

11
2EJ



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

ESTUDIO DE EFICIENCIAS OPERATIVAS EN
INSTALACIONES FRIGORIFICAS RECIRCULADAS
A NIVEL INDUSTRIAL

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO EN ALIMENTOS
P R E S E N T A
FRANCISCO GARCIA GOMEZ

ASESOR: I.A. ALFREDO ALVAREZ CARDENAS

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1999

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

270144



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.

**Estudio de Eficiencias Operativas en
Instalaciones Frigoríficas Recirculadas a
Nivel Industrial.**

Francisco Garcia Gomez.



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
 UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
 DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

UNIVERSIDAD NACIONAL
 AUTÓNOMA DE
 MÉXICO

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
 DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
 P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
 Jefe de: Departamento de Exámenes
 Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:
Estudio de eficiencias operativas en instalaciones frigoríficas recirculadas a nivel industrial.

que presenta el pasante: Francisco García Gómez
 con número de cuenta: 8439788-5 para obtener el TITULO de:
Ingeniero en Alimentos

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
 "POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
 Cuautitlan localis, Edo. de Mex., a 13 de Octubre de 1998.

| | | |
|------------------|--|--|
| PRESIDENTE | <u>I.B.Q. Jaime Flores Minutti</u> | |
| VOCAL | <u>M. en C. Guillermo Rodríguez Romero</u> | |
| | <u>I.A. Alfredo Álvarez Cárdenas</u> | |
| PRIMER SUPLENTE | <u>I.A. Francisco J. Moreno López</u> | |
| SEGUNDO SUPLENTE | <u>I.A. Laura M. Cortazar Figueroa</u> | |

DEDICATORIAS.

A Alicia Gómez Villanueva y Raúl García Ramírez, mis padres. Este trabajo es suyo más que de nadie. Por su comprensión y paciencia aún en los momentos más difíciles. Por su cariño y apoyo constante. Es un honor y un gran orgullo ser su hijo.

A Eugenia mi hermana, por su ayuda para que esto sucediera. Compañera en la que siempre he podido contar, y porque me enseñaste que la fortaleza empieza al admitir la debilidad. Te quiero siempre mucho.

A Mariana, mi sobrina, que al venir al mundo lo llenó de unas ganas de vivir y una alegría que lo hacen mucho más luminoso y sorprendente. Por tu inmenso amor despreocupado y sin reservas. Yo también te amo. (Gracias por aguantarme).

A mis tíos Arturo y Tere, porque desde siempre me han abierto las puertas de su casa y de su corazón de par en par, alentándome como a un hijo. Tenerlos en mi vida es algo que me honra y enorgullece.

A mi tío Augusto Gómez Villanueva, por su ayuda para que este trabajo llegara a su término. Por tu confianza, y porque sé que cuento contigo en todo momento.

A mis amigos y amigas. Gracias por existir, por escucharme y soportarme en las buenas y en las malas, ustedes en gran medida le dan sentido a este mundo.

A Fernando Loaiza, que ha estado al pendiente del avance de este proyecto desde que se inició. Gracias por tu amistad, por tus consejos, y por ser un excelente maestro de las cosas que no se enseñan en ninguna escuela.

Al Ing. Alfredo Álvarez Cárdenas, porque siempre he admirado su búsqueda de la excelencia en lo académico. Gracias por aceptar dirigir este trabajo, tus criterios sin duda lo hicieron mucho mejor.

A los miembros del sínodo:

| | |
|----------|-------------------------------|
| I.A. | Laura M. Cortazar Figueroa |
| I.A. | Francisco Javier Moreno López |
| I.B.Q. | Jaime Flores Minutti |
| M. en C. | Guillermo Rodríguez Romero |

Por haber dedicado su tiempo a la revisión de este estudio. Cada uno de ustedes me enseñó cosas nuevas en las cuales yo no había reparado. Sus observaciones enriquecieron en gran medida, y le dieron forma final a este documento.

NO TE SALVES

No te quedes inmóvil
al borde del camino
No congeles el júbilo
No quieras con desgana

No te salves ahora
ni nunca

No te salves
No te llenes de calma
No reserves del mundo
solo un rincón tranquilo
No dejes caer los párpados
pesados como juicios
No te quedes sin labios
No te duermas sin sueño
No te pienses sin sangre
No te juzgues sin tiempo

Pero si pese a todo
No puedes evitarlo

Y congelas el júbilo
Y quieres con desgana
Y te salvas ahora
Y te llenas de calma
Y reservas del mundo
solo un rincón tranquilo
Y dejas caer los párpados
pesados como juicios
Y te secas sin labios
Y te duermes sin sueño
Y te piensas sin sangre
Y te juzgas sin tiempo
Y te quedas inmóvil
al borde del camino
Y te salvas

Entonces
No te quedes conmigo.

Mario Benedetti

ÍNDICE DE TEMAS.

| | |
|--|----|
| ÍNDICE DE TEMAS | i |
| ÍNDICE DE FIGURAS | v |
| NOMENCLATURA | x |
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| METODOLOGÍA DE TRABAJO | 4 |
| DEFINICIÓN DEL PROBLEMA | 4 |
| OBJETIVOS | 4 |
| CUADRO METODOLÓGICO | 6 |
| I.- EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA | 7 |
| 1.1.- CICLO EN UNA ETAPA | 7 |
| 1.1.1.- REPRESENTACIÓN EN EL DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA | 10 |
| 1.1.2.- DESVIACIONES DEL COMPORTAMIENTO IDEAL | 15 |
| A) SOBRECALENTAMIENTO | 15 |
| B) SUBENFRIAMIENTO | 19 |
| C) PÉRDIDAS DE PRESIÓN | 21 |
| D) FRICCIÓN EN LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN | 24 |
| E) COMPRESIÓN POLITRÓPICA | 24 |
| 1.2.- CICLO EN DOS ETAPAS | 25 |
| 1.2.1.- REPRESENTACIÓN EN EL DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA | 28 |
| 1.2.2.- DESVIACIONES DEL COMPORTAMIENTO IDEAL | 32 |
| II.- FLUJO DE FLUIDOS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS | 36 |
| 2.1.- TUBERÍAS DE ALIMENTACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES | 37 |
| 2.1.1.- TRAMO RECTO CON FLUJO MONOFÁSICO | 37 |
| A) SOLUCIÓN DE LA ECUACIÓN DE DARCY-WEISBACH PARA LÍQUIDO A BAJAS TEMPERATURAS | 38 |

| | | |
|---------|---|----|
| 2.1.2.- | VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO MONOFÁSICO | 40 |
| A) | SOLUCIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON LÍQUIDO A BAJAS TEMPERATURAS | 41 |
| 2.2.- | TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO | 41 |
| 2.2.1.- | TRAMO RECTO CON FLUJO BIFÁSICO | 42 |
| A) | SOLUCIÓN DEL MÉTODO MARTINELLI PARA RETORNOS HÚMEDOS | 45 |
| 2.2.2.- | VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO BIFÁSICO | 47 |
| A) | SOLUCIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO BIFÁSICO | 48 |
| 2.3.- | SECUENCIA DE CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE INSTALACIONES FRIGORÍFICAS | 50 |
| 2.3.1.- | TUBERÍAS DE FLUJO MONOFÁSICO | 50 |
| A) | TRAMO RECTO DE SUCCIÓN Y DESCARGA | 50 |
| B) | TRAMO RECTO DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO | 50 |
| 2.3.2.- | VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO MONOFÁSICO | 51 |
| A) | VÁLVULAS Y ACCESORIOS DE SUCCIÓN Y DESCARGA | 51 |
| B) | VÁLVULAS Y ACCESORIOS DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO | 51 |
| 2.3.3.- | TUBERÍAS DE FLUJO BIFÁSICO | 51 |
| A) | TRAMO RECTO DE RETORNO HÚMEDO | 52 |
| B) | VÁLVULAS Y ACCESORIOS DE RETORNO HÚMEDO | 52 |
| 2.4.- | RANGOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN | 52 |
| III.- | TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBERÍAS DE LAS INSTALACIONES FRIGORÍFICAS | 54 |
| 3.1.- | TRANSFERENCIA EN CILINDRO MULTICAPA CON EFECTOS CONVECTIVOS AL INTERIOR Y EXTERIOR | 54 |
| 3.2.- | CÁLCULO DE COEFICIENTES CONVECTIVOS DE TRANSFERENCIA | 56 |
| 3.2.1.- | CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE TUBOS | 56 |
| 3.2.2.- | CONVECCIÓN EN EL EXTERIOR DE TUBOS | 56 |
| 3.3.- | SOLUCIÓN DE LA ECUACIÓN DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN CILINDRO MULTICAPA CON EFECTOS CONVECTIVOS | 57 |

| | | |
|---------|---|----|
| 3.4.- | SECUENCIA DE CÁLCULO PARA EL INCREMENTO DE TEMPERATURA EN TUBERÍAS DE SUCCIÓN | 59 |
| 3.5.- | SECUENCIA DE CÁLCULO PARA LA MASA DE VAPOR GENERADO EN TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO | 59 |
| IV.- | SISTEMA RECIRCULADO POR BOMBAS | 60 |
| 4.1.- | APLICACIÓN EN SISTEMAS DE UNA ETAPA | 60 |
| 4.2.- | APLICACIÓN EN SISTEMAS DE DOS ETAPAS | 62 |
| 4.3.- | PÉRDIDAS DE EFICIENCIA EN SISTEMAS RECIRCULADOS POR BOMBAS | 63 |
| 4.3.1.- | EVALUACIÓN DE PÉRDIDAS GENERADAS POR EL TRABAJO DE LA BOMBA | 63 |
| 4.3.2.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN | 67 |
| 4.3.3.- | GANANCIAS DE CALOR EN TUBERÍAS A BAJA TEMPERATURA | 67 |
| 4.4.- | CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN SISTEMAS RECIRCULADOS POR BOMBAS | 70 |
| 4.4.1.- | SISTEMAS EN UNA SOLA ETAPA | 70 |
| 4.4.2.- | SISTEMAS EN DOS ETAPAS | 72 |
| V.- | SISTEMA DE RECIRCULACIÓN PHILLIPS | 75 |
| 5.1.- | APLICACIÓN EN CICLOS DE UNA ETAPA | 75 |
| 5.2.- | APLICACIÓN EN CICLOS DE DOS ETAPAS | 76 |
| 5.3.- | PÉRDIDAS DE EFICIENCIA EN EL SISTEMA DE RECIRCULACIÓN PHILLIPS | 80 |
| 5.3.1.- | DESCARGA DE LAS TRAMPAS DE LÍQUIDO | 80 |
| A) | CARGA DEBIDA AL GAS IMPULSOR | 81 |
| B) | CARGA DEBIDA A LA CONDENSACIÓN DE VAPOR EN EL LÍQUIDO FRÍO | 83 |
| C) | CARGA DEBIDA AL CALENTAMIENTO DEL METAL EN LA TRAMPA | 85 |
| D) | CARGA TOTAL POR OPERACIÓN DE TRAMPAS DE LÍQUIDO | 86 |
| 5.3.2.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN | 88 |
| 5.3.3.- | GANANCIAS DE CALOR EN TUBERÍAS A BAJA TEMPERATURA | 88 |
| 5.4.- | CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN SISTEMAS RECIRCULADOS PHILLIPS | 90 |

| | | |
|----------|--|-----|
| 5.4.1.- | SISTEMAS EN UNA SOLA ETAPA | 90 |
| 5.4.2.- | SISTEMAS EN DOS ETAPAS | 93 |
| VI.- | CÁLCULO DE EFICIENCIAS OPERATIVAS EN SISTEMAS FRIGORÍFICOS RECIRCULADOS A NIVEL INDUSTRIAL | 95 |
| 6.1.- | APLICACIÓN DE LA SECUENCIA DE CÁLCULO A CASOS PRÁCTICOS | 96 |
| VII.- | RESULTADOS | 112 |
| 7.1.- | FLUJO DE FLUIDOS | 112 |
| 7.2.- | TRANSFERENCIA DE CALOR | 123 |
| 7.3.- | TERMODINÁMICA DE LOS MÉTODOS DE RECIRCULACIÓN | 125 |
| 7.3.1.- | PÉRDIDAS DE EFICIENCIA POR EFECTO DE LAS BOMBAS | 125 |
| 7.3.2.- | PÉRDIDAS DE EFICIENCIA POR EFECTO DE LAS TRAMPAS DE LÍQUIDO | 126 |
| 7.3.3.- | COMPARACIÓN OPERATIVA ENTRE LOS DOS SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN | 130 |
| | CONCLUSIONES | 145 |
| | RECOMENDACIONES | 147 |
| | BIBLIOGRAFÍA | 148 |
| ANEXO 1- | EL MÉTODO VILTER PARA CALCULAR CAÍDAS DE PRESIÓN | 152 |

ÍNDICE DE FIGURAS.

| | | |
|------|---|----|
| 1.- | COMPONENTES BÁSICOS DE LAS INSTALACIONES FRIGORÍFICAS | 9 |
| 2.- | INSTALACIÓN FRIGORÍFICA REAL EN UNA ETAPA DE COMPRESIÓN | 9 |
| 3.- | REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA | 12 |
| 4.- | CICLO TEÓRICO EN UNA ETAPA EN EL DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA | 12 |
| 5.- | CICLO EN UNA ETAPA CON SOBRECALENTAMIENTO | 18 |
| 6.- | CICLO EN UNA ETAPA CON SUBENFRIAMIENTO | 18 |
| 7.- | CICLO EN UNA ETAPA CON PÉRDIDAS DE PRESIÓN | 23 |
| 8.- | CICLO EN UNA ETAPA CON PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y GANANCIAS DE CALOR | 23 |
| 9.- | INSTALACIÓN FRIGORÍFICA EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN (INTERENFRIADOR ABIERTO) | 29 |
| 10.- | CICLO TEÓRICO EN DOS ETAPAS CON INTERENFRIADOR ABIERTO | 29 |
| 11.- | INSTALACIÓN FRIGORÍFICA EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN (INTERENFRIADOR CERRADO) | 30 |
| 12.- | CICLO TEÓRICO EN DOS ETAPAS CON INTERENFRIADOR CERRADO | 30 |
| 13.- | CICLO EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN CON INTERENFRIADOR ABIERTO CONSIDERANDO PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y ENTRADAS DE CALOR | 34 |
| 14.- | CICLO EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN CON INTERENFRIADOR CERRADO CONSIDERANDO PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y ENTRADAS DE CALOR | 34 |
| 15.- | FACTORES DE FRICCIÓN PARA LA EC. DE DARCY-WEISBACH | 44 |
| 16.- | VALORES DE Y_g Y Y_l EN FUNCIÓN DE X PARA EL MÉTODO MARTINELLI | 44 |
| 17.- | DENSIDAD PROMEDIO DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR A DIFERENTES RELACIONES DE RECIRCULACIÓN | 49 |
| 18.- | VOLUMEN ESPECÍFICO PROMEDIO DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR A DIFERENTES RELACIONES DE RECIRCULACIÓN | 49 |
| 19.- | PROPORCIÓN DE FLUJO EN RÉGIMEN RECIRCULADO | 49 |
| 20.- | REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DE UNA TUBERÍA AISLADA A BAJA TEMPERATURA | 55 |
| 21.- | CONSTANTES C Y m PARA CILINDROS CON FLUJO PERPENDICULAR A SU EJE | 57 |

| | | |
|------|---|-----|
| 22.- | INSTALACIÓN FRIGORÍFICA RECIRCULADA POR BOMBAS EN UNA ETAPA DE COMPRESIÓN | 61 |
| 23.- | CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN UNA ETAPA DE COMPRESIÓN | 61 |
| 24.- | INSTALACIÓN FRIGORÍFICA RECIRCULADA POR BOMBAS EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN (INTERENFRIADOR ABIERTO) | 64 |
| 25.- | CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN (INTERENFRIADOR ABIERTO) | 64 |
| 26.- | CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN (INTERENFRIADOR CERRADO) | 65 |
| 27.- | CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN UNA ETAPA DE COMPRESIÓN CONSIDERANDO PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y GANANCIAS DE CALOR | 69 |
| 28.- | CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN CON INTERENFRIADOR ABIERTO CONSIDERANDO PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y GANANCIAS DE CALOR | 69 |
| 29.- | GRÁFICA DE SELECCIÓN DE BOMBAS PARA RECIRCULACIÓN DE AMONÍACO (CORNELL PUMP Co.) | 73 |
| 30.- | INSTALACIÓN FRIGORÍFICA CON RECIRCULACIÓN PHILLIPS EN UNA ETAPA DE COMPRESIÓN | 77 |
| 31.- | CICLO RECIRCULADO PHILLIPS EN UNA ETAPA DE COMPRESIÓN | 77 |
| 32.- | INSTALACIÓN FRIGORÍFICA CON RECIRCULACIÓN PHILLIPS EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN | 79 |
| 33.- | CICLO RECIRCULADO PHILLIPS EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN | 79 |
| 34.- | REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DE UNA TRAMPA DE LÍQUIDO | 82 |
| 35.- | ESPECIFICACIONES CONSTRUCTIVAS DE TRAMPAS DE LÍQUIDO | 87 |
| 36.- | CICLO RECIRCULADO PHILLIPS EN UNA ETAPA DE COMPRESIÓN CONSIDERANDO PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y GANANCIAS DE CALOR | 89 |
| 37.- | CICLO RECIRCULADO PHILLIPS EN DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN CONSIDERANDO PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y GANANCIAS DE CALOR | 89 |
| 38.- | CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS RECIRCULADAS | 97 |
| 39.- | CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS RECIRCULADAS (EJEMPLO DE SOLUCIÓN EN UNA ETAPA) | 102 |
| 40.- | CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS RECIRCULADAS (EJEMPLO DE SOLUCIÓN EN DOS ETAPAS) | 107 |

