el volumen comprimido ha sido trasladado a la zona axial de la abertura de descarga de la máquina y continúa hasta que todo el gas es evacuado completamente (ver FIG. III.17).

Como se ha descrito en las fases antes dichas el compresor de tornillo repite continuamente aspiración, compresión y descarga de todas las entradas de los lóbulos.

Este compresor no posee plato de válvulas como en los compresores alternativos, por lo que no existen ni desgastes ni vibraciones. Además su funcionamiento es estable y libre de golpeteos, por lo que se garantiza un gran rendimiento, bajo cualquier condición de funcionamiento, tal como corresponde a un compresor de desplazamiento positivo.

El compresor instalado en nuestro sistema es de la marca Mycom Mayekawa, Modelo N-200-SUG-MX del tipo paquete, esto es, que viene integrado con los accesorios necesarios para su correcta operación.

Las características de operación de este compresor se muestran en la TABLA III.C.

En la Fig. III.18 se muestra un diagrama de los componentes de este paquete.

El gas que viene de los evaporadores es succionado por el compresor admitiéndose por el filtro de succión en el cual son eliminadas las partículas extrañas al gas refrigerante, con el

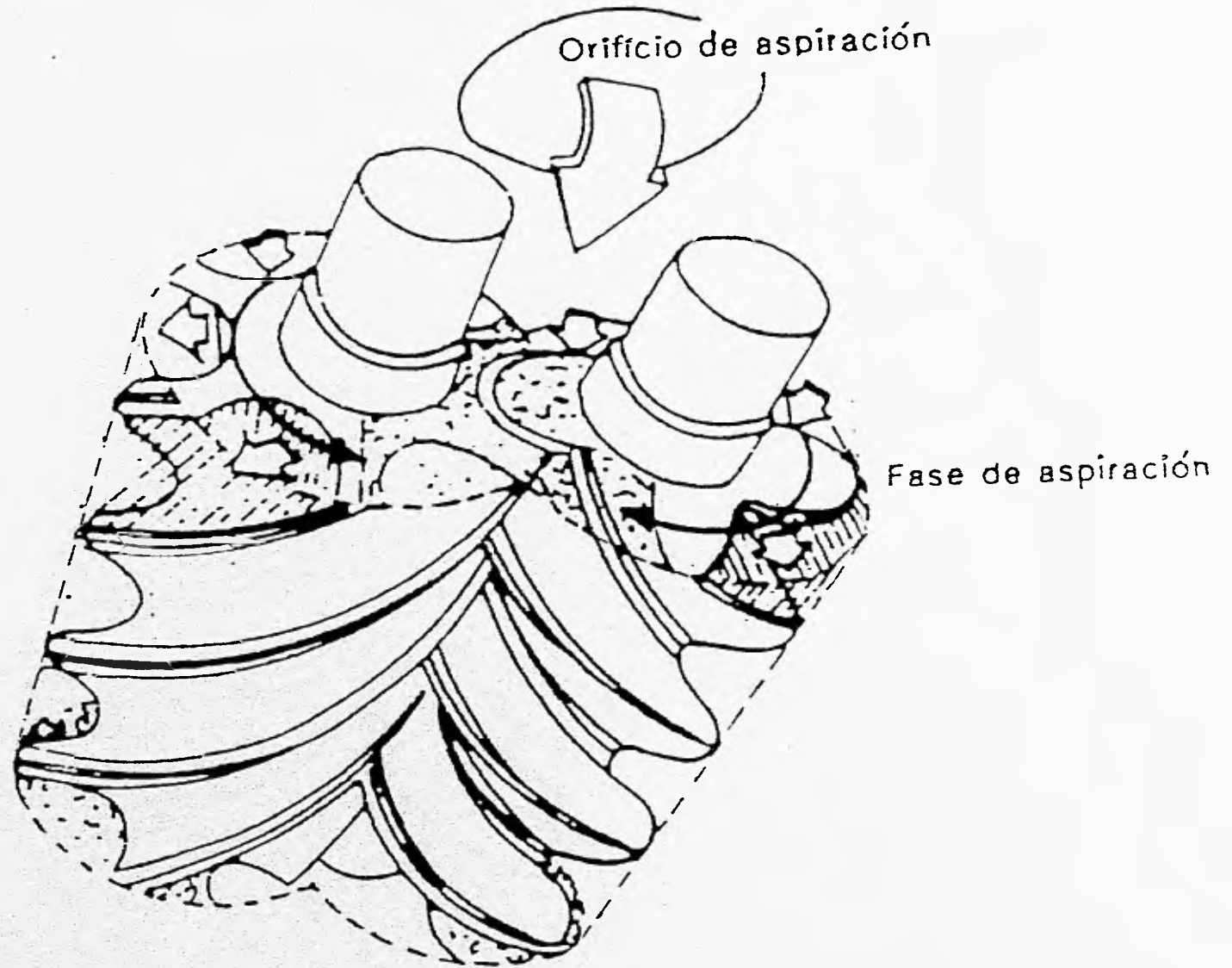
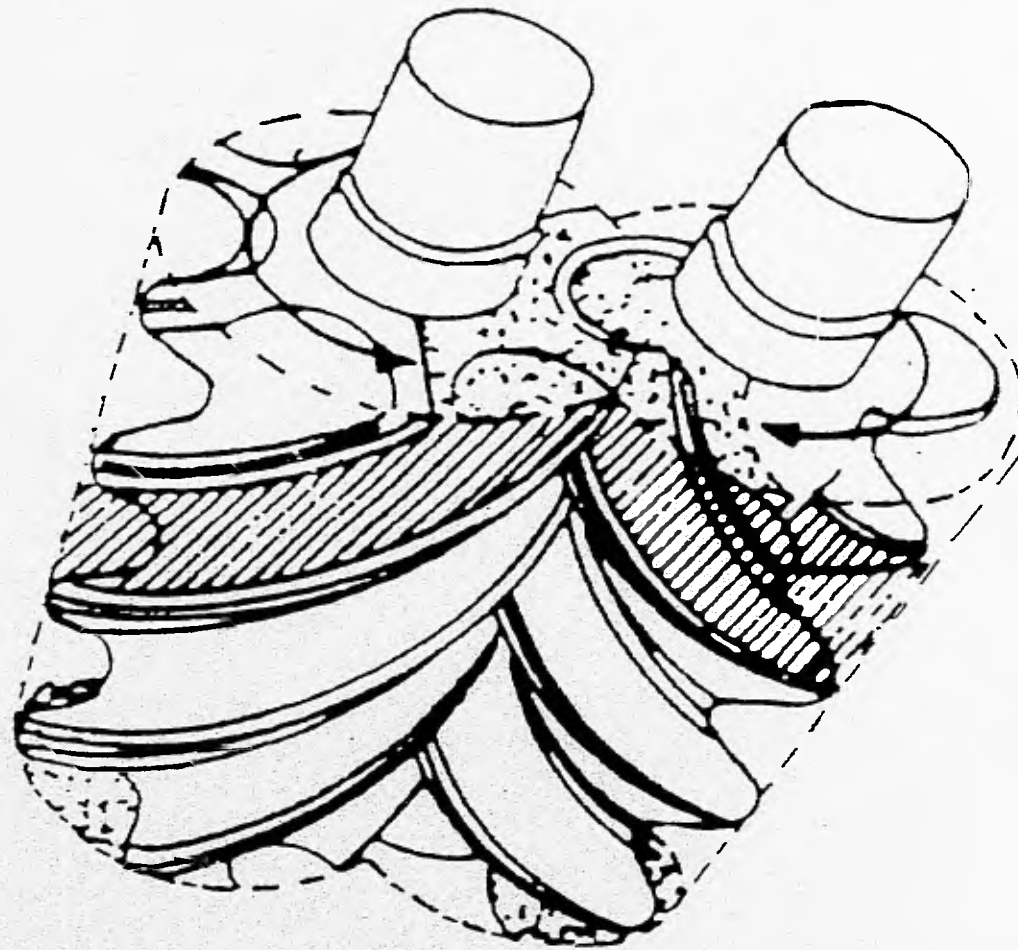


FIG. III.14 FASE DE ASPIRACION EN UN COMPRESOR TORNILLO.



Fase de traslado

FIG. III.15 FASE DE TRASLADO EN UN COMPRESOR TORNILLO.

FIG. III.16 FASE DE COMPRESION EN UN COMPRESION TORNILLO.

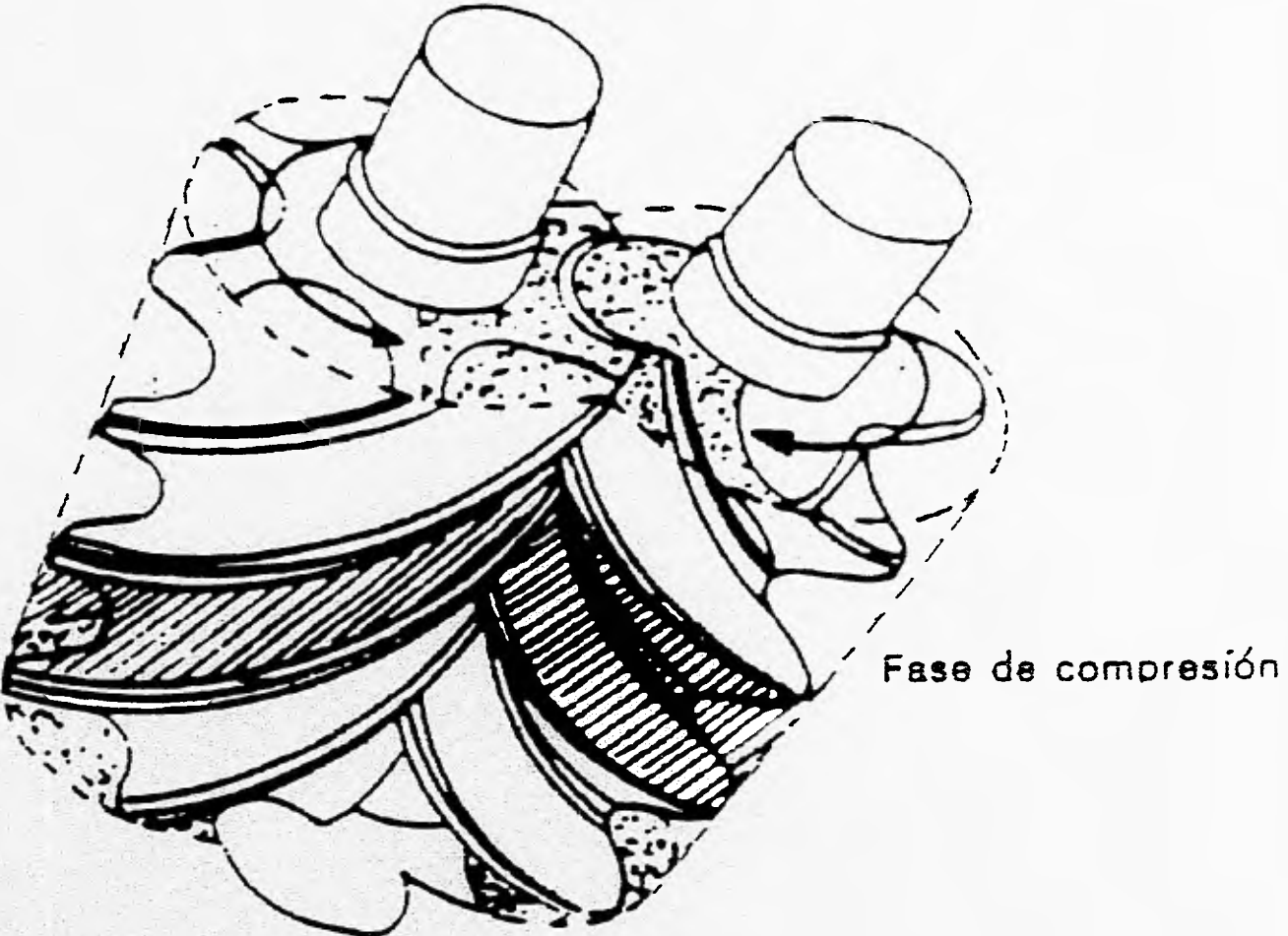




FIG. III.17 FASE DE DESCARGA DE UN COMPRESOR TORNILLO.

MODELO		N-200 SU						N-200 LU					
Revoluciones		3550 R.P.M.						3550 R.P.M.					
Desplazamiento		970 m ³ /hr.						1450 m ³ /hr.					
Tipo de puerta de descarga		L		M		H		L		M		H	
Temp. Cond	Temp. Evap.	Cap.	HHP	Cap.	HHP	Cap.	HHP	Cap.	HHP	Cap.	HHP	Cap.	HHP
25°C	10°C	399.4	176.9					604.7	264.5				
	5°C	334.7	170.7					542.8	264.1				
	0°C	277.9	170.4					421.1	263.7				
	- 5°C	220.4	176.1	223.9	195.0			346.6	263.3	339.6	291.6		
	- 10°C	185.6	175.9	183.4	183.8			281.8	263.0	278.5	274.8		
	- 15°C	148.9	175.7	148.7	173.3			226.3	262.6	226.0	259.1		
	- 20°C	117.7	175.5	119.1	163.7	117.7	175.2	179.1	262.3	181.3	244.6	179.6	261.9
	- 25°C	91.2	175.3	94.1	154.8	93.6	160.6	139.2	262.1	113.6	231.4	143.0	239.9
	- 30°C			73.2	146.6	73.4	147.4			112.0	219.2	112.3	220.4
- 35°C			55.9	139.3	56.6	135.8			85.7	208.2	86.8	202.9	
- 40°C			41.6	132.7	42.9	125.7			64.2	198.4	65.9	187.9	
30°C	10°C	387.5	209.4					586.8	313.0				
	5°C	324.0	207.8					490.9	319.6				
	0°C	268.3	206.3	217.2	215.8			406.9	308.3	329.7	322.7		
	- 5°C	219.9	204.8	177.5	204.0			333.7	306.2	269.8	305.0		
	- 10°C	178.0	203.5	143.5	193.0	141.8	206.2	270.4	304.2	218.4	288.5		
	- 15°C	142.0	202.1	114.5	182.3	113.8	189.0	216.0	302.3	174.6	273.3	216.4	308.2
	- 20°C	111.3	200.9	90.1	173.4	90.2	173.6	169.7	300.4	137.6	259.2	137.9	259.4
	- 25°C			69.6	164.9	70.4	159.6			106.6	246.5	107.8	238.7
	- 30°C			52.6	157.1	54.0	147.4			81.0	234.9	82.9	220.4
- 35°C					40.5	136.9					62.4	204.6	
- 40°C													
35°C	10°C	374.9	243.0					568.1	363.1				
	5°C	312.8	240.1					474.2	358.8				
	0°C	258.3	237.3	255.1	251.3			391.9	354.7	387.1	375.7		
	- 5°C	210.8	234.7	210.1	238.1			320.2	350.8	319.2	355.9		
	- 10°C	169.8	232.2	171.3	225.6	169.2	241.0	258.2	347.1	260.6	337.4	258.2	360.3
	- 15°C	134.5	229.9	138.0	214.1	137.1	221.3	205.0	343.6	210.2	320.1	209.3	330.8
	- 20°C			109.7	203.5	109.7	203.3			167.4	304.2	167.7	304.0
	- 25°C			85.7	193.6	86.5	187.1			131.2	289.4	132.5	279.8
	- 30°C					67.2	172.5					103.0	257.9
- 35°C					51.1	159.8					78.6	238.1	
- 40°C					37.9	148.7					58.6	222.1	
40°C	10°C	361.8	277.7					548.5	414.2				
	5°C	301.0	273.5					456.6	408.8				
	0°C	247.6	269.4	297.2	290.5			376.0	402.8	450.9	434.2		
	- 5°C	201.2	265.7	202.7	261.8			305.9	397.2	374.6	412.1		
	- 10°C	160.9	262.1	164.7	248.8	163.6	257.8	245.1	391.7	308.2	391.3	305.5	418.0
	- 15°C			132.2	236.7	132.1	237.1			250.8	372.0	249.7	365.3
	- 20°C			104.4	225.5	105.3	218.4			201.6	353.9	201.9	354.6
	- 25°C			80.9	215.1	82.6	201.3			159.6	337.1	161.1	326.4
	- 30°C					63.7	186.1			124.2	321.7	126.7	300.9
- 35°C					48.0	172.6					97.9	278.2	
- 40°C					35.1	161.0					74.0	258.0	
											54.4	240.6	
45°C	10°C	348.0	313.5	343.6	333.4			527.9	468.8	521.3	496.4		
	5°C	288.5	308.0	287.3	317.0			438.1	460.6	436.2	473.9		
	0°C	236.3	302.8	237.9	301.5			359.2	452.7	361.6	450.7	358.5	484.2
	- 5°C	190.9	297.8	194.9	287.0	193.5	298.5	290.6	445.2	296.7	420.0	295.4	446.2
	- 10°C			157.8	273.5	157.6	275.2			240.5	408.7	240.8	411.3
	- 15°C			125.9	260.7	126.8	253.6			192.4	389.8	194.0	379.1
	- 20°C			98.8	249.1	100.6	233.9			151.4	372.3	154.2	349.7
	- 25°C					78.5	216.1					120.5	323.1
	- 30°C					59.9	200.1					92.4	299.2
- 35°C					44.6	186.2					69.0	278.3	
- 40°C					32.0	174.0					49.8	260.1	

TABLA III.C CARACTERISTICAS DE OPERACION DEL COMPRESOR N-200-SU.

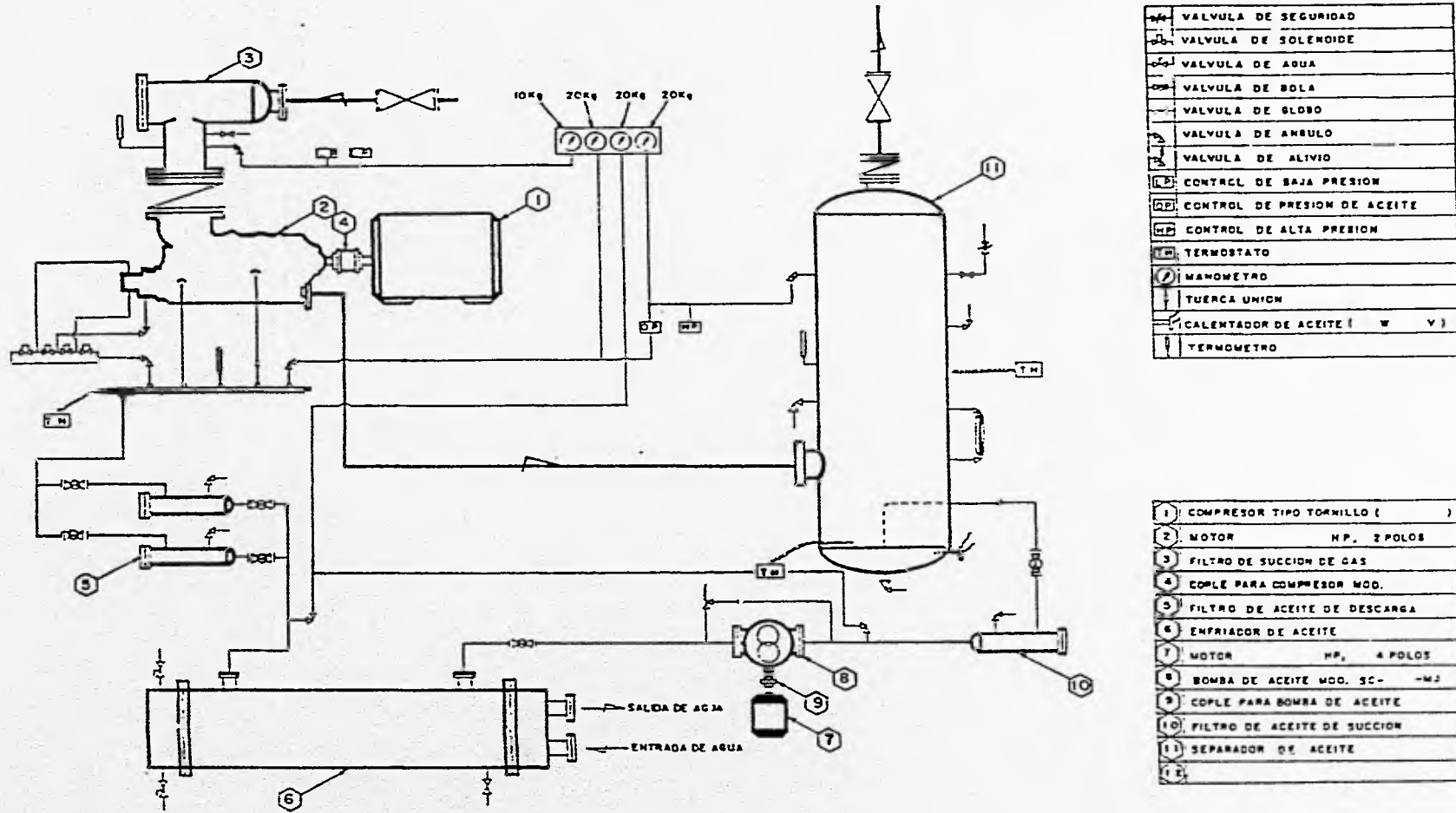


FIG. III.18 DIAGRAMA DE LOS COMPONENTES DE UN PAQUETE DE COMPRESOR TORNILLO.

fin de prevenir un daño a los rotores de dicho compresor, el gas es mezclado con el aceite en el cuerpo del compresor en la etapa de compresión, dicho aceite le sirve como lubricante y ambos fluidos son descargados hacia el separador de aceite en el cual se separan ambos depositándose el aceite en el fondo de dicho tanque. El aceite es succionado por una bomba de engranes helicoidales, previamente siendo filtrado por el elemento No 10, el aceite es forzado a entrar en el enfriador de aceite No 6 para posteriormente salir y ser filtrado nuevamente por uno de los dos filtro de descarga de aceite No 5 (quedando el otro en Stand by).

Una vez filtrado y frío el aceite es inyectado tanto a los rotores como a los cojinetes, sello y lubricación en general, cabe hacer notar que de aquí es tomada la derivación para el accionamiento del control de capacidad el cual es lubricado y se describirá posteriormente.

La presión de aceite deberá sostenerse de 2 a 3 Kg/cm² manométricos arriba de la presión de descarga del gas refrigerante.

Debido a la separación de varios fluidos en el separador de aceite, el gas refrigerante en estado gaseoso es entregado al sistema de condensación pasando por una válvula de retención para prevenir la contrapresión del cabezal de descarga

La denominación o nomenclatura de los modelos del compresor tornillo, según el fabricante, es la que se muestra mediante un ejemplo en la FIG. III.19. Lo que nos lleva a identificar al equipo instalado como un compresor para Amoniaco (NH₃), con un diámetro de sus rotores de 250 mm del tipo corto y asimétricos, con la descarga de refrigerante vertical, una relación de volumen "M" y del tipo Mycomixer.

NOTA : Según las condiciones de funcionamiento, cada tamaño de compresor de tornillo puede llevar tres tipos de rotores, L, M o H de acuerdo con la relación volumétrica de diseño.

El valor de la relación volumétrica, V es la siguiente :

$$L = 2.6$$

$$M = 3.6$$

$$H = 5.8$$

En donde :

$$V = \frac{\text{Volumen de gas atrapado cuando comienza la compresión}}{\text{Volumen de la misma cantidad de gas cuando comienza la descarga}}$$

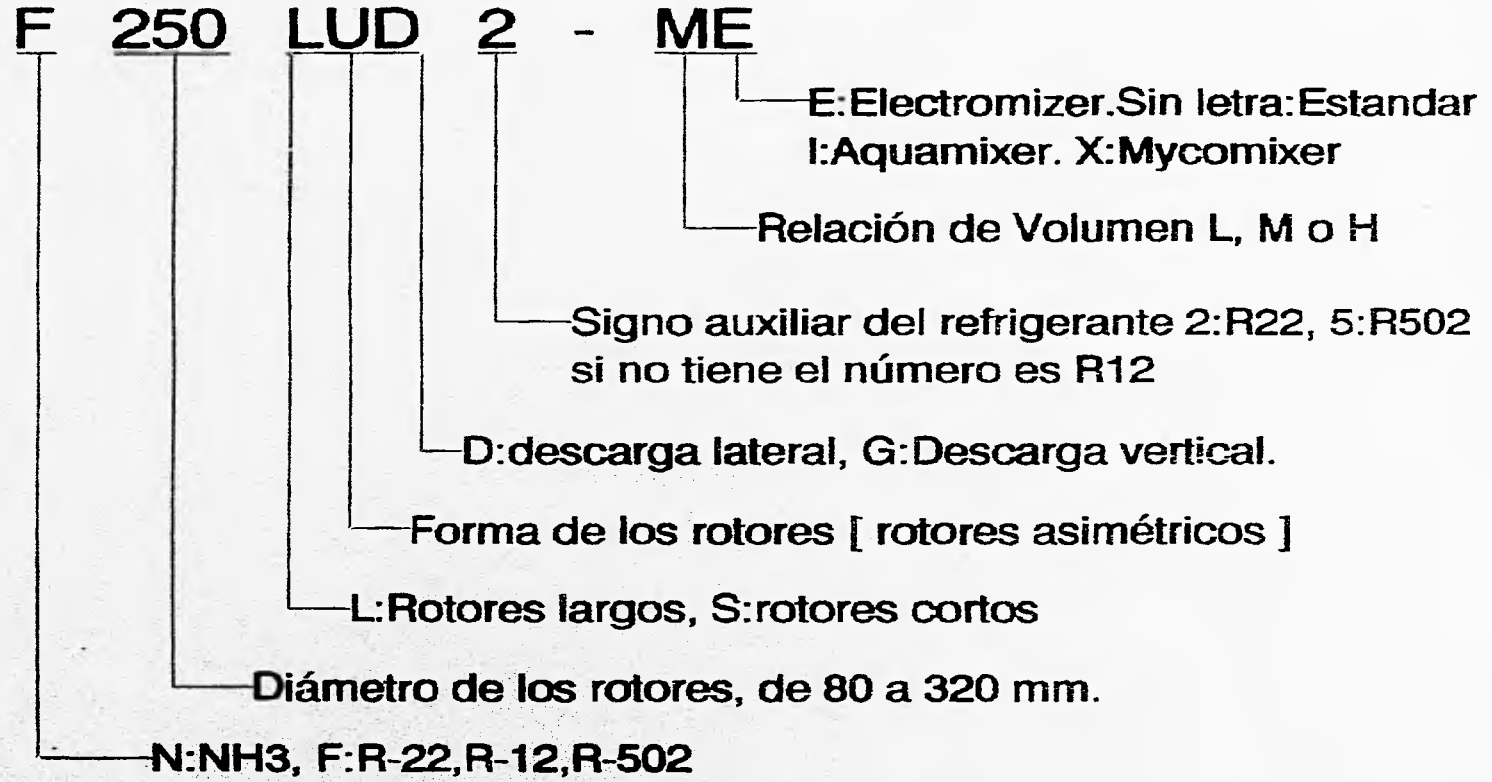


FIG. III.19 DENOMINACION DE LOS MODELOS DE COMPRESORES TORNILLO.

Control de capacidad

El compresor tipo tornillo es distinto que el pistón, porque tiene un mecanismo de regulación de la capacidad del 10 % al 100 % sin escala. Este mecanismo funciona por el movimiento del pistón descargador, cuyo detalle está mostrado en la FIG. III.20

El control de capacidad se efectúa mediante una válvula de corredera que se traslada paralelamente al eje del rotor, modificando el área de entrada en el extremo del cuerpo de los rotores. Esto alarga o acorta zonas de compresión del rotor y además provoca el retorno del gas al lado de aspiración, según la situación de dicha corredera. En la FIG. III.21 se muestra un detalle de el mecanismo de control de capacidad.

Compresor Reciprocante :

El compresor reciprocante es una máquina que opera bajo el principio de desplazamiento positivo, la marca de el compresor instalado es Mycom Mayekawa modelo 8B; el fabricante de este tipo de compresores tiene dos modelos básicos, que son el tipo A de 95 mm de diámetro del pistón y 76 mm de carrera, y el modelo B de 130 mm de diámetro y 100 mm de carrera.

A diferencia de los compresores convencionales de acción simple, este compresor de cilindros múltiples es de tamaño reducido y ligero en peso, permitiendo reducir al mínimo el área de piso necesaria por unidad de capacidad.

Cuenta con un mecanismo descargador que controla automáticamente la capacidad del compresor mientras está funcionando, y al ponerlo en marcha reduce automáticamente la carga y el par de arranque. A diferencia del control de capacidad del compresor tipo tornillo, este solamente puede reducir la capacidad de manera discontinua a 75 % y 50 %.

El mecanismo de compresión del gas refrigerante funciona de la siguiente forma : (ver FIG. III.22)

El gas refrigerante que viene del evaporador entra en la trampa de basuras (2) a través de la válvula de cierre de la succión (1). La malla colocada en el interior de la trampa recoge las basuras gruesas del gas de succión, y se limpia perfectamente al pasar a través del filtro de succión (3), entrando a la cámara de succión del monoblock (4).

Cuando el pistón inicia su carrera de succión, baja la presión dentro de la camisa del cilindro (6), permitiendo que el gas de la cámara de succión, levante el plato de la válvula de succión (7) y se introduzca dentro de la camisa.

Cuando se inicia la compresión, se cierra el plato de la válvula de succión aumentando la presión.

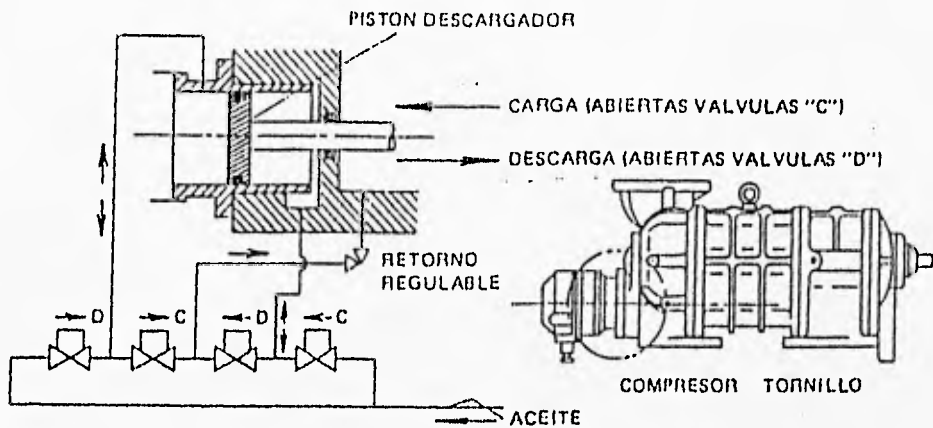


FIG. III.20 DETALLE DEL PISTON DESCARGADOR DEL CONTROL DE CAPACIDAD DE UN COMPRESOR TORNILLO.