| | | |
|------|---|-----|
| 41.- | MÁXIMA CAPACIDAD EN TUBERÍAS DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES | 112 |
| 42.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES (TEMPERATURA DE LÍQUIDO 20°F) | 113 |
| 43.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES (TEMPERATURA DE LÍQUIDO 0°F) | 114 |
| 44.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES (TEMPERATURA DE LÍQUIDO -20°F) | 115 |
| 45.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES (TEMPERATURA DE LÍQUIDO -40°F) | 116 |
| 46.- | INCREMENTO EN LA CAPACIDAD DE TUBERÍAS DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO | 117 |
| 47.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 2 A 1) | 118 |
| 48.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 3 A 1) | 119 |
| 49.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 6 A 1) | 120 |
| 50.- | MÁXIMA CAPACIDAD EN RETORNOS HÚMEDOS CON REFRIGERANTE AMONIACO (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 2 A 1) | 121 |
| 51.- | MÁXIMA CAPACIDAD EN RETORNOS HÚMEDOS CON REFRIGERANTE AMONIACO (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 3 A 1) | 121 |
| 52.- | MÁXIMA CAPACIDAD EN RETORNOS HÚMEDOS CON REFRIGERANTE AMONIACO (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 6 A 1) | 122 |
| 53.- | REDUCCIÓN DE CAPACIDAD EN TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO | 122 |
| 54.- | CONTRIBUCIONES A LA RESISTENCIA GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR | 123 |
| 55.- | TRANSFERENCIA DE CALOR POR CADA 100 PIES DE TUBERÍA (AISLANTE POLIURETANO) | 124 |
| 56.- | TRANSFERENCIA DE CALOR POR CADA 100 PIES DE TUBERÍA (AISLANTE POLIESTIRENO) | 125 |
| 57.- | PÉRDIDA DE EFICIENCIA DEBIDA A LA OPERACIÓN DE BOMBAS | 126 |
| 58.- | PÉRDIDA TOTAL DE EFICIENCIA POR LA OPERACIÓN DE TRAMPAS | 127 |
| 59.- | CONTRIBUCIONES A LA GANANCIA TOTAL DE CALOR EN TRAMPAS DE LÍQUIDO RESPECTO A LA TEMPERATURA DE SUCCIÓN | 128 |

| | | |
|------|--|-----|
| 60.- | CONTRIBUCIONES A LA GANANCIA TOTAL DE CALOR EN TRAMPAS DE LÍQUIDO RESPECTO AL TAMAÑO DE LA TRAMPA | 129 |
| 61.- | CONTRIBUCIONES A LA GANANCIA TOTAL DE CALOR EN TRAMPAS DE LÍQUIDO RESPECTO A LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN | 131 |
| 62.- | GANANCIA TOTAL DE CALOR EN TRAMPAS DE LÍQUIDO A DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN Y CONDENSACIÓN | 132 |
| 63.- | PORCENTAJE DE EFICIENCIA ENTRE EL CICLO DE CARNOT INVERTIDO Y LOS SISTEMAS RECIRCULADOS | 134 |
| 64.- | PORCENTAJE DE EFICIENCIA RESPECTO A LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN | 135 |
| 65.- | CONSUMO TOTAL DE POTENCIA EN SISTEMAS RECIRCULADOS | 137 |
| 66.- | CONSUMO TOTAL DE POTENCIA RESPECTO A LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN | 138 |
| 67.- | CARGA TÉRMICA DEBIDO A LA OPERACIÓN DE TRAMPAS DE LÍQUIDO COMO PORCENTAJE DE LA CARGA EN EL EVAPORADOR A DIFERENTES TEMPERATURAS DE SUCCIÓN | 139 |
| 68.- | CARGA TÉRMICA DEBIDO A LA OPERACIÓN DE TRAMPAS DE LÍQUIDO COMO PORCENTAJE DE LA CARGA EN EL EVAPORADOR A DIFERENTES TEMPERATURAS DE CONDENSACIÓN | 140 |
| 69.- | MASA DE REFRIGERANTE EVAPORADO EN CICLOS RECIRCULADOS (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 2 A 1) | 141 |
| 70.- | MASA DE REFRIGERANTE EVAPORADO EN CICLOS RECIRCULADOS (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 3 A 1) | 142 |
| 71.- | MASA DE REFRIGERANTE EVAPORADO EN CICLOS RECIRCULADOS (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 6 A 1) | 142 |
| 72.- | MASA DE REFRIGERANTE EVAPORADO EN CICLOS RECIRCULADOS (RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN 3 A 1) | 144 |
| 73.- | CAPACIDADES DE LAS TUBERÍAS DE DESCARGA Y LÍQUIDO (CICLO SATURADO) | 154 |
| 74.- | CAPACIDADES DE LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN (CICLO SATURADO) | 155 |
| 75.- | FACTORES "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS | 156 |
| 76.- | VELOCIDADES Y CAÍDAS DE PRESIÓN PARA REFRIGERANTE AMONIACO LÍQUIDO | 157 |
| 77.- | PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA PARA VAPOR DE AMONIACO | 158 |

| | | |
|------|---|-----|
| 78.- | PROPORCIÓN DE FLUJO POR TONELADA DE REFRIGERACIÓN PARA REFRIGERANTE AMONIACO | 159 |
| 79.- | VELOCIDADES EN TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA PARA VAPOR DE AMONIACO | 160 |

NOMENCLATURA.

| | | |
|----------------|---|---|
| A | = | Area de transferencia de calor, área transversal de la trampa (pie ²). |
| C | = | Constante en función de la geometría del ducto y tipo de flujo (adim.). |
| COP | = | Coefficiente de Operación (adim.). |
| C _p | = | Calor específico del material (BTU/lb °F). |
| D | = | Diámetro del tubo (pie). |
| f | = | Factor de fricción en la ec. de Darcy (adim.). |
| F | = | Pérdidas por fricción en el sistema de bombeo (adim.). |
| g | = | Aceleración de la gravedad (pies/s ²). |
| g _c | = | Factor de conversión dimensional (lb _m pie/lb _r s ²). |
| G | = | Flujo volumétrico de refrigerante (pie ³ /min.). |
| h | = | Entalpía (BTU/lb). |
| | = | Pérdida de presión (pies de fluido). |
| | = | Coefficiente convectivo de transferencia de calor (BTU/pie ² hr °F). |
| k | = | Conductividad térmica del líquido (BTU/pie hr °F) |
| K | = | Factor de pérdida de presión en válvulas y accesorios (adim.). |
| l | = | Longitud de tubería (pie). |
| L | = | Flujo másico de líquido (lb), (lb/min.). |
| LMA | = | Area media logarítmica para la obtención de la resistencia general a la transferencia de calor (pie ²). |
| m | = | Masa de la trampa sometida al calentamiento (lb). |
| | = | Constante en función de la geometría del ducto y tipo de flujo (adim.). |
| M | = | Flujo másico del refrigerante (lb/min). |
| M _G | = | Masa del gas impulsor en la trampa (lb/ciclo). |
| M _E | = | Flujo másico específico de refrigerante en el sistema (lb min/TR). |
| n | = | Relación de recirculación (adim.). |
| N | = | Número de descargas por hora (ciclos/hr). |

| | | |
|------------|---|---|
| N_{Nu} | = | Número de Nusselt (adim.). |
| N_{Re} | = | Número de Reynolds (adim.). |
| N_{Pr} | = | Número de Prandtl (adim.). |
| P | = | Presión (lb/Pulg ²). |
| ΔP | = | Caida de presión (lb/Pulg ²). |
| q_0 | = | Efecto refrigerante (BTU/lb). |
| Q | = | Carga térmica (T.R.), (BTU/min.). |
| Q_c | = | Calor eliminado en el condensador (BTU/min). |
| Q_0 | = | Carga térmica o Potencia frigorífica (T.R.). |
| Q_g | = | Carga debida al gas impulsor (BTU/ciclo). |
| ΔQ | = | Ganancia de calor (BTU/ciclo),(BTU/min.). |
| r_i | = | Radio interior del tubo (pie). |
| r_A | = | Radio exterior del aislante (pie). |
| r_m | = | Radio exterior del tubo (pie). |
| R | = | Resistencia global a la transferencia de calor (pie ² hr °F/BTU). |
| | = | Flujo másico de refrigerante (lb), (lb/min.). |
| R_v | = | Masa de refrigerante evaporado (lb), (lb/min.). |
| S_h | = | Sobrecalentamiento del gas impulsor (BTU/lb). |
| t | = | Tiempo de descarga de la trampa (seg). |
| T | = | Temperatura (°F). |
| ΔT | = | Diferencia de temperaturas (°F). |
| U | = | Coefficiente global de transferencia de calor (BTU/pie ² hr °F). |
| v | = | Velocidad del fluido (pie/s). |
| v' | = | Volúmen específico del refrigerante (pie ³ /lb). |
| V | = | Velocidad del líquido en el sistema de bombeo (Pie/seg). |
| | = | Flujo másico de vapor (lb), (lb/min.). |
| V_G | = | Volúmen total de gas impulsor que llena la trampa al final del ciclo de descarga (pie ³). |
| W | = | Trabajo de compresión (BTU/lb). |
| W_s | = | Trabajo suministrado por la bomba al fluido (BTU/lb). |

- X = Fracción masa (adim.).
 = Relación entre las caídas de presión de la fase líquida y la fase vapor (adim.).
- Y = Factor de corrección de caídas de presión (adim.).
- Z = Altura de la entrada o la salida de la bomba (pie).

GRIEGAS.

- α = Factor de la ec. de Balance de energía mecánica que depende del tipo de flujo (adim.).
- δ = Espesor de la capa de condensado en la trampa (pie).
- λ = Calor latente de evaporación del refrigerante (BTU/lb).
- μ = Viscosidad del refrigerante (lb_m/pie s)
 = Eficiencia de la instalación comparada con el ciclo de Carnot invertido (adim.).
- η = Eficiencia de calentamiento de la trampa (adim.).
- ρ = Densidad del refrigerante (lb/pie³)

SUBÍNDICES.

- 1 = A la entrada de la bomba.
- 2 = A la salida de la bomba.
- 100 = En una longitud de 100 pies.
- acs = En el acumulador de succión.
- alm = Alimentado al acumulador de succión.
- amb = Ambiente.
- A = Del lado de alta presión (segunda etapa).
 = Del aislante.
- ACS = En el acumulador de succión.

| | | |
|------------|---|---|
| B | = | Del lado de baja presión (primera etapa). |
| Bom | = | Debido al trabajo de la bomba. |
| c | = | De condensación. |
| | = | Referido al ciclo de Carnot invertido (ideal). |
| | = | Del gas impulsor saturado a la presión de condensación. |
| | = | Debida a la condensación del gas impulsor en el líquido frío. |
| cond | = | De condensación. |
| desc | = | En la descarga. |
| e | = | De evaporación. |
| | = | Del medio ambiente exterior. |
| ev | = | De evaporación. |
| EVR | = | En el evaporador. |
| EXP | = | Debido a la válvula de expansión. |
| g | = | Debida al gas de transferencia. |
| G | = | De la fase gaseosa. |
| | = | Del gas impulsor. |
| hr | = | Promedio por hora o por unidad de tiempo. |
| i | = | Del interior del tubo. |
| INT | = | En el interenfriador. |
| K=1 | = | Cuando K es igual a 1. |
| l | = | De la fase líquida. |
| | = | Del líquido saturado. |
| L | = | De la fase líquida. |
| m | = | De la mezcla de las dos fases. |
| | = | Del metal del tubo. |
| | = | Debida al calentamiento del metal de la trampa. |
| Psucc | = | A la presión de succión. |
| ΔP | = | Por caídas de presión en el retorno húmedo. |

| | | |
|-----------------|---|--|
| Q_0 | = | Debido a la carga térmica. |
| ΔQ | = | Por ganancias de calor en el retorno húmedo. |
| RAP | = | En el recipiente de alta presión. |
| RH | = | Del retorno húmedo. |
| RPC | = | En el recipiente de presión controlada. |
| RPL | = | En el recipiente piloto. |
| s | = | Del vapor saturado a la presión de succión. |
| succ | = | De succión. |
| | = | Correspondiente a la línea de succión. |
| SUB | = | Del líquido subenfriado. |
| T | = | Total. |
| | = | Transversal |
| TL | = | En las trampas de líquido. |
| Total | = | Total. |
| TP | = | De las dos fases fluyendo juntas. |
| TR | = | Del tramo recto. |
| TR,RH | = | Del tramo recto en el retorno húmedo. |
| v | = | De la fase vapor. |
| | = | De vapor. |
| V _{oA} | = | De la válvula o del accesorio. |
| V _{yA} | = | De las válvulas y accesorios. |

INTRODUCCIÓN.

El presente trabajo está enfocado hacia el estudio de las características de los equipos de refrigeración existentes en la actualidad, y de la manera en que estas se interrelacionan dentro de un sistema de producción de frío para dotarlo de propiedades que lo hacen más o menos adecuado para solucionar un problema específico.

Los alimentos son sistemas muy complejos, que en la mayoría de los casos tienen tiempos de vida limitados. Con el objeto de alargar su periodo de vida útil, los productos perecederos son sometidos a muy diversos procesos. De estos procesos dos de los más utilizados son la refrigeración y la congelación. ^(13, 27)

Aunque en un primer acercamiento se puede definir a la refrigeración y la congelación como "la disminución en la temperatura de un alimento desde su temperatura inicial hasta la temperatura final deseada" ^(5, 11), podemos afirmar que esta definición es incompleta, pues la aplicación del frío a los materiales alimenticios es un proceso complejo que resulta difícil de ser explicado concretamente sin examinar con más profundidad lo que ocurre cuando este se lleva a cabo.

Puede considerarse a la refrigeración como aquél método de conservación que alarga la vida de los alimentos actuando de dos maneras diferentes:

- En primer lugar impide el crecimiento de microorganismos al situar los materiales perecederos dentro de un rango de temperaturas que resulta inadecuado para el desarrollo de la mayoría de ellos ^(2, 8, 11). Otro efecto de la reducción de la temperatura es que los niveles de actividad de las vías metabólicas degradativas existentes en productos tales como carne, leche y vegetales crudos se reducen de forma importante cuando los productos se refrigeran, y prácticamente desaparecen cuando se congelan.
- En segundo lugar, el cambio de fase que se manifiesta con la formación de cristales de hielo al congelar un alimento, hace que disminuya su actividad de agua de manera similar a como sucede durante los procesos de deshidratación, pues el agua en estado sólido no puede ser usada en los procesos metabólicos de los microorganismos.

Por estas razones la efectividad de la aplicación de bajas temperaturas como método de conservación de perecederos es muy grande, aunque no debe perderse de vista que en ocasiones el uso del frío también constituye

un paso más dentro de los procesos necesarios para la elaboración de algún producto. Como sucede en los siguientes casos:

- Los helados se envasan a -5°C , ya que a esta temperatura tienen una consistencia muy viscosa que facilita el llenado de los recipientes. Luego del envasado se les coloca en un ambiente a -30°C para lograr su endurecimiento completo.

- La refrigeración se emplea para curar los quesos o algunos productos cárnicos especiales tales como jamones o tocinos, a los cuales se les debe mantener a temperaturas que varían desde 10°C a 20°C por algunos días o meses según sea el caso.

- Dos reacciones químicas importantes deben ocurrir en la elaboración de la cerveza: 1) Conversión de las féculas a azúcares (malteado), y 2) Fermentación, que convierte los azúcares en alcohol y dióxido de carbono. La fermentación es exotérmica, y es necesario extraer el calor para mantener el proceso, que se detiene cuando la temperatura sube. La refrigeración se emplea para mantener la mezcla en fermentación entre 7°C y 13°C , y también para enfriar los espacios en donde se almacena la cerveza por dos o tres meses para su maduración.

- Los refrescos carbonatados usualmente contienen en disolución 2 a 5 volúmenes de dióxido de carbono. Como a temperatura ambiente es imposible lograr esta disolución sin trabajar a altas presiones, se emplean las bajas temperaturas para obtener una mejor estabilidad en la bebida, con lo que se reduce el espumeo durante la operación de llenado de botellas y se disminuye la presión a la que se debe efectuar la carbonatación. ^(2, 15, 26).

No obstante que los sistemas de refrigeración por compresión mecánica han sido desarrollados desde hace más de un siglo, aún en nuestros tiempos no existen criterios exactos que permitan elegir cual de los diferentes diseños posibles es el más adecuado para algún caso en particular, sino que se siguen aplicando muchas de las llamadas "reglas de dedo". Esto sucede en parte por la extremada diversidad de los casos posibles, y en parte porque no se han reportado datos referentes al cálculo de eficiencia para los sistemas recirculados disponibles de manera comercial.

Aunque finalmente la elección del tipo de diseño es responsabilidad del ingeniero encargado del proyecto, existen algunas normas de carácter general que deben seguirse y que obedecen a una o más de las siguientes consideraciones:

- Tiempo de operación a lo largo del año, independientemente de las condiciones ambientales.
- Posibilidad de variaciones abruptas de carga térmica (del 0 al 100% de la capacidad) durante cortos periodos de tiempo, debiéndose evitar variaciones apreciables en los niveles de temperatura.
- Control de escarcha para aplicaciones que requieran funcionamiento continuo.
- Distribución y manejo del aceite lubricante.
- Una amplia variedad de métodos para el intercambio de calor, así como para la alimentación a los evaporadores, por ejemplo: Expansión Directa, Recirculación de Líquido o Alimentación Inundada, además de la posibilidad de utilizar refrigerantes secundarios.
- La eficiencia del sistema, su simplicidad de operación y de mantenimiento.
- Las presiones de operación y las razones de compresión que puedan demandar sistemas de etapas múltiples.
- Requerimientos eléctricos especiales.

Con el fin de esclarecer un poco las ventajas y desventajas causadas por la gran variedad de instalaciones frigoríficas posibles en la actualidad, es que se realiza el presente estudio. Para su desarrollo se ha llevado a cabo una investigación bibliográfica que constituye el marco teórico sobre el cual se fundamentarán juicios, conclusiones y recomendaciones. Una vez planteado el marco teórico se han propuesto los dos diseños de instalaciones que son más usados a nivel industrial: El recirculado por bombas, y el sistema Phillips. Los dos casos se han resuelto para las condiciones de operación más comunes en nuestro país. Finalmente se ha procedido a analizar el desempeño de cada una de las opciones desde el punto de vista de sus pérdidas de eficiencia para poder decidir de manera concreta cuál de los dos métodos de recirculación plantea mayores ventajas.

METODOLOGÍA DE TRABAJO.

Para la resolución del estudio definido en la introducción, será necesario desarrollar el siguiente cuadro metodológico:

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA A ESTUDIAR.

A nivel industrial existen dos métodos de recirculación de líquido que son usados ampliamente en el diseño de instalaciones frigoríficas, son el sistema por bombas, y el sistema Phillips.

No obstante su vasta aplicación, no se han desarrollado modelos de cálculo que permitan hacer una comparación teórica del desempeño de cada uno de estos sistemas en algún caso práctico dado, y no existen datos que determinen cual de los dos sistemas es más eficiente. El objeto del presente estudio será generar de manera teórica este modelo de cálculo, y aplicarlo a los dos métodos de recirculación, para contrastar su desempeño en las condiciones de operación que se presentan más frecuentemente.

OBJETIVO GENERAL.

Establecer un sistema de cálculo que permita evaluar las pérdidas de eficiencia generadas por el uso de los métodos más comunes de recirculación de líquido, a través del análisis de los fenómenos que ocurren durante su funcionamiento, y resolverlo para las condiciones de operación más frecuentes en la práctica con el fin de conocer sus diferencias.

OBJETIVO PARTICULAR 1.

Establecimiento de las presiones reales de succión y descarga en los sistemas recirculados de refrigeración, mediante la elaboración y solución de una secuencia de cálculo que permita cuantificar las pérdidas de presión que sufre el refrigerante al fluir por sus tuberías, basado en el análisis de los fenómenos de flujo de fluidos que suceden durante su operación.

OBJETIVO PARTICULAR 2

Establecimiento de las temperaturas reales de succión y descarga en los sistemas recirculados de refrigeración, mediante la elaboración y solución de una secuencia de cálculo que permita cuantificar las ganancias de calor que sufre el refrigerante al fluir por sus tuberías, basado en el análisis de los fenómenos de transferencia de calor que suceden durante su operación.

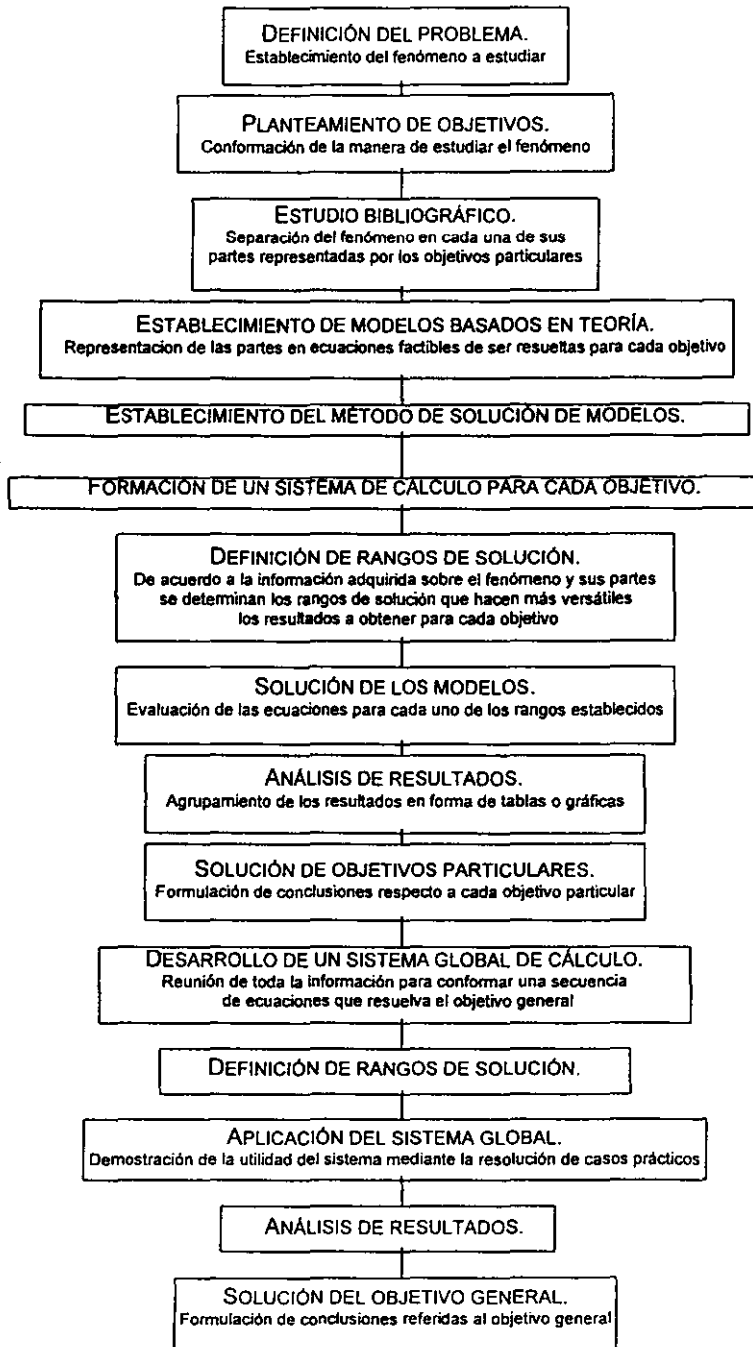
OBJETIVO PARTICULAR 3.

Evaluación de los coeficientes de operación para sistemas recirculados de refrigeración, mediante la elaboración y solución de una secuencia de cálculo que permita cuantificar los flujos de refrigerante a los compresores, así como sus consumos de potencia, basado en el análisis de los fenómenos termodinámicos que suceden durante su operación.

OBJETIVO PARTICULAR 4.

Contrastación del desempeño de los dos sistemas recirculados más usados a nivel industrial, a través de la comparación de sus coeficientes de operación y de las características particulares que permiten el funcionamiento de cada uno.

CUADRO METODOLOGICO.



I.- EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA. COMPONENTES Y FUNDAMENTO TERMODINÁMICO.

1.1.- CICLO EN UNA ETAPA.

El sistema de refrigeración más sencillo que se conoce, y que es prácticamente el único que se usa en los equipos a nivel doméstico y comercial, es el de una sola etapa de compresión. Se trata de un ciclo sumamente simple en cuanto a su operación, que en la mayoría de los casos cuenta únicamente con los componentes básicos del ciclo, como se muestra en la fig. 1.

La función que cumple cada uno de los componentes del ciclo en una etapa es (3, 8, 22, 23, 26).

- El compresor actúa como una bomba de desplazamiento positivo, succionando refrigerante en estado vapor proveniente del evaporador, y descargándolo como gas a alta presión hacia el condensador. Como resultado del trabajo del compresor se tiene que la presión del evaporador del sistema tiende a mantenerse elevada. Por otro lado, al descargar gas a alta presión y temperatura hacia el condensador, la presión en este lado del sistema tiende a mantenerse baja.

- El condensador es un intercambiador de calor que tiene como función favorecer el cambio de fase del refrigerante, que llega como gas a alta presión y temperatura, y sale como líquido saturado. Para lograr la condensación es preciso que los calores involucrados, que son el calor latente de condensación y el sensible de sobrecalentamiento, sean transferidos a un medio externo que puede ser aire o agua.

El tamaño del condensador respecto a la capacidad y potencia del sistema de compresión y a las condiciones del medio ambiente hacia donde se transfiere el calor es lo que determina las condiciones existentes en el lado de alta presión del sistema, y deberá ser cuidadosamente dimensionado o seleccionado para que toda la instalación funcione adecuadamente.

- La válvula de expansión es el componente encargado de regular la alimentación de refrigerante líquido al evaporador al tiempo que provoca la expansión del mismo. Una tercera función de la válvula es mantener separados los lados de alta y baja presión del sistema.

Aunque en los ciclos a nivel doméstico y comercial, y aún en aquellos a nivel industrial con expansión termostática, la válvula de expansión es un

componente fundamental de control, en los sistemas recirculados cumple sólo las funciones de regular la cantidad de refrigerante que va al evaporador y separar los lados de alta y baja presión.

- El evaporador es el intercambiador de calor donde se realiza el cambio de fase de refrigerante líquido a vapor, favorecido por la baja presión. El tamaño del evaporador con respecto a la carga térmica del sistema y a la capacidad del compresor determinan las condiciones existentes en el lado de baja presión del sistema, y deberá de ser dimensionado o seleccionado cuidadosamente para mantener de manera óptima las condiciones del medio a enfriar, sea aire, agua, o cualquier otro material.

Como arriba se ha mencionado, los cuatro componentes del ciclo de refrigeración están muy relacionados entre sí, y cualquier problema en su selección u operación, generará ya sea disminución en la capacidad de absorción de calor del sistema, o mayor consumo de energía durante su trabajo, ambas cosas se expresan finalmente como una pérdida de eficiencia en la instalación.

Además de los componentes básicos, en las instalaciones a nivel industrial existen equipos suplementarios usados para dar una mayor seguridad en su operación, y son ⁽²⁾:

- Recibidor de líquido. Se incorpora en los sistemas para servir como el depósito principal del refrigerante que va a los evaporadores, además de que maneja las variaciones de volumen de fluido entre el condensador y el lado de baja presión durante su operación normal o en los paros para reparación o descarche. De manera ideal, el recibidor de líquido debe ser lo suficientemente grande para contener la carga total de fluido en el sistema. Para su correcta operación, los recibidores deben mantener la misma presión que los condensadores.

- Separador de aceite. Es un dispositivo que resulta necesario tanto en sistemas de una etapa como en sistemas de dos etapas, cuya función es separar el aceite que es arrastrado con el vapor a alta presión y alta temperatura a la descarga del compresor, acumularlo, y finalmente retornarlo al cárter del compresor para que cumpla su función lubricante. Los separadores de aceite cuentan en su interior con mallas que hacen más eficiente su desempeño.

- Acumulador de succión. Previene la entrada de líquido hacia la succión del compresor. Se trata de recipientes que pueden ser verticales u horizontales,

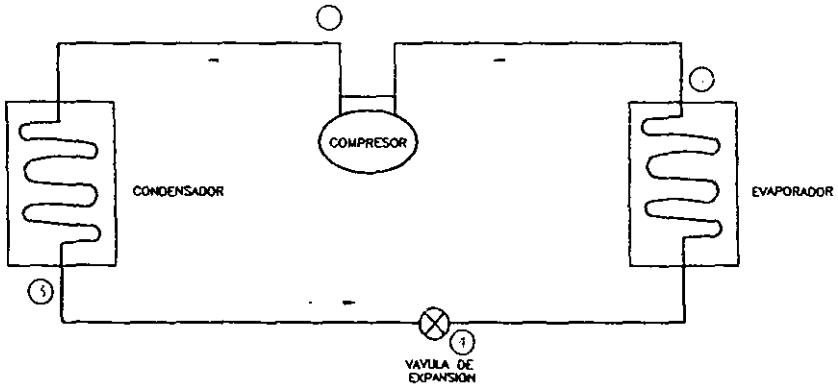
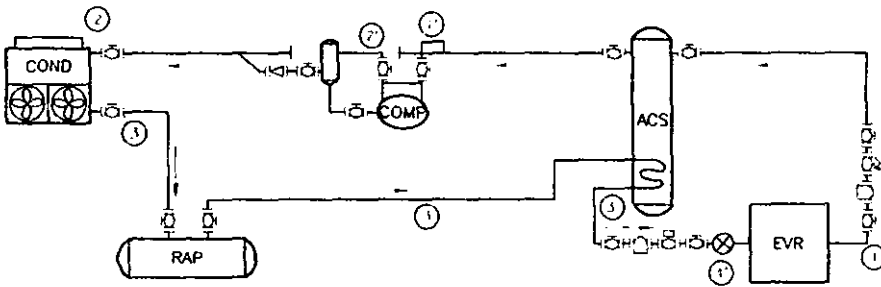


FIG. 1.- COMPONENTES BASICOS DE LAS INSTALACIONES FRIGORIFICAS



IG. 2.- INSTALACION FRIGORIFICA REAL EN UNA ETAPA DE COMPRESION

y que frecuentemente cuentan con mamparas o rejillas que mejoran la separación del líquido.

Todos los acumuladores de succión, y especialmente aquéllos que no mantengan un nivel de líquido de manera intencional, deberán contar con algún mecanismo que permita eliminar cualquier cantidad de líquido que pudieran llegar a contener. Prefiriéndose las bombas mecánicas o los tanques recirculadores ⁽²⁾.

Conforme a lo anterior, la configuración real del sistema en una etapa es como aparece en la fig. 2, ^(8, 25).

Para un buen conocimiento de los ciclos frigoríficos por compresión mecánica se requiere del estudio a profundidad no sólo de los procesos particulares que los constituyen, sino también de las relaciones que existen entre los diferentes procesos y los efectos que un cambio en cualquiera de ellos tendría en todo el ciclo. Esto se ha simplificado lo suficiente por el uso de gráficas y diagramas sobre los cuales se puede mostrar el ciclo completo.

1.1.1.-REPRESENTACIÓN EN EL DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA.

El diagrama Presión-Entalpía, también conocido como diagrama de Mollier es la representación de las variables que definen el estado termodinámico de una sustancia dentro de un sistema coordinado en el que la entalpía ocupa el eje de las abscisas, y la presión el eje de las ordenadas.

El punto sobre el diagrama de Mollier que represente la condición del refrigerante para cualquier estado puede ser ubicado si se conocen dos propiedades del estado del fluido. Una vez localizado el punto en el diagrama, podrán leerse todas sus otras propiedades.

Una vez que dentro del diagrama Presión-Entalpía se ha trazado la línea correspondiente a los estados de saturación de la sustancia, podemos distinguir claramente tres zonas dentro del mismo, según se ilustra en la fig. 3, ^(8, 21, 26).

1.- Zona de líquido subenfriado. Localizada a la izquierda de la línea de líquido saturado, manifiesta cualquier disminución en el contenido energético de la sustancia, como una reducción en su temperatura.

2.- Zona de mezcla líquido-vapor. Es el área delimitada por las líneas de saturación, en la cual coexisten los estados líquido y vapor de la sustancia, manifestándose cualquier cambio en su contenido energético como una generación de vapor o condensación de líquido.

3.- Zona de vapor sobrecalentado. Localizada a la derecha de la línea de vapor saturado, manifiesta cualquier incremento en el contenido energético de la sustancia como un aumento en su temperatura.

El análisis de los ciclos frigoríficos cuando se les ubica en el diagrama de Mollier es una herramienta muy útil para el diagnóstico de problemas operativos, o para la predicción del comportamiento de los nuevos sistemas, ya que permite evaluar cada uno de los parámetros implicados en su funcionamiento.