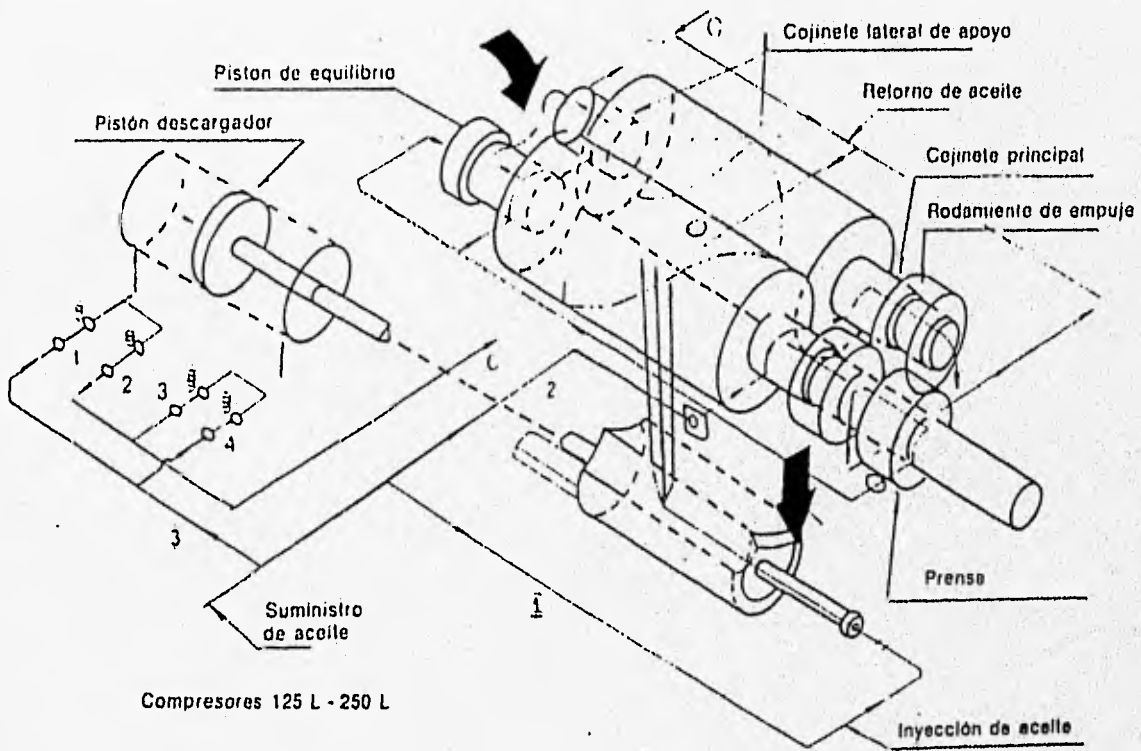
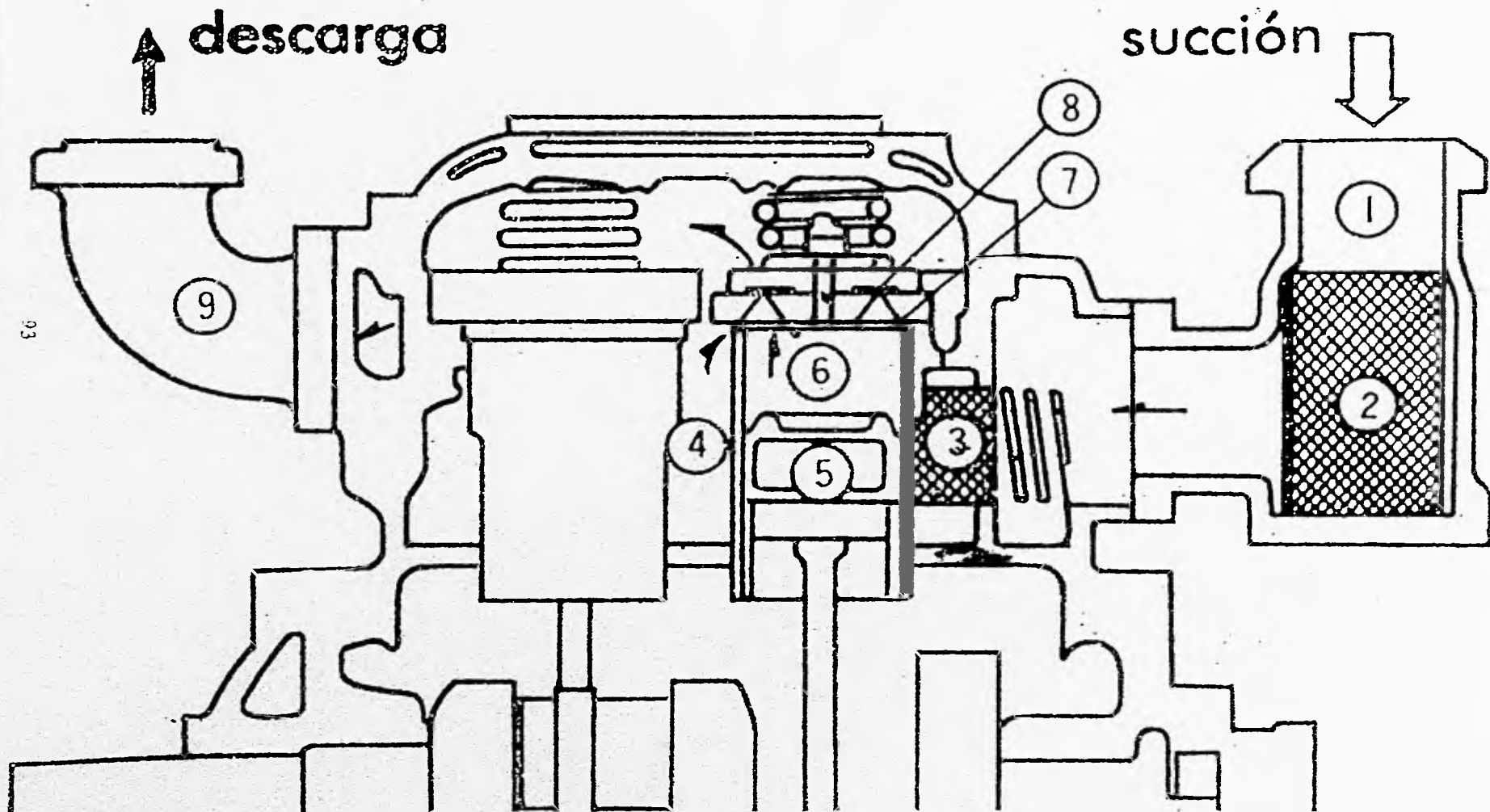


FIG. III.21 MECANISMO DEL CONTROL DE CAPACIDAD.

FIG. III.22 MECANISMO DE OPERACION EN UN COMPRESOR RECIPROCANTE..



Cuando la presión de gas llega a ser mayor que la presión de la sección de descarga, el gas comprimido empuja al plato de la válvula de descarga y pasa a la sección de descarga prosiguiendo por el codo (9) hacia el condensador.

Las características de operación de este compresor se muestran en la TABLA III.D.

Además en las FIG. III.23 y FIG. III.24 se muestran los detalles de las válvulas de retención horizontal y vertical respectivamente, que se utilizan en la industria.

COMPRESOR MYCOM NWV-8B 130 mm x 100 mm x 8 CILINDROS

	Desplazamiento	446.0m ³ /h	509.7m ³ /h	573.4m ³ /h	637.1m ³ /h	700.8m ³ /h	764.6m ³ /h
	Velocidad	700 RPM	800 RPM	900 RPM	1000 RPM	1100 RPM	1200 RPM
Temperatura de condensación	Temperatura de evaporación	Tons. BHP	Tons. BHP	Tons. BHP	Tons. BHP	Tons. BHP	Tons. BHP
30°C. (86°F.)	5°C. (41°F.)	141.1 85.2	161.2 97.4	181.4 100.5	201.5 121.7	221.7 133.9	241.8 146.0
	0°C. (32°F.)	115.1 87.7	131.5 100.3	146.0 112.8	164.4 125.3	180.9 137.8	197.3 150.4
	-5°C. (23°F.)	93.2 80.0	106.6 90.4	119.0 111.8	133.2 124.2	146.5 136.6	159.8 149.0
	-10°C. (14°F.)	74.6 84.1	85.2 96.1	95.9 108.1	106.5 120.1	117.2 132.1	127.8 144.1
	-15°C. (5°F.)	58.7 70.2	67.1 90.5	76.4 101.8	83.8 113.1	92.2 124.4	100.6 135.7
	-20°C. (-4°F.)	45.2 72.5	61.4 82.9	68.1 93.2	74.5 103.6	81.0 114.0	87.4 124.3
	-25°C. (-13°F.)	33.7 84.0	53.6 75.5	61.4 84.0	68.2 94.3	75.0 103.7	81.8 113.2
	-30°C. (-22°F.)	24.4 85.4	47.5 80.1	54.7 87.7	61.9 93.4	68.4 97.7	74.9 100.1
35°C. (95°F.)	5°C. (41°F.)	134.2 97.6	153.4 111.5	172.5 125.5	191.7 130.4	210.9 153.3	230.0 167.3
	0°C. (32°F.)	109.2 87.4	124.9 111.3	140.5 125.2	156.1 139.1	171.7 153.0	187.3 166.9
	-5°C. (23°F.)	88.4 94.7	101.1 108.3	113.7 121.8	126.3 135.3	138.9 148.5	151.5 162.4
	-10°C. (14°F.)	70.3 90.0	80.3 102.9	90.4 115.8	100.4 128.6	110.4 141.5	120.5 154.3
	-15°C. (5°F.)	54.7 83.9	62.5 95.9	70.3 107.9	78.1 119.9	85.9 131.9	93.7 143.9
	-20°C. (-4°F.)	41.7 76.2	47.7 87.1	53.7 98.0	59.5 108.9	65.6 119.8	71.5 130.7
	-25°C. (-13°F.)	30.0 68.5	33.3 78.3	39.7 88.0	44.1 97.8	48.5 107.6	52.9 117.4
	-30°C. (-22°F.)	21.8 59.8	25.0 68.3	29.1 78.9	31.2 86.4	34.3 93.9	37.4 102.5
40°C. (104°F.)	5°C. (41°F.)	127.5 108.6	145.8 124.2	164.0 139.7	182.2 155.2	200.4 170.7	218.6 186.2
	0°C. (32°F.)	103.7 106.4	116.6 121.0	133.4 136.8	148.2 152.0	163.0 167.2	177.8 182.4
	-5°C. (23°F.)	83.4 101.8	95.3 116.4	107.2 131.0	119.1 145.5	131.0 160.1	142.9 174.6
	-10°C. (14°F.)	78.8 114.7	75.1 109.3	84.4 123.0	93.8 136.6	103.2 150.3	112.6 163.9
	-15°C. (5°F.)	60.8 87.0	68.0 100.5	75.3 113.1	82.5 125.6	89.6 138.2	97.0 150.7
	-20°C. (-4°F.)	38.2 79.1	43.8 90.4	49.1 101.7	54.5 113.0	60.0 124.3	65.4 135.6
	-25°C. (-13°F.)	27.7 70.4	31.6 80.4	35.6 90.5	39.5 100.5	43.5 100.5	47.4 120.6
	-30°C. (-22°F.)	19.3 80.9	22.0 86.8	24.6 78.3	27.5 87.0	30.3 95.7	33.0 104.4
45°C. (113°F.)	5°C. (41°F.)	118.7 121.8	135.5 130.2	152.5 156.6	169.5 174.0	186.5 191.4	203.5 208.8
	0°C. (32°F.)	90.9 119.6	103.9 136.6	116.8 153.7	129.8 170.8	142.8 187.9	155.8 205.0
	-5°C. (23°F.)	76.4 114.0	87.4 124.2	98.3 146.5	109.2 162.8	120.1 179.1	131.0 186.4
	-10°C. (14°F.)	62.7 105.6	71.7 120.6	79.6 135.7	86.5 150.8	93.6 165.9	101.5 181.0
	-15°C. (5°F.)	45.1 94.9	51.5 108.5	58.0 122.0	64.4 135.6	70.8 149.2	77.3 162.7
	-20°C. (-4°F.)	34.2 88.8	39.1 101.4	44.0 114.1	48.9 126.6	53.8 139.5	58.7 162.2
	-25°C. (-13°F.)	24.9 79.2	28.4 90.8	32.0 101.9	35.5 113.2	39.1 124.6	42.6 135.8
	-30°C. (-22°F.)	18.9 66.1	19.3 75.5	21.7 85.0	24.1 94.4	26.5 103.8	28.9 113.3

NOTAS:

1.—Tons. = Toneladas de Refrigeración.
1 Tonelada de refrigeración = 3,024 K cal./hora = 12,000 BTU/hora.
1 H. P. = 0.7460 K.W.H.

2.—La potencia al freno, B.H.P., no incluye la pérdida por transmisión de banda.

* 3.—Los valores que aparecen en gris se proporcionan únicamente para interpolación. En condiciones normales, no opere el compresor en condiciones que den una razón de compresión mayor de 9:1, ni una presión de descarga mayor de 15 kg/cm².

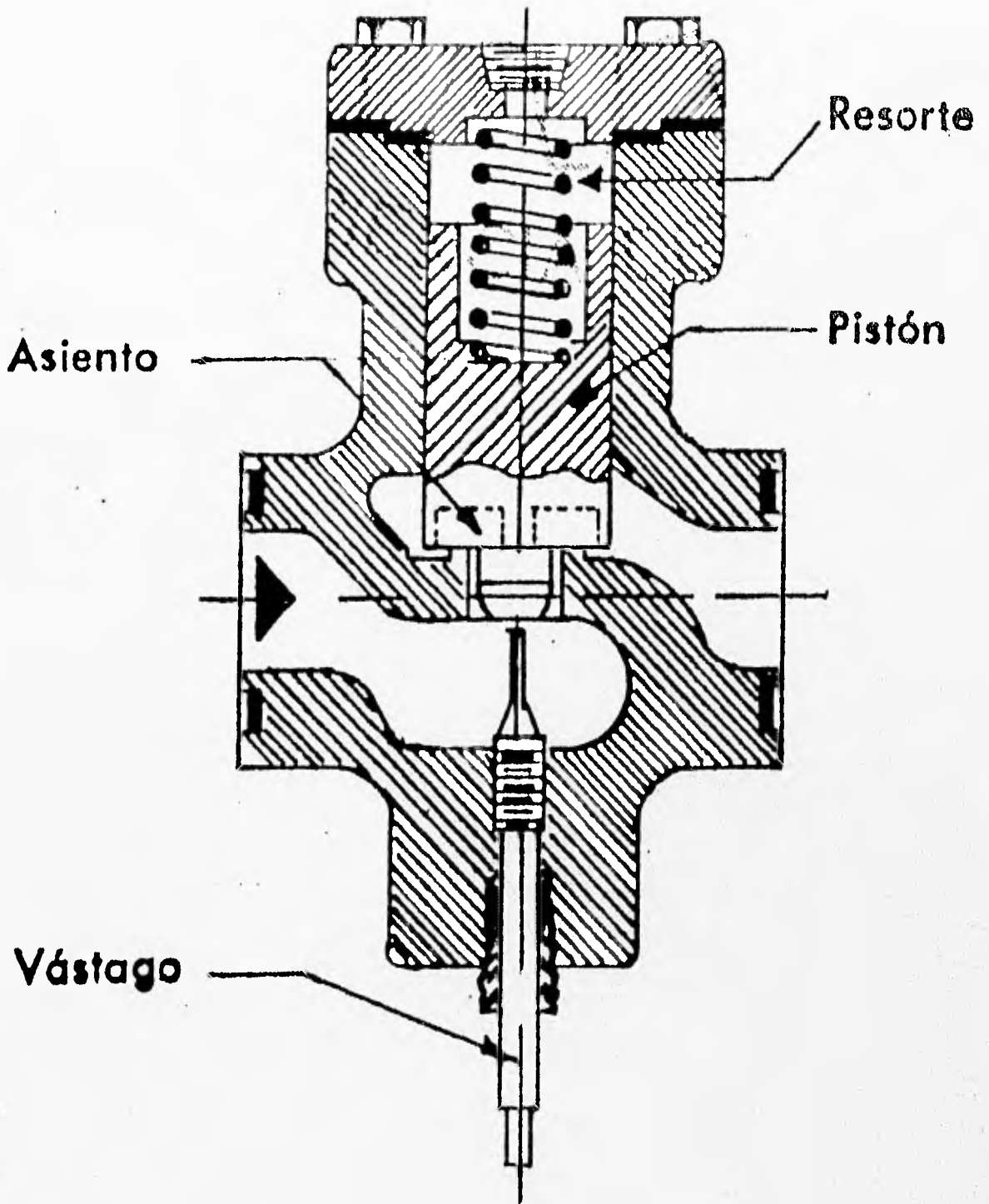


FIG. III.23 CORTE TRANSVERSAL DE UNA VALVULA HORIZONTAL DE RETENCION.

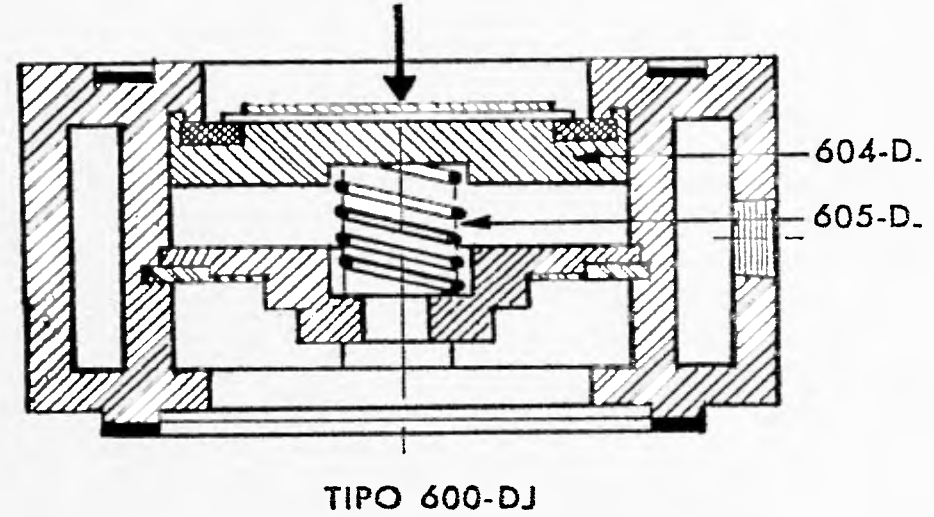
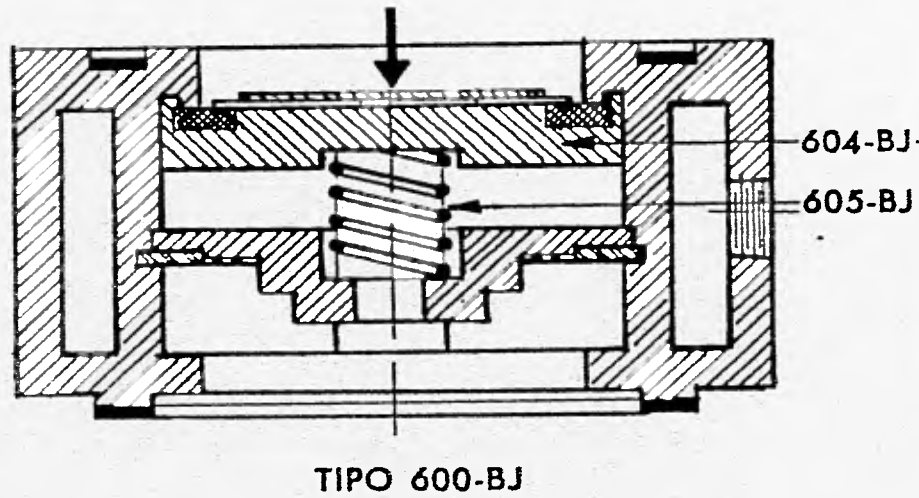


FIG. III.24 CORTE TRANSVERSAL DE DOS VALVULAS VERTICALES DE RETENCION.

CAPITULO IV

CALCULO DE LOS PARAMETROS OPTIMOS DEL SISTEMA

CAPACIDAD DE LOS EVAPORADORES

Suponiendo que la capacidad de los evaporadores instalados en las cámaras cumplen con las condiciones de operación requeridas, y apoyándose en las figuras de la FIG. III.2 a la FIG.III.8, se obtuvo la tabla IV. A, en donde se muestra la capacidad de los evaporadores por cámara, de acuerdo al rango de temperaturas a mantener y a la capacidad total de las cámaras de conservación y de congelación.

OBSERVACIONES Y CONSIDERACIONES PARA LA ELABORACION DEL DIAGRAMA P - H DEL SISTEMA

Apoyándose en el diagrama de la figura III. 11, en la tabla IV.A y en la operación de los evaporadores, se aplicarán las siguientes observaciones y consideraciones :

a) Tomando en cuenta que debido a la resistencia térmica de los materiales, existe una diferencia de temperaturas de aproximadamente 5 °C ($\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$), entre la temperatura del refrigerante y el aire que circula por el exterior de los tubos y aletas. Se puede obtener la temperatura del refrigerante mediante la fórmulas siguientes :

$$\Delta T = T_{\text{cam}} - T_{\text{ref}} \dots\dots\dots\text{IV.a}$$

Despejando :

$$T_{\text{ref}} = T_{\text{cam}} - \Delta T \dots\dots\dots\text{IV.b}$$

Donde :

ΔT .- Diferencia de temperatura

T_{cam} .- Temperatura de la cámara

T_{ref} .- Temperatura del refrigerante.

TABLA IV a

TIPO DE REFRIGERACION	NUMERO DE CAMARA	MODELO DE LOS EVAPORADORES	NUMERO DE EVAPORADORES	TEMPERATURA DE OPERACION (°C)	CAPACIDAD FOR EVAPORADOR (T.R.)	CAPACIDAD FOR CAMARA (T.R.)	
C O N G E L A C I O N	2	1700XRWA	6	-19 A -21	7.916	47.50	
	3	1700XRWA	5	-19 A -12	7.916	39.58	
	6A	1700XRGGA	1	-18 A -20	7.916	7.51	
	7	1500XRGGA	4	-18 A -20	7.916	31.67	
		1700XRGGA	5	-18 A -20	7.916	39.58	
	8	YU302RG104A	1	-18 A -20	15.66	15.67	
	CAPACIDAD TOTAL EN CONGELACION =						181.92 T.R.
	C O N S E R V A C I O N	4y5	1700XRGGA	4	0 A 2	7.916	31.67
6		1700XRGGA	3	10 A 12	7.916	23.75	
6B		1700XRGGA	3	-1 A 0	7.916	23.75	
6C		1700XRGGA	1	2 A 4	7.916	7.91	
9		1700XRWA	2	0 A 3	7.916	15.83	
10		1700XRWA	4	0 A 3	7.916	31.67	
11		1700XRWA	4	10 A 12	7.916	31.67	
CAPACIDAD TOTAL EN CONSERVACION =						166.25 T.R.	

b) Como ya se mencionó en el Capítulo II, a la salida de los evaporadores se encuentra una válvula reguladora de presión que es la encargada de mantener la presión y temperatura de operación del refrigerante.

En las cámaras de congelación, actualmente estas válvulas están totalmente abiertas (manualmente), ya que la presión de succión del compresor de la primera etapa comanda estas temperaturas.

El hecho de contar con estas válvulas en congelación, hace suponer que los compresores pueden mantener aún temperaturas más bajas y por consiguiente son de capacidad mayor a la del sistema; lo cual implica un costo inicial alto. Este costo se podría haber reducido manteniendo las temperaturas de operación satisfactoriamente con compresores de menor costo y capacidad, lo que implica motores eléctricos más pequeños y por consiguiente consumos de energía eléctrica menores.

En todas las cámaras se cuenta con válvulas reguladoras de presión e interruptores de temperatura, que de diferente forma cumplen la misma función; esto podría justificarse si se manejaran varias presiones de operación en congelación, tal y como se verá en el inciso "e" aplicado a las cámaras de conservación; pero en este caso específico no es recomendable colocar válvulas reguladoras de presión en congelación.

c) Para la elaboración del diagrama Presión - Entalpía (P- h en lo sucesivo) del sistema, se considerará la no existencia de dichas válvulas en las salidas de los evaporadores de congelación y se tomará la temperatura más baja a mantener; controlando la temperatura con los interruptores de temperatura que detendrán la alimentación de líquido a los evaporadores por medio de válvulas solenoides.

Los rangos de operación de las cámaras de congelación oscilan dentro del siguiente rango principal $-19\text{ }^{\circ}\text{C} < T_{\text{cong}} < -22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tomando la temperatura más baja y sustituyendola en la ecuación IV.b se obtiene :

$$T_{\text{ref}} = -21^{\circ}\text{C} - 5\text{ }^{\circ}\text{C} = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como esta temperatura quedaría muy justa y considerando anomalías, mala operación por parte de los usuarios de las cámaras y condiciones ambientales severas que no podrían

permitir el buen funcionamiento de las mismas, se tomarán 5°C más abajo de esta última temperatura, por lo tanto se tiene :

$$T_{ref} = - 26 \text{ }^{\circ}\text{C} - 5 \text{ }^{\circ}\text{C} = - 31 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

d) En las cámaras de conservación, en general los rangos de temperaturas a mantener caen dentro de los siguientes rangos principales :

1) de -1°C a + 4 °C, y

2) de 10°C a + 12°C.

Tomando las temperaturas más bajas de cada uno y sustituyéndolos en la formula IV.b se obtiene :

$$3) T_{ref1} = - 1^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = -6^{\circ}\text{C}$$

$$4) T_{ref2} = +10^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = +5^{\circ}\text{C}$$

De igual forma que en el inciso anterior se considerarán 5°C más abajo :

$$T_{ref1} = - 6^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = - 11^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ref2} = + 5^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

y se controlarán con interruptores de temperatura y válvulas solenoides de alimentación de refrigerante líquido.

e) En el caso de las cámaras de refrigeración, se puede observar que se tendrán que manejar dos presiones de operación diferentes y una sola presión de succión comandada por los compresores de la segunda etapa; en donde si se tendrá que hacer uso de las válvulas reguladoras de presión para las cámaras de más alta temperatura y que son las número 6 y 11, que deben de trabajar de +10 a +12 °C.

f) La temperatura para la condensación del refrigerante y otros datos, son tomados de la lista de temperaturas de diseño para la República Mexicana editada por ABE Refrigeración y son los siguientes :

$$T_{bs} = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{bh} = 17 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Altura SNM} = 2309 \text{ m}$$

g) Las capacidades de los evaporadores fueron tomados de la tabla IV.a (manuales del fabricante RECOLD).

El diagrama P - h del sistema de doble etapa de compresión de vapor se muestra en la FIG.IV.1, el cual se considera con las válvulas reguladoras de presión totalmente abiertas en congelación y en las cámaras de conservación que operan de -1 a +4 °C, ya que como se mencionó en el tema anterior es como se encuentra actualmente.

Es importante aclarar que estos cálculos se realizarán en base a las consideraciones antes mencionadas, haciendo hincapié en la exclusión de las válvulas reguladoras de presión que no se utilizan por considerar a la temperatura de congelación como la más baja a mantener (claro está que con un factor que nos da una temperatura menor).

Donde :

P_{cond} .- Presión de condensación.

P_{dist} .- Presión de distribución (comandada por el recipiente de presión controlada).

$P_{\text{cons 1}}$.- Presión de conservación 1 (cámaras de 10 a 12 °C)

$P_{\text{cons 2}}$.- Presión de conservación 2 (cámaras de -1 a +4 °C)

P_{cong} .- Presión de congelación

NOTA.- Estas y todas las presiones en esta tesis se encuentran en unidades absolutas y en el Sistema Internacional.

El diagrama de la FIG. IV.1 está elaborado de acuerdo al diagrama de flujo de la FIG.III.11 en donde no se señalan los puntos del 14 al 20 por ser un diagrama de la sala de máquinas sin incluir las cámaras de refrigeración.

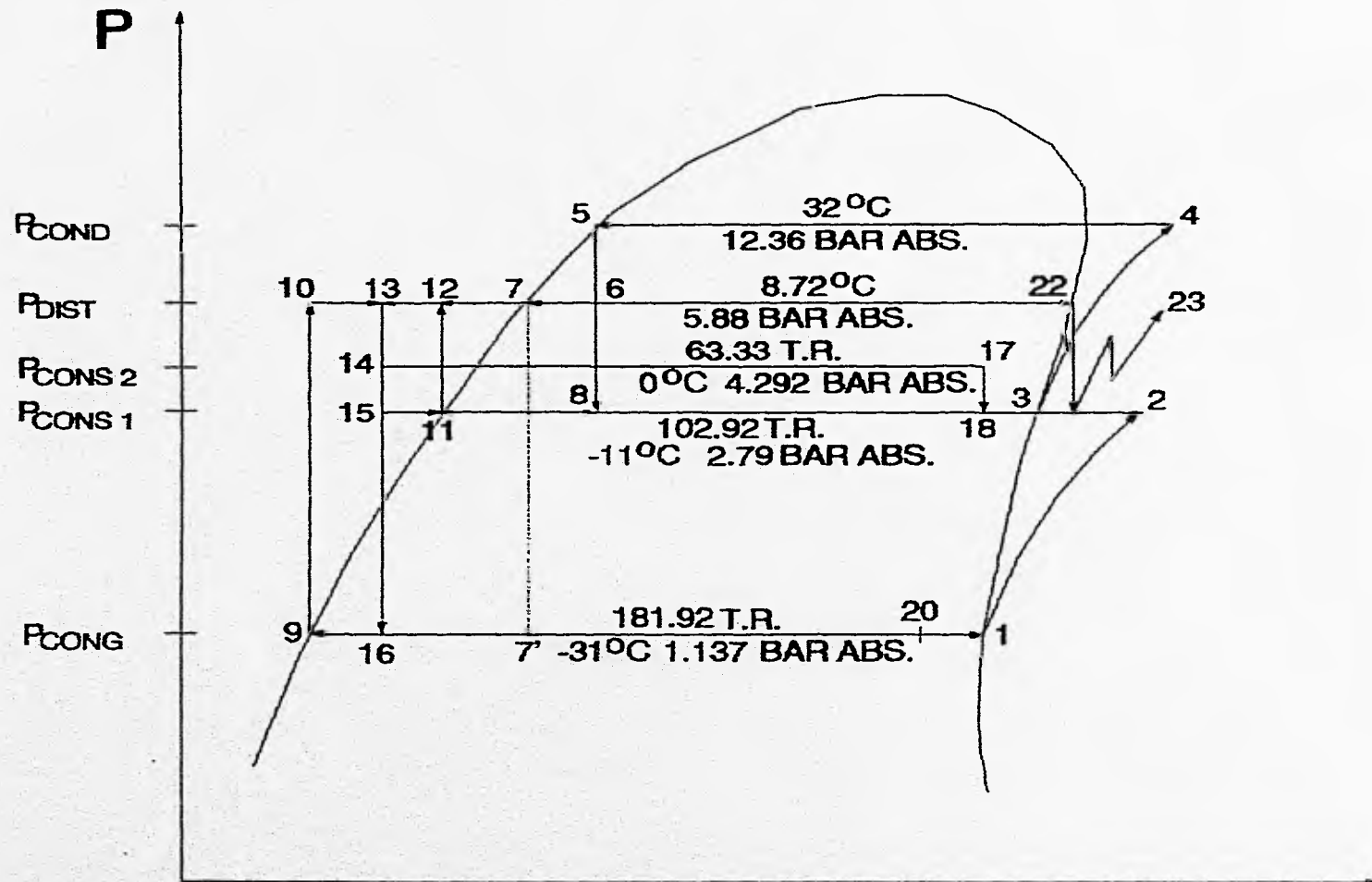


FIG. IV.1 DIAGRAMA DE FLUJO CORRESPONDIENTE A LA FIG. III.11

h

En la FIG. IV.1 se observa una línea segmentada que corresponde al proceso de 7 a 7', el cual representa las expansiones cuando el sistema aún no recircula líquido y cuando lo hace.