Para el ciclo en una etapa, la representación en el diagrama Presión-Entalpía es muy similar al ciclo de Rankine, como se muestra en la fig. 4, (3, 13, 15, 21, 25).

- La línea que va del punto 1 al punto 2 representa el trabajo del compresor, el cual succiona vapor saturado en 1, lo comprime de manera isoentrópica, y lo descarga como vapor sobrecalentado a alta presión en el punto 2.

El trabajo realizado por el compresor sobre el fluido refrigerante se define por:

$$W = M \cdot (h_2 - h_1) \quad (1.1)$$

- La línea que va del punto 2 al punto 3 representa la eliminación de calor que sucede en el condensador, a presión constante, en el cual ingresa vapor sobrecalentado, pierde su calor sensible de sobrecalentamiento, y su calor latente de condensación, saliendo del equipo como líquido saturado a alta presión.

La cantidad de calor cedida en el condensador hacia el medio de alta temperatura es:

$$Q_{cond} = M \cdot (h_2 - h_3) \quad (1.2)$$

- La línea que va del punto 3 al punto 4 representa el paso a través de la válvula de expansión, en la cual ingresa el refrigerante líquido saturado, es sometido a una caída de presión súbita, que al realizarse sin intercambio

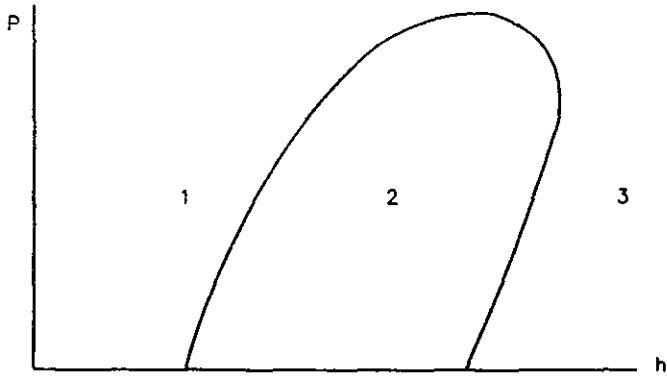


FIG. 3.- REPRESENTACION DEL DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA

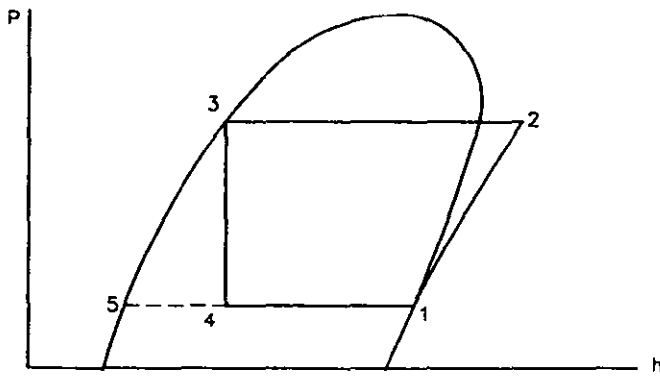


FIG. 4.- CICLO IDEAL EN UNA ETAPA EN EL DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA.

térmico con el exterior provoca una modificación del estado termodinámico del fluido, de tal manera que ocurre la generación de una fracción de vapor a costa del enfriamiento de la fracción líquida restante, a la salida de la válvula de expansión tenemos una mezcla de líquido y vapor a baja presión y baja temperatura.

En la válvula de expansión, el proceso resulta ser a entalpía constante:

$$h_3 = h_4 \quad (1.3)$$

En la mezcla líquido-vapor resultante, la fracción líquida se obtiene como:

$$X_l = \frac{h_1 - h_4}{h_1 - h_3} \quad (1.4)$$

y la fracción vapor es:

$$X_v = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_3} \quad (1.5)$$

en cualquier parte del sistema donde ocurra alguna pérdida de presión y coexistan las dos fases se dará una cierta generación de vapor a partir del líquido, y se podrán utilizar las relaciones anteriores para evaluar las fracciones resultantes.

- La línea que va del punto 4 al punto 1 corresponde al cambio de fase a presión constante de la mezcla líquido-vapor que entra en el evaporador, absorbe calor del medio ambiente, ganando su calor latente de evaporación, y sale como vapor saturado a baja presión, hacia la succión del compresor para repetir el ciclo.

El calor extraído por el refrigerante del medio a enfriar (conocido como potencia frigorífica) a partir de su paso por el evaporador es:

$$Q_e = M \cdot (h_1 - h_4) \quad (1.6)$$

siendo $h_1 - h_4$ el efecto refrigerante del fluido en el sistema, que depende de las condiciones de alimentación del refrigerante al evaporador, y de la presión de evaporación.

El efecto refrigerante permite calcular la masa de fluido que esta circulando continuamente en el ciclo y que es comprimida. Como el gasto de energía

en una instalación dada depende directamente del flujo másico en la succión de los compresores, se trata de tener el mayor efecto refrigerante posible para disminuir al máximo el flujo en el sistema.

El coeficiente de operación referido al ciclo de Rankine, COP, es la relación entre la cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador, y el trabajo suministrado en el compresor ^(3, 4, 21) :

$$COP = \frac{Q}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.7)$$

Este coeficiente es adimensional e indica la cantidad de unidades de refrigeración que se obtienen por unidad de potencia suministrada. El ciclo de Rankine resulta de eliminar las limitaciones técnicas en la aplicación del ciclo de Carnot, lo cual no permite obtener el mismo desempeño que en el Carnot original, donde el COP está sólo en función de las temperaturas de evaporación y condensación:

$$COP_c = \frac{T_{evr}}{T_{cond} - T_{evr}} \quad (1.8)$$

Es claro que a medida que T_{evr} se reduce el coeficiente de rendimiento se hace más pequeño, pues el numerador disminuye y el denominador aumenta, por tanto, la cantidad de trabajo necesaria para mantener una temperatura baja con una carga térmica constante crece rápidamente a medida que la temperatura es menor.

Es posible establecer una relación entre el COP referido al ciclo de Rankine y el COP referido al ciclo de Carnot, y de esta forma calcular la eficiencia del sistema frigorífico:

$$\mu = \frac{COP}{COP_c} \times 100 = \% \quad (1.9)$$

Es importante mencionar que en el ciclo ideal se considera que la transferencia de calor en el evaporador y en el condensador ocurre sin que exista una diferencia finita de temperaturas entre el fluido que emite el calor y el fluido que absorbe el calor, además de que todos los equipos están interconectados por tubería que no presenta pérdidas de presión o transferencia de calor con los alrededores ^(3, 4).

1.1.2.- DESVIACIONES DE COMPORTAMIENTO IDEAL EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS POR COMPRESIÓN MECÁNICA.

Las desviaciones del comportamiento ideal generadas por la interacción entre la instalación frigorífica y el medio ambiente exterior, y por la presencia de pérdidas de eficiencia en su interior son ^(3, 8, 21, 25).

- A) Sobrecalentamiento en el vapor succionado por los compresores.
- B) Subenfriamiento en el líquido alimentado a la válvula de expansión.
- C) Caídas de presión en el fluido a su paso por tuberías, evaporadores y condensadores.
- D) Presencia de fricción en la válvula de expansión.
- E) La compresión no es isoentrópica.

A) SOBRECALENTAMIENTO.

En el ciclo ideal se supone que el vapor succionado por el compresor se encuentra en estado saturado a la presión de evaporación. En la realidad esto ocurre en muy pocas ocasiones, ya que la transferencia de calor en la tubería de succión del compresor es imposible de evitar, e incluso en los sistemas de expansión directa es una condición indispensable el tener vapor sobrecalentado a la salida del evaporador debido al funcionamiento particular de la válvula de expansión termostática.

No obstante que el sobrecalentamiento a la succión es una desviación del ideal que como tal provoca una disminución en la eficiencia del ciclo, en ocasiones es deseable e incluso benéfico tener un ligero sobrecalentamiento para evitar lo más posible la succión de líquido en el compresor, lo que puede ser motivo de costosos daños en el mismo.

Dependiendo de donde se lleve a cabo, el sobrecalentamiento en la succión puede clasificarse como útil e inútil:

- El sobrecalentamiento útil es todo aquél que sirve para desplazar carga térmica del medio que se desea enfriar, puede tener lugar en el propio evaporador o en la tubería de succión del gas hacia el compresor, hasta el momento en que este sale del espacio refrigerado. En este caso la cantidad de calor absorbida por unidad de masa de fluido es mayor que en el ciclo

saturado, por lo que es necesario circular una cantidad menor de fluido en la instalación, consumiendo una menor potencia en su compresión. Sin embargo, como el trabajo de compresión por unidad de masa tiende a aumentar al existir sobrecalentamiento con respecto al del ciclo saturado, el efecto neto es una disminución en el coeficiente de operación de la instalación.

- El sobrecalentamiento inútil es aquél en el que el calor absorbido por el vapor refrigerante no forma parte de la carga térmica del medio a enfriar, sino que es tomado del medio ambiente exterior, generalmente por la transferencia de calor que se dá en la tubería que va desde el espacio refrigerado hasta la succión del compresor propiamente dicho. En este caso en la instalación se debe circular exactamente el mismo flujo de refrigerante que cuando se trabaja en régimen saturado. Aunado a esto, el incremento en el trabajo de compresión y en el volumen de vapor que debe desplazar el compresor generan una disminución en el coeficiente de operación de la instalación aún mayor que aquella ocasionada cuando el recalentamiento es útil ⁽¹⁾.

Sea cual sea la forma o el lugar en que se lleva a cabo el sobrecalentamiento, su representación en el diagrama de Mollier se hace de la misma manera; continuando la línea de evaporación del fluido a presión constante hacia la zona de vapor recalentado hasta el punto donde se cruza con la línea de temperatura correspondiente a su sobrecalentamiento (1'). Para localizar el punto en la descarga del compresor (2') se sigue la línea de entropía constante desde el punto anterior, hasta cruzar la línea de presión constante correspondiente a la presión de condensación como aparece en el diagrama de la fig. 5, ^(3, 6, 21).

Para el caso del régimen sobrecalentado, el trabajo de compresión se calcula como:

$$W = M \cdot (h_2 - h_1) \quad (1.10)$$

La cantidad de calor cedida en el condensador es:

$$Q_{cond} = M \cdot (h_2 - h_3) \quad (1.11)$$

Cuando el recalentamiento es útil, la cantidad de calor absorbida del espacio refrigerado se expresa como:

$$Q_0 = M \cdot (h_1 - h_4) \quad (1.12)$$

y es mayor que la potencia frigorífica cuando se trabaja en ciclo saturado.

Si el sobrecalentamiento es inútil la potencia frigorífica se calcula exactamente igual que en el régimen saturado:

$$Q_0 = M \cdot (h_1 - h_4) \quad (1.13)$$

El coeficiente de operación COP referido al ciclo de Rankine se obtiene de dos maneras diferentes dependiendo del tipo de sobrecalentamiento:

a) Útil:

$$COP = \frac{Q_0}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.14)$$

b) Inútil:

$$COP = \frac{Q_0}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.15)$$

Como la diferencia $h_1 - h_4$ es menor que $h_1 - h_4$, puede concluirse que el COP para el régimen con sobrecalentamiento inútil es menor que para el régimen con sobrecalentamiento útil.

Si obtenemos el COP teórico referido al ciclo de Carnot como en (1.8):

$$COP_c = \frac{T_{evr}}{T_{cond} - T_{evr}}$$

podremos comparar directamente el desempeño de un sistema con recalentamiento respecto a la instalación más eficiente posible, que sería el ciclo de Carnot invertido, aplicando la ec. (1.9):

$$\mu = \frac{COP}{COP_c} \times 100 = \%$$

donde el porcentaje de eficiencia significa la desviación de la eficiencia del sistema en estudio con respecto a la del ciclo saturado simple.

Para evaluar la cantidad de sobrecalentamiento presente en el vapor a la succión del compresor es indispensable conocer las ganancias de calor que ocurren en las tuberías del lado de baja presión de la instalación. Con este dato y con las propiedades del vapor, se puede calcular exactamente la

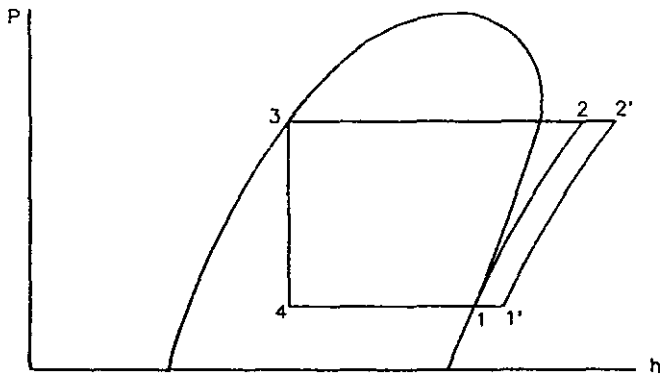


FIG. 5.— CICLO EN UNA ETAPA CON SOBREAQUECIMIENTO

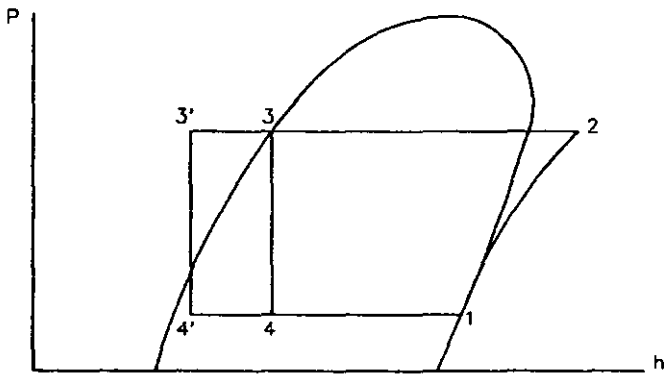


FIG. 6.— CICLO EN UNA ETAPA CON SUBREFRIGERAMIENTO

ubicación del punto h_1 en el diagrama de Mollier para cualquier ciclo dado, como se detallará mas adelante.

B) SUBENFRIAMIENTO.

El subenfriamiento del líquido que es alimentado a la válvula de expansión es un efecto deseable en cualquier instalación frigorífica, ya que aumenta la eficiencia de la válvula de expansión y mejora el coeficiente de operación del ciclo. Para la representación del ciclo en el diagrama presión-entalpía, el subenfriamiento se esquematiza continuando la línea de condensación del vapor a presión constante hacia la zona de líquido subenfriado, hasta cruzar la línea de temperatura correspondiente al subenfriamiento del líquido. Si a partir de este punto se traza una vertical hasta llegar a la línea de presión de evaporación, se habrá ubicado el punto de entrada de líquido en el evaporador después de haber pasado por la válvula de expansión, como se muestra en la fig. 6, ^(3, 8, 21, 26).

Como se esquematiza en el diagrama, el efecto inmediato de tener subenfriamiento es el aumento en el efecto refrigerante del fluido que circula en el ciclo, que de ser igual a h_1-h_4 cuando se trabaja en la saturación, aumenta a h_1-h_4' . Una consecuencia directa es que el gasto másico de fluido que circula en el sistema se reduce, pues cada unidad de masa absorbe una cantidad mayor de calor del espacio refrigerado. Como el vapor del punto 1 es vapor saturado, el trabajo de compresión es el mismo que cuando se opera en ciclo saturado, pero el volumen de vapor que se debe desplazar en el compresor es menor, por lo que el consumo de energía disminuye ⁽¹⁾.

Según el medio hacia el cual se disipe el calor para provocar el subenfriamiento se puede distinguir entre subenfriamiento con medio externo y subenfriamiento con medio interno.

El subenfriamiento con medio externo ocurre en las tuberías que drenan líquido del condensador hacia el recibidor de líquido, e incluso en el propio recibidor. En este caso el calor de subenfriamiento sale del sistema hacia el medio ambiente, generando todo el incremento de eficiencia arriba descrito, por lo que se trata de un método muy recomendable para mejorar el desempeño de una instalación determinada.

El subenfriamiento con medio interno se realiza sin la intervención del medio ambiente para extraer calor del refrigerante, ya que es el propio fluido en estado vapor el que absorbe calor del líquido mediante su paso a través de

intercambiadores de calor ⁽⁸⁾. Nótese que en este caso el vapor que llega al compresor se encuentra en estado sobrecalentado.

Al operar en ciclo subenfriado, el trabajo de compresión se obtiene de dos maneras distintas según el medio con que se realice:

a) Con medio externo resulta igual a (1.1):

$$W = M \cdot (h_2 - h_1)$$

b) Pero con medio interno es:

$$W = M \cdot (h_2 - h_4) \quad (1.16)$$

La cantidad de calor cedida en el condensador también se calcula de dos maneras distintas:

a) Con medio externo de la misma forma que en el ciclo ideal, ec. (1.2):

$$Q_{cond} = M \cdot (h_2 - h_3)$$

b) Pero con medio interno es:

$$Q_{cond} = M \cdot (h_2 - h_3) \quad (1.17)$$

sin embargo, no importando el medio para obtener el subenfriamiento, la cantidad de calor extraída del espacio refrigerado es:

$$Q_0 = M \cdot (h_1 - h_4) \quad (1.18)$$

pero una vez más, el coeficiente de operación referido al ciclo de Rankine se expresa de dos maneras diferentes:

a) Con medio externo:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.19)$$

b) Con medio interno:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.20)$$

El coeficiente de operación referido al ciclo de Carnot inverso esta dado por (1.8):

$$COP_c = \frac{T_{evr}}{T_{cond} - T_{evr}}$$

y al relacionar los coeficientes de Rankine y Carnot obtenemos en porcentaje la eficiencia del ciclo subenfriado como en (1.9):

$$\mu = \frac{COP}{COP_c} \times 100 = \%$$

Para estimar la cantidad de subenfriamiento en el líquido a la entrada de la válvula de expansión es necesario conocer la forma en que se realiza este proceso, así como la cantidad de calor que se transfiere (esto se logra a través de las especificaciones del intercambiador de calor usado para subenfriar, o bien, se usan datos estandarizados), con ello, y con las propiedades del líquido se puede ubicar el punto h_4 en el diagrama Presión-Entalpía, como se verá más adelante.

c) PÉRDIDAS DE PRESIÓN.

El flujo del fluido a través del condensador, evaporador, tuberías y válvulas que componen una instalación frigorífica genera pérdidas de presión por efecto de la fricción tanto interna (por la propia viscosidad del líquido o vapor), como externa (entre las superficies de contacto fluido-tubería). La representación en el diagrama Presión-Entalpía para el ciclo de refrigeración con caídas de presión sin considerar sobrecalentamiento o subenfriamiento es como aparece en la fig. 7 ^(8, 26).

Si se toma como punto de referencia la salida del evaporador (justo en la línea de vapor saturado) y se compara con la succión del compresor (el punto a la menor presión de la gráfica) puede concluirse que el resultado de las caídas de presión tanto en la tubería de succión como en los dispositivos de control de flujo y en los platos de válvulas es que el refrigerante llegue al cilindro de compresión con una presión y una temperatura menores, y un volumen específico mayor a los del ciclo saturado, consumiendo una mayor potencia para vencer una relación de compresión mayor y para desplazar un volumen más grande de vapor ⁽²⁾.

El proceso de compresión en el ciclo con caídas de presión puede considerarse igual al que sucede en el ciclo saturado, con la particularidad

de que la presión de descarga en el cilindro es mayor que la presión de condensación real en el sistema, esto es porque para descargar el gas el compresor debe vencer las pérdidas causadas por el plato de válvulas, las tuberías y los accesorios de control que lo llevan hasta el condensador, y que corresponde a la línea 2-2' en la fig. 7. Para el caso de la tubería de descarga el efecto es igual al de las pérdidas en la succión, pero en sentido inverso, el compresor deberá mantener una presión mayor a la presión de diseño incrementando su relación de compresión y su consumo energético⁽²⁹⁾.

Aunque aquí se detallan las pérdidas de presión en el plato de válvulas porque realmente existen y no deben dejar de visualizarse, es preciso señalar que estas pérdidas sólo se presentan en los compresores reciprocantes, ya que los de tornillo y los rotatorios carecen de platos de válvulas. Por otro lado, de manera práctica no se consideran los efectos de los platos al realizar la selección de un compresor, ya que los fabricantes proporcionan datos de capacidad obtenidos a través de pruebas con sus equipos a diferentes condiciones de operación, donde tales pérdidas están estandarizadas.

Si se analiza el condensador como equipo se tiene que las caídas de presión en este son inevitables, pero si la interconexión de tuberías se hace de manera adecuada es, posible compensarlas de tal manera que sean nulas^(2, 30).

El flujo del líquido refrigerante desde el recipiente de líquido hasta la válvula de expansión genera otra pérdida de presión, la cual ocasiona un descenso en su temperatura, así como la formación instantánea de una cierta cantidad de vapor para compensar el enfriamiento, de tal forma que a la válvula llega una mezcla de líquido con una pequeña cantidad de vapor.

Aunque este efecto reduce la eficiencia de la válvula de expansión (dispositivo diseñado para operar con líquido saturado), sus repercusiones en el sistema como ciclo global son inexistentes, pues de una forma o de otra la presión y temperatura del refrigerante deben llevarse a las condiciones de evaporación, si esto sucede en cierta medida en la tubería de líquido no es relevante⁽⁸⁾.

Es claro que las caídas de presión en las tuberías de succión y descarga afectan de manera importante la operación de las instalaciones frigoríficas, reduciendo siempre su eficiencia. Por tal motivo la recomendación para disminuir este problema es dimensionar las tuberías para que las pérdidas sean mínimas⁽³⁰⁾.

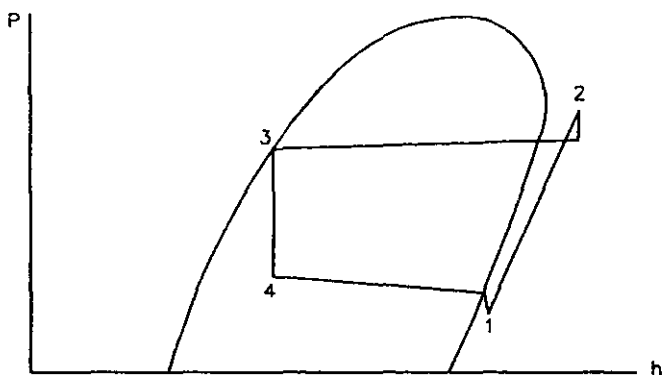


FIG. 7.- CICLO EN UNA ETAPA CON PERDIDAS DE PRESION

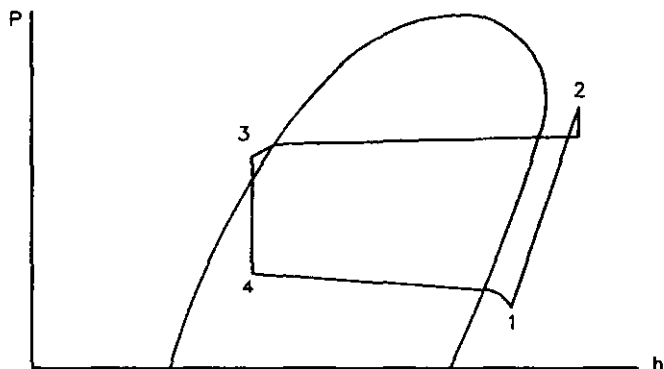


FIG 8.- CICLO EN UNA ETAPA CON PERDIDAS DE PRESION Y GANANCIAS DE CALOR.

Por último, al considerar las caídas de presión aunadas a los efectos del sobrecalentamiento y subenfriamiento presentes en un ciclo de refrigeración se obtiene una representación en el diagrama presión-entalpía como la de la fig. 8, donde los efectos se han exagerado para facilitar la esquematización, ^(3, 8, 26).

La ubicación exacta de los puntos correspondientes a la descarga y la succión del compresor se hace después de analizar detenidamente los fenómenos de flujo de fluidos que le ocurren al refrigerante a cada paso del ciclo, y son las propiedades correspondientes a estos puntos las que deben usarse para determinar los parámetros de operación de una instalación en particular.

D) EXISTENCIA DE FRICCIÓN EN LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.

El proceso que se realiza en la válvula de expansión es un cambio desde una presión alta hasta una presión baja sin la realización de trabajo útil. Como consecuencia, el nuevo estado termodinámico dentro del fluido resulta en la evaporación instantánea de una parte del líquido y el enfriamiento de la fracción restante.

Como el fluido permanece muy poco tiempo en la válvula de expansión, la suposición de que se trata de un proceso adiabático se mantiene, pues la ganancia de calor experimentada por el refrigerante en este paso es mínima. Lo mismo sucede en el caso de la pérdida de presión por fricción, pues al tratarse de un solo accesorio, la fricción en la válvula puede considerarse despreciable con respecto a la fricción con el resto de los componentes de la instalación. Sin embargo, la pérdida por fricción en realidad existe y esto es suficiente para hacer de la expansión un proceso adiabático irreversible. Se menciona aquí para que no pase desapercibido el aspecto teórico, pero en las aplicaciones siguientes se considerará a la expansión como un proceso adiabático reversible ^(1, 2, 8).

E) COMPRESIÓN POLITRÓPICA EN LUGAR DE ISOENTRÓPICA.

En el ciclo frigorífico ideal se supone que el compresor realiza una compresión adiabática reversible, conocida como isoentrópica, sin embargo, en la realidad la compresión sucede dentro de los dos límites del proceso, que son el isotérmico y el adiabático, por lo que en realidad se trata de un proceso politrópico.

Esta desviación ocurre porque en los compresores existen sistemas de enfriamiento destinados a reducir la temperatura de descarga, pues de ser excesivamente alta se quemaría el aceite, con lo que se perderían sus propiedades lubricantes dañando al compresor. El medio de enfriamiento absorberá una parte del calor de compresión, con lo que el proceso en realidad no es adiabático, pero como el tiempo de residencia del refrigerante en el cilindro es muy corto, no se transfiere una cantidad significativa de calor al sistema de enfriamiento, de tal manera que asumir una compresión adiabática no se aparta mucho de la realidad para fines prácticos. Se señala la particularidad teórica para que no se pierda de vista en la operación del sistema ^(8, 29).

1.2.- CICLO EN DOS ETAPAS

Una característica importante de los sistemas frigoríficos es su relación de compresión; podemos definirla como la razón entre la presión de descarga de los compresores de la instalación, dividida por la presión de succión de los mismos, ambas expresadas en unidades absolutas. ⁽¹⁵⁾

La relación de compresión en un sistema frigorífico depende de dos cosas:

- Por un lado de la temperatura que se desea alcanzar en el medio a enfriar, la cual junto con la diferencia de temperatura necesaria en el evaporador permitirá fijar la temperatura y presión de evaporación.
- Por otro lado, de la temperatura en que se debe mantener el refrigerante para lograr su condensación, que se definirá a partir de la temperatura del medio de enfriamiento en el condensador y de la diferencia de temperaturas en este equipo.

Si se considera que las temperaturas de condensación de acuerdo a las características climáticas de nuestro país cuando se emplea refrigerante amoníaco se encuentran dentro del rango de 30 a 35°C, puede concluirse que la relación de compresión en una instalación determinada se establece de manera fundamental por las condiciones a mantener en el lado de baja presión.

Con el transcurso del tiempo en la industria alimentaria se han establecido rangos de temperaturas de evaporación típicas para diversas aplicaciones, que pueden clasificarse como sigue:

1.- De 5°C a 3°C para acondicionamiento de aire en áreas de trabajo, andenes de embarque, y salas de proceso, con relaciones de compresión aproximadas de 2.2 a 2.6

2.- De -3°C a -6°C para aplicaciones tales como: almacenes refrigerados, carbonatadores de refresco, enfriadores de agua, etc., correspondiente a una relación de compresión aproximada de 3.3 a 4.0.

3.- De -23°C a -26°C para aplicaciones tales como almacenes de producto congelado, bancos de hielo, fábricas de hielo en escamas, etc., con una relación de compresión aproximada de 7.0 a 8.5.

4.- De -35°C a -40°C para sistemas de congelación en general, túneles tipo ráfaga, en espiral, o a granel (IQF), manejando relaciones de compresión aproximadas de 16 a 19.

De acuerdo a lo anterior, el aumento más drástico en las relaciones de compresión se tiene en los procesos que implican la conservación o la congelación de los productos. Aquí es preciso señalar que la temperatura de descarga en un compresor recíprocante se incrementa conforme se incrementa la relación de compresión; y tener temperaturas de descarga excesivas puede ocasionar la carbonización del aceite generando mayor desgaste del equipo y reduciendo su vida útil. Es por esto que los fabricantes de compresores recíprocantes recomiendan no operar sus equipos en condiciones que impliquen relaciones de compresión mayores de 9 a 1. Para estos casos se deben utilizar sistemas de compresión en dos etapas ^(8, 22, 23, 29).

El panorama cambia cuando se trabaja con compresores tipo tornillo. En este caso la elevada eficiencia de su sistema de enfriamiento a través del propio aceite lubricante hace posible mantener temperaturas de descarga del orden de 50 a 60°C sin importar la relación de compresión que maneje el equipo, por lo que pueden usarse para dar servicio a sistemas de congelación a -40°C con una sola etapa de compresión. Sin embargo no debe perderse de vista el consumo energético, ya que si un compresor de tornillo puede manejar relaciones de compresión elevadas en un solo paso de compresión, también es cierto que para lograrlo deberá consumir hasta un 40% más de energía comparado con un sistema de dos etapas, con lo que se concluye que si una instalación debe mantener temperaturas muy bajas durante un tiempo prolongado la solución que se recomienda es un sistema en dos etapas de compresión, no obstante que se usen compresores de tornillo ⁽²⁹⁾.

Una instalación de compresión en dos etapas es la combinación de dos ciclos de compresión en una etapa. En la práctica se emplean dos tipos básicos, ^(8, 21):

a) Compresión en dos etapas directa.- Donde el mismo refrigerante es circulado sucesivamente por dos compresores acoplados en serie, los escalonamientos están conectados físicamente. Este es el tipo de instalación más comúnmente encontrado en la industria alimenticia, y es el objeto de este estudio.

b) Compresión en dos etapas indirecta o en cascada.- En la que un refrigerante es comprimido en una fase y es condensado en el evaporador de la fase siguiente, donde generalmente circula un refrigerante diferente. Los escalonamientos están unidos sólo térmicamente. Este tipo de instalaciones es muy raro en la industria de alimentos.

El diagrama de flujo para un ciclo de refrigeración en dos etapas es el que se ilustra en la fig. 9, ^(2, 25, 26).

El compresor de primera etapa succiona los vapores provenientes del evaporador en el acumulador de succión, los lleva hasta una presión intermedia y los descarga como vapores sobrecalentados hacia el interenfriador. La función del interenfriador es eliminar el calor de recalentamiento de los vapores para que sean succionados en estado de saturación por el compresor de segunda etapa, del cual es descargado el refrigerante como vapor sobrecalentado a alta presión hacia el condensador, donde cambia de fase de vapor a líquido.

El líquido drena hacia el recibidor de alta presión desde donde se alimenta refrigerante al interenfriador, pasando previamente por una expansión que lo lleva a la presión intermedia.

Cuando el refrigerante se encuentra en el interenfriador puede seguir dos caminos: una parte se evapora para llevar a la saturación los vapores provenientes de la primera etapa, y la otra parte es alimentada como líquido saturado al evaporador aunque antes de entrar en él debe sufrir una segunda expansión que lo lleve a la presión de evaporación.

La única diferencia que existe entre el ciclo en una etapa y el ciclo en dos etapas es la presencia del interenfriador. Nótese que sin este recipiente la operación del ciclo en dos etapas sería exactamente igual a la del ciclo en una sola etapa.

Existen dos tipos de interenfriadores ^(2, 8, 25):

a) Interenfriador abierto.- Enfía la descarga del compresor de baja presión al tiempo que alimenta líquido saturado a presión intermedia a los evaporadores. La ventaja de usar este tipo de interenfriador es que se incrementa la eficiencia total del sistema, pues en el evaporador se obtiene el efecto refrigerante correspondiente al líquido saturado a la presión intermedia, reduciendo el volumen de gas que es necesario desplazar en el compresor de baja presión, así como su consumo de energía. Este caso es el que se ejemplifica en la fig 9. Su principal desventaja es que se tiene una menor presión de líquido para alimentar a los evaporadores

b) Interenfriador cerrado.- El líquido dirigido al interenfriador se divide en dos, una parte sufre una expansión hasta la presión intermedia y quita el sobrecalentamiento a los vapores de primera etapa. La otra parte entra al interenfriador a presión de condensación a través de un serpentín en el que se subenfía hasta una temperatura ligeramente superior a la temperatura del interenfriador y después se envía hacia el evaporador. La ventaja de usar un interenfriador cerrado es que se lleva líquido subenfriado a alta presión al evaporador, con lo que se incrementa la eficiencia de la válvula de expansión y se permiten recorridos de tubería más largos en la línea de líquido. Su principal desventaja es que al expansionar el líquido a la presión de evaporación se genera una mayor cantidad de vapor que en el caso del interenfriador abierto, además, como el efecto refrigerante obtenido en el evaporador es menor, se maneja un mayor flujo de fluido en la primera etapa, con lo que consume mayor cantidad de energía ⁽²⁶⁾. El diagrama de flujo para este caso se muestra en la fig. 11.

1.2.1.- REPRESENTACIÓN EN EL DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA.