También si observamos los procesos de 9 a 10 y de 11 a 12, que corresponden al bombeo de líquido saturado proveniente de los recipientes acumuladores de succión de las cámaras (congelación y conservación respectivamente), y que al pasar a la presión del tanque interenfriador se convierten en líquido subenfriado, se puede apreciar que dichos flujos se mezclan con el líquido saturado proveniente de los condensadores, formando el punto 13; este punto corresponde al estado del flujo antes de los evaporadores y nos proporciona, como ya se vió en el capítulo II, un incremento en los Efectos Refrigerantes del sistema en sus diferentes presiones de operación.

Debido a la complejidad del Diagrama de flujo de la sala de máquinas y a la gran cantidad de evaporadores en las cámaras, se considerará un solo evaporador por cada presión de operación, y que representa la capacidad de los demás.

Con esta pequeña consideración que nos facilita la comprensión y simplificación del diagrama, se obtiene el diagrama de flujo de la FIG. IV.2

De igual manera, eliminando los procesos de bombeo de líquido subenfriado (de 9 a 10 y de 11 a 12), y el proceso de expansión de 7 a 7', el diagrama P - h correspondiente es el que se muestra en la FIG. IV.3.

NOTA: Los procesos de 9 a 10 y de 11 a 12 se omiten no por dejar de ser importantes, ya que con ellos se calcula el punto 13, pero no son representativos y complican más el cálculo.

CALCULO DE ENTALPIAS

Punto 1

Con $P = 1.137$ bar en tablas de líquido y vapor saturado, (REFERENCIAS) se tiene :

$$h_g = h_1 = 335.37 \text{ Kcal/kg}$$

$$S_g = S_1 = 1.3859 \text{ Kcal/kg- K}$$

$$\therefore h_1 = 335.37 \text{ Kcal/kg}$$

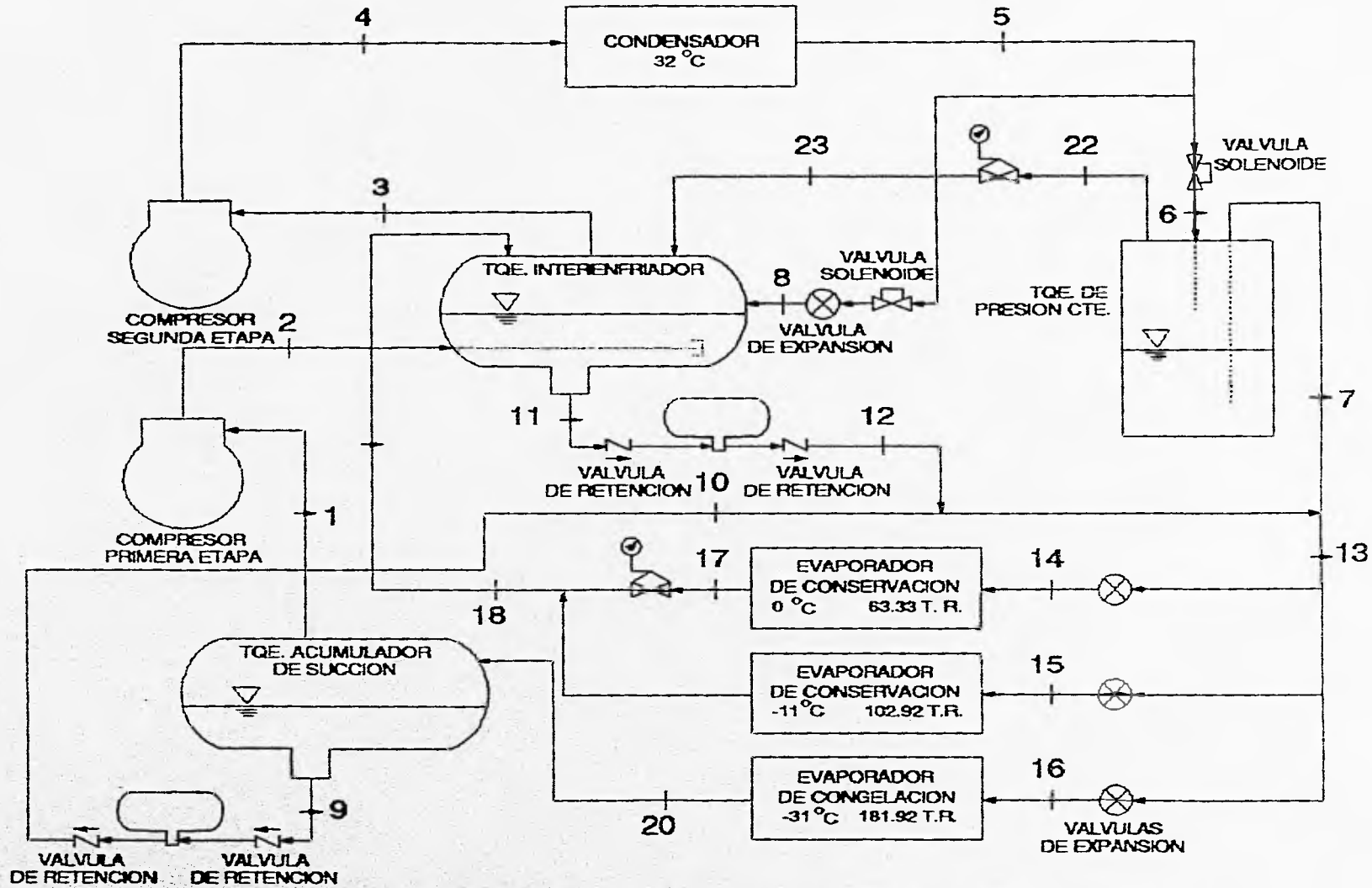


FIG. IV.2 DIAGRAMA DE FLUJO SIMPLIFICADO DEL SISTEMA.

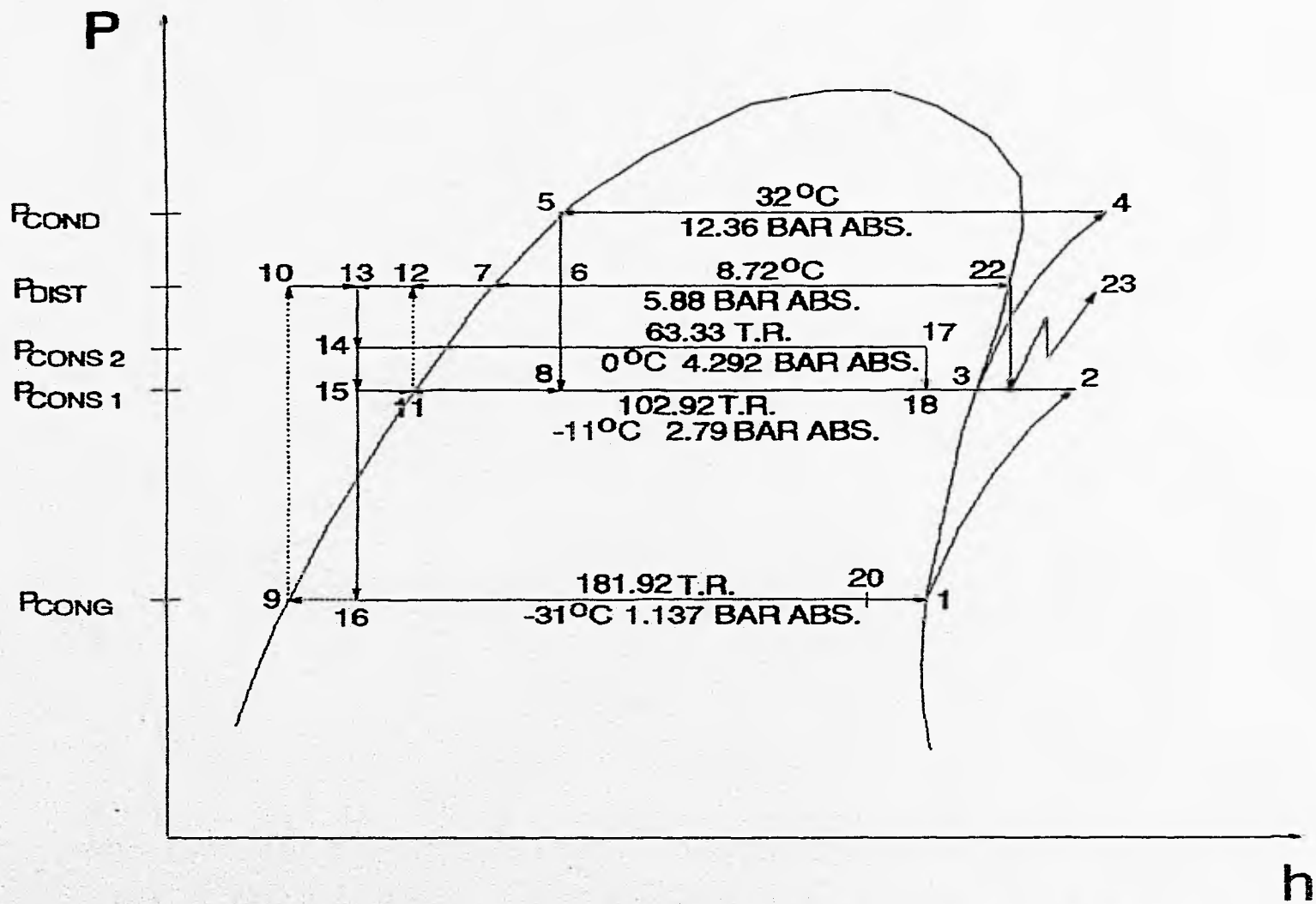


FIG. IV.3 DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG. IV.2

Punto 2

Con $P = 2.79$ bar en tablas de vapor sobrecalentado y haciendo la siguiente consideración

$$S_2 = S_1 = 1.3859 \text{ Kcal/Kg.}$$

Se tiene después de algunas interpolaciones que:

$$h_2 = 362.79 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_2 = 362.79 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 3

Para poder encontrar el valor de la entalpía en este punto, es necesario realizar algunos cálculos sobre balances de masa y energía, los cuales se presenta en páginas subsecuentes.

Punto 4

Debido a que se desconoce el valor de h_3 y por consiguiente el valor de la entropía del mismo punto, no se puede obtener el valor de la entalpía h_4 , ya que :

$$S_3 = S_4$$

Punto 5

Con $P = 12.36$ bar y en tablas de líquido y vapor saturados se tiene :

$$h_f = h_5 = 79.48 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_5 = 79.48 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 6

Como $h_5 = h_6$ se tiene :

$$h_6 = h_5 = 79.48 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_6 = 79.48 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 7

Con $P = 5.88$ bar y en tablas de líquido y vapor saturados, se tiene :

$$h_f = h_7 = 52.98 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_7 = 52.98 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 8

Debido a que el proceso de 5 a 8 es isoentálpico se realiza la siguiente consideración :

$$h_5=h_6=h_8= 79.48 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_8 = 79.48 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 9

Con P= 1.137 bar y en tablas de líquido y vapor saturados, se tiene :

$$h_f=h_9= 9.62 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_9 = 9.62 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 10

El líquido saturado proveniente del tanque acumulador de baja y que no se evaporó en las cámaras es recirculado hacia el tanque de presión controlada mediante las trampas recirculadoras, proceso que se considera isoentálpico, convirtiéndose en líquido subenfriado al pasar de la presión del acumulador (1,137 bar) a la del tanque de presión controlada (5.88 bar).

Por lo que se tiene :

$$h_{10}=h_9= 9.62 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{10} = 9.62 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 11

Con P= 2.79 y en tablas de líquido y vapor saturados, se tiene :

$$h_f=h_{11}= 341.23 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{11} = 31.23 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 12

De igual forma que en el punto 10 existe una recirculación de líquido, así mismo sucede en este punto pero a diferentes presiones, por lo que se tiene :

$$h_{11}=h_{12}= 31.23 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{12} = 31.23 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 17'

Con $P= 4.292$ bar y en tablas de líquido y vapor saturados, se tiene :

$$h_g=h_{17'}= 345 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{17'} = 345 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 22

Con $P= 5.88$ bar y en tablas de líquido y vapor saturados, se tiene :

$$h_g=h_{22}= 347.07 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{22}=347.07 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 23

Este punto es el producto de la expansión proveniente del punto 22 y que se lleva a cabo en el tanque interenfriador, por lo que se considera una expansión isoentálpica.

$$h_{22}=h_{23}= 347.07 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{23}=347.07 \text{ Kcal/Kg.}$$

Punto 24

Con $P = 2.79$ bar y en tablas de líquido y vapor saturados, se tiene :

$$h_g=h_{24}= 341.98 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{24}=341.98 \text{ Kcal/Kg.}$$

Los demás valores energéticos que no se encuentran en los anteriores tienen que ser obtenidos mediante la solución de las ecuaciones de balances de masa y energía que se verán en el tema siguiente. En estas ecuaciones se encuentran varias incógnitas que tienen el mismo valor que otras, por lo que, para no generar un número excesivo de éstas se simplificaron de acuerdo a las siguientes igualdades :

$$\begin{aligned}
 m_1 &= m_2 \\
 m_3 &= m_4 = m_5 \\
 m_9 &= m_{10} \\
 m_{11} &= m_{12} \\
 m_{14} &= m_{17} = m_{18} \\
 m_{15} &= m_{19} \\
 m_{16} &= m_{20} \\
 m_{22} &= m_{23} \\
 h_5 &= h_6 = h_8 \\
 h_{22} &= h_{23} \\
 h_{17} &= h_{18} \\
 h_{13} &= h_{14} = h_{15} = h_{16}
 \end{aligned}$$

BALANCES DE MASA Y ENERGIA.

a) Mezcla de flujo en el punto 13 :

$$m_{13} = m_{10} + m_{12} + m_7 \dots\dots\dots(1)$$

$$m_{13} h_{13} = m_{12} h_{12} + m_{10} h_{10} + m_7 h_7 \dots\dots\dots(2)$$

$$m_{13} = m_{14} + m_{15} + m_{16} \dots\dots\dots(3)$$

b) Distribución de líquido en el punto 15 :

$$m_3 = m_6 + m_8 \dots\dots\dots(4)$$

c) Balances en el Tanque de presión controlada :

$$m_6 = m_7 + m_{23} \dots\dots\dots(5)$$

$$m_6 h_6 = m_7 h_7 + m_{23} h_{22} \dots\dots\dots(6)$$

d) Mezcla de flujos en el punto 21 :

$$m_{21} = m_{14} + m_{15} \dots\dots\dots(7)$$

$$m_{21} h_{21} = m_{14} h_{17} + m_{15} h_{19} \dots\dots\dots(8)$$

e) Balances en el Tanque Interenfriador :

$$m_{21} + m_{23} + m_1 + m_8 + = m_3 + m_{12} \dots\dots\dots(9)$$

$$m_{21} h_{21} + m_{23} h_{23} + m_1 h_2 + m_8 h_8 = m_3 h_3 + m_{12} h_{11} \dots\dots(10)$$

f) Balances en el Acumulador de Succión de Baja :

$$m_{16} = m_1 + m_{10} \dots\dots\dots(11)$$

$$m_{16} h_{20} = m_1 h_1 + m_{10} h_9 \dots\dots\dots(12)$$

g) Evaporadores de congelación :

$$m_1 (h_1 - h_{13}) = 9168.77 \text{ Kcal/min} \dots\dots\dots(13)$$

h) Evaporadores de Conservación (10 a 12 °C) :

$$m_{g17} (h_{17} - h_{13}) = 3191.83 \text{ Kcal/min} \dots\dots\dots(14)$$

i) Evaporadores de Conservación (-1 a 4 °C) :

$$m_{g19} (h_{24} - h_{13}) = 5187.17 \text{ Kcal/min} \dots\dots\dots(15)$$

j) Balance en el punto 6 :

$$m_{23} = 0.09 m_6 \dots\dots\dots(16)$$

SOLUCION Y OBTENCION DE LOS FLUJOS MASICOS Y ENTALPIAS FALTANTES

Después de analizar las dieciséis ecuaciones derivadas de los diversos balances de masa y energía, y tratando de solucionarlas; se concluye que es indispensable conocer el valor de la entalpía en el punto 13, ya que es el parámetro básico para obtener las demás incógnitas dependientes de este valor.

Analizando el posible rango de valores que puede adoptar la entalpía del punto 13 y con ayuda del diagrama P - h simplificado, sabemos que en este punto se mezclan los flujos provenientes de la trampa recirculadora de baja (m_{10}), de la trampa recirculadora de intermedia (m_{12}) y de la salida del tanque de presión controlada (m_7) los cuales al mezclarse proporcionan el flujo en dicho punto, obteniéndose niveles energéticos de ésta mezcla diferentes a los parámetros de entrada.

De acuerdo con este razonamiento, podemos considerar que el valor mínimo que puede adoptar h_{13} es el valor de la entalpía en el punto 10 y que el valor máximo no puede ser mayor que el del punto 7. Por lo tanto, el rango de posibles valores de h_{13} es :

$$9.62 \text{ Kcal/Kg} \leq h_{13} \leq 52.98 \text{ Kcal/Kg.}$$

Es importante comprender que cuanto más pequeño sea el valor de esta entalpía, el efecto refrigerante será mayor lo que nos proporciona un alto coeficiente de funcionamiento, pero implica que las dimensiones de los equipos crezcan desorbitadamente.

Debido a la complejidad de realizar diferenciales de las ecuaciones que involucran al punto 13 y tener que realizar suposiciones de otros valores que también son incógnitas, decidí solucionar estas ecuaciones por medio de tanteos partiendo del valor más pequeño del rango y seccionándolo en 9 valores, que son los siguientes:

- 9.62 Kcal/Kg.
- 15 Kcal/Kg.
- 20.4 Kcal/Kg.
- 25.8 Kcal/Kg.
- 31.23 Kcal/Kg.
- 36.6 Kcal/Kg.
- 42 Kcal/Kg.
- 47.4 Kcal/Kg.
- 52.9 Kcal/Kg.

Tomando $h_{13} = 9.62 \text{ Kcal/Kg}$:

Al tomar este valor, estamos suponiendo que toda la mezcla resultante tiene el valor energético de la entalpía de líquido saturado a la presión de baja, lo cual implica que los flujos m_{12} y m_7 son igual a cero para que las ecuaciones (1) y (2) se puedan cumplir; lo cual es falso.

si $m_{12} = m_7 = 0$, Entonces :

$$m_{13} = m_{10}$$

$$m_{13} h_{13} = m_{10} h_{10}$$

$$\therefore m_{13} = m_{10} \text{ y } h_{13} = h_{10}$$

lo cual es falso, ya que $m_{12} \neq m_7 \neq 0$.

También estaríamos diciendo que el valor de el efecto refrigerante de baja es igual al valor de la entalpía de vaporización (h_{fg}) a la presión de baja, lo cual es también falso.

$$E. R. \neq h_{fg}$$

Tomando $h_{13} = 15 \text{ Kcal/Kg}$:

Sustituyendo h_{13} en la ec. (13) se tiene :

$$m_1 = 9168.77 / (335.37 - 15) = 28.62$$

$$\therefore m_1 = 28.62 \text{ Kg/min.}$$

Como en la práctica se considera que en un sistema de líquido recirculado la cantidad de refrigerante que se evapora es una tercera parte del líquido que entra al evaporador, entonces se tiene :

$$m_{\text{evap}} = m_{\text{tot}} / 3 \dots\dots\dots (IV.c)$$

Sustituyendo variables en (IV.c) se tiene :

$$m_1 = m_{16} / 3$$

Despejando :

$$m_{16} = 3 m_1$$

Sustituyendo valores :

$$m_{16} = 3 (28.62) = 85.86$$

$$\therefore m_{16} = 85.86 \text{ Kg/min.}$$

Sustituyendo m_{16} en la ec. (11) :

$$m_{16} = m_1 + m_{10}$$

$$m_{10} = m_{16} - m_1$$

$$m_{10} = 85.86 - 28.62 = 57.24$$

$$\therefore m_{10} = 57.24 \text{ Kg/min.}$$

Sustituyendo m_1 , m_{10} y m_{16} en la ec. (12) :

$$h_{20} = (m_1 h_1 + m_{10} h_9) / m_{16}$$

$$h_{20} = \{ 28.62 (335.37) + 57.24 (9.62) \} / 85.86 = 118.2$$

$$\therefore h_{20} = 118.2 \text{ Kcal/Kg.}$$

Sustituyendo h_{13} en la ec. (17) :

$$m_{g19} = 5187.17 / (341.98 - 15) = 15.86$$

$$\therefore m_{g19} = 15.86 \text{ Kg/min.}$$

Sustituyendo variables en (IV.c) :

$$m_{g19} = m_{15} / 3$$

$$m_{15} = 3 m_{g19}$$

$$m_{15} = 3 (15.86) = 47.6$$

$$\therefore m_{15} = 47.6 \text{ kg/min.}$$

Como :

$$h = h_f + X h_{fg} \dots \dots \dots (IV.d)$$

Aplicando esta última ec. al punto 19, se tiene :

$$h_{19} = h_{f19} + X_{19} h_{fg19}$$

Además:

$$X = m_{\text{evap}} / m_{\text{tot}} \dots \dots \dots (IV.e)$$

Sustituyendo valores en esta última :

$$X_{19} = m_{g19} / m_{15} = 0.33$$

Sustituyendo X_{19} en la ec. (IV.d) :

$$h_{19} = h_{f19} + (0.33) h_{fg}$$

De tablas :

$$h_{f19} = 31.23 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$h_{fg19} = 341.98 \text{ Kcal/Kg.}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación anterior :

$$h_{19} = 31.23 + (0.33) (341.98) = 145.22$$

$$\therefore h_{19} = 145.22 \text{ Kcal/Kg.}$$

Sustituyendo h_{13} en la ec. (15) :

$$m_{g17} = 3191.83 / (345 - 15) = 9.67$$

$$\therefore m_{g17} = 9.67 \text{ Kg/min.}$$

Aplicando nuevamente (IV.c):

$$m_{g17} = m_{14} / 3.$$

$$m_{14} = 3 m_{g17}$$

$$m_{14} = 3 (9.67) = 29$$

$$\therefore m_{14} = 29 \text{ Kg/min.}$$

Aplicando (IV.d) al punto 17 :

$$h_{17} = h_{f17} + X_{17} h_{fg17}$$

Aplicando (IV.e) al punto 17 :

$$X_{17} = m_{g17} / m_{14}$$
$$X_{17} = 9.67 / 29 = 0.33$$

De tablas :

$$h_{f17} = 43.28 \text{ Kcal/kg.}$$
$$h_{fg} = 345 \text{ Kcal/Kg.}$$

Sustituyendo estos valores en la ec. de la entalpía del punto 17 :

$$h_{17} = 43.28 + (0.33) (345) = 158.28$$
$$\therefore h_{17} = 158.28 \text{ Kcal/kg.}$$

Sustituyendo m_{14} , m_{15} y m_{16} en la ec. (3) :

$$m_{13} = 29 + 47.6 + 85.86 = 162.46$$
$$\therefore m_{13} = 162.46 \text{ Kcal/Kg.}$$

Despejando m_7 de la ec. (1) :

$$m_7 = m_{13} - m_{10} - m_{12} \dots \dots \dots (IV.f)$$

Sustituyendo (IV.f) en (2) :

$$m_{13} h_{13} = m_{12} h_{12} + m_{10} h_{10} + (m_{13} - m_{10} - m_{12}) h_{17}$$

$$m_{12} (h_7 - h_{12}) = m_{10} h_{10} + m_{13} h_7 - m_{10} h_7 - m_{13} h_{13}$$

Despejando :

$$m_{12} = [m_{10} (h_{10} - h_7) + m_{13} (h_7 - h_{13})] / (h_7 - h_{12})$$

Sustituyendo valores :

$$m_{12} = [57.24 (9.62 - 52.98) + 162.46 (52.98 - 15)] / (52.98 - 31.23) = 169.57$$
$$\therefore m_{12} = 169.57 \text{ Kg/min.}$$

Sustituyendo m_{12} en la ec. (IV.f) :

$$m_7 = 162.46 - 57.24 - 169.57 = -64.35$$

Este resultado negativo, nos indica que el flujo de refrigerante en el punto 7 es el inverso al que se había supuesto, esto es, el flujo en este punto esta entrando en lugar de salir, lo cuál es ilógico.

Por lo tanto se descarta el valor de $h_{13} = 15 \text{ Kcal/Kg}$ y se procede a continuar los cálculos con los siete valores restantes.

Tomando $h_{13} = 20.4 \text{ Kcal/kg}$.

Siguiendo los mismos cálculos que con el valor anterior de h_{13} , se tiene :

$$\begin{aligned} m_1 &= 29.11 \text{ Kg/min} \\ m_{16} &= 87.33 \text{ Kg/min} \\ m_{10} &= 58.22 \text{ Kg/min} \\ h_{20} &= 118.2 \text{ Kcal/Kg} \\ m_{g19} &= 16.13 \text{ Kg/min} \\ m_{15} &= 48.39 \text{ Kg/min} \\ h_{19} &= 145.22 \text{ Kcal/min} \\ m_{g17} &= 9.83 \text{ Kg/min} \\ m_{14} &= 29.5 \text{ Kg/min} \\ h_{17} &= 158.28 \text{ Kcal/Kg} \\ m_{13} &= 165.22 \text{ Kg/min} \\ m_{12} &= 131.42 \text{ Kg/min} \\ m_7 &= - \underline{24.42} \end{aligned}$$

Tomando en cuenta que este valor es negativo, asumimos la misma conclusión que en los cálculos anteriores. Por lo que hasta ahora podemos obtener la siguiente conclusión general:

$$\therefore h_{13} > 20.4 \text{ Kcal/Kg.}$$

Tomando $h_{13} = 25.8 \text{ Kcal/Kg}$:

Con este valor tenemos los siguientes resultados :

$$\begin{aligned} m_1 &= 29.62 \text{ Kg/min} \\ m_{16} &= 88.86 \text{ Kg/min} \\ m_{10} &= 59.24 \text{ Kg/min} \\ h_{20} &= 118.2 \text{ Kcal/Kg} \\ mg_{19} &= 16.4 \text{ Kg/min} \\ m_{15} &= 49.22 \text{ Kg/min} \\ h_{19} &= 145.22 \text{ Kcal/Kg} \\ mg_{17} &= 10 \text{ Kg/min} \\ m_{14} &= 30 \text{ Kg/min} \\ h_{17} &= 158,28 \text{ Kcal/Kg} \\ m_{13} &= 168.08 \text{ Kg/min} \\ m_{12} &= 91.94 \text{ Kg/min} \\ m_7 &= 16.9 \text{ Kg/min} \end{aligned}$$

Este último valor nos indica que el flujo en el tanque de presión controlada es hacia afuera, tal y como lo supusimos, por lo que podemos continuar con los cálculos de los parámetros :

Sustituyendo (10) en (5) :

$$m_6 = m_7 + 0.09 m_6 \dots \dots \dots (\text{IV.g})$$

Despejando :

$$m_6 (1 - 0.09) = m_7$$

$$m_6 = 1.0987 m_7 \dots \dots \dots (\text{IV.h})$$

Sustituyendo m_7 en (IV.h) :

$$m_6 = 1.0987 (16.9)$$

$$m_6 = 18.57 \text{ Kg/min}$$

Sustituyendo m_6 en (5) :

$$m_{23} = 0.09 (18.57) = 1.67$$

$$m_{23} = 1.67 \text{ Kg/min}$$

Sustituyendo m_{14} y m_{15} en (7) :

$$m_{21} = 30 + 49.22 = 79.22$$

$$m_{21} = 79.22 \text{ Kg/min}$$

Despejando de la ec. (8) :

$$h_{21} = [m_{14} h_{17} + m_{15} h_{19}] / m_{21}$$

Sustituyendo valores :

$$h_{21} = [30 (158.28) + 49.22 (145.22)] / 79.22$$

$$h_{21} = 150.16 \text{ Kcal/Kg.}$$

Para poder determinar las incógnitas restantes, se requiere conocer el valor de la entalpía en el punto 3, el cual obtengo de la siguiente manera :

Analizando los flujos en el tanque interenfriador podemos observar que los únicos flujos de vapor sobrecalentado son m_{23} y m_2 , de los cuales el primero se mezcla con los vapores saturados de los flujos m_{21} y m_8 , y con el vapor saturado proveniente del enfriamiento de la descarga de la primera etapa (m_7), por lo que podemos suponer que el vapor del punto 3 es un vapor saturado. Con esta suposición estamos diciendo que al mezclarse todos los vapores provenientes de los flujos de entrada al tanque interenfriador, obtenemos un vapor saturado que es succionado por los compresores de la segunda etapa, absorbiendo los vapores saturados al sobrecalentado del flujo m_{23} .

Punto 3

Con $P = 2.9$ bar y en tablas de líquido y vapor saturados se tiene :

$$h_3 = h_g = 341.98 \text{ Kcal/Kg}$$

Despejando m_3 de la ec. (9) :

$$m_3 = m_{21} + m_{23} + m_1 + m_8 - m_{12} \dots \dots \dots (IV.k)$$

Sustituyendo (IV.k) en (10) :

$$m_{21} h_{21} + m_{23} h_{23} + m_1 h_2 + m_8 h_8 = (m_{21} + m_{23} + m_1 + m_8 - m_{12}) h_3 + m_{12} h_{11}$$

Agrupando :

$$m_8(h_3 - h_8) = m_{21} h_{21} + m_{23} h_{23} + m_1 h_2 - m_{21} h_3 - m_{23} h_3 - m_1 h_3 + m_{12} h_3 - m_{12} h_{11}$$

$$m_8 (h_3 - h_8) = m_{21} (h_{21} - h_3) + m_{23} (h_{23} - h_3) + m_1 (h_2 - h_3) + m_{12} (h_3 - h_{11})$$

Despejando m_8 :

$$m_8 = \{ m_{21}(h_{21} - h_3) + m_{23}(h_{23} - h_3) + m_1(h_2 - h_3) + m_{12}(h_3 - h_{11}) \} / (h_3 - h_8) \dots \dots (IV.l)$$

Sustituyendo valores :

$$m_8 = \frac{79.22(150.16 - 341.98) + 1.67(347.07 - 341.98) + 29.62(362.79 - 341.98) + 91.94(341.98 - 31.23)}{341.98 - 79.48}$$

$$m_8 = 53.33 \text{ Kg/min}$$

Sustituyendo m_6 y m_8 en la ec. (4) :

$$m_3 = 18.57 + 53.33 = 71.9$$

$$m_3 = 71.9 \text{ Kg/min.}$$

Tomando $h_{13} = 31.23 \text{ Kcal/Kg}$:

Realizando nuevamente los cálculos anteriores con este valor de h_{13} se obtuvieron los siguientes resultados :

$$\begin{aligned}m_1 &= 30.15 \text{ Kg/min} \\m_{16} &= 90.44 \text{ Kg/min} \\m_{10} &= 60.82 \text{ Kg/min} \\h_{20} &= 118.27 \text{ Kcal/Kg} \\m_{g19} &= 16.7 \text{ Kg/min} \\m_{15} &= 50.07 \text{ Kg/min} \\h_{19} &= 145.22 \text{ Kcal/Kg} \\m_{g17} &= 10.17 \text{ Kg/min} \\m_{14} &= 30.52 \text{ Kg/min} \\h_{17} &= 158.28 \text{ Kcal/Kg} \\m_{13} &= 171.03 \text{ Kg/min} \\m_{12} &= 49.78 \text{ Kg/min} \\m_7 &= 60.43 \text{ Kg/min} \\m_6 &= 66.4 \text{ Kg/min} \\m_{23} &= 5.98 \text{ Kg/min} \\m_{21} &= 80.59 \text{ Kg/min} \\h_{21} &= 150.17 \text{ Kcal/Kg} \\m_8 &= 2.55 \text{ Kg/min} \\m_3 &= 68.95 \text{ Kg/min}\end{aligned}$$

Tomando $h_{13} = 36.6 \text{ Kcal/Kg}$:

Con este valor se obtuvieron los siguientes resultados :

$$\begin{aligned}m_1 &= 30.7 \text{ Kg/min} \\m_{16} &= 92.07 \text{ Kg/min} \\m_{10} &= 61.36 \text{ Kg/min} \\h_{20} &= 118.24 \text{ Kcal/Kg} \\m_{g19} &= 16.98 \text{ Kg/min} \\m_{15} &= 51 \text{ Kg/min}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
h_{19} &= 145.22 \text{ Kcal/Kg} \\
m_{g17} &= 10.35 \text{ Kg/min} \\
m_{14} &= 31.05 \text{ Kg/min} \\
h_{17} &= 158.28 \text{ Kcal/Kg} \\
m_{13} &= 174.12 \text{ Kg/min} \\
m_{12} &= 8.8 \text{ Kg/min} \\
m_7 &= 104 \text{ Kg/min} \\
m_6 &= 114.23 \text{ Kg/min} \\
m_{23} &= 10.28 \text{ Kg/min} \\
m_{21} &= 82.05 \text{ Kg./in} \\
h_{21} &= 150.16 \text{ Kcal/Kg} \\
m_8 &= -46.9 \text{ Kg/min}
\end{aligned}$$

Este último parámetro nos indica que el flujo sale del tanque interenfriador, lo cual es imposible; por lo que el valor de h_{13} debe ser menor que 36.6 Kcal/Kg, lo que implica que:

$$h_{13} < 42 \text{ Kcal/Kg} < 47.4 \text{ Kcal/Kg} < 52.9 \text{ Kcal/Kg.}$$

Los cuales excluirémos en adelante como posibles valores, ya que la tendencia del valor del flujo en el punto 8 conforme aumenta el valor de h_{13} es decreciente.