El ciclo en dos etapas con interenfriador abierto se translada al diagrama de Presión-Entalpia como aparece en la fig. 10, donde ⁽⁸⁾:

- 1-2.- Compresión isoentrópica en el compresor de primera etapa
- 2-3.- Enfriamiento a saturación de los vapores de primera etapa en el interenfriador.
- 3-4.- Compresión isoentrópica en el compresor de segunda etapa.
- 4-5.- Condensación del refrigerante a presión constante.
- 5-6.- Expansión del líquido alimentado al interenfriador adiabáticamente.
- 6-3.- Evaporación del refrigerante para compensar el enfriamiento de los vapores de primera etapa.
- 6-7.- Enfriamiento a saturación del líquido en el interenfriador.

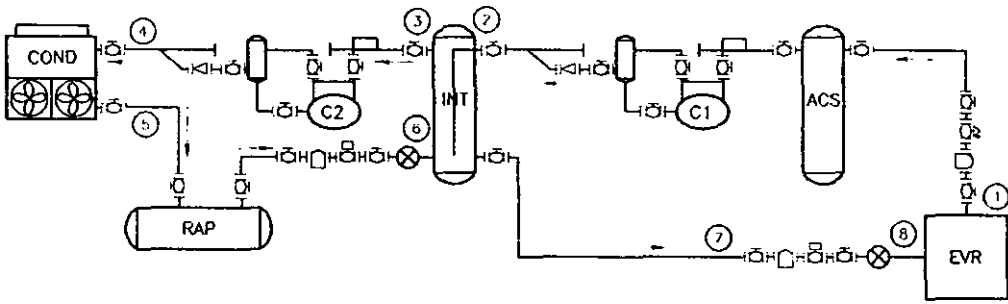


FIG. 9.- INSTALACION FRIGORIFICA EN DOS ETAPAS DE COMPRESION (INTERENFRIADOR ABIERTO).

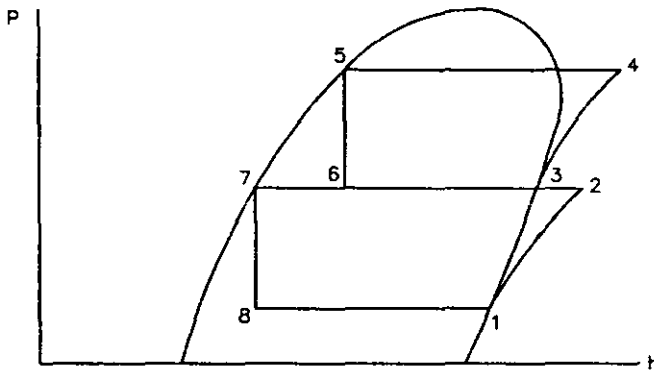


FIG. 10.- CICLO IDEAL EN DOS ETAPAS CON INTERENFRIADOR ABIERTO

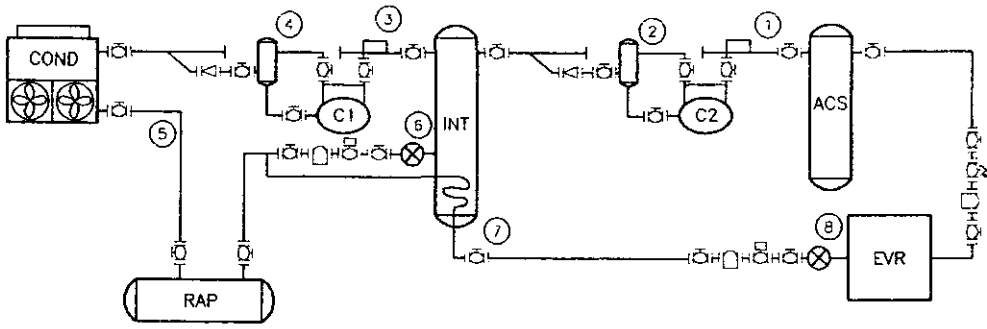


FIG. 11.- INSTALACION FRIGORIFICA EN DOS ETAPAS DE COMPRESION (INTERENFRIADOR CERRADO).

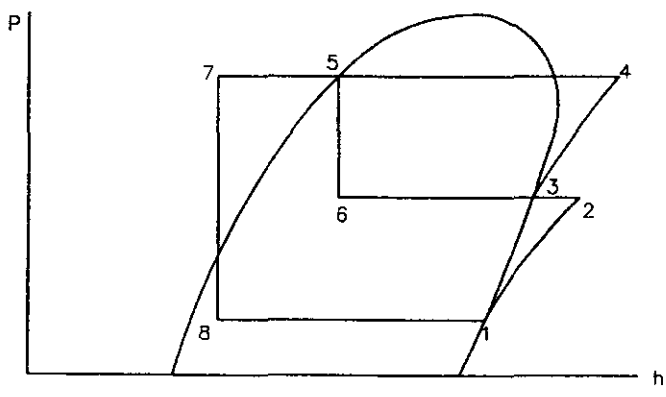


FIG. 12.- CICLO IDEAL EN DOS ETAPAS CON INTERENFRIADOR CERRADO

- 7-8.- Expansión a la presión de evaporación del refrigerante que va al evaporador.
- 8-1.- Evaporación a presión constante del refrigerante en el evaporador.

Para el caso del ciclo en dos etapas con interenfriador cerrado, la representación en el diagrama de Presión-Entalpía corresponde a la fig. 12, ⁽⁸⁾. En ella:

- 1-2.- Compresión isoentrópica en compresor de primera etapa.
- 2-3.- Enfriamiento a saturación de los vapores de primera etapa en el interenfriador.
- 3-4.- Compresión isoentrópica en compresor de segunda etapa.
- 4-5.- Condensación del refrigerante a presión constante.
- 5-6.- Expansión adiabática del líquido alimentado al interenfriador.
- 6-3.- Evaporación del refrigerante para compensar el enfriamiento de los vapores de primera etapa.
- 5-7.- Subenfriamiento del líquido que entra al interenfriador por el serpentín a alta presión.
- 7-8.- Expansión adiabática del líquido subenfriado que va a evaporadores.
- 8-1.- Evaporación a presión constante del refrigerante en el evaporador.

Al comparar las dos representaciones es evidente que la diferencia más importante entre ellos se da en el punto 5, donde para el caso del interenfriador cerrado se marca la división de corrientes que entran al recipiente ya sea por la válvula de expansión, o por el serpentín. A partir de esta división de corrientes se generan todas las diferencias termodinámicas de los dos sistemas.

Basados en los diagramas Presión-Entalpía para los dos casos puede definirse la capacidad frigorífica en el lado de baja presión como:

$$Q_{0H} = M_1 \cdot (h_1 - h_8) = M_1 \cdot q_{0H} \quad (1.21)$$

donde $q_{0H} = h_1 - h_8$ es el efecto refrigerante en el lado de baja presión del ciclo, y M_1 es el gasto de fluido en el lado de baja presión. Siendo el trabajo de compresión expresado por:

$$W_R = M_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad (1.22)$$

En el lado de alta presión la capacidad frigorífica es:

$$Q_{0A} = Q_{0H} + W_R = M_1 \cdot q_{0A} \quad (1.23)$$

donde:

$$M_T = M_1 \cdot \left(\frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \right) \quad (1.24)$$

Es el gasto total de refrigerante en la instalación, y $q_{0,A} = h_1 - h_6$ es el efecto refrigerante en el lado de alta presión.

El trabajo de compresión para el lado de alta presión se escribe como:

$$W_A = M_T \cdot (h_4 - h_3) \quad (1.25)$$

Y el coeficiente de operación referido al ciclo de Rankine es:

$$COP = \frac{Q_0}{W_T} = \frac{Q_0}{W_B + W_A} \quad (1.26)$$

mientras que el coeficiente de operación referido al ciclo de Carnot invertido se define como la ec. (1.8):

$$COP_c = \frac{T_{evr}}{T_{cond} - T_{evr}}$$

y la eficiencia de la instalación con respecto al ciclo de Carnot se escribe igual a la ec. (1.9):

$$\mu = \frac{COP}{COP_c} \times 100 = \%$$

las ecuaciones arriba descritas son iguales para el caso de manejar interenfriador abierto o cerrado, aunque como ya se ha visto, las diferencias termodinámicas entre los dos equipos son importantes ^(8, 21, 25, 26).

1.2.2.- DESVIACIONES DEL COMPORTAMIENTO IDEAL EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.

De igual forma a como ocurre en las instalaciones con una sola etapa de compresión, en las de dos etapas existen pérdidas de eficiencia que menguan su desempeño. De éstas, las que más lo afectan son las pérdidas

por fricción en sus tuberías y las entradas de calor en las secciones de baja temperatura del sistema.

Cuando se consideran tales desviaciones para la ubicación real del ciclo dentro del diagrama presión-entalpía se obtienen los siguientes esquemas. Para el ciclo con interenfriador abierto la fig.13. Donde:

- 1-1'.- Pérdida por fricción y ganancias de calor en la línea de succión de la primera etapa.
- 1'-2'.- Compresión en la primera etapa.
- 2'-2".- Pérdidas por fricción en la línea de descarga de la primera etapa.
- 2"-3.- Enfriamiento a la saturación en el interenfriador.
- 3-3'.- Pérdidas por fricción y ganancias de calor en la línea de succión de la segunda etapa.
- 3'-4'.- Compresión en la segunda etapa.
- 4'-4".- Pérdida por fricción en la línea de descarga de la segunda etapa.
- 4"-5.- Condensación del vapor sobrecalentado en líquido saturado.
- 5-6.- Expansión en el interenfriador.
- 6-3.- Evaporación de una parte del líquido en el interenfriador para llevar a la saturación la descarga del compresor de primera etapa y el líquido restante.
- 6-7.- Enfriamiento a la saturación del líquido alimentado al interenfriador.
- 7-8.- Expansión de la presión intermedia a la presión del acumulador de succión.
- 8-1.- Evaporación del refrigerante en el evaporador.

La consideración de las pérdidas de eficiencia en el ciclo en dos etapas con interenfriador cerrado le da la forma ilustrada en la fig. 14. En la cual:

- 1-1'.- Pérdida por fricción y ganancias de calor en la línea de succión de la primera etapa.
- 1'-2'.- Compresión en la primera etapa.
- 2'-2".- Pérdidas por fricción en la línea de descarga de la primera etapa.
- 2"-3.- Enfriamiento a la saturación en el interenfriador.
- 3-3'.- Pérdidas por fricción y ganancias de calor en la línea de succión de la segunda etapa.
- 3'-4'.- Compresión en la segunda etapa.
- 4'-4".- Pérdida por fricción en la línea de descarga de la segunda etapa.
- 4"-5.- Condensación del vapor sobrecalentado en líquido saturado.
- 5-6.- Expansión del líquido alimentado al interenfriador.
- 5-7.- Subenfriamiento del líquido que circula por el serpentín del interenfriador.

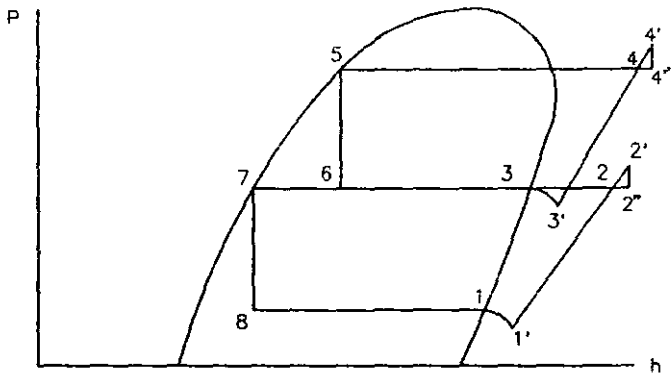
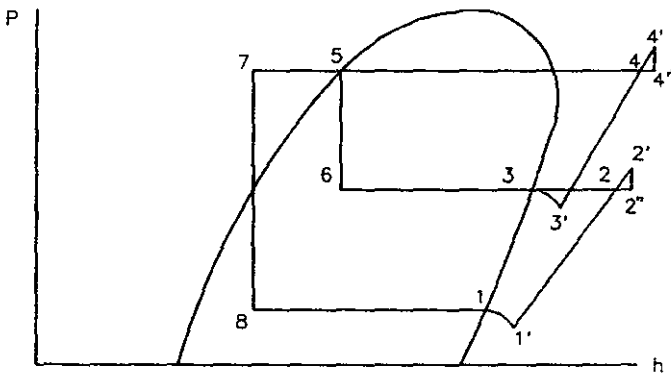


FIG. 13.- CICLO EN DOS ETAPAS DE COMPRESION CON INTERENFRIADOR ABIERTO CONSIDERANDO PERDIDAS DE PRESION Y ENTRADAS DE CALOR



14.- CICLO EN DOS ETAPAS DE COMPRESION CON INTERENFRIADOR CERRADO CONSIDERANDO PERDIDAS DE PRESION Y ENTRADAS DE CALOR

- 6-3.- Evaporación de una parte del líquido en el interenfriador para llevar a la saturación la descarga del compresor de primera etapa y subenfriar el líquido del serpentín.
- 7-8.- Expansión de la presión intermedia a la presión del acumulador de succión.
- 8-1.- Evaporación del refrigerante en el evaporador.

Una vez localizados estos puntos es posible realizar la evaluación real del desempeño de cualquier instalación en dos etapas de compresión.

II.- FLUJO DE FLUIDOS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS.

El avance en el estudio del flujo de fluidos en los sistemas frigoríficos ha permitido el desarrollo de numerosas tablas y gráficas que reflejan el comportamiento del refrigerante ya sea en estado líquido o vapor a lo largo de las tuberías que interconectan a los diferentes equipos.

Como la mayor parte de la información disponible ha sido obtenida a partir de evaluar de manera teórica las pérdidas de presión por fricción del fluido en la tubería, es necesario establecer claramente las condiciones de flujo que se han usado para su estimación ^(3, 19, 30):

- Todas las tuberías consideradas son de sección circular, y se supone que el fluido ocupa en su totalidad el área de flujo.

- Se supone que el fluido esta en estado totalmente líquido, o totalmente gaseoso. Las únicas partes de la tubería donde se acepta que existe mezcla de líquido y gas es en la línea entre la válvula de expansión y el evaporador, y en el retorno húmedo del evaporador al acumulador de succión. La primera de estas líneas generalmente es muy corta, y una evaluación precisa de la pérdida de presión en ella no es de importancia, sin embargo, la segunda de ellas puede llegar a alcanzar longitudes grandes, por lo que puede generar caídas de presión considerables; que al estar situadas a la succión del compresor significan modificaciones sustanciales a las condiciones de operación y eficiencia de la instalación. Por tal razón es fundamental la correcta estimación de las pérdidas que suceden en esta tubería.

- Se supone que la condición del fluido no cambia apreciablemente a lo largo del segmento de tubería en estudio. Si el cambio en presión o temperatura excede al 10 o 15% de la temperatura o presión inicial, se deberá utilizar una condición promedio. Si hay un cambio muy marcado en las condiciones, la tubería deberá dividirse en secciones separadas, antes y después del cambio.

- Se supone que la velocidad de flujo es razonablemente constante. El flujo pulsante resulta en una mayor resistencia que si el mismo flujo ocurriera a una velocidad estable.

Para facilitar el análisis del comportamiento del refrigerante en las tuberías se clasificará a éstas últimas de acuerdo a las características que presenta el fluido que circula por ellas dentro de uno de los siguientes apartados:

- Tuberías incluidas dentro del ciclo ideal (en expansión directa).- Donde quedan comprendidas la succión y descarga de los compresores, así como el drenaje de los condensadores y la alimentación de líquido a temperatura de condensación. En este apartado el fluido se encuentra a las condiciones de saturación, salvo la descarga del compresor, donde se considera el sobrecalentamiento del gas. Existen diversos métodos que las describen y que permiten evaluar la pérdida de presión del refrigerante que circula dentro de ellas.

- Tuberías de alimentación de líquido recirculado.- Donde el líquido a la temperatura de evaporación, o subenfriado es llevado a los evaporadores del sistema. Actualmente no hay sistemas de cálculo detallados acerca del flujo de fluido dentro de ellas, por tanto, es necesario generar las gráficas y tablas que describan este punto.

- Tuberías de retorno húmedo.- Que incluye todas las líneas que transportan una mezcla de líquido y vapor desde los evaporadores hasta el acumulador de succión de la instalación. Tampoco existen en este métodos para determinar sus pérdidas de presión por fricción, sino que deberán calcularse las tablas y gráficas correspondientes.

Una de las soluciones para el primero de los puntos anteriores es el método VILTER para el dimensionamiento de tuberías, el cual se presenta en el anexo 1. Basado en este sistema se generará información similar para los dos casos restantes.

La línea de alimentación de líquido se considerará en flujo monofásico, mientras que la de retorno húmedo lo será en flujo bifásico.

2.1.- FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS DE ALIMENTACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES.

En todos los sistemas de flujo se pueden distinguir dos casos fundamentales, el flujo en tramos rectos de tubería, y el flujo a través de válvulas y accesorios.

2.1.1.-TRAMO RECTO CON FLUJO MONOFÁSICO.

Las tablas y gráficas existentes en la actualidad, generalmente presentan datos tales como velocidad del fluido, o caída de presión en función del diámetro de tubería y el flujo másico presente en la misma. Para obtener las

caídas de presión en un caso cualquiera se debe resolver la fórmula de Darcy-Weisbach, que se expresa en pies de fluido como ^(7, 8, 20):

$$h = \frac{f \cdot l \cdot v^2}{2g \cdot D} \quad (2.1)$$

Esta ecuación puede escribirse para obtener la pérdida de presión en libras fuerza por pulgada cuadrada sustituyendo las unidades correspondientes de la manera siguiente:

$$\Delta P = \frac{h \cdot \rho \cdot g}{g_c} \quad (2.2)$$

Debe recordarse que se considera que las condiciones iniciales del fluido (densidad) no cambian mas de un 10%, por lo que se trata de flujo incompresible.

La fórmula de Darcy puede deducirse por análisis dimensional con la excepción del factor de fricción, que debe ser determinado experimentalmente. Sólo si el flujo es laminar el factor de fricción puede determinarse a partir de la ecuación ^(7, 20):

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.3)$$

Cuando el flujo es turbulento, el factor de fricción depende además del número de Reynolds, de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería. La información mas útil y universalmente aceptada sobre los factores de fricción es la presentada por Moody, y tiene la forma de la gráfica en la fig. 15, ⁽⁷⁾.

El valor del factor de fricción se determina por la proyección horizontal de la intersección de la curva ϵ/D según el número de Reynolds calculado, que se localiza en la parte inferior de la escala vertical de la gráfica ⁽⁷⁾.

A) SOLUCIÓN DE LA ECUACIÓN DE DARCY-WEISBACH PARA EL CASO DE FLUJO DE LÍQUIDO A BAJAS TEMPERATURAS.

Como se ha dicho anteriormente, para el caso de líneas de alimentación de líquido a evaporadores no existe ningún sistema para evaluar sus caídas de presión, pues los métodos disponibles no consideran las variaciones en las

propiedades de flujo tales como la viscosidad, densidad, o volumen específico, debidas a que el refrigerante que circula en ellas se encuentra en condiciones cercanas a su temperatura de evaporación.

Para generar un sistema de cálculo equivalente al método VILTER se obtendrán gráficas y tablas similares, pero tomando en cuenta las propiedades del líquido en su estado real en esta parte del sistema, para que la selección de los diámetros de tubería, y la estimación de sus caídas de presión sean válidos.

Las gráficas de las figuras 42, 43, 44, y 45 se dibujan haciendo uso del concepto conocido como "Caída de Presión en 100 Pies de Tubería", simbolizado como ΔP_{100} . evaluando las pérdidas por fricción en una longitud de tubería igual a 100 pies para varias condiciones de flujo según la ec. (2.2):

$$\Delta P_{100} = \frac{h_{100} \cdot \rho \cdot g}{g_c}$$

donde h_{100} se obtiene de la ecuación de Darcy (2.1):

$$h_{100} = \frac{f \cdot l \cdot v^2}{2g \cdot D}$$

para calcular la velocidad del fluido se resuelve:

$$v = \frac{G}{A} \tag{2.4}$$

en la que el gasto de refrigerante esta dado por:

$$G = M \cdot v' \tag{2.5}$$

Y su flujo másico es:

$$M = \frac{Q_o}{h_1 - h_3} \tag{2.6}$$

El anterior sistema de ecuaciones se resolverá para cuatro cargas térmicas diferentes con el fin de poder dibujar las gráficas 42 a la 45, además de que

para cubrir los casos mas frecuentes en la industria se manejarán los siguientes parámetros:

- Temperaturas de líquido 20, 0,-20, y -40°F.
- Diámetros de tubería Desde 3/8 pulg. hasta 4 pulgs.

Para generar una tabla de selección rápida similar a la tabla de la fig. 73 del método VILTER, se obtendrán las capacidades de cada uno de los diámetros de la siguiente forma:

$$Q_0 = \frac{M \cdot (h_1 - h_2)}{200} \quad (2.7)$$

donde M es el gasto másico de refrigerante que corresponde a una caída de presión de 2 lbs/pulg.² por cada 100 pies de tubería. Esto se hará a cada temperatura de líquido.

Los resultados se muestran en el capítulo correspondiente, y en las figuras 41 a la 45.

2.1.2.- VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO MONOFÁSICO.

Las pérdidas de presión a través de válvulas y accesorios se dan en tablas o en la forma de factores K. Si el descenso en la altura estática, o pérdida de presión debida a la velocidad es:

$$h = \frac{v^2}{2g} \quad (2.8)$$

definida como altura de velocidad. El flujo por una válvula o accesorio en una tubería causa también una reducción en la altura estática, que puede expresarse en función de la altura de velocidad. El coeficiente de resistencia K de la ecuación:

$$h = \frac{K \cdot v^2}{2g} \quad (2.9)$$

se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o acoplamiento. Estos coeficientes de resistencia son representativos, y se obtienen como el promedio de varios valores generados a través de

pruebas y calibraciones realizadas por los propios fabricantes de las válvulas.

La caída de presión debida a una válvula o accesorio se obtiene exactamente igual que en el caso del tramo recto, ec. (2.2):

$$\Delta P = \frac{h \cdot \rho \cdot g}{g_c}$$

Para cada válvula y acoplamiento presente en la tubería deberá resolverse una ecuación semejante a la arriba presentada, la suma de todas ellas será la pérdida total en los accesorios ^(7, 8, 20).

A) SOLUCIÓN DEL CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO DE LÍQUIDO A BAJAS TEMPERATURAS.

Para facilitar la determinación de las pérdidas por fricción en válvulas y accesorios se obtiene la caída de presión para el caso de $K=1$ resolviendo:

$$\Delta P_{K=1} = \frac{v^2 \cdot \rho}{2g_c} \quad (2.10)$$

y la pérdida total de cada accesorio será el resultado de multiplicar:

$$\Delta P_{VVA} = N_{o_{VVA}} \times K_{VVA} \times \Delta P_{K=1} \quad (2.11)$$

donde los factores K y las velocidades se leen en las tablas y gráficas obtenidas previamente en similitud con el método VILTER, (figs. 42, 43, 44, 45, 75).

2.2.- FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO.

El flujo bifásico se presenta en los retornos húmedos que van de los evaporadores al acumulador de succión en las instalaciones frigoríficas recirculadas. Las pérdidas por fricción en esta sección del ciclo influyen grandemente en la eficiencia del mismo porque inciden directamente en las condiciones de operación del compresor. No obstante esto, en la actualidad la información disponible con respecto al flujo en retornos húmedos es inexistente, por esta razón, deberá ser generada como parte de este estudio.

Hay tres métodos generalmente usados para calcular las pérdidas por fricción en flujo bifásico, cada uno de los cuales ha sido desarrollado para condiciones diferentes, y por tanto, ofrecen resultados de exactitud variable según se aproximen las condiciones de operación a aquellas a las que fue obtenido el método. Las recomendaciones sobre cuando usar cada uno de los modelos son ⁽²⁴⁾:

- Modelo Homogéneo .- Se trata de un método de alta precisión para el caso de altas presiones y alta calidad de líquido; condiciones que no ocurren en los retornos húmedos. Sin embargo, el método homogéneo es el único que se aplica para obtener las pérdidas por fricción en los accesorios.

- Modelo de Thom .- Se trata de un método muy conveniente para ser usado en el caso de flujo de agua u otros líquidos menos viscosos a presiones superiores a las 250 lbs/pulg². Esta presión es muy superior a la que se presenta en los retornos húmedos.

- Modelo Martinelli .- Recomendado para sistemas de baja presión manejando fluidos diferentes al agua, es el método que más se ajusta al caso del flujo en los retornos húmedos, y es el que se usará para evaluar las caídas por fricción en tramos rectos.

2.2.1.- TRAMO RECTO CON FLUJO BIFÁSICO.

La base en la correlación de Martinelli es suponer que la pérdida de presión en flujo bifásico es igual a la multiplicación de la pérdida de presión para cada fase, por un factor que es función de la pérdida de presión de cada una de las dos fases considerándola en flujo monofásico. Esto es ^(20, 24):

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{TP} = Y_L \cdot \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_L \quad (2.12)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{TP} = Y_G \cdot \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_G \quad (2.13)$$

donde:

$$Y_L = F_1 \cdot (x) \quad (2.14)$$

$$Y_G = F_2 \cdot (x) \quad (2.15)$$

y:

$$x = \left[\frac{\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_L}{\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_G} \right]^{1/2} \quad (2.16)$$

nótese que:

$$Y_G = x^2 \cdot Y_L \quad (2.17)$$

Para fines de cálculo se recomienda usar el mayor de los dos resultados posibles.

Los gradientes de pérdida de presión se calculan a partir de la ecuación de Darcy asumiendo que cada una de las fases se encuentra fluyendo sola en la tubería, esto quiere decir que se usa la velocidad superficial de cada fase. La velocidad superficial se obtiene considerando el área interior total del tubo:

$$V_L = \frac{G_L}{A} \quad (2.18)$$

y:

$$V_G = \frac{G_G}{A} \quad (2.19)$$

Las funciones F_1 y F_2 se muestran gráficamente en la figura 16 ^(20, 24).

En la gráfica se generan curvas separadas para cada régimen de flujo: Líquido y gas en flujo viscoso, líquido en viscoso-gas en turbulento, y similarmente líquido en turbulento-gas en viscoso, y finalmente, líquido y gas en turbulento; sin embargo sólo se muestra una curva para las dos combinaciones de flujo viscoso y turbulento, ya que la diferencia de las curvas experimentales es pequeña comparada con las variaciones propias de la correlación.

El criterio de transición de flujo viscoso a turbulento no se ha establecido definitivamente, pero para fines de diseño la transición puede considerarse igual que en el caso de flujo monofásico; esto es; flujo viscoso para números de Reynolds menores a 2,000, y flujo turbulento para números de Reynolds mayores a 2,000. Donde en número de Reynolds se obtiene basado en la velocidad superficial ^(20, 24).

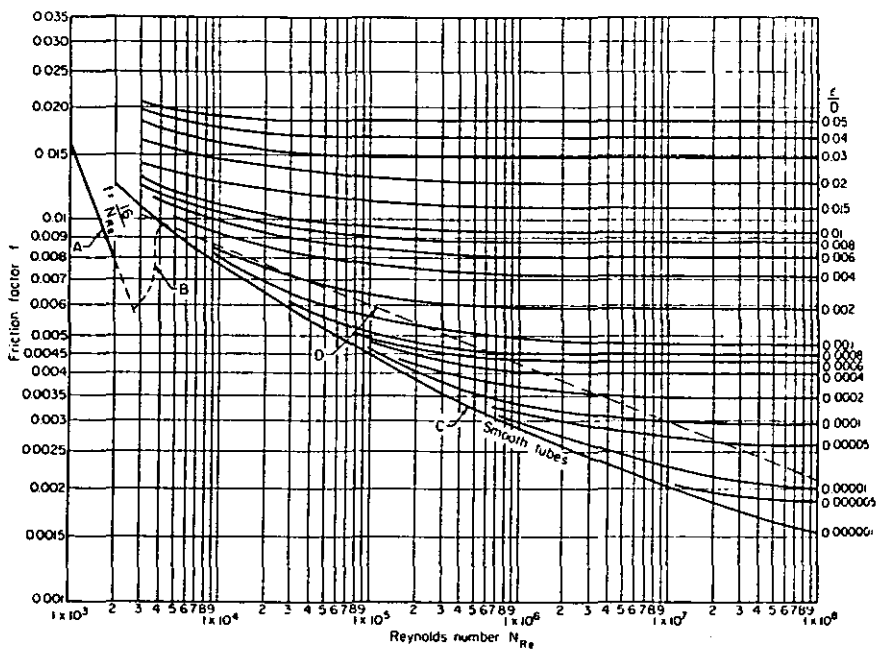


FIG. 15.- FACTORES DE FRICCIÓN PARA LA ECUACION DE DARCY-WEISBACH

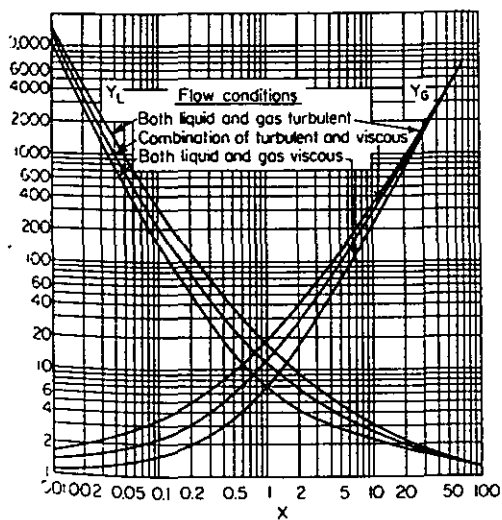


FIG. 16.- VALORES DE Y_G Y Y_L EN FUNCION DE X PARA EL METODO MARTINELLI

A) SOLUCIÓN DEL MÉTODO MARTINELLI PARA RETORNOS HÚMEDOS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS.

Como no existe información en forma de tablas o gráficas similares al método VILTER para el caso de tuberías con flujo bifásico, es necesario dibujarlas. Para ello se usará el modelo de Martinelli, en el cual la caída de presión del flujo bifásico es una función de la caída para cada una de las dos fases, -ecs. (2.12) y (2.13)-, que se resuelve de la siguiente forma:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_L = \frac{h_L \cdot \rho_L \cdot g}{g_c} \quad (2.20)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_G = \frac{h_G \cdot \rho_G \cdot g}{g_c} \quad (2.21)$$

donde:

$$h_L = \frac{f \cdot l \cdot v_L^2}{2g \cdot D} \quad (2.22)$$

$$h_G = \frac{f \cdot l \cdot v_G^2}{2g \cdot D} \quad (2.23)$$

en las cuales el factor de fricción se lee en la gráfica de Moody (Fig. 15) como una función del diámetro de tubería, y del número de Reynolds:

$$Re_L = \frac{D \cdot v_L \cdot \rho_L}{\mu_L} \quad (2.24)$$

$$Re_G = \frac{D \cdot v_G \cdot \rho_G}{\mu_G} \quad (2.25)$$

para los que la velocidad se evalúa como en las ecs. (2.18) y (2.19):

$$v_L = \frac{G_L}{A}$$

$$v_G = \frac{G_G}{A}$$

y el gasto volumétrico es similar a la ec. (2.5):

$$G_L = M_L \cdot v_L \quad (2.26)$$

$$G_G = M_G \cdot v_G \quad (2.27)$$

donde el flujo másico se calcula de dos maneras distintas según la fase que se trate:

- Para el caso del líquido:

$$M_L = \frac{(n-1) \cdot Q_0}{h_1 - h_3} \quad (2.28)$$

- Para el caso del vapor es igual a (2.6):

$$M_G = \frac{Q_0}{h_1 - h_3}$$

Las gráficas se dibujarán manejando tres cargas térmicas diferentes en cada diámetro de tubería para resolver la secuencia de ecuaciones descrita. Con el fin de que la información sea lo mas versátil posible se considerarán los siguientes rangos de solución:

- Temperaturas de Evaporación 20, 0, -20, y -30°F.
- Diámetros de tubería Desde 1 pulg. hasta 12 pulgs.
- Relaciones de recirculación 2 a 1, 3 a 1, y 6 a 1.

Para poder establecer una tabla de selección rápida similar a la tabla de la fig. 74 del método VILTER, se obtendrán para cada diámetro sus capacidades, usando la relación:

$$Q_0 = \frac{M_G \cdot (h_1 - h_3)}{200} \quad (2.29)$$

donde M es el flujo másico de vapor correspondiente a caídas de presión de 0.25, 0.50, y 1.0 lbs/pulg² en cada 100 pies de tubería. Esto se hará a cada una de las condiciones establecidas.

Una vez dibujadas las gráficas para cada relación de recirculación, se puede seguir una secuencia de estimación de la pérdidas por fricción en retornos húmedos de manera similar al método VILTER.

Los resultados se muestran en el capítulo correspondiente, y en las figuras 47 a la 52.

2.2.2.- VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO BIFÁSICO.

Así como sucede en el caso de la tubería recta, para las válvulas y accesorios también es necesario contar con modelos para obtener sus pérdidas por fricción. El modelo homogéneo es utilizado dada su simplicidad.

Para evitar incluir el término de rugosidad en el cálculo de la pérdida por fricción es preferible utilizar factores K. El procedimiento se inicia evaluando la densidad de la mezcla de dos fases asumiendo que la velocidad másica de cada fase se mantiene constante a lo largo del tiempo, esto es (24):

$$v'_m = \frac{1}{\rho_m} = x_G \cdot v'_G + x_L \cdot v'_L \quad (2.30)$$

posteriormente se obtiene la pérdida de presión en el accesorio sustituyendo v_m en la ecuación (2.9):

$$h = \frac{K \cdot v_m^2}{2g} \quad (2.31)$$

y el valor de h se sustituye junto con ρ_m en (2.2) para dar:

$$\Delta P = \frac{K \cdot v_m^2 \cdot \rho_m}{2g_c} \quad (2.32)$$

Al igual que en el caso del flujo monofásico, una vez evaluadas las caídas de presión para todos los accesorios de la tubería, el resultado debe sumarse a la pérdida en los tramos rectos para obtener la caída de presión total.