En virtud de este análisis, el rango de valores de h_{13} será :

$$25.8 \text{ Kcal/Kg} \leq h_{13} \leq 31.23 \text{ Kcal/Kg} \dots\dots\dots(\text{IV. II})$$

Para poder determinar el valor óptimo de h_{13} se deben hacer las siguientes consideraciones:

Consideración N° 1 :

Sabemos que mientras más pequeño sea el valor de la entalpía en el punto 13 más grande será el efecto refrigerante.

Debido a que el valor de h_{13} se encuentra dentro del intervalo (IV.11) volveremos a seccionar el mismo en los siguientes valores :

- 25.8 Kcal/Kg
- 26.8 Kcal/Kg
- 28 Kcal/Kg
- 29.1 Kcal/Kg
- 30.2 Kcal/Kg
- 31.23 Kcal/Kg

Para poder calcular el valor óptimo de estos, se incluirán dos parámetros que nos lo proporcionarán y que son, las dimensiones de las trampas recirculadoras de líquido, tanto del interenfriador, como del acumulador de baja.

Para el primer valor ya se calcularon los parámetros anteriores, por lo que nos apoyaremos en este para realizar los cálculos de manera ilustrativa.

El esquema de construcción y funcionamiento de una trampa recirculadora se muestra en la Figura (II.5). Como :

$$Q = m / \rho \dots\dots\dots(IV.m)$$

Pero también :

$$Q = V / t \dots\dots\dots(IV.n)$$

donde :

- Q = Gasto volumétrico (m^3 / min)
- m = Flujo másico desplazado (Kg / min)
- ρ = Densidad del líquido (Kg / m^3)
- V = Volumen a desplazar (m^3)
- t = tiempo de cada desplazamiento de líquido (min)

Igualando (IV.m) y (IV.n) :

$$m / \rho = v / t \dots\dots\dots(IV.ñ)$$

Considerando la forma de la trampa como un cilindro :

$$V = (\pi h d^2) / 4 \dots\dots\dots(IV.o)$$

donde :

h = Longitud del cilindro (m)

d = Diámetro interno del cilindro (m)

Sustituyendo (IV.o) en (IV.ñ) :

$$m / \rho = [(\pi h d^2) / 4] / t$$

$$m / \rho = (\pi h d^2) / 4 t$$

Despejando :

$$d = [(4 t m) / \rho \pi h]^{1/2} \dots\dots\dots(IV.p)$$

Sustituyendo valores y subíndices :

Trampa de baja .-

$$d_{tb} = [(4 t m_{10}) / \rho \pi h]^{1/2}$$

Considerando :

$$t = 5 \text{ min}$$

$$h = 1.2 \text{ m}$$

$$\rho = 679 \text{ Kg/m}^3 \text{ a la } P = 1.137 \text{ bar.}$$

Sustituyendo :

$$d_{tb} = [(4)(5)(59.24) / \pi (679)(1)]^{1/2}$$

$$d_{tb} = 0.68 \text{ m}$$

De esta misma forma se realizaron los cálculos para los demás valores de h_{13} y se obtuvo la siguiente tabla de resultados :

VALORES DE h_{13}

Parámetros	26.8 kcal/Kg	28 Kcal/Kg	29.1 Kcal/Kg	30 Kcal/Kg	30.5 Kcal/Kg
m_1 (Kg/min)	29.71	29.83	29.94	30.02	30.07
m_{16} (Kg/min)	89.14	89.5	89.81	90.07	90.22
m_{10} (Kg/min)	59.43	59.67	59.87	60.05	60.15
h_{20} (Kcal/Kg)	118.2	111.34	118.2	118.2	118.2
mg_{19} (Kg/min)	16.46	16.52	16.58	16.63	16.65
m_{15} (Kg/min)	49.4	49.56	49.74	49.88	49.96
m_{19} (Kg/min)	145.22	145.22	145.22	145.22	145.22
mg_{17} (Kg/min)	10.03	10.07	10.1	10.13	10.15
m_{14} (Kg/min)	30.09	30.2	30.31	30.4	30.45
h_{17} (Kcal/Kg)	158.28	158.28	158.28	158.28	158.28
m_{13} (Kg/min)	168.63	169.26	169.86	170.35	170.63
m_{12} (Kg/min)	84.5	75.44	67.14	60.27	56.43
m_7 (Kg/min)	24.7	34.15	42.85	50.03	54
m_6 (Kg/min)	27.14	37.53	47.09	54.98	59.38
m_{23} (Kg/min)	2.44	3.38	4.23	4.95	5.34
m_{21} (Kg/min)	79.5	79.76	80.05	80.28	80.41
h_{21} (Kcal/Kg)	150.16	150.16	150.16	150.16	150.16
m_8 (Kg/min)	44.3	33.45	23.44	15.16	10.53
m_3 (Kg/min)	71.47	70.98	70.53	70.14	69.91
$t_{disp.tb}$ (min)	5	5	5	5	5
$t_{disp.ti}$ (min)	5	10	10	10	10
d_{tb} (m)	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68
d_{ti} (m)	1.17	1.1	1.04	0.98	0.96

Analizando la primer columna podemos decir que el diámetro de la trampa recirculadora de intermedia es demasiado grande para su fabricación.

Si revisamos los resultados de la primera y segunda columnas podemos concluir que al aumentar el valor de h_{13} gradualmente, el valor de m_{10} prácticamente sigue siendo el mismo y decrece el valor de m_{12} , lo cual indica que si el valor de h_{13} continúa aumentandose, m_{12} seguirá disminuyendo y por consiguiente también el valor del diámetro de la trampa de intermedia.

También como se puede observar, el valor del diámetro de la trampa de baja no cambia con los diversos valores de h_{13} , por lo que nos enfocaremos a tratar de disminuir el valor del diámetro de la trampa del interenfriador, de la siguiente manera :

Los parámetros dentro de los cálculos de esta trampa que pueden ser modificados son: h_{13} , t y/o h ; de donde h_{13} ya se ha variado y se ha tomado el valor de 1.2 m para h , ya que es una longitud parecida a la de las trampas instaladas. El valor del tiempo de disparo de las trampas no se ha variado porque también se tomó de las trampas instaladas.

Descartaremos ahora los valores de h_{13} en los que los diámetros de las trampas son muy grandes, por lo que, el rango de operación de esta incógnita se reducirá al siguiente:

$$28 \text{ Kcal/Kg} \leq h_{13} \leq 31.23 \text{ Kcal/Kg}$$

Además se variará el tiempo de disparo de esta trampa con el objeto de visualizar el comportamiento del diámetro a diferentes entalpías.

Para $h_{13} = 28 \text{ Kcal/Kg}$, $t = 8 \text{ min}$ y $h = 1.2 \text{ m}$:

$$d_{ti} = 0.99 \text{ m}$$

Para $h_{13} = 29.1 \text{ Kcal/Kg}$, $t = 8 \text{ min}$ y $h = 1.2 \text{ m}$:

$$d_{ti} = 0.93 \text{ m}$$

Para $h_{13} = 30 \text{ Kcal/Kg}$, $t = 8 \text{ min}$ y $h = 1.2 \text{ m}$:

$$d_{ti} = 0.88 \text{ m}$$

Para $h_{13} = 30.5 \text{ Kcal/Kg}$, $t = 8 \text{ min}$ y $h = 1.2 \text{ m}$:

$$d_{ti} = 0.85 \text{ m}$$

Para $h_{13} = 31.23 \text{ Kcal/Kg}$, $t = 8 \text{ min}$ y $h = 1.2 \text{ m}$:

$$d_{ti} = 0.8 \text{ m}$$

Reduciendo nuevamente el tiempo de disparo a $t = 5$ min, tenemos :

Con $h_{13} = 28$ Kcal/Kg

$$d_{ii} = 0.78 \text{ m}$$

Con $h_{13} = 29$ Kcal/Kg

$$d_{ii} = 0.74 \text{ m}$$

Con $h_{13} = 30$ Kcal/Kg

$$d_{ii} = 0.7 \text{ m}$$

Con $h_{13} = 30.5$ Kcal/Kg

$$d_{ii} = 0.67 \text{ m}$$

Con $h_{13} = 31.23$ Kcal/kg

$$d_{ii} = 0.64 \text{ m}$$

Los dos últimos valores son de dimensiones congruentes para su fabricación, por lo que los tomaremos para continuar con los cálculos.

Con estos valores, buscamos en tablas de tuberías comerciales en acero cédula 80 y se encontró que comercialmente el diámetro nominal máximo es de 24", siendo su diámetro interior de 54.77 cm (21.56"). Tal y como se puede ver en la tabla de la siguiente página.

Para poder determinar el valor correcto y óptimo de la entalpía h_{13} y de los demás parámetros es necesario asumir la siguiente consideración.

Consideración 2 :

Como las trampas recirculadoras no deben de llenarse en su totalidad, debido a que debe existir un espacio para el vapor a alta presión que desplazará al líquido, se considerará un volumen que ocupe 3/4 del diámetro del cuerpo horizontal, teniéndose que compensar el volumen restante con la inserción de una pierna colectora y tramos de tubería de conexión, tal y como se muestra en la FIG. IV.4

El volumen total a desplazar se obtiene de la siguiente manera :

$$V_T = (\pi d^2 h) / 4 \dots\dots\dots (IV.q)$$

B-13a. Tuberías comerciales de acero. Con base en ANSI B36.10: 1970 y BS 1600: Parte 2: 1970

Espesor de la tubería según número de cédula

	Medida nominal de la tubería		Espesor	Diámetro interior	Medida nominal de la tubería		Espesor	Diámetro interior	
	pulgadas	mm			pulgadas	mm			
Cédula 10	14	355.6	6.35	342.9	Cédula 80 (continuación)	3 1/2	101.6	8.08	85.4
	16	406.4	6.35	393.7		4	114.3	8.56	97.2
	18	457.2	6.35	444.5		5	141.3	9.52	122.3
	20	508.0	6.35	495.3		6	168.3	10.97	146.4
	24	609.6	6.35	596.9		8	219.1	12.70	193.7
	30	762.0	7.92	746.2		10	273.0	15.09	242.8
Cédula 20	8	219.1	6.35	206.4	12	323.9	17.47	289.0	
	10	273.0	6.35	260.3	14	355.6	19.05	317.5	
	12	323.9	6.35	311.2	16	406.4	21.44	363.5	
	14	355.6	7.92	339.8	18	457.2	23.82	409.6	
	16	406.4	7.92	390.6	20	508.0	26.19	455.6	
	18	457.2	7.92	441.4	24	609.6	30.96	547.7	
Cédula 30	8	219.1	7.01	205.0	Cédula 100	8	219.1	15.09	188.9
	10	273.0	7.80	257.4		10	273.0	18.26	236.5
	12	323.9	8.38	307.1		12	323.9	21.44	281.0
	14	355.6	9.52	336.6		14	355.6	23.82	308.0
	16	406.4	9.52	387.4		16	406.4	26.19	354.0
	18	457.2	11.13	431.9		18	457.2	29.36	398.5
Cédula 40	20	508.0	12.70	482.6	20	508.0	32.54	442.9	
	24	609.6	14.27	581.1	24	609.6	38.89	531.8	
	30	762.0	15.88	730.2	Cédula 120	4	114.3	11.13	92.0
	1/4	11.3	1.73	6.8		5	141.3	12.70	115.9
	3/8	13.7	2.24	9.2		6	168.3	14.27	139.8
	1/2	17.1	2.31	12.5		8	219.1	18.26	182.6
5/8	21.3	2.77	15.8	10		273.0	21.44	230.1	
3/4	26.7	2.87	21.0	12		323.9	25.40	273.1	
Cédula 60	1	33.4	3.38	26.6	14	355.6	27.79	300.0	
	1 1/4	42.2	3.56	35.1	16	406.4	30.96	344.5	
	1 1/2	48.3	3.68	40.9	18	457.2	34.92	387.4	
	2	60.3	3.91	52.5	20	508.0	38.10	431.8	
	2 1/2	73.0	5.16	62.7	24	609.6	46.02	517.6	
	3	88.9	5.49	77.9	Cédula 140	8	219.1	20.62	177.9
	3 1/2	101.6	5.74	90.1		10	273.0	25.40	222.2
	4	114.3	6.02	102.3		12	323.9	28.58	266.7
	5	141.3	6.55	128.2		14	355.6	31.75	292.1
	6	168.3	7.11	154.1		16	406.4	36.52	333.4
	8	219.1	8.18	202.7		18	457.2	39.69	377.8
	Cédula 80	10	273.0	9.27	254.5	20	508.0	44.45	419.1
		12	323.9	10.31	303.3	24	609.6	52.39	504.8
		14	355.6	11.13	333.3	Cédula 160	1/2	21.3	4.78
16		406.4	12.70	381.0	3/4		26.7	5.56	15.6
18		457.2	14.27	428.7	1		33.4	6.35	20.7
20		508.0	15.09	477.8	1 1/4		42.2	6.35	29.5
24		609.6	17.48	574.6	1 1/2		48.3	7.14	34.0
8		219.1	10.31	198.5	2		60.3	8.74	42.8
10		273.0	12.70	247.6	2 1/2		73.0	9.52	54.0
12		323.9	14.27	295.4	3		88.9	11.13	66.6
14		355.6	15.09	325.4	4		114.3	13.49	87.3
16		406.4	16.64	373.1	5		141.3	15.88	109.5
18		457.2	19.05	419.1	6		168.3	18.26	131.8
20		508.0	20.62	466.8	8		219.1	23.01	173.1
24	609.6	24.61	560.4	10	273.0		28.58	215.8	
1/2	10.3	2.11	5.5	12	323.9		33.34	257.2	
3/8	13.7	3.02	7.7	14	355.6	35.71	284.2		
1/4	17.1	3.20	10.7	16	406.4	40.49	325.4		
1/2	21.3	3.73	13.8	18	457.2	45.24	366.7		
3/4	26.7	3.91	18.9	20	508.0	50.01	408.0		
1	33.4	4.55	24.3	24	609.6	59.54	490.5		
1 1/4	42.2	4.85	32.5						
1 1/2	48.3	5.08	38.1						
2	60.3	5.54	49.2						
2 1/2	73.0	7.01	59.0						
3	88.9	7.62	73.7						

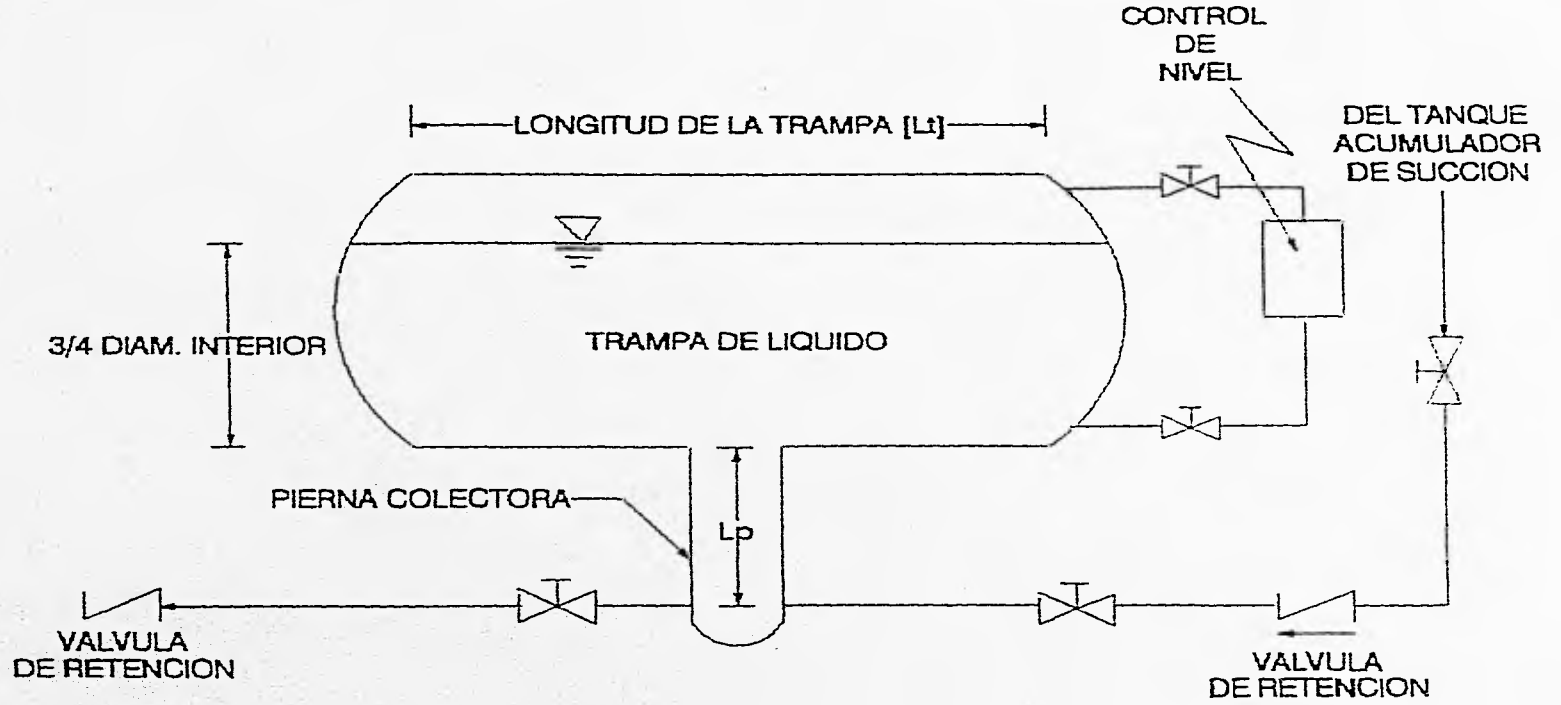


FIG. IV.4 INSERCION DE PIERNA COLECTORA Y TUBERIA EN LA TRAMPA RECIRCULADORA DE LIQUIDO PARA COMPENSAR EL VOLUMEN A DESPLAZAR.

Aplicando la consideración 2 , se tiene :

$$V_T = (3/4) (\pi d_t^2 h_t / 4) + V_p \dots\dots\dots(IV.r)$$

$$V_p = (\pi d_p^2 L_p / 4) \dots\dots\dots(IV.s)$$

Sustituyendo (IV.s) en (IV.r) :

$$V_T = (3/4)(\pi d_t^2 h_t / 4) + (\pi d_p^2 L_p / 4)$$

Factorizando :

$$V_T = (\pi / 16) (3d_t^2 h_t + 4d_p^2 L_p) \dots\dots\dots(IV.t)$$

Donde :

- V_T = Volumen total a desplazar
- V_p = Volumen de la pierna
- d_t = Diámetro de la trampa
- h_t = Longitud de la trampa
- d_p = Diámetro de la pierna
- L_p = Longitud de la pierna.

Igualando la ec. (IV.t) con (IV.q) que es la ecuación de donde se partió para obtener el diámetro de la trampa considerando un lleno total de la misma, se tiene :

$$(\pi d_{calc.}^2 / 4)(1.2) = (\pi / 16) (3d_t^2 h_t + 4d_p^2 L_p)$$

Factorizando :

$$1.2 d_{calc.}^2 = (1 / 4) (3d_t^2 h_t + 4d_p^2 L_p) \dots\dots\dots(IV.u)$$

Siendo $d_{calc.}$ el valor del diámetro calculado con los diferentes valores de h_{13} .

Sustituyendo el diámetro obtenido tomando $h_{13} = 30.5 \text{ Kcal/Kg}$ y el valor de $d_i = 0.5477 \text{ m}$ tomado de tablas y que ya se comento renglones atrás :

$$1.2 (0.677)^2 = (1/4) (3(0.5477)^2(1.2) + 4d_p^2 L_p)$$

$$d_p^2 L_p = [(1.2)(0.677)^2 - 3(0.5477)^2(1.2)/4] / 4$$

$$d_p^2 L_p = (1.2/4) ((0.677)^2 - (3/4)(0.5477)^2)$$

$$d_p^2 L_p = 0.07 \text{ m}^3$$

Ahora sustituyendo el diámetro obtenido tomando $h_{13} = 31.23 \text{ Kcal/Kg}$ y el mismo valor de d_i por razones expuestas anteriormente, se tiene :

$$d_p^2 L_p = (1.2/4) ((0.636)^2 - 3/4 (0.5477)^2)$$

$$d_p^2 L_p = 0.054 \text{ m}^3$$

Tomaremos este último valor como el más conveniente, ya que cuanto menor sea el volumen de líquido en la pierna colectora menores serán las dimensiones de la misma.

Considerando $L_p = 1 \text{ m}$:

$$d_p = 0.232 \text{ m}$$

A este valor le corresponde un diámetro nominal de 8" en ced 80, lo cual se considera un poco impráctico, debido a que debemos dejar una longitud mayor para asegurar que no pase vapor a alta presión al recipiente de presión controlada, lo que implicaría una longitud de la pierna aún mayor.

Considerando el siguiente diámetro nominal de tubería en ced. 80 (10") tenemos :

$$L_p = 0.054 / (0.2428)^2$$

$$L_p = 0.916 \text{ m}$$

El cual consideramos como una longitud aceptable.

Realizando los mismos pasos para la obtención de las dimensiones de la trampa de baja se y considerando que el valor del diámetro calculado no varió con los diversos valores de h_{13} , se tiene:

$$d_{tb} = 0.68 \text{ m}$$

$$L_{tb} = 1.2 \text{ m}$$

$$V_{tb} = 0.4358 \text{ m}^3$$

Estos valores se obtuvieron considerando a la trampa recirculadora de baja totalmente llena, por lo que aplicando nuevamente la consideración 2 encontraremos las dimensiones de ésta para que opere correctamente.

Sustituyendo estos valores en (IV.a) :

$$1.2 d_{c,ik}^2 = (1.4) (3 d_{tb}^2 h_{tb} + 4 d_p^2 L_p)$$

Tomaremos el valor del diámetro interior de la trampa de baja como el correspondiente a la tubería de 24" $\phi_{nominal}$ cédula 80 (0.5477 m) por tener las características similares a las de la trampa de intermedia.

Sustituyendo valores y despejando :

$$d_p^2 L_p = (1.2 \cdot 4) ((0.68)^2 - (3/4) (0.5477)^2)$$

$$d_p^2 L_p = 0.071 \text{ m}^3$$

Considerando $L_p = 1 \text{ m}$

$$d_p = 0.27 \text{ m}$$

Al que comercialmente le corresponde una tubería de 10" de diámetro nominal en cédula 80, pero por las mismas razones descritas en la trampa de intermedia, optamos por tomar el diámetro mayor de tubería que le sigue, siendo éste de 12" $\phi_{nominal}$ (0.289 m $\phi_{interior}$).

Calculando ahora con este nuevo valor la longitud de la pierna colectora, se tiene :

$$L_p = 0.071 / (0.289)^2$$

$$L_p = 0.85 \text{ m}$$

Los diámetros de las trampas recirculadoras de líquido encontradas con el valor de $h_{13} = 31.23 \text{ Kcal/Kg}$ son los valores óptimos y prácticos que se encontraron para su fabricación. Por lo que se concluye que el valor de la entalpía que satisface los diversos requerimientos para que el sistema opere con los efectos refrigerantes mayores es :

$$h_{13} = 31.23 \text{ Kcal/Kg.}$$

En la FIG. IV.5 se muestra el diagrama P - h tomando en cuenta el comportamiento y los valores óptimos obtenidos en los cálculos anteriores, esto es, considerando los resultados que se determinaron con este último valor de h_{13}

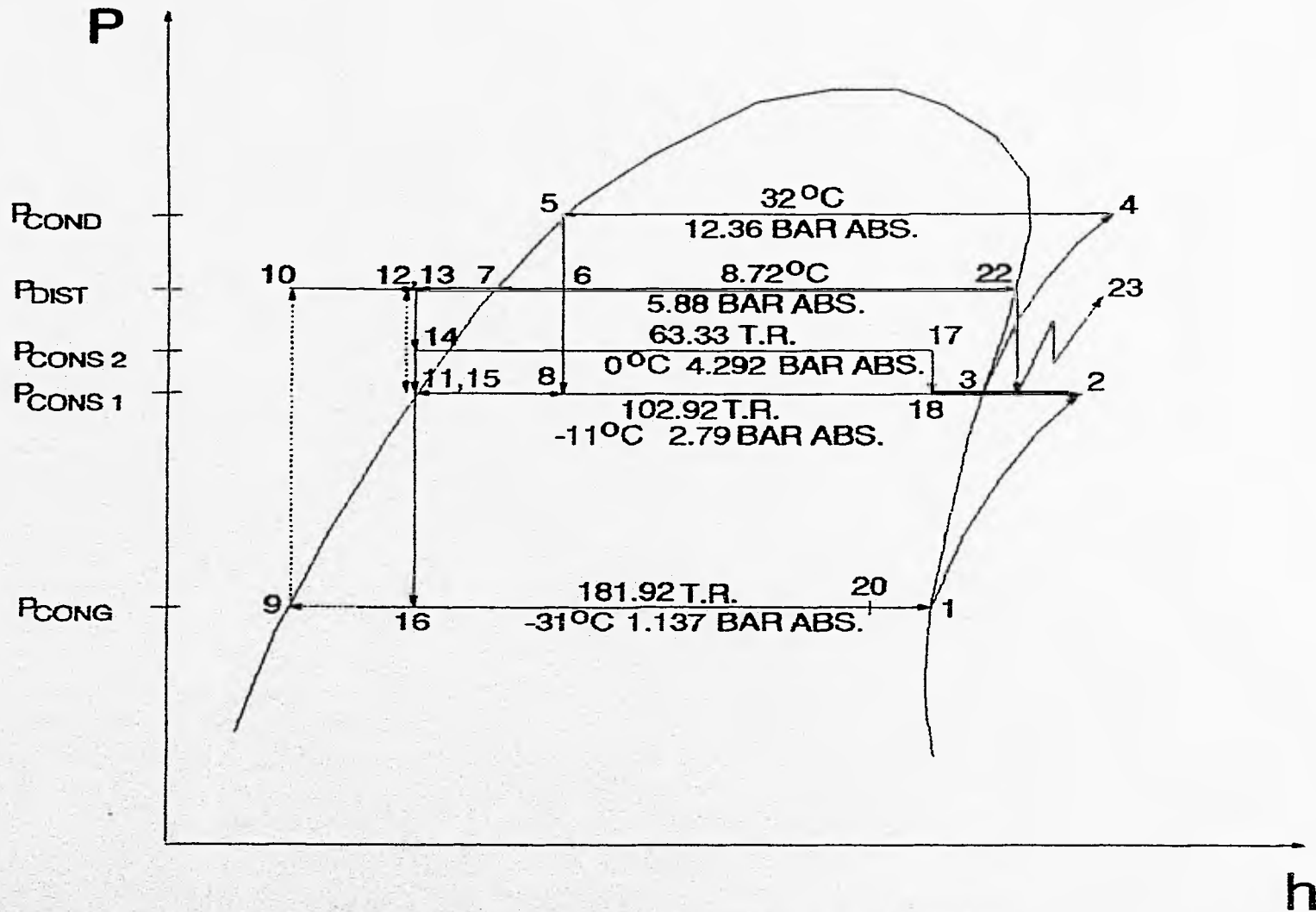


FIG. IV.5 DIAGRAMA P-h REAL DEL SISTEMA CALCULADO CON EL VALOR DE h13

CAPITULO V

CALCULOS DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS OPTIMOS

INTRODUCCION

Los equipos y accesorios que intervienen en el sistema son muchos, por lo que no se incluirán en este capítulo los cálculos de los accesorios, tales como, válvulas reductoras de presión, válvulas de expansión manual y válvulas solenoides entre otros, ya que entraríamos en un estudio más detallado del sistema lo cual no es el objetivo principal de esta tesis y por lo que solamente se calcularán los equipos principales.

Este capítulo consiste en calcular óptimamente el equipo principal considerando los parámetros obtenidos en los cálculos del capítulo anterior. Después de obtenerlos, se calcularán en el capítulo siguiente los parámetros reales y se compararán con estos.

CALCULO OPTIMO DE LOS COMPRESORES DE LA PRIMERA ETAPA

La potencia de compresión se calcula con la formula siguiente :

$$P_c = m_c W_c \dots\dots\dots (V.a)$$

en donde :

- P_c = Potencia de compresión (Kcal/min)
- m_c = Flujo másico del compresor (Kg/min)
- W_c = Trabajo de compresión (Kcal/Kg)

Aplicando la ec. (V.a) a la nomenclatura de nuestro cálculo :

$$P_{pe} = m_{cpe} W_{cpe} \dots\dots\dots (V.b)$$

en donde:

P_{pe} = Potencia de la primera etapa

m_{cpe} = Flujo másico en el compresor de la primera etapa

W_{cpe} = Trabajo de compresión de la primera etapa.

Además sabemos que :

$$m_{cpe} = m_1 = m_2 = 30.15 \text{ Kg/min}$$

$$W_{cpe} = h_2 - h_1 \dots\dots\dots(V.c)$$

Sustituyendo valores en (V.c), se tiene :

$$W_{cpe} = 362.79 - 335.37$$

$$W_{cpe} = 27.42 \text{ Kcal/Kg}$$

Sustituyendo estos valores en (V.b) :

$$P_{pe} = (30.15)(27.42) = 826.713 \text{ Kcal/min}$$

Si en estos momentos consideráramos estos valores de flujo másico y potencia a manejar por el compresor, como los adecuados, podríamos tener una operación deficiente del sistema, ya que cualquier variación en la carga térmica y/o en la operación del equipo del equipo que salga de los parámetros utilizados para los cálculos, provocaría un incremento en las presiones de operación y por consiguiente en las temperaturas de las cámaras.

Por esta razón se considerará un factor de seguridad del 10 % (F.S.: = 10 %), para que se absorban dichas posibles variaciones.

Por lo tanto la fórmula (V.a) queda :

$$P_c = (m_c W_c)((FS / 100) + 1) \dots\dots\dots(V.d)$$

Sustituyendo nuevamente valores y nomenclatura :

$$P_{pe} = (30.15)(27.42)((10 / 100) + 1)$$

$$P_{pe} = 909.41 \text{ Kcal/min}$$

De acuerdo a lo anterior el compresor de la primera etapa de compresión debe manejar un flujo másico mínimo de :

$$m_{cpe} = (30.15)(1.1)$$
$$m_{cpe} = 33.165 \text{ Kg/min}$$

el cual tendremos que convertir a gasto volumétrico para poder entrar en tablas de fabricantes. Este gasto se obtiene mediante la fórmula siguiente :

$$Q = 60 m v \dots\dots\dots(V.e)$$

en donde :

- Q = Gasto volumétrico (m³ / h)
- m = Flujo másico (Kg / min)
- v = Volumen específico (m³ / Kg)
- 60 = Factor de conversión de tiempo a horas

Sustituyendo valores en (V.e) :

$$Q = (33.265)(1.0088)(60)$$

$$Q = 2007.41 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Antes de seleccionar al compresor que cumpla con estos requerimientos, es importante mencionar que el utilizado no debe ser igual a los que normalmente se utilizan en los sistemas de una etapa de compresión o como los utilizados en la segunda etapa en sistemas como este; ya que en la primera etapa existe un incremento del volumen específico (v) a más bajas temperaturas de vaporización, además de que este compresor no debe descargar a una presión muy alta para que posteriormente el refrigerante sufra un enfriamiento y sea succionado por el compresor de la segunda etapa, por estas razones se deben utilizar compresores capaces de manejar altos gastos volumétricos y bajas presiones de descarga (baja relación de compresión).

A este tipo de compresores se le denomina *Booster*.

Consultando las tablas de capacidades de los compresores comerciales más comunes en el mercado (Mycom Mayekawa), se descartan los reciprocantes por los bajos gastos

volumétricos que manejan y alta relación de compresión debidos a su baja velocidad de operación y capacidad oscilando la primera de 1200 r.p.m. a 1400 r.p.m. como máximo. Debido a lo anterior se concluye que el compresor correcto es un Booster tipo Tornillo modelo N - 250 SU y que cuenta con las siguientes características de la tabla adjunta.

Podemos observar que dicho compresor maneja un gasto volumétrico menor al obtenido considerando un F.S. del 10 %, por lo que es conveniente calcular el porcentaje de F.S. que tendríamos con este equipo.

El gasto volumétrico se puede obtener de la siguiente ecuación :

$$Q = 60 m v ((FS / 100) + 1) \dots\dots\dots (V.f)$$

Despejando :

$$FS = [Q / (60 m v) - 1] (100) \dots\dots\dots (V.g)$$

Sustituyendo valores :

$$FS = [1890 / (60 (30.15) (1.0088)) - 1] (100)$$

$$FS = 3.57 \%$$

Este valor absorbe los cálculos óptimos y por consiguiente se tomará como bueno para nuestro sistema, puesto que el Booster que le sigue en tamaño (N-250-LU) maneja 2830m³/h de vapor de amoníaco y sería una inversión excesivamente alta y un sobredimensionamiento muy grande.

Otra mejor opción es utilizar dos compresores de 1000 m³/h en paralelo, para que en caso de alguna falla o reparación programada se trabaje el sistema al 50 % de su capacidad total. Estos dos serían de tipo Tornillo, Booster, similares, modelo N-200 SUG con las características que se muestran en la siguiente hoja de datos técnicos.

Se puede colocar un tercer compresor en paralelo como apoyo a los otros para casos de emergencia, pero *no es muy recomendable*, ya que se incrementan los costos de instalación y mantenimiento.

**COMPRESOR MYCOM
BOOSTER**

MODELO		N-250 SU		N-250 LU		N-120 SU		N-120 LU	
Revoluciones		3550 R.P.M.		3550 R.P.M.		3550 R.P.M.		3550 R.P.M.	
Desplazamiento		1890 m ³ /hr		2830 m ³ /hr		3800 m ³ /hr		5670 m ³ /hr	
Temp. Inter.	Temp. Evap.	Cap.	R.H.P.	Cap.	R.H.P.	Cap.	R.H.P.	Cap.	R.H.P.
0°C	- 20°C	276.6	150.0	416.9	221.7	579.8	301.7	835.1	458.1
	- 25°C	220.8	147.6	332.9	221.0	447.1	296.8	667.1	442.8
	- 30°C	171.1	145.1	262.7	217.6	352.7	292.1	526.3	435.8
	- 35°C	135.1	143.2	204.3	211.2	274.3	287.7	409.5	429.3
	- 40°C	103.6	141.2	156.5	211.3	210.2	283.6	313.6	424.3
- 5°C	- 25°C	225.2	144.8	339.5	202.0	455.9	271.2	680.2	401.7
	- 30°C	177.7	142.6	267.9	198.5	359.8	266.6	536.8	397.7
	- 35°C	138.2	140.4	208.6	195.3	280.0	262.2	417.8	391.3
	- 40°C	105.8	128.4	159.8	192.4	214.6	258.3	320.1	385.4
	- 45°C	79.5	126.7	120.2	189.7	167.4	251.6	240.8	379.9
- 10°C	- 30°C	181.0	119.8	273.0	179.5	366.5	241.0	546.9	379.7
	- 35°C	140.9	117.8	212.5	176.4	285.3	236.9	425.7	353.4
	- 40°C	107.9	115.8	162.8	173.5	218.7	232.8	326.3	347.5
	- 45°C	81.1	113.1	122.5	170.8	164.5	229.2	245.1	342.1
	- 50°C	59.6	112.3	90.1	168.2	121.0	225.9	180.5	337.1
- 15°C	- 35°C	143.5	105.1	216.4	157.4	290.5	211.3	433.5	315.4
	- 40°C	110.0	103.2	165.9	154.6	222.7	207.5	332.3	309.5
	- 45°C	82.7	101.3	124.8	151.9	167.6	203.9	250.0	303.2
	- 50°C	60.7	99.7	91.8	149.3	123.3	200.5	184.0	299.3
	- 55°C	43.4	98.3	65.6	147.2	88.2	197.6	131.5	291.9
- 20°C	- 40°C	112.0	90.5	168.9	135.5	226.9	182.0	338.5	271.6
	- 45°C	84.3	88.7	127.2	133.0	170.8	178.6	254.6	266.1
	- 50°C	62.0	87.1	93.6	130.6	125.7	175.2	187.6	261.5
	- 55°C	44.3	85.7	67.0	128.3	89.9	172.3	134.2	257.1
	- 60°C	30.5	84.4	46.1	126.4	62.0	169.7	92.5	253.2

DATOS TECNICOS DE COMPRESOR BOOSTER TIPO TORNILLO N-250-SU.

BOOSTER

MODELO		N-160 SU		N-160 LU		N-200 SU		N-200 LU	
Revoluciones		3550 R.P.M.		3550 R.P.M.		3550 R.P.M.		3550 R.P.M.	
Desplazamiento		497 m ³ /hr.		745 m ³ /hr.		970 m ³ /hr.		1450 m ³ /hr.	
1-mp. Inter.	Temp. Evap.	Cap	BHP	Cap	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP
0°C	- 20°C	68.8	40.2	104.6	59.8	140.1	77.7	210.8	116.2
	- 25°C	54.9	39.5	83.5	58.7	111.8	76.5	168.2	114.3
	- 30°C	43.2	39.0	65.7	57.8	88.0	75.3	132.6	112.6
	- 35°C	33.5	38.3	51.0	57.0	68.4	74.1	103.0	110.9
	- 40°C	26.5	37.8	38.9	56.2	52.2	73.2	78.8	109.4
- 5°C	- 25°C	56.1	36.2	85.2	53.8	114.1	70.0	171.7	104.6
	- 30°C	44.1	35.5	67.1	52.8	89.9	68.8	135.3	102.7
	- 35°C	34.2	35.0	52.1	51.9	69.9	67.6	105.3	101.1
	- 40°C	26.1	34.5	39.8	51.2	53.4	66.6	80.5	99.6
	- 45°C	19.5	33.9	29.8	50.4	40.0	65.7	60.4	98.1
- 10°C	- 30°C	45.0	32.2	68.5	47.7	91.7	62.2	138.0	92.9
	- 35°C	35.0	31.6	53.2	46.9	71.3	61.0	107.3	91.3
	- 40°C	26.7	31.1	40.7	46.1	54.5	60.1	82.1	89.8
	- 45°C	20.0	30.6	30.5	45.4	40.9	59.1	61.7	88.3
	- 50°C	14.6	30.2	22.3	44.8	30.0	58.3	45.2	87.1
- 15°C	- 35°C	35.6	28.2	54.2	41.8	72.7	54.4	109.4	81.5
	- 40°C	27.2	27.6	41.5	41.0	55.6	53.5	83.7	79.9
	- 45°C	20.4	27.2	31.1	40.3	41.7	52.5	62.9	78.6
	- 50°C	14.9	26.8	22.8	39.7	30.6	51.7	46.2	77.7
	- 55°C	10.5	26.4	16.2	39.1	21.8	50.9	32.9	76.1
- 20°C	- 40°C	27.8	24.3	42.3	36.1	56.7	46.9	85.3	70.1
	- 45°C	20.8	23.9	31.7	35.4	42.6	46.0	64.1	68.8
	- 50°C	15.2	23.3	23.3	34.7	31.3	45.2	47.2	67.6
	- 55°C	10.8	23.1	16.6	34.2	22.3	44.4	33.7	66.4
	- 60°C	7.3	22.7	11.3	33.6	15.2	43.7	23.1	65.4

**DATOS TECNICOS DE LOS COMPRESORES BOOSTER TIPO TORNILLO
N-160-SU Y N-200-SU.**

El compresor de apoyo, en caso de colocarse, para mantenimientos preventivos y descomposturas también sería del tipo Tomillo, Booster, modelo N-160-SUG con las características que se muestran en la tabla anexa

Recalculando el F.S. que nos proporcionarán los dos compresores N-200-SUG en paralelo, se tiene :

$$Q_T = 2 (970)$$
$$Q_T = 1940 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$F S = [(Q_T / Q_{\text{calc.}}) - 1] (100)$$

donde :

$$Q_T = \text{Gasto volumétrico total (m}^3/\text{h)}$$
$$Q_{\text{calc.}} = \text{Gasto volumétrico calculado (m}^3/\text{h)}$$

Sustituyendo valores :

$$F S = [(1940 / 1824.92) - 1] (100)$$

$$F S = 6.3 \%$$

El cual es un buen factor de servicio.

Como comentario final de este cálculo es importante mencionar que esta última propuesta cuenta con varias ventajas, puesto que aunque el costo inicial es alto, debido a cimentaciones, tuberías, accesorios, instalación eléctrica necesaria y doble mano de obra; mantiene y asegura que las temperaturas en las cámaras se mantendrán satisfactoriamente además de que si se opta por el tercer compresor nos brindaría la opción de un mantenimiento libre y sin arriesgar al producto almacenado.

CALCULO OPTIMO DE LOS COMPRESORES DE LA SEGUNDA ETAPA

De igual manera que en los cálculos anteriores, se tiene :

$$m_{sce} = m_3 = m_4 = 68.95 \text{ Kg/min}$$

Considerando F.S. = 10 % :

$$m_{cse} = (68.95)(1.1) = 75.845 \text{ Kg/min}$$

Calculando el trabajo de compresión :

$$W_{cse} = h_4 - h_3 \dots\dots\dots(V.h)$$
$$W_{cse} = h_4 - 341.98$$

Calculando h_4 :

$$S_{g3} = S_4 = 1.3114 \text{ Kcal/Kg K}$$

de tablas de vapor de amoniaco sobrecalentado, con $P = 12.36 \text{ bar}$ e interpolando :

$$h_4 = 393.26 \text{ Kcal/Kg}$$

Sustituyendo h_4 en (V.h) :

$$W_{cse} = 393.26 - 341.98$$

$$W_{cse} = 51.28 \text{ Kcal/Kg}$$

Sustituyendo nomenclatura y valores en (V.b) :

$$P_{se} = (75.845)(51.28)$$

$$P_{se} = 3889.33 \text{ Kcal/min}$$

Calculando el gasto volumétrico de acuerdo a (V.e) :

$$Q = (75.845)(0.4349)(60)$$

$$Q = 1979.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Cabe mencionar que este tipo de compresor sí opera con una relación de compresión estandar igual a la de los compresores de una sola etapa de compresión, ya que el volumen específico del refrigerante a la presión de entrada al mismo, es menor que el de la presión de entrada a los Boosters.

Considerando nuevamente las diversas tablas del fabricante, volvemos a descartar el uso del tipo reciprocante por no manejar el gasto volumétrico adecuado. Para un mejor entendimiento del porque de esta decisión se muestra en la TABLA III.D del capítulo III las capacidades de un compresor Mycom Mayekawa, modelo 8B, que es el más grande de los que comercialmente fabrica esta empresa; se mencionó la palabra "comercialmente" por que dicha compañía puede hacerlos de mayor capacidad, pero serían de fabricación especial, lo que implica un costo extremadamente alto.

Después de analizar la tabla anterior podemos decir que el compresor elegido para la segunda etapa de nuestro sistema es un compresor tipo tornillo, modelo N-250-SUG-M que cuenta con las características mostradas en las tablas adjuntas.

Ahora determinaremos el porcentaje de F.S. que se obtendría al utilizar este compresor, ya que si observamos no cumple con el manejo total del gasto volumétrico calculado al considerar un F.S. del 10 % :

de (V.g) :

$$FS = [(1890 / (68.95)(0.4349)(60)) - 1] (100)$$

$$FS = 5.05 \%$$

El cual se puede considerar confiable. Por otra parte el compresor que comercialmente le sigue maneja 2830 m³/h, que se consideraría demasiado sobrado para el sistema y por consiguiente de un costo superior.

Al igual que en la primera etapa de compresión se pueden utilizar dos compresores en paralelo que manejen 1000 m³/h cada uno.

MODELO		N.250 SI						N.250 LI					
Revoluciones		3550 R.P.M.						3550 R.P.M.					
Desplazamiento		1890 m ³ /hr.						2830 m ³ /hr.					
Tipo de puerta de descarga		L		M		H		L		M		H	
Temp. Cond	Temp. Evap.	Cap.	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP
25°C	10°C	793.7	344.6					1190.5	516.1				
	5°C	666.2	341.1					999.6	515.3				
	0°C	554.5	343.7					832.3	511.6				
	- 5°C	457.1	343.2	450.5	380.0			686.6	513.9	675.6	568.9		
	- 10°C	372.9	342.8	369.9	358.2			560.6	513.3	555.0	536.2		
	- 15°C	300.7	342.4	300.8	337.9			452.4	512.6	451.5	505.8		
	- 20°C	239.2	342.0	241.9	318.9			360.3	512.1	363.4	477.5		
	- 25°C			199.2	301.6	191.5	312.9	282.5	511.5	288.9	451.6	287.8	334.3
	- 30°C			150.6	285.8	150.6	287.1			226.6	427.9	226.1	430.0
	- 35°C			116.1	271.4	116.6	264.6			175.0	406.4	175.8	396.1
- 40°C			87.8	258.6	88.8	244.9			132.6	387.1	134.1	366.8	
30°C	10°C	771.2	407.9					1157.1	610.9				
	5°C	646.3	404.8					970.0	606.2				
	0°C	536.7	401.9	529.3	445.0			806.1	601.9				
	- 5°C	441.4	399.2	437.8	420.5			663.3	597.6	656.8	629.6		
	- 10°C	358.9	396.5	358.9	397.5			539.8	593.7	538.6	595.2		
	- 15°C	268.1	394.0	291.2	376.0	289.5	401.6	433.8	589.9	432.2	563.1	431.5	601.3
	- 20°C	227.8	391.7	233.5	356.2	232.8	368.2	343.6	506.5	350.9	533.4	349.8	551.5
	- 25°C			184.8	337.9	181.1	330.1			277.9	506.8	270.1	506.3
	- 30°C			144.0	321.3	144.8	311.1			216.9	481.1	218.1	465.6
	- 35°C			110.3	306.2	111.6	287.3			166.3	456.4	168.3	430.2
- 40°C					84.3	266.6					127.5	399.3	
35°C	10°C	747.6	473.5					1122.1	708.8				
	5°C	625.3	467.8					939.0	700.4				
	0°C	518.0	462.5	513.9	489.7			778.4	692.4	770.9	733.2		
	- 5°C	424.6	457.2	424.5	463.8			638.5	684.7	637.0	694.6		
	- 10°C	343.8	452.4	347.3	439.7	345.4	469.6	517.6	677.5	521.3	658.4	518.6	703.1
	- 15°C	274.5	447.9	280.9	417.2	280.2	431.2	413.8	670.6	422.0	624.7	421.0	645.7
	- 20°C			224.5	396.1	224.7	396.2			337.5	593.6	337.9	593.3
	- 25°C			176.8	377.2	177.8	364.6			266.1	564.7	262.7	545.8
	- 30°C					138.6	336.2					209.0	503.5
	- 35°C					106.1	311.3					160.3	466.1
- 40°C					79.4	289.5					120.3	433.6	
40°C	10°C	722.9	541.2					1005.5	810.2				
	5°C	603.2	533.0	598.5	566.0			906.3	798.0	897.7	847.5		
	0°C	498.2	525.1	498.0	537.1			749.1	786.3	747.3	804.3		
	- 5°C	406.8	517.1	410.5	510.1	408.6	545.8	612.2	775.2	616.3	763.8	613.4	817.4
	- 10°C	327.8	510.6	331.9	484.7	334.3	502.3	493.9	764.6	503.0	725.9	502.1	752.0
	- 15°C			270.0	461.3	270.5	462.1			405.9	690.6	406.5	692.0
	- 20°C			214.8	439.4	216.2	425.5			323.2	657.9	325.2	637.0
	- 25°C			160.2	419.3	170.3	392.2			253.1	627.9	256.6	587.3
	- 30°C					131.9	362.6					199.2	542.9
	- 35°C					100.1	336.3					151.3	503.6
- 40°C					74.0	313.7					112.4	469.7	
45°C	10°C	697.1	611.0	691.8	649.6			1017.2	914.9	1037.5	972.7		
	5°C	580.0	600.3	579.7	617.6			871.8	898.8	869.6	924.8		
	0°C	477.3	590.1	481.4	587.5	479.4	631.0	718.1	883.5	722.5	879.6	719.5	944.9
	- 5°C	387.9	580.3	395.9	559.2	395.3	581.8	584.2	868.9	594.4	837.3	593.6	871.0
	- 10°C			321.9	532.7	322.6	536.1			483.7	797.7	484.7	802.7
	- 15°C			258.5	508.0	260.2	494.1			388.8	760.7	391.3	739.8
	- 20°C			204.4	485.3	207.1	455.8			307.9	726.5	311.8	682.4
	- 25°C					162.3	421.0					249.7	630.6
	- 30°C					124.6	390.1					186.6	584.0
	- 35°C					93.7	362.7					142.0	543.0
- 40°C					68.1	339.0					103.8	507.5	

TABLA DE CAPACIDADES DEL COMPRESOR TORNILLO N-250-SI

Estos compresores serían modelo N-200-SUG-M, que tienen las características de la TABLA III.C del capítulo III.

En seguida se obtendrá el F.S. para estos :

$$Q_T = 1940 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$FS = [(Q_T / Q_{\text{calc.}}) - 1] (100)$$

$$FS = [(1940 / 1799.2) - 1] (100)$$

$$FS = 7.82 \%$$

El que consideramos un muy buen factor de servicio.

En este caso es más recomendable la utilización de un tercer compresor en paralelo como apoyo a los dos principales, ya que podemos realizar las siguientes operaciones en caso de mantenimiento y/o de existir alguna descompostura en los equipos principales :

* Trabajar a la capacidad del 50 % de todo el sistema, esto es, utilizar un compresor de la primera etapa y uno de la segunda.

* Dejar fuera de operación a los compresores de la primera etapa mediante la apertura del *by-pass* de igualación, que esta localizado entre los cabezales de succión de ambas etapas, y desenergizando los compresores de la misma para trabajar con los tres compresores de la segunda etapa que absorberán toda la carga del sistema.

Este tercer compresor manejará la mitad de la capacidad de cualquiera de los otros para no incrementar los costos de adquisición de uno de la misma capacidad que los principales.

Este compresor sería uno del tipo tornillo Modelo N-160-SU que nos proporciona las siguientes características mostradas en las tablas anexas.

Es importante hacer mención que de haberse utilizado compresores recíprocos en esta última etapa, se habrían tenido que usar tres compresores 8B en paralelo para lograr el mismo efecto de los compresores tornillo que se proponen, pero implica un mayor costo de adquisición, instalación y operación, así como mayores consumos de energía eléctrica y equipo para agua de enfriamiento de las cabezas de los compresores.

MODELO		N-160 SU						N-160 LU					
Revoluciones		3550 R.P.M.						3550 R.P.M.					
Desplazamiento		497 m ³ /hr.						745 m ³ /hr.					
Tipo de puerta de descarga		L		M		H		L		M		H	
Temp. Cond	Temp. Evap	Cap.	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP	Cap.	BHP
25°C	10°C	196.8	90.6					300.1	135.9				
	5°C	141.8	90.5					251.4	135.7				
	0°C	136.8	90.3					208.7	135.5				
	- 5°C	112.1	90.2	110.1	99.9			171.5	135.2	168.0	149.7		
	- 10°C	91.3	90.1	90.2	94.2			139.3	135.1	137.6	141.1		
	- 15°C	73.2	90.1	73.1	88.9			111.7	135.0	111.5	133.1		
	- 20°C	55.8	89.9	58.5	83.9	174.7	89.8	88.2	134.8	89.7	125.7	88.2	134.6
	- 25°C	44.7	89.8	46.2	79.4	45.9	82.3	68.3	134.6	70.6	118.9	70.1	123.3
	- 30°C			35.9	75.2	36.0	75.5			54.9	112.6	55.0	113.3
	- 35°C			27.4	71.3	27.7	69.6			41.9	107.0	42.4	104.3
- 40°C			20.4	68.0	21.0	64.5			31.1	101.9	32.1	96.5	
30°C	10°C	190.9	107.2					291.0	160.9				
	5°C	159.5	106.4					243.3	159.5				
	0°C	132.1	105.6					201.4	158.4				
	- 5°C	108.2	105.0	106.8	110.6			165.0	157.4	163.0	165.8		
	- 10°C	87.5	104.3	87.3	104.6			133.5	156.3	133.2	156.7		
	- 15°C	69.7	103.6	70.5	98.9	69.6	105.6	106.4	155.4	107.6	148.3	106.8	153.3
	- 20°C	54.6	102.9	56.2	93.7	55.8	96.8	83.4	154.4	85.9	140.3	85.3	145.2
	- 25°C			44.2	88.9	44.2	88.9			67.5	133.2	67.6	133.2
	- 30°C			34.1	84.4	34.5	81.8			52.1	126.7	52.7	122.6
	- 35°C			25.7	80.6	26.4	75.6			39.3	120.6	40.4	113.3
- 40°C					19.8	70.1					30.3	105.1	
35°C	10°C	184.6	124.5					281.5	186.6				
	5°C	153.9	123.1					234.8	184.4				
	0°C	127.0	94.8	125.4	128.8			193.8	182.3	191.4	193.0		
	- 5°C	103.6	120.2	103.3	122.0			158.1	180.3	157.6	182.8		
	- 10°C	83.3	119.0	84.2	115.7	83.1	123.5	127.2	178.3	128.5	173.3	126.9	185.1
	- 15°C	65.9	117.8	67.8	109.6	67.3	113.4	100.8	176.5	103.5	164.5	102.7	170.0
	- 20°C			53.8	104.3	53.8	104.1			82.1	156.3	82.2	156.2
	- 25°C			42.0	99.2	42.4	95.8			64.1	140.7	64.8	143.7
	- 30°C					32.9	88.5					50.3	132.6
	- 35°C					25.0	81.9					38.2	122.6
- 40°C					18.5	76.1					28.3	114.2	
40°C	10°C	170.0	142.2					271.6	213.3				
	5°C	148.1	140.1	146.1	148.8			225.9	210.0	222.9	223.1		
	0°C	121.7	138.1	121.2	141.3			185.7	207.0	185.0	211.8		
	- 5°C	98.7	136.2	99.6	134.2			150.8	204.0	152.0	201.1		
	- 10°C	78.9	134.3	80.8	127.5	80.3	132.0	120.6	201.3	123.5	191.1	122.6	198.0
	- 15°C			64.8	121.3	64.7	121.4			99.0	181.8	98.9	182.2
	- 20°C			51.1	115.5	51.6	111.9			78.2	173.2	78.3	167.7
	- 25°C			39.6	110.3	40.4	103.1			60.5	165.3	61.8	154.6
	- 30°C					31.1	95.3					47.6	142.9
	- 35°C					23.4	88.5					35.8	132.6
- 40°C					17.1	82.4					26.2	123.6	
45°C	10°C	171.2	160.7	166.9	170.8			261.1	240.9	257.7	256.0		
	5°C	141.8	157.9	141.1	162.5			216.4	236.6	215.5	243.4		
	0°C	116.0	155.1	116.8	154.4			177.1	232.6	178.4	231.6		
	- 5°C	93.6	152.5	95.7	147.0	94.9	152.9	143.0	226.7	146.1	220.4	145.0	229.4
	- 10°C			77.4	140.1	77.3	141.0			118.2	210.0	118.1	211.3
	- 15°C			61.7	133.6	62.1	129.9			94.3	200.3	95.0	194.8
	- 20°C			48.3	127.6	49.2	119.8			73.9	191.3	75.3	179.6
	- 25°C					39.4	110.7					58.7	165.9
	- 30°C					29.3	102.5					44.8	153.7
	- 35°C					21.7	95.3					33.3	142.9
- 40°C					15.5	89.1					23.8	133.6	

TABLA DE CAPACIDADES DEL COMPRESOR TORNILLO N-160-SU.

Además, el hecho de utilizar compresores tipo tornillo nos brinda un gran beneficio debido al ahorro de energía eléctrica y mecánica, ya que cuentan con un control de capacidad automático continuo para reducir el trabajo del compresor automáticamente hasta un 10 % de su capacidad total como mínimo. Este control es continuo y opera mediante un transductor que convierte las señales de presión en eléctricas, las que a su vez energizan o desenergizan las bobinas de las válvulas solenoides que controlan el paso del aceite de refrigeración para que este deslice una compuerta que aumenta o disminuye el área de la cámara de compresión. Tal y como se explicó en el Capítulo III.

CALCULO OPTIMO DEL EQUIPO DE CONDENSACION

En este tema, como su enunciado lo indica, se calculará la capacidad del o los condensadores apropiados para el sistema; pero antes de realizarlo surge la siguiente incógnita :

¿ Qué tipo de condensador se debe utilizar y por que ?

Para poder contestar este cuestionamiento, se presentan en seguida los diversos tipos de condensadores industriales existentes :

- a) Condensadores enfriados por aire
(Atmosféricos y de convección natural)
- b) Condensadores enfriados por agua
(Casco y tubo, tubo en tubo, etc.)
- c) Condensadores evaporativos

Analizando las características y uso de cada uno de ellos, podemos afirmar lo siguiente :

a) Debido al comportamiento del R - 717 (NH_3), se tiene un sobrecalentamiento del mismo a la salida del proceso de compresión adiabática de un valor considerable. Por lo

que si utilizásemos un condensador atmosférico, sus dimensiones serían demasiado grandes para absorber dicho sobrecalentamiento y después realizar propiamente el proceso de condensación, lo cual sería impráctico; además, en virtud de esto, el costo se incrementaría considerablemente.

Por estas razones se descarta para este refrigerante el uso de este tipo de condensadores enfriados por aire.

b) Si utilizáramos condensadores enfriados por agua, se tendría que usar además una torre de enfriamiento, ya que el agua de enfriamiento del condensador absorbe el calor latente cedido por el refrigerante, incrementando así su temperatura.

Ese aumento de temperatura es a su vez disipado por la torre de enfriamiento al saturar de vapor de agua al aire y ceder por convección cierto gradiente de temperatura al mismo.

En general al utilizar este tipo de condensadores implica el uso de dos equipos de enfriamiento (condensador y torre de enfriamiento), además de los accesorios, tales como, bombas, tuberías, válvulas, ventiladores, etc.

Considerándose por estas razones una inversión de un alto costo.

c) Por último, si utilizamos condensadores evaporativos podemos obtener el mismo efecto de los dos equipos indicados en el inciso anterior en uno solo y el costo por consiguiente decrecería.

Otra ventaja de el uso de este tipo de equipos, es el contar con una alta transferencia de calor, ya que en ellos se presenta una alta absorción de calor sensible y una de latente.

*La primera es producida por la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el agua; y

*La segunda es debida a la cesión de calor para hacer posible la saturación del aire, esto se entenderá mejor si se analiza la carta psicométrica de la FIG. V.1

donde :

" a " representa el estado del aire no saturado en el lugar de instalación del condensador; y

" s " representa el estado del aire saturado a la temperatura de la superficie mojada.

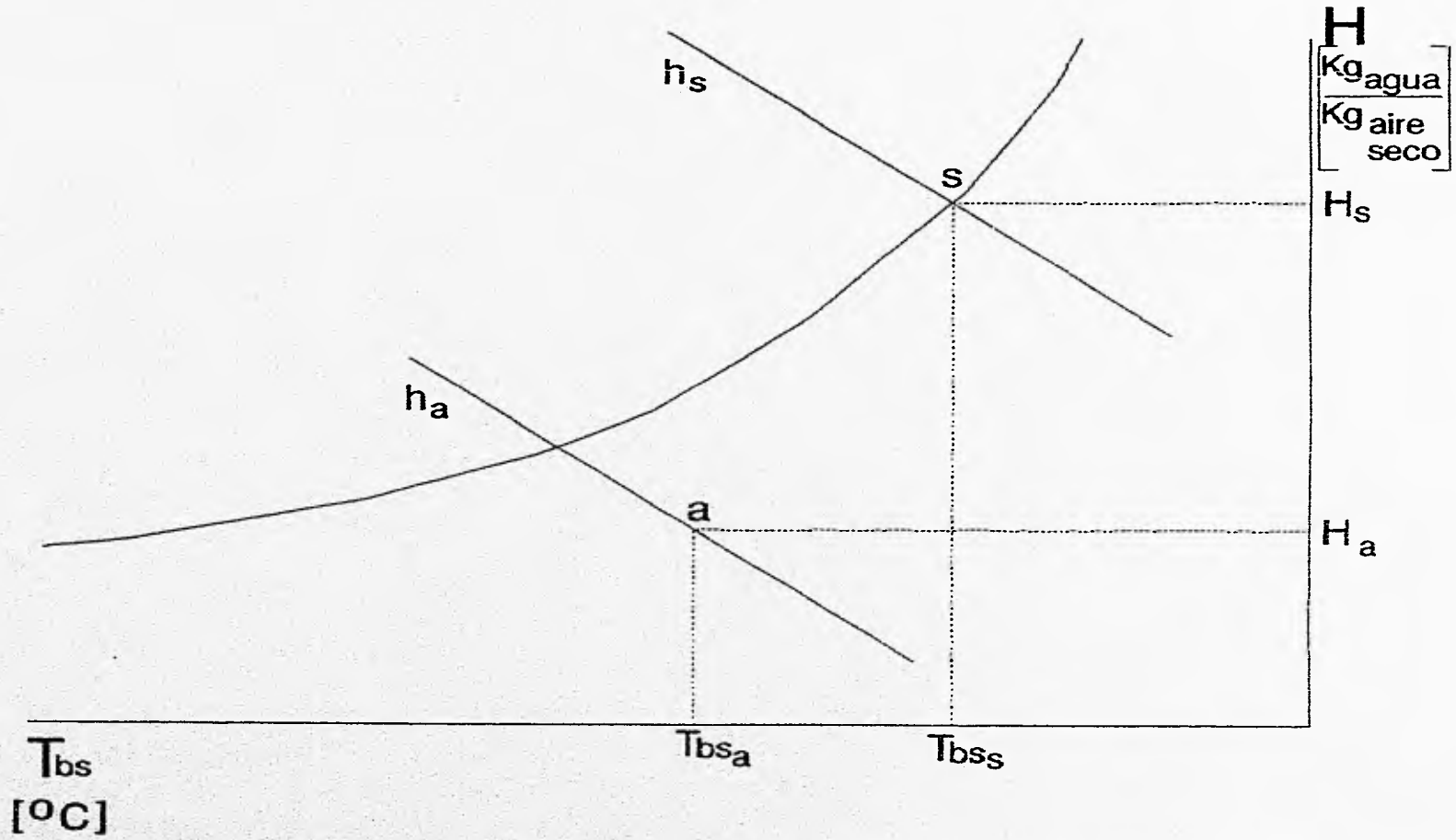


FIG. V.1 CARTA PSICOMETRICA MOSTRANDO LA SATURACION DEL AIRE.

Como se puede observar, el punto " s " tiene mayor temperatura de bulbo seco, debido a que proviene de la descarga de los compresores, como se muestra en el esquema sencillo de la FIG. V.2.

Retomando el análisis de la figura (V.1) se realizan las siguientes conclusiones :

$$1) T_{bs_s} > T_{bs_a} \quad \therefore Q_s \text{ va del agua al aire.}$$

$$2) H_s > H_a \quad \therefore Q_L \text{ va del agua al aire.}$$

$$3) h_s > h_a \quad \therefore Q_T \text{ va del agua al aire.}$$

donde :

T_{bs_s} .- Temperatura de bulbo seco del estado " s "

T_{bs_a} .- Temperatura de bulbo seco del estado " a "

H_s .- Humedad específica del punto " s "

H_a .- Humedad específica del punto " a "

h_s .- Entalpía del punto " s "

h_a .- Entalpía del punto " a "

Q_s .- Calor sensible

Q_L .- Calor latente

Q_T .- Calor total.

Por todas estas razones se determina que el condensador ideal para el sistema es el evaporativo.

Además este tipo de condensadores se puede surtir con serpentín de sobrecalentamiento, que absorbe el calor sensible provocado por el proceso de compresión.

Analizando el diagrama P - h de la FIG. IV.3, se concluye que el calor cedido por el refrigerante se obtiene de la fórmula :

$$Q_c = m_3 (h_4 - h_5) \dots\dots\dots(V.i)$$

Sustituyendo valores :

$$Q_c = (68.95)(393.26 - 79.48)$$

$$Q_c = 21,635.131 \text{ Kcal/min}$$

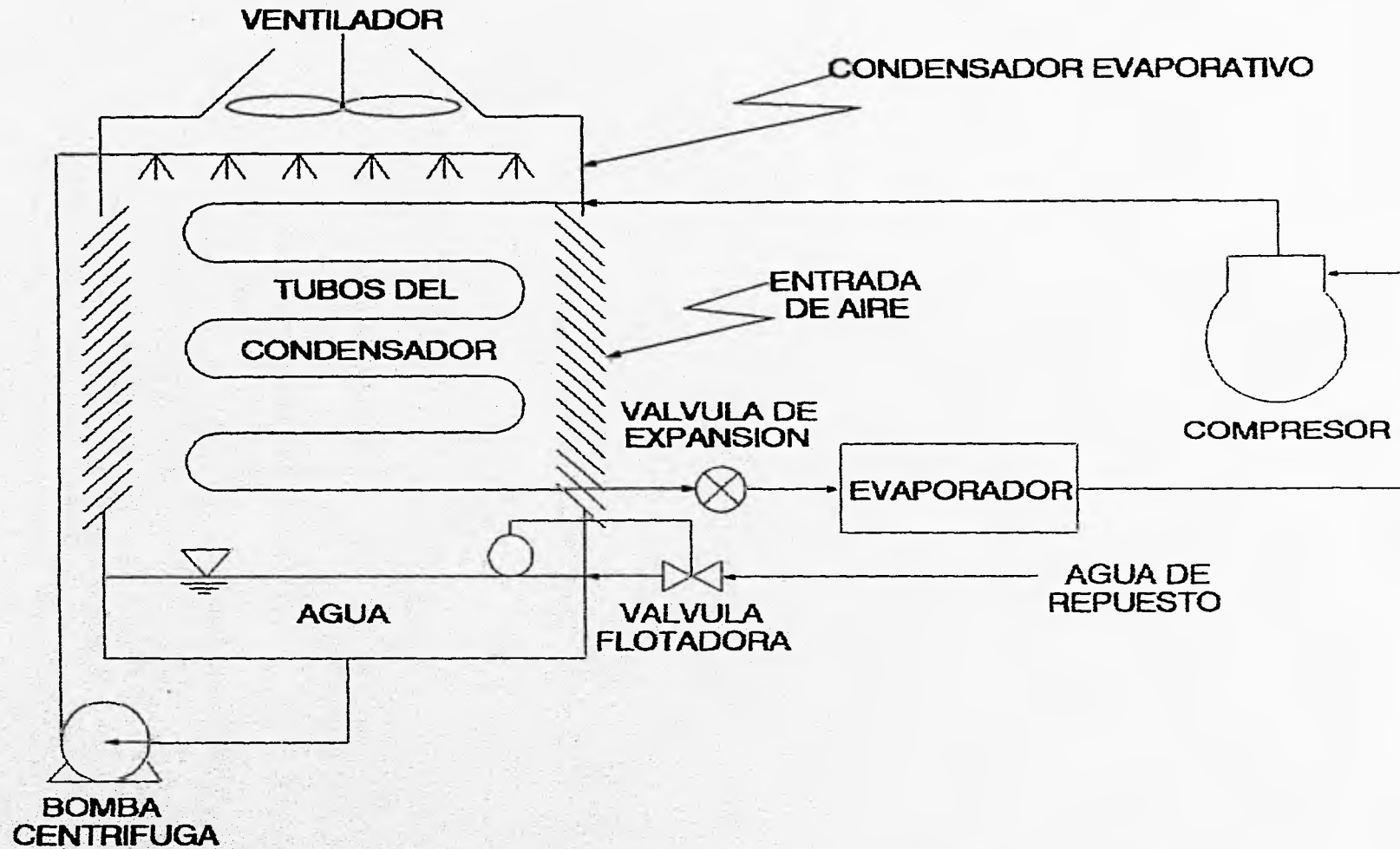


FIG. V.2 ESQUEMA SENCILLO DE UN CICLO CON CONDENSADOR EVAPORATIVO.

Transformando a Toneladas de Refrigeración (T.R.) :

$$21.635.131 \text{ Kcal/min} = 429.27 \text{ TR}$$

Considerando un FS del 10 % se tiene :

$$Q_c = 429.27 \text{ TR} (1.1) = 472.2 \text{ TR}$$

∴ La capacidad de el (los) condensador(es) debe ser de 472.2 TR.

Consultando catálogos del fabricante (RECOLD) y considerando para el Distrito Federal las siguientes consideraciones de diseño :

$$\text{Altitud} = 2240 \text{ m}$$

$$T_{bs} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{bh} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$$

se analiza la capacidad de los modelos DF395A y DF415A que comercialmente son los más grandes, de tablas del fabricante e interpolando, se tiene :

El condensador DF395A a 32 °C de temperatura de condensación nos proporciona 194.5 T.R.

El DF415A en las mismas condiciones proporciona 241.55 T.R.

De acuerdo con este último resultado se realizará el arreglo en paralelo de dos condensadores evaporativos modelo :

DF415A

para obtener así un total de 483.1 T.R.

Las características de estos condensadores son :

- a) Contienen tres ventiladores centrífugos de 30" ϕ .
- b) Maneja 1585.92 m³/ min de aire
- c) Los ventiladores se accionan por una sola transmisión (tandem), accionados por un motor de 20 HP
- d) La bomba de recirculación de agua es accionada por un motor de 3 HP, y
- e) Dicha bomba maneja un gasto de 1362.6 lts / min.

CARACTERISTICAS DE FABRICACION DE LAS TRAMPAS RECIRCULADORAS DE LIQUIDO

Las características de fabricación de la trampa del interenfriador son:

- Cuerpo :

24" ϕ_{nominal} en cédula 80 y 1.2 m de longitud .

-Nivel de operación de 3/4 de su diámetro interior.

-Pierna colectora :

10" ϕ_{pierna} en cédula 80 y 0.916 m de L_{pierna} pero para asegurar que no pasará vapor al sistema en el momento del disparo de la trampa consideraremos una longitud de la pierna de 1.0 m hasta tocar con la tubería de salida.

-Tiempo de cada disparo :

$$t = 5 \text{ min.}$$

El esquema y las dimensiones de la trampa se muestran en la FIG. V.3.

Las características de fabricación de la trampa de baja son :

-Cuerpo:

24" ϕ_{nominal} en cédula 80 y 1.2 m de longitud.

-Nivel de operación de 3/4 de su diámetro interior.

Pierna colectora :

12" ϕ_{pierna} en cédula 80 y 0.85 m de L_{pierna} pero para asegurar que no pasará vapor al sistema en el momento del disparo de la trampa consideraremos una longitud de la p de 0.95 m hasta tocar con la tubería de salida.

-Tiempo de cada disparo :

$$t = 5 \text{ min.}$$

El esquema de esta trampa y sus dimensiones se muestran en la FIG. V.4

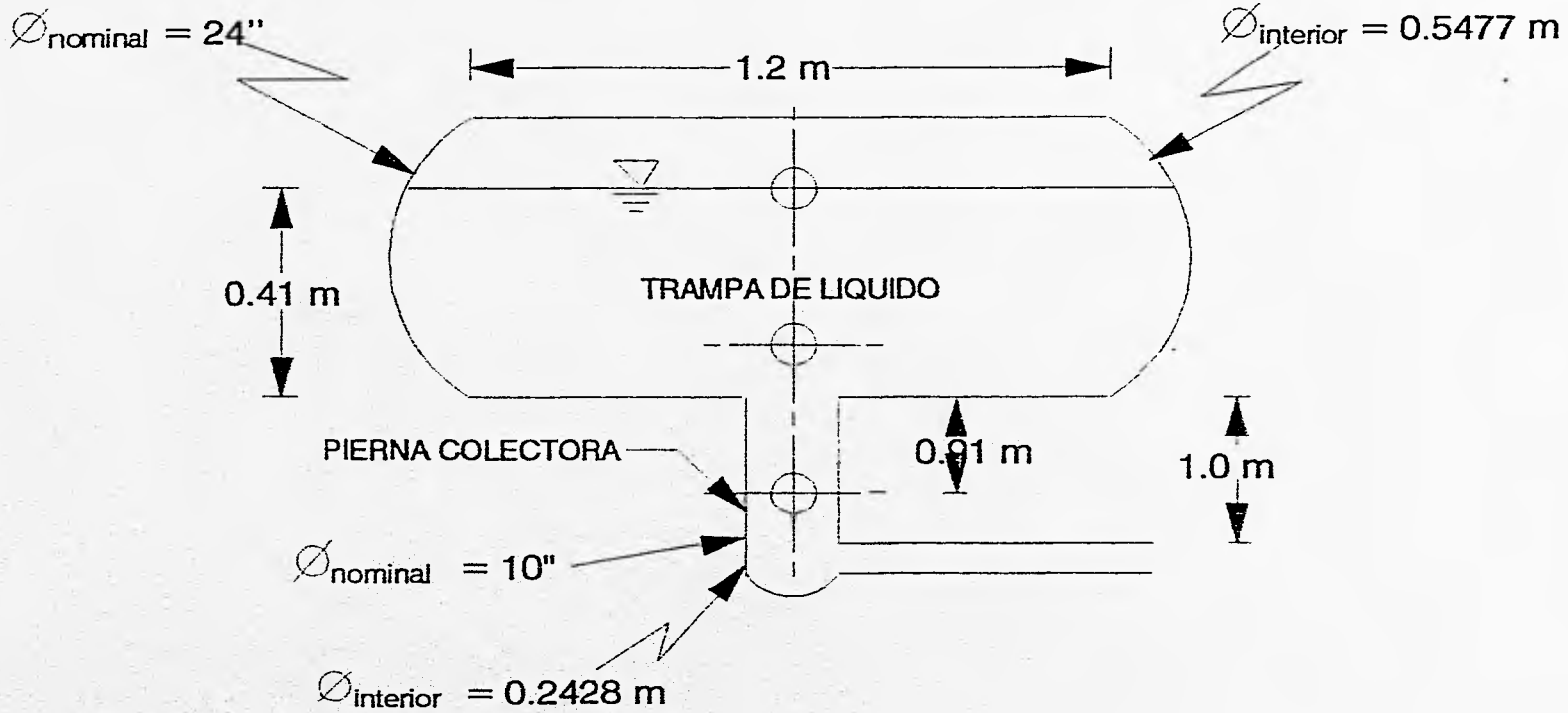


FIG. V.3 TRAMPA RECIRCULADORA DE INTERMEDIA.

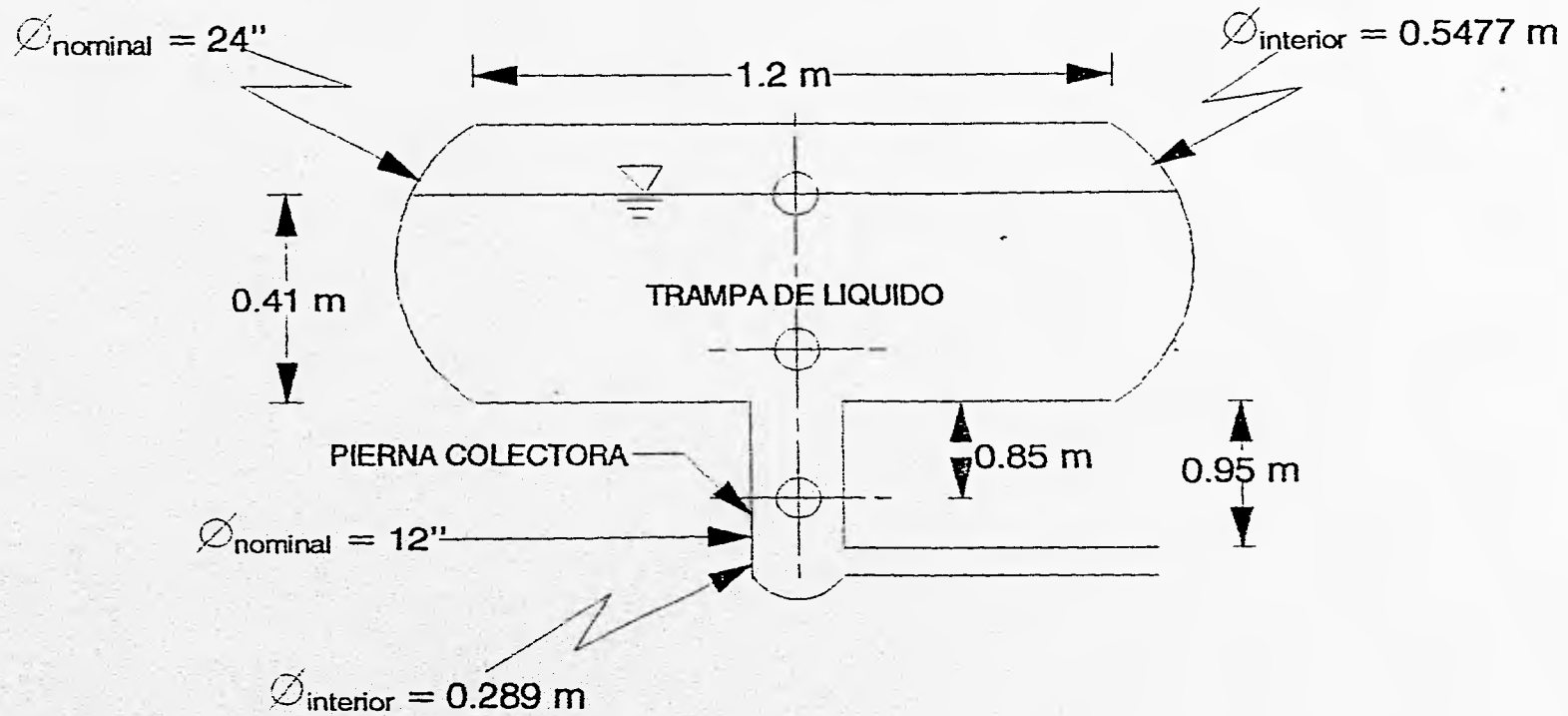


FIG. V.4 TRAMPA RECIRCULADORA DE BAJA.

CALCULO OPTIMO DEL TANQUE INTERENFRIADOR Y EL ACUMULADOR DE SUCCION

Como ya se explicó en el capítulo II, el tanque acumulador de succión y el interenfriador tienen entre otras funciones la de separar el líquido refrigerante del vapor. Esta separación ocurre cuando la velocidad ascendente del vapor es lo suficientemente baja para que las partículas de líquido caigan dentro del depósito y no sean arrastradas hacia el compresor, produciendo daños al mismo.

Normalmente, una velocidad del vapor menor de 60 m/min facilitará la separación.

Esta velocidad se encuentra dividiendo el caudal en volumen de vapor por la superficie del líquido, que no es otra cosa que la fórmula de continuidad :

$$Q = v \cdot A$$

donde :

Q = Gasto volumétrico (m^3/s)

v = velocidad ascendente media del fluido (m/s)

A = Area del líquido de donde emana el vapor hacia los compresores (m^2).

Enseguida se realizarán los cálculos para hallar el diámetro del interenfriador.

Considerando que el nivel del líquido se mantendrá automáticamente entre la 2/3 y 3/4 partes del nivel del tanque, tomaremos el primer valor como el capaz de enfriar la descarga de los compresores de la primera etapa de compresión debido a que en el tanque interenfriador dicho nivel es alimentado directamente desde los condensadores de manera automática mediante un switch flotador que controla a la válvula solenoide de alimentación. Además de esta entrada de líquido existe el retorno de líquido saturado proveniente de los evaporadores de conservación, los que pueden incrementar este nivel hasta el segundo valor como máximo y en donde por medio de otro switch flotador se cortará la corriente hacia el control de los arrancadores de todos los compresores como medida de seguridad, evitando así un golpe de líquido en los mismos. También se considerará al tanque como horizontal, ya que de esta forma se obtiene una mayor superficie de líquido que de la forma vertical. Por último tomaremos el valor de 60 m/min como la velocidad ascendente máxima.

Sustituyendo valores y aplicando nuestras consideraciones tenemos :

$$Q = (60 \text{ m/min}) \cdot A$$

Despejando :

$$A = Q / (60 \text{ m}^3/\text{min})$$

De nuestros cálculos del segundo tema de este capítulo conocemos el valor del gasto volumétrico manejado por los compresores de la segunda etapa si considerásemos únicamente a los dos compresores en paralelo propuestos y sin considerar al compresor de apoyo (que como ya se vio no es muy rentable su instalación a menos que el aseguramiento de las características de temperatura de la materia prima así lo requieran), el cuál es :

$$Q = 1940 \text{ m}^3/\text{h} = 32.33 \text{ m}^3/\text{min}$$

Sustituyendo valores :

$$A = 32.33 / 60$$

$$A = 0.54 \text{ m}^2$$

Para que nuestros valores sean semejantes a los instalados, tomaremos como base que la longitud del tanque interenfriador es de 1.5 m.

De esto podemos decir que el área del líquido es un rectángulo con un largo de 1.5 m y un ancho que mide la longitud de la línea interior del recipiente al llegar al nivel indicado, tal y como se muestra en la siguiente figura :

Por lo tanto, el área del mismo será :

$$A = L \cdot a$$

donde :

$$A = \text{Area del líquido (m}^2 \text{)}$$

$$L = \text{Longitud del rectángulo (m)}$$

$$a = \text{interior del tanque (m)}$$

Sustituyendo valores y despejando :

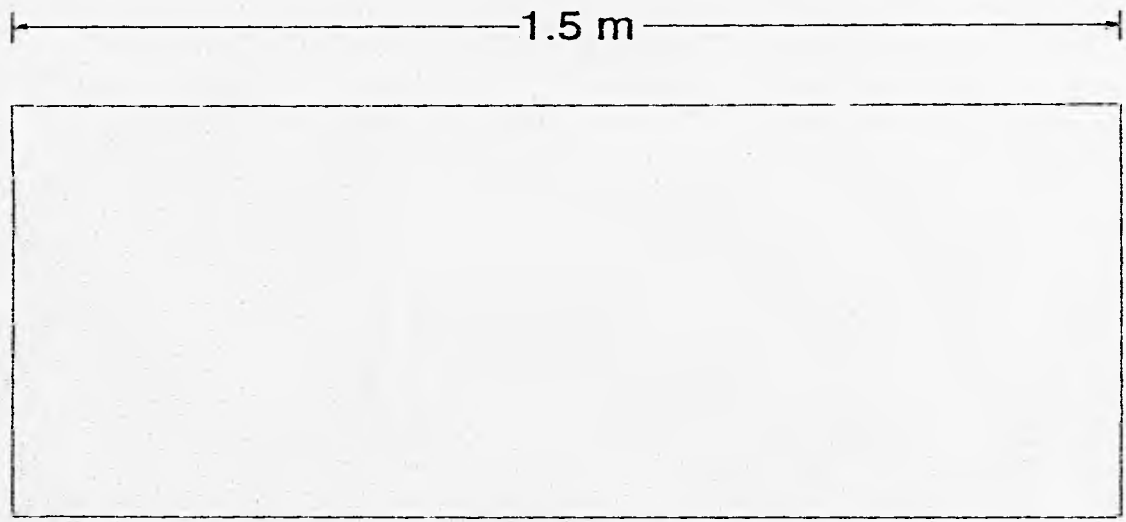
$$a = 0.54 / 1.5$$

$$a = 0.36 \text{ m.}$$

Analizando el arco circular formado como se muestra en el esquema de la figura anexa.

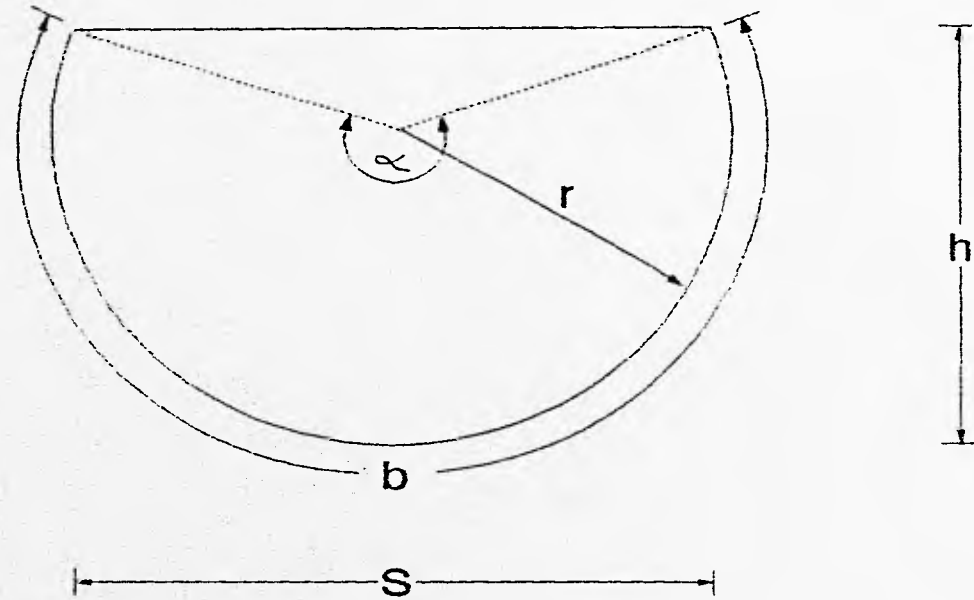
De esto se deriva la ecuación :

$$r = h/2 + S^2/8h \dots \dots \dots (V.j)$$



Linea que se forma cuando el nivel del tanque sube de 1/2 a 2/3 partes

VISTA SUPERIOR DEL AREA DE LIQUIDO QUE SE FORMA EN LA SUPERFICIE DEL NIVEL DEL TANQUE INTERENFRIADOR



CORTE TRANSVERSAL DE UN ARCO CIRCULAR QUE REPRESENTA EL NIVEL DE LIQUIDO EN UN RECIPIENTE HORIZONTAL.

en donde :

$$r = \text{radio } (d/2)$$

$$S = a = 0.36 \text{ m}$$

$$h = 2d/3$$

De (V.j) :

$$d/2 = [(2d/3) / 2] + [S^2 / (8 (2d/3))]$$

$$d/2 = (2d/6) + (3S^2/16d)$$

$$d/2 - 2d/6 = 3S^2 / 16d$$

$$16d (d/6) = 3S^2$$

$$8d^2/3 = 3S^2$$

$$d^2 = (3 (3S^2) / 8)$$

$$d^2 = 9S^2 / 8$$

$$d = (9 (0.36)^2 / 8)^{1/2}$$

$$d = 0.382 \text{ m}$$

Analizando este resultado concluimos que el recipiente tiene un diámetro muy desproporcionado en comparación con la longitud; por lo que reduciremos la velocidad ascendente del vapor a 30 m/min. Realizando nuevamente los cálculos tenemos :

$$A = 32.33 / 30$$

$$A = 1.08 \text{ m}^2$$

$$a = 1.08 / 1.5$$

$$a = 0.72 \text{ m}$$

Sustituyendo en el despeje de V.j, se tiene :

$$d = 0.7636 \text{ m}$$

El cual es un resultado más congruente con la práctica.

Por último y de igual manera que en los cálculos anteriores y considerando solamente la utilización de dos compresores en paralelo para la primera etapa de compresión, por los motivos expuestos anteriormente, notamos que el gasto volumétrico a manejar en la succión de la primera etapa es el mismo que en el interenfriador, por consiguiente el tanque acumulador de baja, cuenta con las mismas dimensiones y características que el interenfriador.

EFFECTOS Y CALCULOS DE LAS TUBERIAS EN EL SISTEMA

Las tuberías que conectan los principales componentes de un sistema de refrigeración son :

- 1) La conducción de admisión entre el evaporador y el condensador
- 2) La conducción de descarga entre el compresor y el condensador, y
- 3) La conducción de líquido entre el condensador y la válvula de expansión.

En orden de importancia, se tiene primero el dimensionamiento de la conducción de admisión que requiere de la máxima atención, en seguida, la conducción de descarga y por último la conducción de líquido.

La tubería de admisión debe conducir el vapor refrigerante del evaporador al compresor con una caída de presión mínima.

Una caída de presión en la conducción de la admisión modifica la curva de funcionamiento originando una reducción de la capacidad, tal y como se muestra en la FIG. V.5.

Un efecto adicional de la caída de presión en la conducción de admisión es la reducción del coeficiente de funcionamiento, porque como se muestra en la FIG. V.6, el trabajo necesario para un efecto refrigerante dado aumenta con la caída de presión en las conducciones de admisión y descarga, el trabajo de compresión sería $h_2'' - h_1''$. Con una caída " Δp " de presión en dichas tuberías, el trabajo vale $h_2 - h_1$; que es mayor que $h_2'' - h_1''$.

Además la FIG. V.6 muestra también que la caída de presión " Δp " en la conducción, aumenta más el trabajo que la misma caída de presión en la conducción de descarga.

Esta es una razón de porque las caídas de presión en la conducción de admisión son más críticas que en la descarga.

En muchos casos, la caída de presión en la tubería de líquido no tiene importancia, cualquiera que sea su magnitud. De todos modos, la válvula de expansión reducirá la presión; así que la pérdida de presión en la conducción de líquido no tiene interés, excepto:

- a) Cuando el líquido se transforma en vapor antes de la válvula de expansión y restringe el caudal, ó

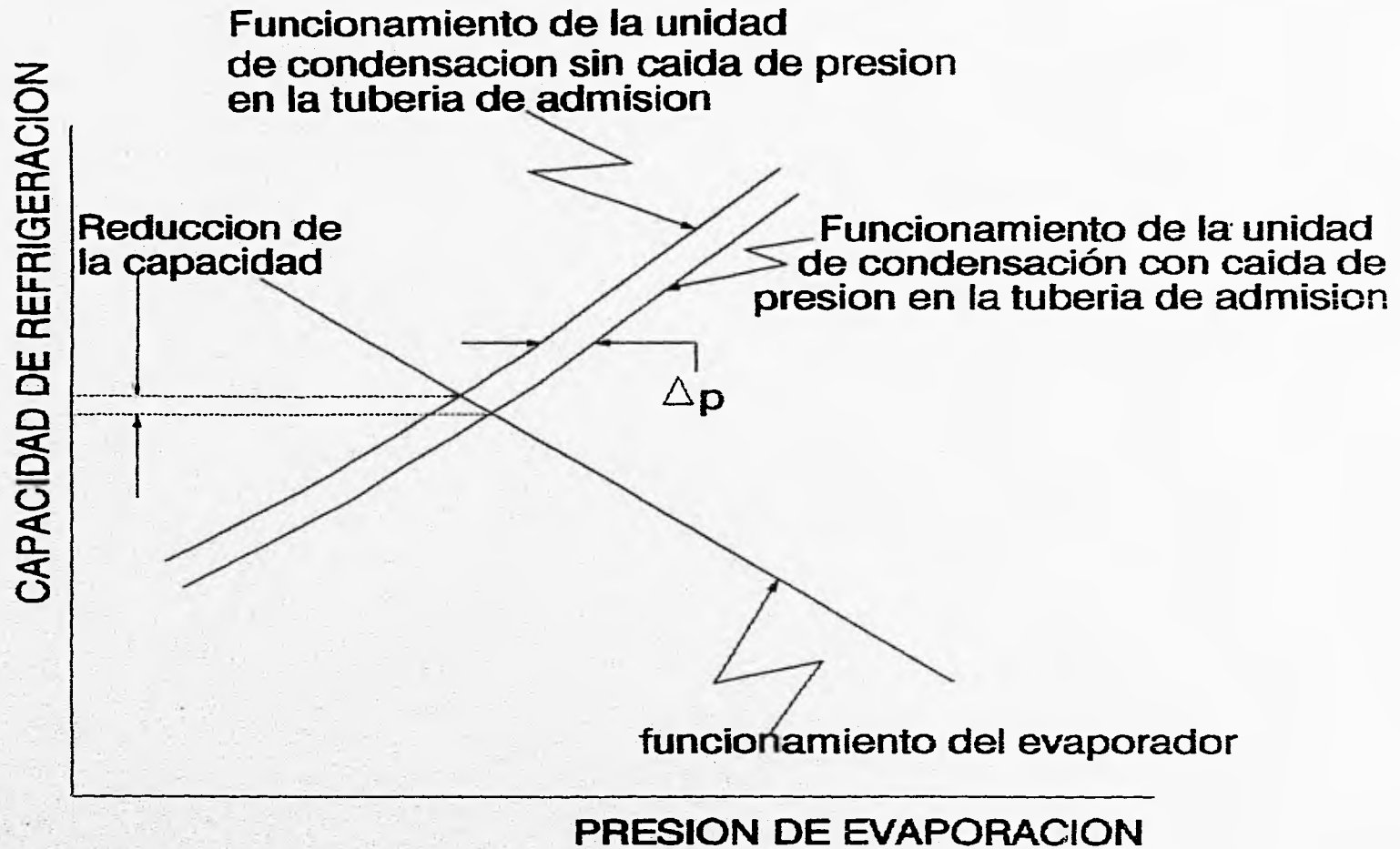


FIG. V.5 REDUCCION DE LA CAPACIDAD REFRIGERANTE DEBIDO A LA CAIDA DE PRESION EN LA CONDUCCION DE ADMISION

b) Cuando debido al estrangulamiento, la temperatura del líquido desciende por debajo de la temperatura ambiente, y el líquido recibe calor del medio ambiente.

Tomando en cuenta estas consideraciones se obtienen los siguientes diámetros de las tuberías principales de succión y descarga (cabezales), ya que son los encargados de conducir los flujos máximos de refrigerante en sus fases respectivas; y distribuyen con ramales menores el refrigerante a los diversos equipos mediante arreglos en paralelo:

a) Cabezal de admisión (cámaras de congelación) :

DATOS.-

$$P_{\text{admisión}} = 1.137 \text{ bar}$$

$$\Delta p = 0.15 \text{ bar}$$

$$\text{Capacidad} = 181.92 \text{ TR.}$$

SELECCION.-

Tubería de 10" ϕ_{nominal} de acero al carbón sin costura y de cédula 80.

b) Cabezal de admisión (cámaras de conservación) :

DATOS.-

$$P_{\text{admisión}} = 2.79 \text{ bar}$$

$$\Delta p = 0.15 \text{ bar}$$

$$\begin{aligned} \text{Capacidad} &= 102.92 + 63.33 = \\ &= 166.25 \text{ TR.} \end{aligned}$$

SELECCION.-

Tubería de 8" de ϕ_{nominal} de acero al carbón sin costura y cédula 80.

c) Cabezal de descarga (Primera etapa) :

DATOS.-

$$P_{\text{descarga}} = 2.79 \text{ bar}$$

$$\Delta p = 0.15 \text{ bar}$$

SELECCION.-

Tubería de 6" ϕ_{nominal} de acero al carbón sin costura y cédula 80.

d) Cabezal de descarga (Segunda etapa) :

DATOS.-

$$P_{\text{descarga}} = 12.36 \text{ bar}$$

$$\Delta p = 0.15 \text{ bar}$$

SELECCION.-

Tubería de 6" ϕ_{nominal} de acero al carbón sin costura y cédula 80.

Es importante recordar que estos cabezales de succión deben ir unidos por un *By-pass* que al abrirse y desenergizar los compresores de la primera etapa, haría que el sistema trabaje como un sistema simple de líquido recirculado, ya que se igualan las presiones de admisión en los tanques acumulador de baja e interenfriador y es succionado el refrigerante de ambos por los compresores de la segunda etapa.

CAPITULO VI

CALCULO DE LOS PARAMETROS REALES DE LOS EQUIPOS INSTALADOS

INTRODUCCION

En esta parte se deberán obtener los cálculos hechos en el capítulo IV para el equipo que actualmente se encuentra instalado, ya que de esta forma podemos determinar la bondad de este sistema y poder compararla con la del sistema anteriormente calculado.

Los cálculos de los parámetros del sistema, tales como entalpías y flujos másicos, serán calculados a partir de los equipos instalados.

Es importante recordar, como se mencionó anteriormente, que actualmente sólo se opera este sistema con una sola etapa de compresión, ya que los compresores de la primera etapa han estado fuera de servicio por daños en los mismos.

En la segunda etapa, como también se mencionó antes, se eliminó una de las unidades originales de compresión idéntica a la que aún se encuentra instalada, esta modificación permanece desde hace aproximadamente cinco años. En la actualidad, en el lugar de esta unidad faltante se encuentra un compresor recíprocante tipo 8B, que fue instalado hace aproximadamente tres años y medio; por lo que con ambos compresores, suponiendo que los de paletas estuvieran en buenas condiciones, se realizarán los cálculos de el presente capítulo, ya que nos es de interés determinar las condiciones de operación del sistema en sus inicios y diseño original.

El objetivo final de estos cálculos estriba en determinar la bondad y operabilidad segura del sistema, puesto que en caso de existir alguna fuga o ruptura de tuberías, accesorios o recipientes, podrían causar en un caso extremo hasta la pérdida de vidas humanas debido a la toxicidad del refrigerante R - 717 además de cuantiosas pérdidas económicas.

En esta parte realizaremos los cálculos en dos ocasiones, la primera será considerando los parámetros de diseño que se pudieron obtener junto con la carga térmica instalada

actualmente, el segundo cálculo será considerando el comportamiento de los equipos instalados con los parámetros que se requieren en la actualidad y la carga térmica instalada.

DATOS TECNICOS DE LOS EQUIPOS INSTALADOS

Primera etapa de Compresión (Booster)

En esta etapa se encuentran instalados, como se mencionó en el capítulo III, dos compresores rotatorios tipo paletas, marca Fes Fuller, modelo A 250 que tiene características enunciadas en el capítulo arriba mencionado y de las cuales tomaremos solamente las siguientes:

$$Q = 2497.824 \text{ m}^3 / \text{h, a } 575 \text{ r.p.m.}$$

Segunda etapa de compresión

En esta etapa se tiene en paralelo dos compresores diferentes y que como se mencionó anteriormente, son un reciprocante 8B del cual se mostraron sus características en el capítulo III y de las cuales únicamente nos interesan las siguientes :

$$Q = 764.5 \text{ m}^3 / \text{h a } 1200 \text{ r.p.m.}$$

El compresor tipo tornillo instalado es modelo N- 200 SUG- MX y cuenta con las características mencionadas en capítulos anteriores y de las cuales tomaremos las siguientes:

$$Q = 970 \text{ m}^3 / \text{h a } 3550 \text{ r.p.m.}$$

Condensación

Actualmente se encuentran instalados dos condensadores evaporativos en paralelo que se podrían llamar "hechizos", puesto que su construcción fue hecha por el personal que entonces laboraba en la empresa bajo la supervisión del instalador, cada condensador fue fabricado con tubos de acero al carbón de aproximadamente 2" ϕ empotrados en una estructura de concreto; la cisterna de agua de circulación es también de concreto y tiene dos motobombas en paralelo con motores de 7.5 HP.

A estos condensadores los consideraremos como los adecuados, ya que a parte de no ser un tema básico de esta tesis, se ha operado el sistema con un solo condensador en una sola etapa de compresión sin ningún problema.

En la actualidad, se está utilizando únicamente un condensador para los dos compresores de la segunda etapa que están operando con todo el sistema en una sola etapa de compresión, lo que indica que su capacidad de condensación está sobrada con respecto al sistema instalado.

Trampas recirculadoras de líquido

Las trampas recirculadoras de líquido se encuentran instaladas bajo los recipientes acumulador de baja e interenfriador, para recibir el líquido saturado de los mismos y desplazarlo hacia el recipiente de presión constante como se vió en el diagrama de flujo de la FIG. III.11.

Ambas trampas tienen las mismas dimensiones y características de construcción, las que podemos apreciar en la FIG. VI.1

DIAGRAMAS P - h Y DE FLUJO SIMPLIFICADOS DEL SISTEMA INSTALADO CONSIDERANDO LA CARGA TERMICA ACTUAL Y LOS PARAMETROS ORIGINALES DE DISEÑO

En la FIG. III.11 se mostró el diagrama real de flujo del sistema instalado, el cual al igual que en el capítulo IV simplificaremos para facilitarnos su comprensión y cálculos.

Para poder realizar los diagramas P - h y de flujo simplificados debemos de tomar en cuenta ciertas consideraciones que veremos en seguida :

Consideración 1

En virtud de que las tablas de capacidades de los evaporadores solamente muestran dicha capacidad, cuando la diferencia de temperaturas entre el producto al entrar a la cámara y la que debe de mantenerse en ella es de 1.8 °C o de 21.6 °C, tomaremos el segundo valor por ser el mayor, tal y como lo hicimos en el capítulo IV, siendo estos los siguientes :

Capacidad total en congelación 181.92 T.R.

Capacidad total en conservación 166.25 T.R.

Consideración 2

De algunas investigaciones que se obtuvieron de los datos originales de diseño, se deriva que fueron calculados para operar a una temperatura de evaporación de:

$$T_{\text{evap}} = - 35 \text{ °C}$$

También de la poca información que se obtuvo del diseño original, se encontró que la temperatura de condensación para la cual fué calculado el sistema es :

$$T_{\text{cond}} = 35 \text{ °C}$$

y que la temperatura intermedia o de las cámaras de conservación es :

$$T_{\text{intern.}} = - 5 \text{ °C}$$

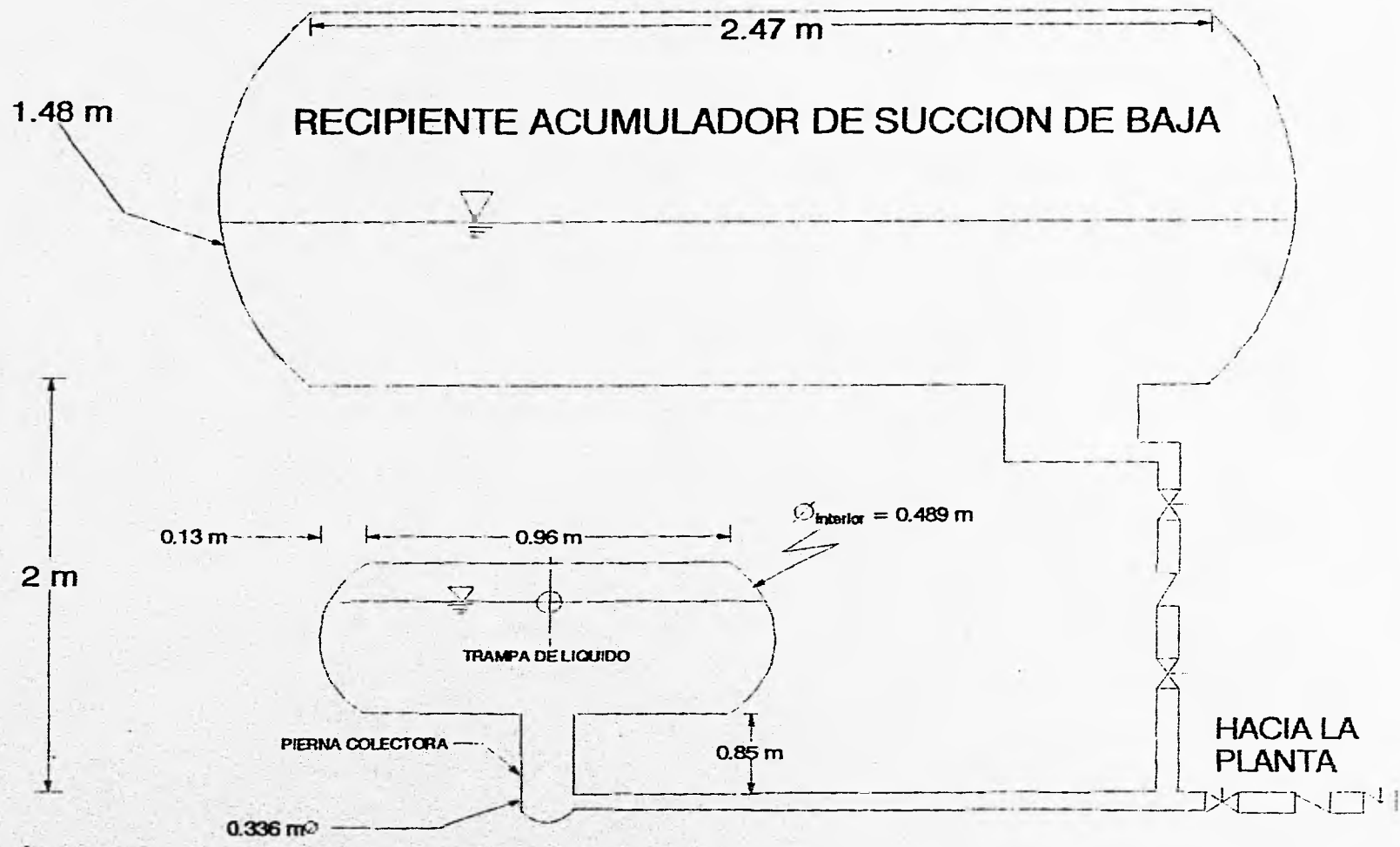


FIG. VI.1 ARREGLO DE RECIPIENTE Y SU TRAMPA RESPECTIVA.

Con las temperaturas de evaporación, condensación e intermedia y la ecuación IV.b obtendremos las temperaturas reales de las cámaras.

$$T_{\text{cám.}} = T_{\text{ref}} + \Delta T$$

Sustituyendo valores y subíndices, se tiene :

$$T_{\text{cong.}} = -35 \text{ °C} + 5 \text{ °C}$$

$$\therefore T_{\text{cong.}} = -30 \text{ °C}$$

$$T_{\text{cons.}} = -5 \text{ °C} + 5 \text{ °C}$$

$$\therefore T_{\text{cons.}} = 0 \text{ °C}$$

Consideraremos esta segunda temperatura como única en conservación, ya que desconocemos si el cálculo original fué hecho para mantener ésta o más temperaturas de conservación y los pocos datos que se pudieron investigar solamente nos indican esta temperatura.

Consideración 3

Por cuestiones empíricas se ha descubierto que la presión del recipiente de presión controlada debe ser de 5.88 bar abs. para que el líquido refrigerante pueda llegar hasta el evaporador más lejano. Este dato no cambia en los cálculos tanto óptimos como reales, ya que es originado por la distancia del evaporador más alejado.

Con estas consideraciones los diagramas simplificados se muestran en las FIG.VI.2 y FIG.VI.3

BALANCES DE MASA Y ENERGIA PARA CUALQUIERA DE LOS CALCULOS DEL SISTEMA INSTALADO

Al igual que en los cálculos de los parámetros óptimos, encontramos en este capítulo algunas igualdades de valores de parámetros, lo que complicarían la solución de las ecuaciones de masa y energía por existir muchas literales. En virtud de esto, tomaremos solamente una literal por todas las del mismo valor. Las igualdades encontradas son :

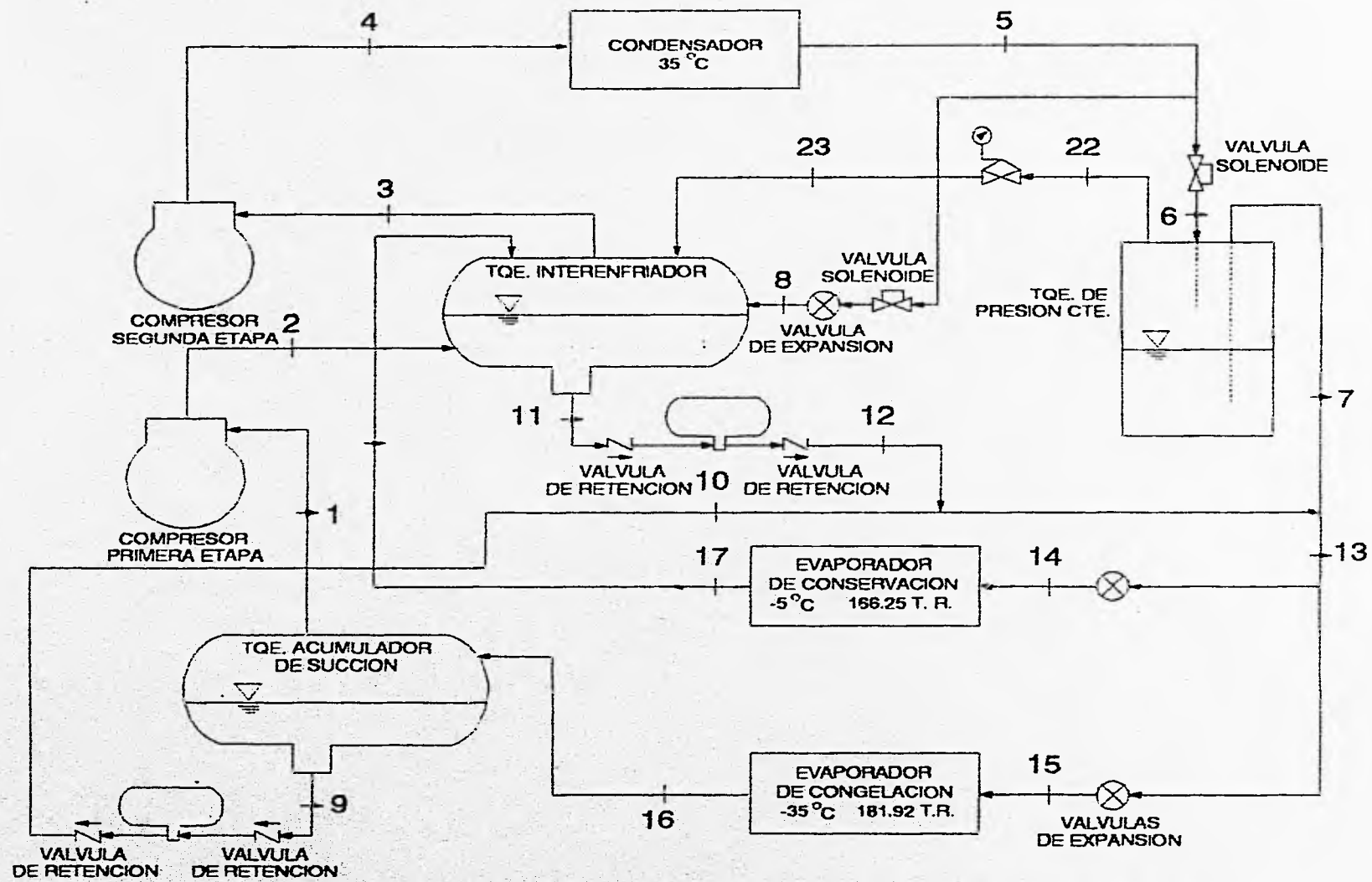
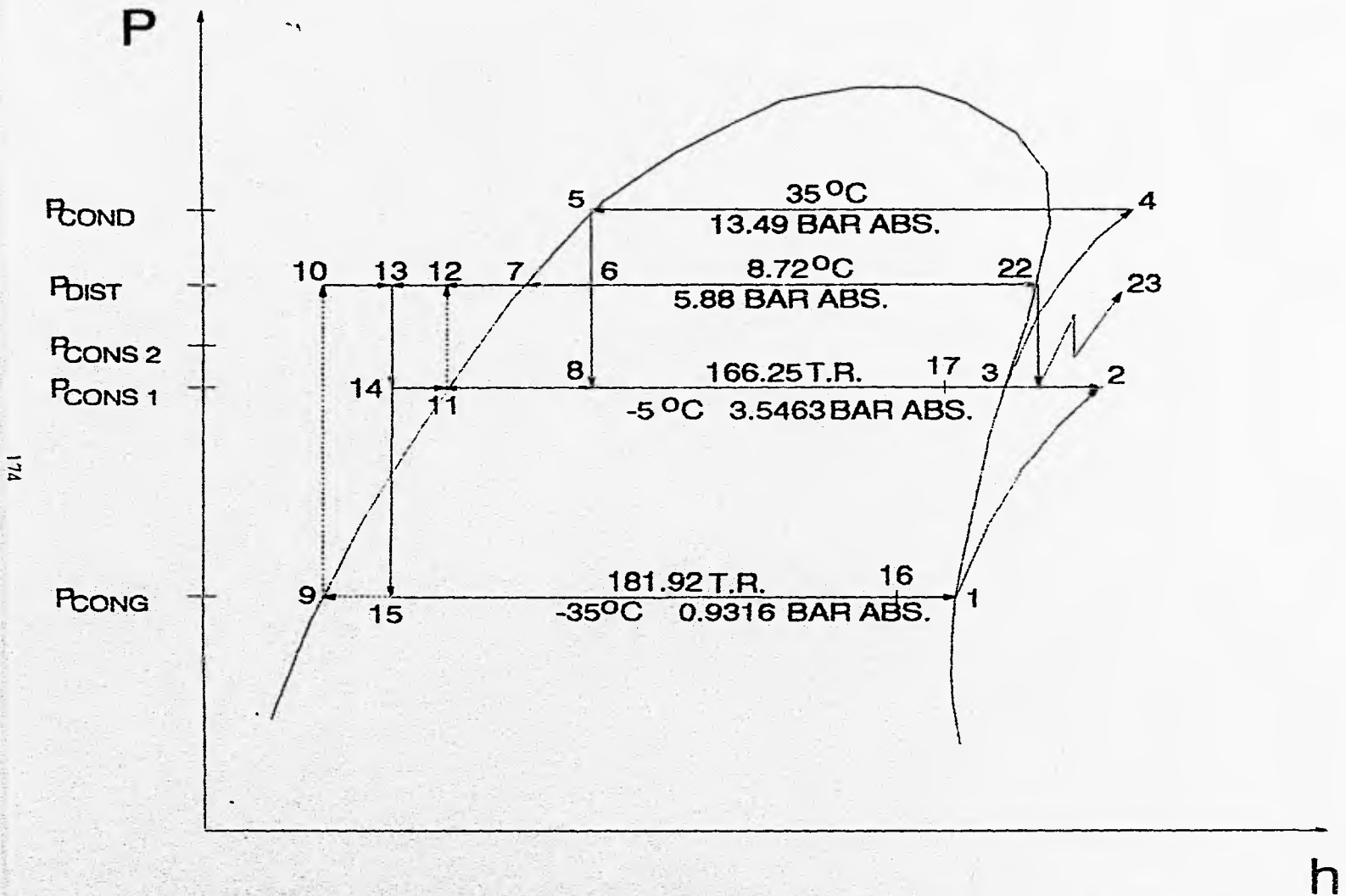


FIG. VI.2 DIAGRAMA DE FLUJO SIMPLIFICADO CON LOS PARAMETROS ORIGINALES DEL SIST.



174

FIG. VI.3 DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG. VI.2

$$\begin{aligned}
m_1 &= m_2 \\
m_3 &= m_4 = m_5 \\
m_{22} &= m_{23} \\
m_{14} &= m_{17} \\
m_{15} &= m_{16} \\
m_9 &= m_{10} \\
m_{11} &= m_{12} \\
h_5 &= h_6 = h_8 \\
h_9 &= h_{10} \\
h_{11} &= h_{12} \\
h_{13} &= h_{14} = h_{15}
\end{aligned}$$

Las ecuaciones de masa y energía son las siguientes :

Mezcla de flujos en el Punto 13 :

$$m_{13} = m_{14} + m_{15} \dots\dots\dots(VI.b)$$

$$m_{13} = m_{10} + m_7 + m_{12} \dots\dots\dots(VI.a)$$

$$m_{13} h_{13} = m_{10} h_{10} + m_7 h_7 + m_{12} h_{12} \dots\dots\dots(VI.c)$$

Distribución de líquido en el punto 5 :

$$m_3 = m_6 + m_8 \dots\dots\dots(VI.d)$$

Balance en el recipiente de presión controlada :

$$m_6 = m_7 + m_{22} \dots\dots\dots(VI.e)$$

$$m_6 h_6 = m_7 h_7 + m_{22} h_{22} \dots\dots\dots(VI.f)$$

Balance en el recipiente interenfriador :

$$m_3 + m_{12} = m_1 + m_{14} + m_{22} + m_8 \dots\dots\dots(VI.g)$$

$$m_3 h_3 + m_{12} h_{11} = m_1 h_2 + m_{14} h_{17} + m_{22} h_{22} + m_8 h_5 \dots \dots \dots (VI.h)$$

Balances en el tanque acumulador de succión de baja :

$$m_{15} = m_1 + m_{10} \dots \dots \dots (VI.i)$$

$$m_{15} h_{16} = m_1 h_1 + m_{10} h_9 \dots \dots \dots (VI.j)$$

Evaporadores de congelación :

$$m_1 (h_1 - h_{13}) = 9168.77 \dots \dots \dots (VI.k)$$

Evaporadores de conservación :

$$m_{17} (h_3 - h_{13}) = 8379 \dots \dots \dots (VI.l)$$

Consideración práctica :

En un sistema de líquido recirculado, la cantidad de refrigerante que se evapora es la tercera parte del líquido que entra al evaporador, por lo que se considera :

$$m_{\text{evap}} = m_{\text{Tot}} / 3 \dots \dots \dots (VI.ii)$$

Además se sabe que :

$$Q = v m$$

de donde :

$$m = Q / v \dots \dots \dots (VI.m)$$

CALCULO DE ENTALPIAS CONSIDERANDO LOS PARAMETROS DE DISEÑO CON LA CAPACIDAD DE LOS EVAPORADORES INSTALADA

Punto 1

Con P = 0.9316 bar en tablas de líquido y vapor saturado, se tiene :

$$h_g = h_1 = 333.89 \text{ Kcal/Kg}$$

$$v_1 = 1.2164 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$S_g = S_1 = 1.4025 \text{ Kcal/Kg-K}$$

$$\therefore h_1 = 333.89 \text{ Kcal/Kg-K}$$

Punto 2

Con $P = 3.5463$ bar y con el valor de :

$$S_2 = S_1 = 1.4025 \text{ kcal/Kg-K}$$

En tablas de vapor sobrecalentado e interpolando :

$$h_2 = 376.34 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_2 = 376.34 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 3

De acuerdo con los cálculos óptimos, el valor de los flujos másicos que se mezclan en el interenfriador es despreciable en comparación con el flujo másico de la descarga de la primera etapa, por lo que en éstos cálculos se aplicará la misma consideración.

Con $P = 3.5463$ bar en tablas de líquido y vapor saturados, se tiene :

$$h_g = h_3 = 343.67 \text{ Kcal/Kg}$$

$$S_g = S_3 = 1.2951 \text{ Kcal/Kg-K}$$

$$v_3 = 0.3468 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\therefore h_3 = 343.67 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 4

Con S_3 y $P = 13.49$ bar en tablas de vapor sobrecalentado e interpolando, se tiene :

$$h_4 = 390.8 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_4 = 390.8 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 5

Con $P = 13.49$ bar en tablas de líquido y vapor sobrecalentado, tenemos :

$$h_f = h_5 = 83 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_5 = 83 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 6

$$h_5 = h_6$$

$$\therefore h_6 = 83 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 7

Con $P = 5.88$ bar en tablas de líquido y vapor saturado, obtenemos :

$$h_f = h_7 = 52.99 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_7 = 52.99 \text{ Kcal/kg}$$

Punto 8

$$h_6 = h_8$$

$$\therefore h_8 = 83 \text{ Kcal/kg}$$

Punto 9

Con $P = 0.9316$ bar en tablas de líquido y vapor saturados :

$$h_f = h_9 = 5.33 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_9 = 5.33 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 10

$$h_9 = h_{10} = 5.33 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{10} = 5.33 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 11

Con $P = 3.5463$ bar en tablas de líquido y vapor saturado :

$$h_f = h_{11} = 37.78 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{11} = 37.78 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 12

$$h_{11} = h_{12} = 37.78 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{12} = 37.78 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 22

Con $P = 5.88$ bar en tablas de liquido y vapor saturados, se tiene :

$$h_g = h_{22} = 347.075 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\therefore h_{22} = 347.075 \text{ Kcal/Kg}$$

Punto 23

$$h_{22} = h_{23}$$

$$\therefore h_{23} = 347.075 \text{ Kcal/Kg}$$

SOLUCION DE LAS ECUACIONES Y OBTENCION DE LAS ENTALPIAS FALTANTES CON LOS PARAMETROS ORIGINALES DE DISEÑO Y LA CAPACIDAD ACTUAL INSTALADA

De la ecuación (VI.m) y sustituyendo en ésta los valores de los compresores de la primera etapa, tenemos :

$$m_1 = 2497.824 / 1.2164 = 2053.4561 \text{ Kg / h}$$

Convirtiendo a Kg / min :

$$m_1 = 2053.4561 / 60 = 34.22 \text{ Kg / min}$$

$$\therefore m_1 = 34.22 \text{ Kg/min}$$

Sustituyendo m_1 en (VI.k) y despejando :

$$m_1 (h_1 - h_{13}) = 9168.77$$

$$h_{13} = h_1 - (9168.77 / m_1) = 333.89 - (9168.77 / 34.22)$$

$$\therefore h_{13} = 65.95 \text{ Kcal/Kg}$$

Aplicando (VIII) al tanque acumulador de succión :

$$m_1 = m_{15} / 3$$

$$m_{15} = 3 m_1$$

$$m_{15} = 3 (34.22)$$

$$\therefore m_{15} = 102.66 \text{ Kg/min}$$

De la ec. (VI.i), se tiene :

$$m_{17} = 8379 / (h_3 - h_{13}) = 8379 / (343.67 - 65.95)$$

$$\therefore m_{17} = 30.17 \text{ Kg/min}$$

Sustituyendo y despejando en (VI.i) :

$$m_{10} = m_{15} - m_1$$

$$\therefore m_{10} = 68.44 \text{ Kg/min}$$

de la ec. (VI.j) :

$$h_{16} = (m_1 h_1 + m_9 h_9) / 102.66$$

$$\therefore h_{16} = 114.85 \text{ Kcal/kg}$$

Aplicando la ec. (VI.m) a la segunda etapa de compresión :

$$Q_{se} / v_3 = m_3$$

$$m_3 = (970 + 764.5) / (0.3468)(60)$$

$$\therefore m_3 = 83.36 \text{ Kg/min}$$

Aplicando (VI.11) a los evaporadores de conservación :

$$m_{17} = m_{14} / 3$$

$$m_{14} = 3 m_{17}$$

$$m_{14} = 3 (30.17)$$

$$\therefore m_{14} = 90.51 \text{ Kg/min}$$

De la ec. (VI.b) :

$$m_{13} = m_{14} + m_{15}$$

$$m_{13} = 90.51 + 102.66$$

$$\therefore m_{13} = 193.17 \text{ Kg/min}$$

Despejando m_{12} de la ec. (VI.a) :

$$m_{12} = m_{13} - m_{10} - m_7$$

Sustituyendo esta nueva ecuación en la ec. (VI.c) :

$$m_{13} h_{13} = m_{10} h_{10} + m_7 h_7 + (m_{13} - m_{10} - m_7) h_{12}$$

despejando m_7 :

$$m_7 = \{ m_{13} (h_{13} - h_{12}) + m_{10} (h_{12} - h_{10}) \} / (h_7 - h_{12})$$

sustituyendo valores :

$$m_7 = \{ 193.77 (65.95 - 37.78) + 68.44 (37.78 - 5.33) \} / (52.99 - 37.78)$$

$$\therefore m_7 = 504.89 \text{ Kg/min}$$

Sustituyendo este valor en la ec. (VI.a) :

$$m_{12} = 193.17 - 68.44 (504.89)$$

$$\therefore m_{12} = - 380.16 \text{ Kg/min}$$

Este valor negativo indica que el flujo de refrigerante en el punto 12 es en el sentido opuesto al que se había supuesto, lo que es imposible ya que la trampa recirculadora de intermedia dejaría de desplazar líquido hacia el recipiente de presión constante y tendría que recibirlo del mismo; lo que operativamente no podría ser puesto que las válvulas de retención de la trampa no lo permitirían.

En caso extremo lo que sucedería es que el recipiente interenfriador comenzaría a inundarse por no tener una salida de refrigerante líquido, después se desplazaría hacia los compresores de la primera etapa, ya que la descarga de los mismos está embebida en el tanque y no podría vencer la columna de líquido que está sobre ella; retornando así el líquido.

Por último sería succionado el líquido por los compresores de la segunda etapa.

CALCULO DE ENTALPIAS, DIAGRAMAS DE FLUJO Y P - h DEL SISTEMA INSTALADO CONSIDERANDO LOS PARAMETROS REQUERIDOS ACTUALMENTE Y LA CARGA TERMICA INSTALADA

Para poder realizar la elaboración de los diagramas P - h y de flujo del sistema tomaremos las mismas consideraciones del calculo anterior, excepto los valores de las temperaturas y presiones de congelación, conservación y condensación. En las FIG. VI.4 y FIG. VI.5 se aprecian los diagramas de flujo y P - h respectivamente, con los valores de los parámetros requeridos actualmente.

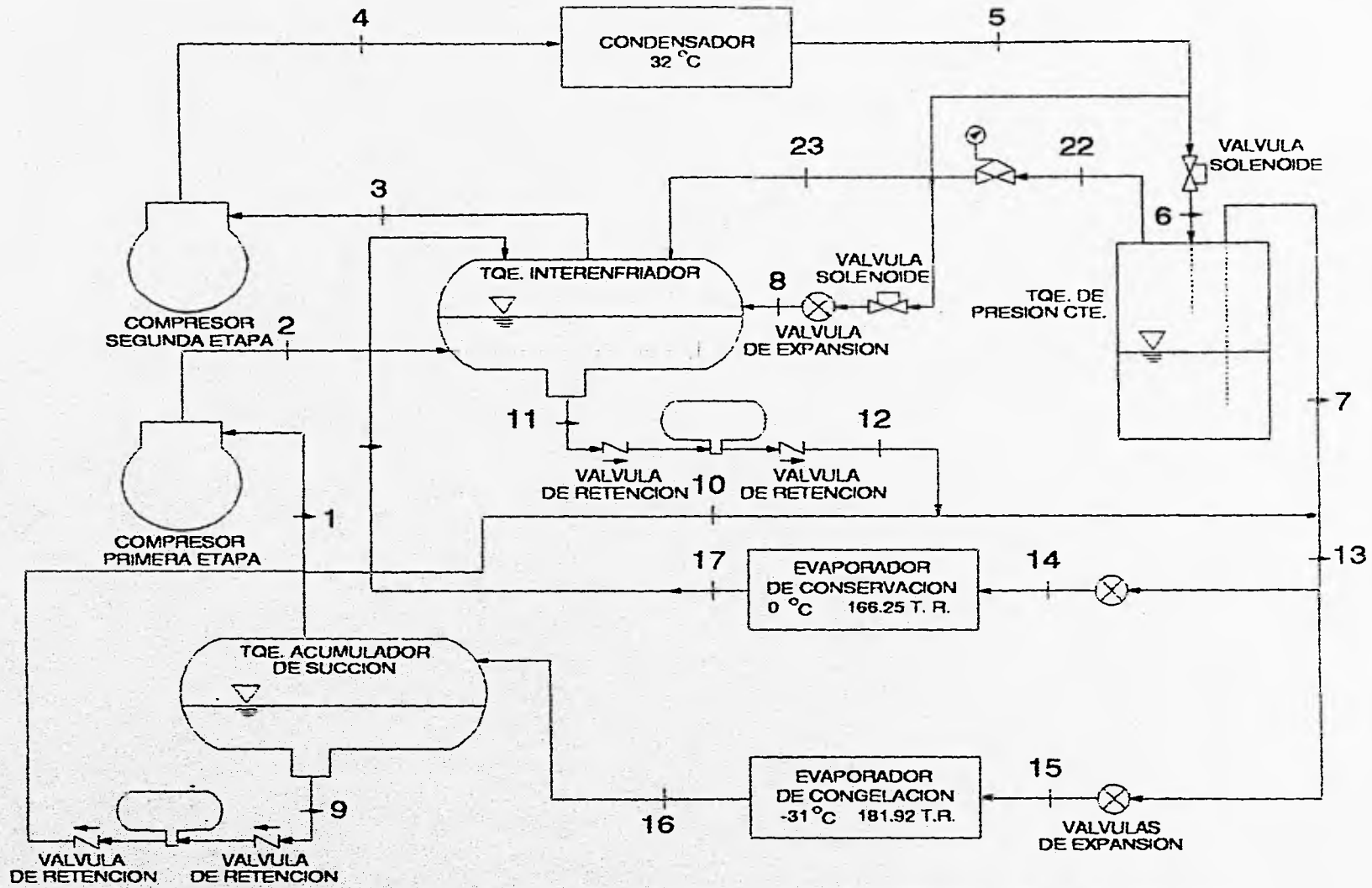


FIG. VI.4 DIAGRAMA DE FLUJO SIMPLIFICADO CON LOS PARAMETROS ACTUALES DEL SIST.

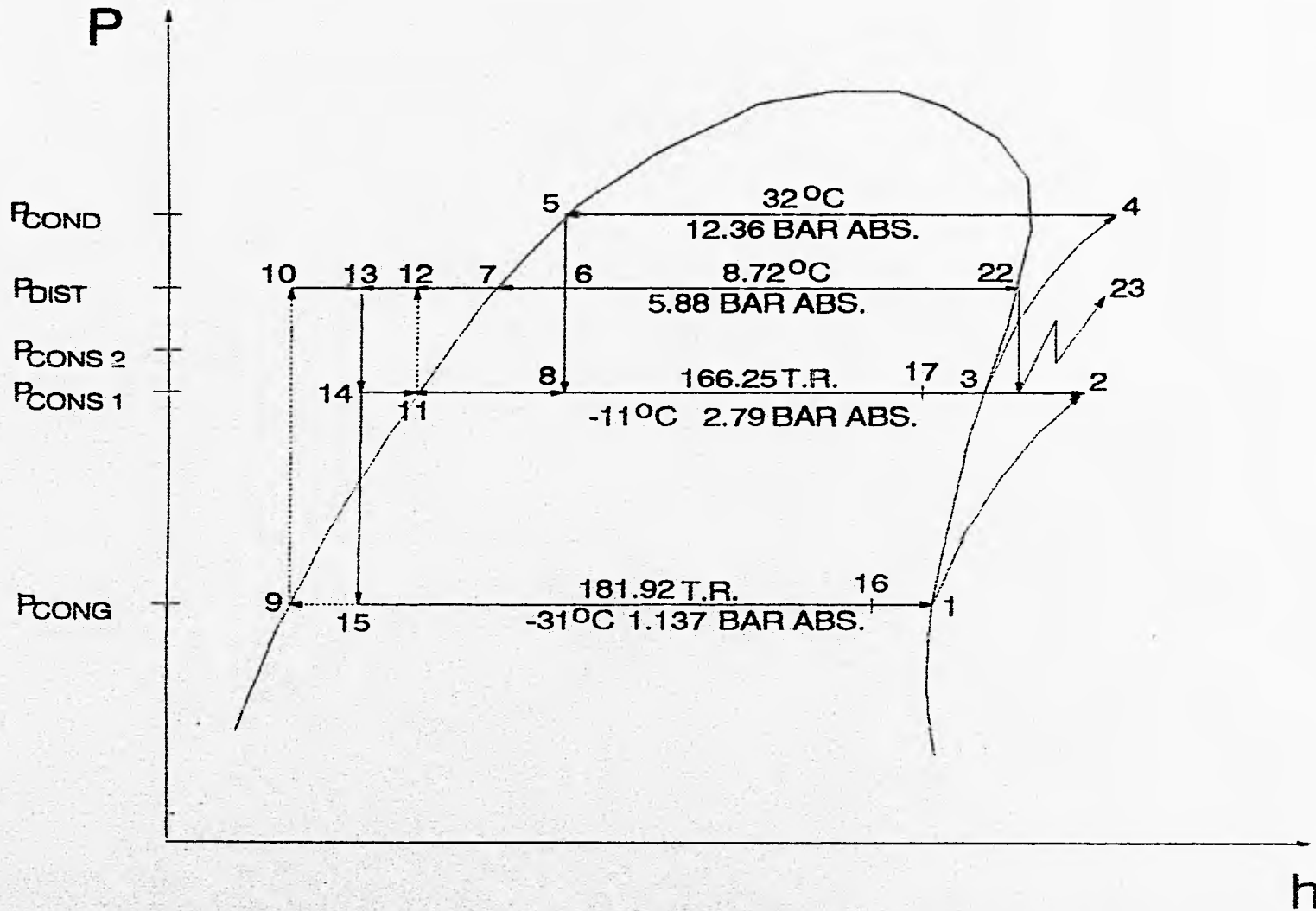


FIG. VI.5 DIAGRAMA P-h CORRESPONDIENTE A LA FIG. VI.4

Los valores de las entalpías correspondientes a estos diagramas son los obtenidos en el capítulo IV con excepción de los de la segunda presión de conservación y son :

$$h_1 = 335.37 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_2 = 362.79 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_3 = 341.98 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_4 = 393.28 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_5 = 79.48 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_6 = 79.48 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_7 = 52.98 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_8 = 79.48 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_9 = 9.62 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{10} = 9.62 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{11} = 31.23 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{12} = 31.23 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{16} = 118.2 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{17} = 134.81 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{22} = 347.07 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{23} = 347.07 \text{ Kcal/Kg}$$

SOLUCION DE LAS ECUACIONES TOMANDO EN CUENTA LOS PARAMETROS Y LA CARGA TERMICA ACTUALES

De idéntica forma que en los cálculos anteriores se obtuvieron los siguientes resultados :

$$m_1 = 41.27 \text{ Kg/min}$$

$$h_{13} = 113.2 \text{ Kg/min}$$

$$m_{15} = 123.81 \text{ Kg/min}$$

$$m_{17} = 36.62 \text{ Kg/min}$$

$$m_{10} = 83.4 \text{ Kg/min}$$

$$m_3 = 66.47 \text{ Kg/min}$$

$$m_{14} = 109.86 \text{ Kg/min}$$

$$m_{13} = 233.67 \text{ Kg/min}$$

$$m_7 = 963.5 \text{ Kg/min}$$

$$m_{12} = -933.7 \text{ Kg/min}$$

Con este resultado negativo caemos dentro de la misma conclusión que con los valores anteriores. Es importante mencionar que las capacidades volumétricas de los compresores de la primera y segunda etapa en este capítulo son diferentes, a diferencia de los obtenidos en el capítulo V. Las conclusiones y recomendaciones se analizarán en el Séptimo y último capítulo de esta Tesis.

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Como ya se mencionó el sistema no puede trabajar en las condiciones actuales debido a la diferencia de los gastos volumétricos de los compresores, los que provocan regreso de líquido a los mismos, ocasionando así un golpe de líquido que dañará a los compresores.

En este capítulo se realiza la comparación entre el sistema calculado y el instalado, para determinar cuál es el mejor; en caso de serlo el primero analizaremos la factibilidad de cambiar el sistema por el que proponemos. En caso opuesto estudiaremos las modificaciones pertinentes que podemos hacerle para que opere óptimamente.

Por último se recomienda el uso de algunos dispositivos útiles al sistema y que son claves para la correcta operación del mismo.

Para poder determinar la bondad del sistema con las capacidades de los *equipos propuestos* debemos encontrar el valor del efecto refrigerante total y el trabajo total de compresión.

Por lo que de la ecuación (1.d) obtenemos :

$$W_T = W_{cpe} + W_{cse} = {}_1W_2 + {}_3W_4$$

donde :

W_T = Trabajo total del sistema.

W_{cpe} = Trabajo de compresión de la primera etapa.

W_{cse} = trabajo de compresión de la segunda etapa.

Sustituyendo valores :

$$W_T = (362.79 - 335.37) + (393.26 - 341.98)$$

$$W_T = 78.70 \text{ Kcal/Kg}$$

De acuerdo con la ec. (1.f) tenemos que el efecto refrigerante se obtiene de la siguiente manera :

$$ER = ER_{baja} + ER_{cons.1} = ER_{cons.2}$$

$$ER = (h_1 - h_{16}) + (h_3 - h_{15}) + (h_3 - h_{14})$$

Debido a que el efecto refrigerante en conservación es prácticamente el mismo por ser comandado por la presión de succión de la segunda etapa y de alguna manera pasar de la presión de conservación 2 a ésta, se tomará solamente el proceso de evaporación del punto 15 al punto 3, siendo el flujo másico la variante que nos determinó en conjunto con las demás variables el valor de la entalpía en los puntos 13, 14, 15 y 16.

Sustituyendo valores :

$$ER = (335.37 - 31.23) + (341.98 - 31.23)$$

$$ER = 614.89 \text{ Kcal/Kg}$$

Con estos valores y apoyándonos en la ec. (1.a), tenemos :

$$Cf = 614.89 / 78.70$$

$$Cf = 7.81$$

Los valores del efecto refrigerante y el trabajo de compresión *considerando las condiciones de diseño y el equipo actualmente instalado* son :

$$ER = (333.89 - 65.95) + (343.67 - 65.95)$$

$$ER = 545.66 \text{ Kcal/Kg}$$

El trabajo total de compresión es :

$$W_T = (376.34 - 33.89) + (390.8 - 343.67)$$

$$W_T = 389.58 \text{ Kcal/Kg}$$

Sustituyendo estos valores en (1.a) :

$$Cf = 545.66 / 389.58$$

$$Cf = 1.4$$

Si analizamos los resultados, podemos concluir que :

El sistema propuesto es el más conveniente, ya que nos proporciona un rendimiento mayor.

Es esencial entender que si optamos por cambiar el sistema instalado por el propuesto tendríamos que efectuar una inversión excesivamente grande, ya que tan solo el costo de los compresores calculados es demasiado alto. Además de que los equipos actualmente instalados que se cambien, en caso de no poder reubicarse, tendrán que desecharse o venderse a un costo demasiado bajo en el mercado, lo que implica una pérdida considerable.

De acuerdo con este último razonamiento se verá en adelante la posibilidad de optimizar al sistema instalado realizando los cambios pertinentes para lograrlo por lo que se analizarán individualmente cada equipo.

El valor del gasto volumétrico calculado para que el sistema opere correctamente es de 2007.41 m³/h, mientras que el del compresor actualmente instalado es de 2497.824 m³/h. Para obtener el gasto volumétrico requerido en el compresor actualmente instalado, se pueden realizar cualesquiera de las siguientes modificaciones :

a) *Reducción de la velocidad angular del compresor.*

Cambiando los diámetros de las poleas hasta obtener la relación de velocidad buscada. El fabricante nos proporciona el rango de operación de las velocidades angulares permisibles

del compresor Fes-Fuller A-250, ya que fuera de este no se asegura una operación adecuada y segura del mismo. Dicho rango de operación es :

$$325 \text{ r.p.m.} \leq \text{velocidad angular} \leq 650 \text{ r.p.m.}$$

b) *Instalación de control de capacidad*

Esto es, por medio de un transductor que convertiría la señal de presión del tanque acumulador de succión en una señal eléctrica se haría operar el actuador de una válvula de globo colocada en el cabezal de succión del compresor.

Evaluando las dos opciones nos inclinamos por la segunda, ya que aunque tiene un costo mayor es más útil al sistema, puesto que si por alguna razón se reduce la operación de las cámaras, automáticamente la capacidad del sistema se reduciría proporcionalmente ya que tanto los compresores de la primera etapa como los de la segunda decrementarían su desplazamiento volumétrico.

Para que en esta segunda etapa de compresión el sistema opere de la mejor manera, es necesario que los compresores instalados en ésta manejen un gasto volumétrico de $1979.1 \text{ m}^3/\text{h}$

Primero se sugiere la eliminación de compresor recíprocante, ya que por su principio de operación, presenta fluctuaciones de refrigerante y calentamiento excesivo en las tuberías de descarga.

Después se recomienda la instalación de otro compresor rotatorio, tipo tornillo, idéntico al instalado, para que entre los dos manejen $1940 \text{ m}^3/\text{h}$. Este último valor aún es menor que el deseado, pero recordemos que en el capítulo V, dicho valor se obtuvo considerando un Factor de servicio del 10% y que con la adición de este compresor tornillo modelo N-200-SUG-M se obtendrá un F.S. del 7.82%.

Es importante tomar en consideración los comentarios hechos en el capítulo V.

Tal y como se vio en el capítulo V, los recipientes acumulador de succión e interenfriador instalados son de una capacidad sobrada para las condiciones de operación del sistema considerando las dos etapas de compresión operando simultáneamente.

Las características de fabricación de las trampas calculadas se muestran en el capítulo V, donde también se señala el tiempo de disparo de cada una, el cual es de 5 minutos y que coincidentemente es el mismo que se midió en las trampas instaladas (operando con una sola etapa de compresión y manteniendo los niveles de líquido antes mencionados por medio de los switch flotadores); las cuales son idénticas entre sí y tienen las dimensiones que se muestran en la FIG. VII.1.

En virtud de que el tiempo de accionamiento en ambas es el mismo, únicamente nos resta comparar el volumen desplazado por cada disparo de ellas. Para calcular este volumen nos basaremos en la ecuación (IV.t) :

$$V_T = (\pi/16) (3 d_t^2 h_t + 4 d_p^2 L_p)$$

que tiene la nomenclatura descrita en dicho capítulo.

Primero calculamos el volumen desplazado en la trampa de intermedia calculada :

$$V_T = (\pi/16) (3 (0.5477)^2 (1.2) + 4 (0.2428)^2 (0.91))$$

$$V_T = 0.254 \text{ m}^3$$

Ahora calculando el de la trampa de baja calculada :

$$V_T = (\pi/16) (3 (0.5477)^2 (1.2) + 4 (0.289)^2 (0.85))$$

$$V_T = 0.268 \text{ m}^3$$

Como las dos trampas instaladas tienen las mismas dimensiones se realizará únicamente un sólo cálculo en el que tomaremos la longitud de los cuerpos de éstas de 1.10 m, puesto que es la suma de la longitud de una de las tapas elípticas del cuerpo y la longitud del mismo. Esta medida se realiza para compensar el líquido que contienen dichas tapas, ya que incurriríamos en un error si no las considerásemos o si se consideraran ambas. Por su forma estamos suponiendo que al considerar una de ellas, ésta absorberá la suma de las dos porciones del líquido por considerar un cilindro con dicha longitud.

$$V_T = (\pi/16) (3 (0.489)^2 (1.1) + 4 (0.336)^2 (0.85))$$

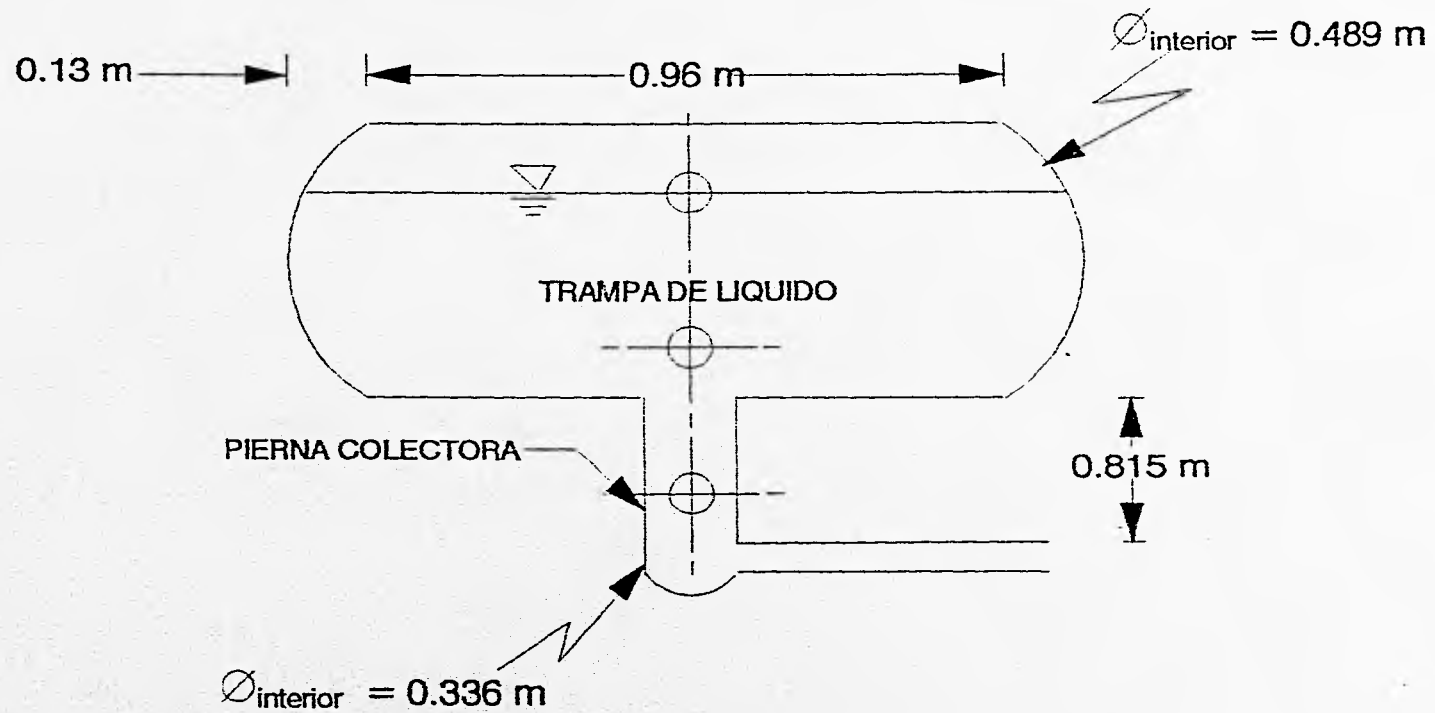


FIG. VII.1 ESQUEMA DE LAS DIMENSIONES DE LAS TRAMPAS RECIRCULADORAS DE LIQUIDO INSTALADAS.

$$V_T = 0.23 \text{ m}^3$$

La diferencia existente entre el volumen a desplazar calculado y el instalado es de 0.038 m^3 .

Considerando a $15/16$ (93.75%) del diámetro del cuerpo como el nivel en el que accionara el switch flotador.

$$V_T = (15\pi / 64) (0.489)^2 (1.1) + (\pi/4) (0.336)^2 (0.815)$$

$$V_T = 0.266 \text{ m}^3$$

Este valor nos indica que ni con el nivel del 93.75% de líquido en las trampas podríamos proporcionar las condiciones óptimas de operación calculadas. Podría intentarse compensar el volumen faltante con tuberías, pero produciría mayor caída de presión y posiblemente lo que tanto hemos cuidado, el paso de refrigerante presurizado al tanque de presión controlada.

Por lo que se sugiere el cambio de las trampas instaladas por los equipos calculados.

RECOMENDACIONES

Instalación de retorno inverso en los evaporadores.

En un arreglo de equipos en paralelo, comúnmente se utiliza un cabezal de entrada, que en el caso particular de los evaporadores se denomina línea de alimentación de líquido, de donde se derivan varios ramales que alimentan a cada uno; también se tiene a la salida de estos equipos su respectivo ramal que se injerta en un cabezal común para todas ellas, la cual en nuestro caso se denomina línea de succión, tal y como se muestra en la FIG. VII.2.

Si analizamos este arreglo podemos ver que existe una diferencia de presión entre la entrada y salida de cada equipo para poder tener una circulación del fluido a manejar; si observamos con detenimiento podemos advertir que esta diferencia es mayor en el primer equipo, por lo que se tendrá en este un flujo adecuado, pero conforme se distribuye el

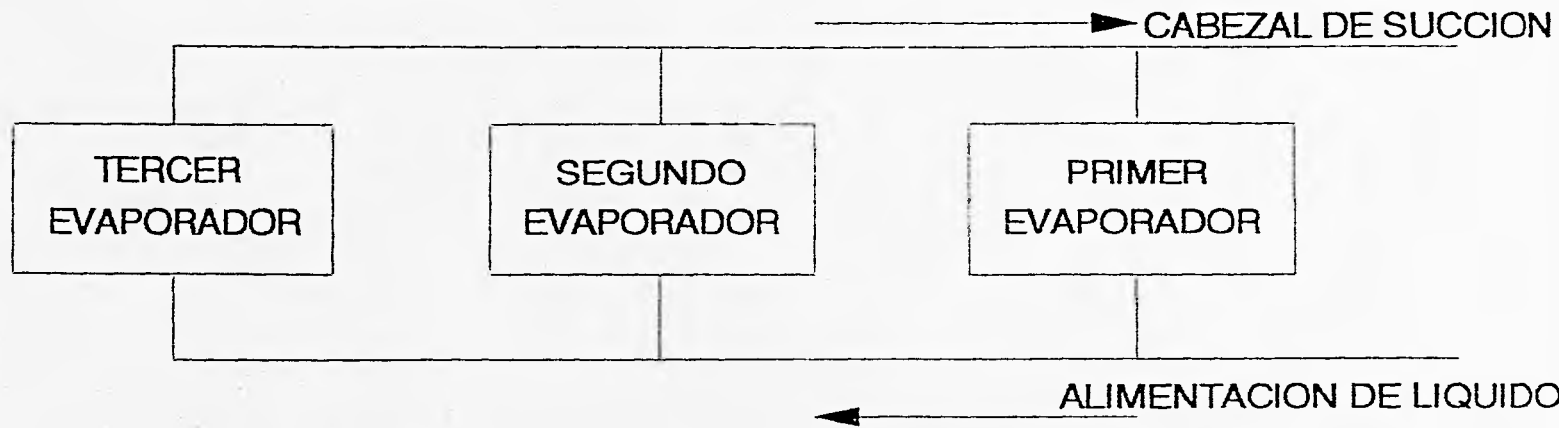


FIG. VII.2 ARREGLO COMUN DE EVAPORADORES EN PARALELO.

TUBERIA DE COMPENSACION DE CAIDA DE PRESION

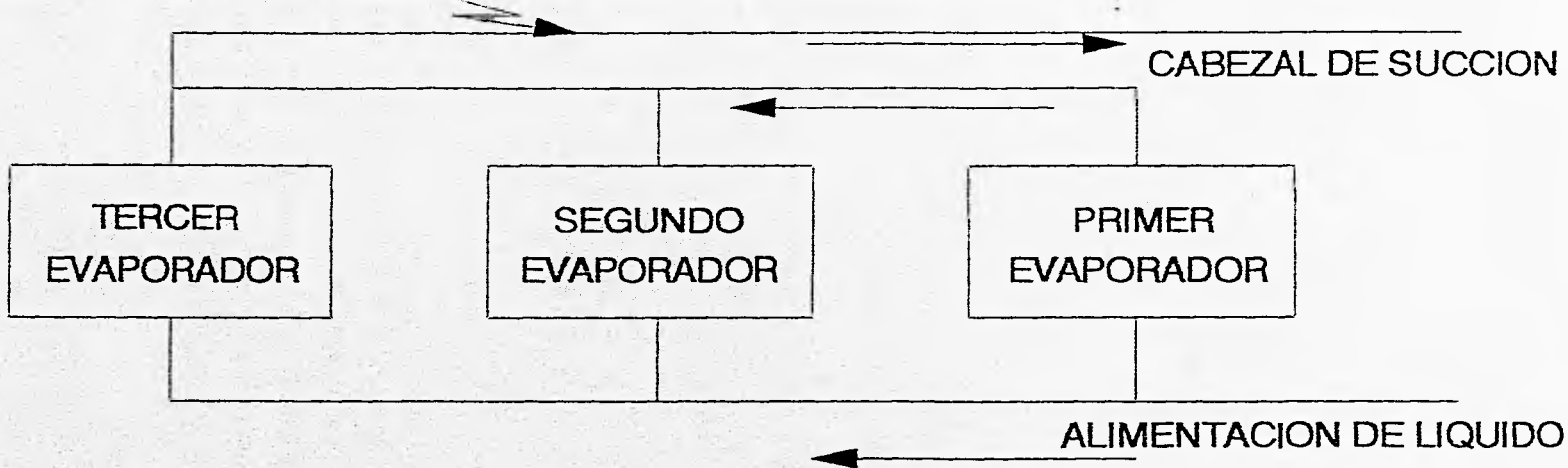


FIG. VII.3 ARREGLO DE EQUIPOS CON RETORNO INVERSO.

fluido al siguiente la caída de presión se incrementará, haciendo más difícil su circulación. En resumen en este tipo de arreglo generalmente no le llega el suficiente refrigerante a los últimos evaporadores de la cámara, lo cuál reduce la capacidad de enfriamiento en la misma.

Para contrarrestar este efecto se recomienda la utilización un arreglo diferente al que se le denomina "retorno inverso"; este consiste en compensar la caída de presión en los evaporadores mediante la aneji3n de un tramo de tubo que iguala dicha ca3da en todos los equipos. Este arreglo se muestra en la FIG. VII.3 en donde la salida del primer evaporador es la 3ltima en el cabezal de succi3n y la del 3ltimo es la primera; igualando as3 las trayectorias y por consiguiente la ca3da de presi3n en cada equipo.

Instalaci3n de un recipiente piloto.

La descripci3n del objetivo y principio de operaci3n de este dispositivo fue hecha en el cap3tulo II, tambi3n se coment3 la importancia de no permitir la entrada de vapor de refrigerante a alta presi3n al recipiente de presi3n constante, por ser este perjudicial al sistema, en cap3tulos posteriores.

El sistema instalado carece de dicho dispositivo; y que aunque se dijo que la capacidad de los condensadores est3 sobrada para el sistema, es necesario su incorporaci3n, ya que de existir una falla en los ventiladores y las bombas, podria presentarse ese efecto no deseado.

Por estas razones se recomienda la instalaci3n de un recipiente piloto en el cabezal de l3quido entre los condensadores y la entrada al tanque de presi3n controlada.

Purgador de aire.

"Aire" en el condensador incrementará la presi3n, principalmente porque es semejante a un buen aislamiento. Las mol3culas de aire en el refrigerante son bombeadas desde el compresor a la parte est3tica del condensador. Cuando las superficies del condensador son aisladas con aire, la capacidad efectiva del condensador es reducida. Esta reducci3n es compensada por el incremento de temperatura y presi3n del vapor de refrigerante, lo que implica un lujo muy costoso.

Cada 4 libras de exceso de presi3n causada por aire, incrementan los costos de poder de compresi3n en un 2 % y reducen la capacidad de compresi3n en un 1 %. Adem3s las

pérdidas causadas por la capacidad reducida podrían hasta exceder el costo extra por la conducción del compresor.

Más agua de enfriamiento mejorará el funcionamiento del condensador, pero el agua de enfriamiento es también cara.

El exceso de presión provocará un mayor esfuerzo en los rodamientos del compresor y del motor. La vida de la banda será acortada.

Mayor temperatura acorta la vida de las válvulas del compresor e incrementa las fallas de lubricación de aceite.

BIBLIOGRAFIA

- W. F. Stoecker, Refrigeración y acondicionamiento de aire, Mc. Graw Hill.
- Ing. Eduardo Hernández Goribar, fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Limusa.(1990).
- Donald Q.Kern, Procesos de Transferencia de Calor, CECSA.
- División de Ingeniería de CRANE, Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, Mc. Graw Hill.
- Theodore Baumeister, Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III; Manual del Ingeniero Mecánico (Marks), Mc Graw Hill.
- Alberto Blásquez Escandon, Apuntes de refrigeración.
- Mayekawa de México, Tablas de Capacidades y caballos de fuerza de Compresores Mycom tipo tornillo.
- Mayekawa de México, Manual de Compresor tipo tornillo 125 SU - 320 LU.
- Mayekawa de México, Manual de Operación de Unidad paquete de compresor tipo tornillo.
- Alberto Blásquez Escandon, Manual de Difusores tipo Industrial RECOLD.
- Alberto Blásquez Escandon, Manual de Condensadores evaporativos tipo Dri-fan.
- Mayekawa de México, Manual de Operación y Servicio de Compresores Reciprocantes.
- Fes Fuller; Rotatory Compressor, design, rating and operating limitations.