A) SOLUCIÓN DEL CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO BIFÁSICO.

Para facilitar la determinación de las pérdidas en válvulas y accesorios del retorno húmedo se calcula la ec. (2.10) usando las propiedades de la mezcla líquido-vapor según el método homogéneo, y suponiendo que $K=1$:

$$\Delta P_{K=1} = \frac{v_m^2 \cdot \rho_m}{2g_c}$$

donde:

$$v_m = \frac{G_m}{A} \quad (2.33)$$

y:

$$G_m = M_m \cdot v_m' \quad (2.34)$$

considerando que:

$$M = Q_0 \cdot PF \quad (2.35)$$

los datos correspondientes a proporción de flujo, vol. Específico promedio, y densidad promedio se leen en las tablas de las figuras (17), (18), y (19), las cuales se obtienen resolviendo las ecuaciones:

- Para la densidad promedio:

$$\rho_m = x_G \cdot \rho_G + x_L \cdot \rho_L \quad (2.36)$$

- Para el volumen específico promedio:

$$v_m' = x_G \cdot v_G' + x_L \cdot v_L' \quad (2.37)$$

- Para la proporción de flujo:

$$PF = \frac{n \cdot Q_0}{h_1 - h_5} \quad (2.38)$$

a las temperaturas de evaporación y las razones de recirculación consideradas, que corresponden a rangos estandarizados dentro del diseño de instalaciones frigoríficas.

FIG. 17.
DENSIDAD PROMEDIO DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR A DIFERENTES RELACIONES DE RECIRCULACIÓN. (LB/FT³)

| Razón de Recirculación | Temperatura de Succión (°F) | | | |
|------------------------|-----------------------------|--------|--------|--------|
| | -40 | -20 | 0 | 20 |
| 2 a 1 | 0.0804 | 0.1360 | 0.2188 | 0.3370 |
| 3 a 1 | 0.1205 | 0.2037 | 0.3274 | 0.5034 |
| 6 a 1 | 0.2402 | 0.4054 | 0.6494 | 0.9942 |

FIG. 18.
VOLUMEN ESPECÍFICO PROMEDIO DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR A DIFERENTES RELACIONES DE RECIRCULACIÓN. (FT³/LB)

| Razón de Recirculación | Temperatura de Succión (°F) | | | |
|------------------------|-----------------------------|--------|--------|--------|
| | -40 | -20 | 0 | 20 |
| 2 a 1 | 12.4416 | 7.3518 | 4.5701 | 2.9674 |
| 3 a 1 | 8.3013 | 4.9086 | 3.0545 | 1.9863 |
| 6 a 1 | 4.1635 | 2.4669 | 1.5398 | 1.0058 |

FIG. 19.
PROPORCIÓN DE FLUJO EN RÉGIMEN RECIRCULADO (LB/MIN.T.R.)

| Razón de Recirculación | Temperatura de Succión (°F) | | | |
|------------------------|-----------------------------|-------|-------|-------|
| | -40 | -20 | 0 | 20 |
| 2 a 1 | 0.669 | 0.685 | 0.703 | 0.723 |
| 3 a 1 | 1.004 | 1.028 | 1.055 | 1.085 |
| 6 a 1 | 2.008 | 2.056 | 2.109 | 2.170 |

2.3.- SECUENCIA DE CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN TUBERÍAS DE INSTALACIONES FRIGORÍFICAS.

Para obtener las presiones reales de succión y descarga en una instalación recirculada de refrigeración deben resolverse las ecuaciones:

$$P_{desc} = P_{cond} + \Delta P_{desc} \quad (2.39)$$

$$P_{succ} = P_{ev} - \Delta P_{RH} - \Delta P_{succ} \quad (2.40)$$

Donde las presiones de evaporación y de condensación son conocidas.

2.3.1.- TUBERÍAS DE FLUJO MONOFÁSICO.

Para evaluar las pérdidas por fricción en las tuberías de flujo monofásico se resuelve la ecuación:

$$\Delta P = \Delta P_{TR} + \Delta P_{vya} \quad (2.41)$$

ya sea para los casos de succión y descarga del compresor, o para la alimentación de líquido a evaporadores.

A) TRAMO RECTO DE SUCCIÓN Y DESCARGA.

En el caso de tramos rectos de succión y descarga se usan las gráficas y tablas del método VILTER (para información sobre cómo usar las gráficas véase el anexo 1) en la ecuación:

$$\Delta P_{TR} = L_{TR} \times \Delta P_{100} \div 100 \quad (2.42)$$

Evaluándose de esta manera las caídas por fricción en cada línea de succión y descarga del sistema.

B) TRAMO RECTO DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES.

En el caso de las líneas de alimentación de líquido a los evaporadores se sigue exactamente la misma secuencia, sólo que se usan los datos leídos en las gráficas de las figs.(42), (43), (44), y (45) para la relación de recirculación apropiada.

2.3.2.- VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON FLUJO MONOFÁSICO.

Para el caso de válvulas y accesorios se obtiene la pérdida de presión para cada uno de ellos resolviendo la ec. (2.11):

$$\Delta P_{v\gamma A} = N_{O.v\gamma A} \times K_{v\gamma A} \times \Delta P_{K-1}$$

ya sea para las tuberías de succión y descarga, o en las de alimentación a evaporadores.

A) VÁLVULAS Y ACCESORIOS DE SUCCIÓN Y DESCARGA.

En el cálculo de las pérdidas en válvulas y accesorios de las tuberías de succión y descarga se usan los datos leídos en las tablas y gráficas del método VILTER, Figs. 75, y 77.

B) VÁLVULAS Y ACCESORIOS DE RECIRCULACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES.

En el caso de las líneas de recirculación de líquido a los evaporadores se sigue exactamente la misma secuencia, sólo que se usan los datos leídos en las gráficas de las figs. 42, 43, 44, y 45 para la relación de recirculación apropiada, con los factores K de la fig. 75 del método VILTER.

2.3.3.- TUBERÍAS DE FLUJO BIFÁSICO.

En el caso de las tuberías de flujo bifásico también se debe resolver la ec. (2.41):

$$\Delta P = \Delta P_{TR} + \Delta P_{v\gamma A}$$

pero utilizando los datos provenientes de las tablas y gráficas obtenidas con los modelos de Martinelli y Homogéneo.

A) TRAMO RECTO DE RETORNO HÚMEDO.

Una vez dibujadas las gráficas de las figuras 47, 48, y 49, se puede seguir una secuencia de estimación de la pérdidas por fricción en retornos húmedos de manera similar a la usada en el caso del flujo monofásico. La caída de presión en el tramo recto se expresa como la ec. (2.42):

$$\Delta P_{TR,RH} = L_{TR} \times \Delta P_{100RH} \div 100$$

en la que la caída de presión en 100 pies se lee en las figs. 47, 48, y 49 conociendo el flujo másico de la tubería, su diámetro, y la razón de recirculación.

B) VÁLVULAS Y ACCESORIOS DE RETORNO HÚMEDO.

Para las pérdidas en válvulas y accesorios del retorno húmedo se calcula la ec. (2.11):

$$\Delta P_{V,A} = No_{V,A} \times K_{V,A} \times \Delta P_{K=1}$$

siendo la pérdida total la suma de las pérdidas en cada una de las válvulas y accesorios presentes en el retorno húmedo. Los factores K se leen en la tabla de la fig. 75 del método Vilter, y $\Delta P_{K=1}$ se evalúa con la ecuación (2.10), y con los datos leídos en las figuras 17, 18, y 19.

2.4.- RANGOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN.

En cuanto a las pérdidas de presión por fricción, las tuberías que resultan determinantes son aquellas que llevan el refrigerante al compresor, esto es, las líneas de succión y descarga. Siendo la línea de succión la más crítica de estas dos, pues las pérdidas generadas en ella tienen los mayores efectos en el sistema, además de que el efecto de una caída de presión determinada es mayor conforme se reduce la presión de succión.

La instalación de tuberías de mayor diámetro reduce las pérdidas en ellas, y por tanto, la capacidad de compresión requerida y el consumo de potencia por tonelada de refrigeración, pero se incrementa su costo, así como el costo de su instalación y aislamiento. Aunque la mejor determinación del diámetro óptimo se debe hacer a través de un estudio económico que considere estas variables, frecuentemente no se cuenta con el tiempo

necesario para hacerlo; por esta razón se han establecido criterios de dimensionamiento rápido, algunos de los cuales son:

- Las líneas de succión deben seleccionarse para caídas de presión de 0.5 a 3 lb/pulg² por cada 100 pies de tubería cuando se manejan temperaturas superiores a los 20°F. Por otro lado, la caída de presión debe situarse entre 0.2 y 1 lb/pulg² por cada 100 pies a temperaturas entre 20 y -60°F.

- Para retornos húmedos se recomienda dimensionar seleccionando el diámetro inmediato superior al de la línea de succión que considera vapor saturado.

- Las líneas de descarga deben seleccionarse para una pérdida de presión nominal entre 2 y 5 lb/pulg² por 100 pies de tubería a cualquier temperatura habitual de condensación.

- Las líneas de líquido se dimensionan considerando una caída de presión de 2 lb/pulg² por cada 100 pies de tubería para minimizar en lo posible la creación de burbujas de gas.

- Para dimensionar la línea que va del condensador al receptor de líquido el criterio usado es mantener una velocidad de fluido de 100 pies por minuto para facilitar el drenado ^(2, 3, 28, 30).

III.- TRANSFERENCIA DE CALOR EN LAS TUBERÍAS DE INSTALACIONES FRIGORIFICAS.

3.1.- TRANSFERENCIA EN CILINDRO MULTICAPA CON EFECTOS CONVECTIVOS AL INTERIOR Y EXTERIOR.

En cualquier instalación de refrigeración existen ganancias de calor causadas por el hecho de que el lado de baja presión se encuentra a temperaturas inferiores a la temperatura ambiente, por tanto, para minimizar estas entradas de calor que reducen la eficiencia del ciclo es necesario aplicar aislamiento a todas las tuberías y los recipientes a baja temperatura ^(8, 23).

No obstante la existencia del aislamiento, resulta imposible impedir en su totalidad el flujo de calor, y aunque en la mayoría de los casos se desprecian, las ganancias de calor en tuberías y recipientes deberían contabilizarse en un buen análisis de eficiencias de un sistema de refrigeración. Como en la actualidad no existe información específica a este respecto, es necesario generarla.

Puede decirse que de manera simplificada una tubería de un sistema de refrigeración se esquematiza como se muestra en la fig. 20.

Se trata de un cilindro con dos capas concéntricas, la interior es la tubería, y la exterior es el aislante. El lado interior de la tubería está en contacto con el refrigerante y el exterior de aislamiento está en contacto con el aire del medio ambiente ⁽¹⁸⁾.

El modelo que representa este fenómeno es el de transferencia de calor en un cilindro con conducción en capas múltiples, y efectos convectivos. Donde el flujo total de calor se define como :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T = \frac{\Delta T}{\sum R} \quad (3.1)$$

donde la resistencia total a la transferencia de calor se evalúa de acuerdo a:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{T_c - T_i}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{(r_m - r_i)}{k_m \cdot LMA_m} + \frac{(r_c - r_m)}{k_A \cdot LMA_A} + \frac{1}{h_c \cdot A_c}} \quad (3.2)$$

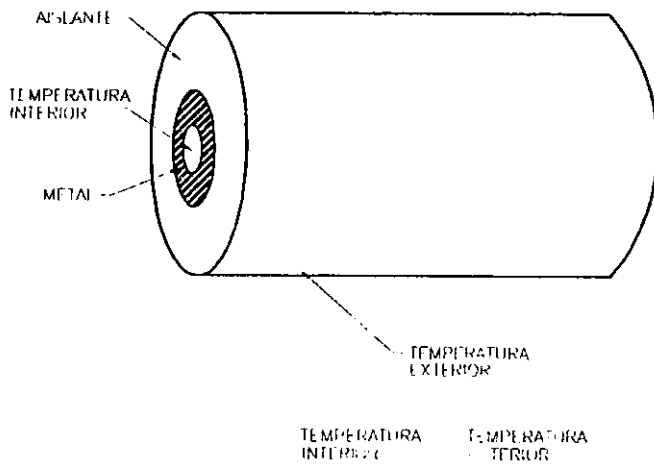


FIG. 20.- REPRESENTACION ESQUEMATICA DE UNA TUBERIA AISLADA A BAJA TEMPERATURA.

En la ecuación anterior todos los términos involucrados en el flujo conductivo de calor son datos que se establecen de manera directa, lo cual no sucede con los términos correspondientes al flujo convectivo de calor, que deben ser evaluados a través de sistemas secundarios de ecuaciones ^(9, 24).

3.2.-CÁLCULO DE COEFICIENTES CONVECTIVOS DE TRANSFERENCIA.

La transferencia de calor por convección se presenta únicamente a través de medios fluidos, generada por medio de la circulación de estos en torno al objeto o la fuente de calor. Si sucede por la sola flotación del fluido se llama convección natural, si además de la flotación se utiliza cualquier otra fuerza para que su circulación sea más activa, se llama convección forzada; y este es con mucho, el fenómeno más común en los procesos industriales.

La mayoría de las correlaciones para predecir los coeficientes convectivos son semiempíricas, y dependen de las propiedades del fluido, del tipo y velocidad del flujo, de la diferencia de temperaturas, y de la geometría del sistema considerado. Para establecer las relaciones de datos en la transferencia por convección se usan números adimensionales como los de Reynolds y Prandtl ^(9, 20).

3.2.1.- CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE TUBOS.

En el caso de flujo turbulento (Reynolds mayor a 2,000) en el interior de tuberías de sección circular una relación muy comúnmente usada es:

$$h_i = 0.023 \frac{k}{D} \cdot N_{Re}^{0.8} \cdot N_{Pr}^{1/3} \quad (3.3)$$

A esta ecuación en ocasiones se le agregan algunos términos que consideran la influencia de las variaciones de temperatura en algunas propiedades del fluido, tales como su viscosidad; pero como estas correcciones complican de gran manera su aplicación, en el presente estudio se considerará la ecuación en su forma original. ^(9, 20, 24)

3.2.2.- CONVECCIÓN EN EL EXTERIOR DE TUBOS.

En el caso del exterior de la tubería, donde el aislamiento se encuentra en contacto con el medio ambiente, podemos compararlo con un cilindro que

se encuentra sumergido en un fluido que circula en torno a él de manera perpendicular a su eje. El coeficiente de transferencia de calor está dado por ^(9, 20, 24):

$$N_{Nu} = C \cdot N_{Re}^m \cdot N_{Pr}^{1/3} \quad (3.4)$$

debe mencionarse que la velocidad a usar en la ecuación anterior es la velocidad de la corriente libre, sin perturbaciones al aproximarse al cilindro, y que los valores de las constantes C y m se leen en la tabla de la fig. 21.

FIG. 21.

CONSTANTES C Y m PARA CILINDROS CON FLUJO PERPENDICULAR A SU EJE ⁽⁹⁾.

| N_{re} | m | C |
|--|-------|--------|
| 1-4 | 0.330 | 0.989 |
| 4-40 | 0.385 | 0.911 |
| 40-4x10 ³ | 0.466 | 0.683 |
| 4x10 ³ -4x10 ⁴ | 0.618 | 0.193 |
| 4x10 ⁴ -2.5x10 ⁵ | 0.805 | 0.0266 |

Una vez evaluados los coeficientes de transferencia de calor interior y exterior, se pueden sustituir en la ecuación para calcular el coeficiente global de transferencia, y usando este último se pueden obtener las ganancias de calor en los tramos rectos de tubería de la instalación.

3.3.- SOLUCIÓN DE LA ECUACIÓN DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN CILINDRO MULTICAPA CON EFECTOS CONVECTIVOS AL INTERIOR Y AL EXTERIOR.

Para que la estimación de entradas de calor sea más ágil, y no sea preciso resolver toda la ec.(3.2) en cada caso práctico, (lo cual sería bastante complicado y consumiría mucho tiempo), se desarrollará un sistema de ecuaciones que haga uso de un concepto similar al de la pérdida de presión en 100 pies de tubería; sólo que en este caso se denominará "Transferencia de Calor por cada 100 Pies de Tubería", simbolizado como ΔQ_{100} .

Dado que el hecho de considerar varias temperaturas de evaporación, y de medio ambiente en los coeficientes convectivos haría que el número de cálculos fuese muy grande, se deberá investigar cual es la verdadera influencia de estos últimos en la transferencia global de calor, pues es en

ellos donde se manifiestan las variaciones en parámetros tales como densidad, viscosidad, y velocidad de flujo.

Para determinarlo, se evaluará la ec. (3.2) con las siguientes condiciones:

- Longitud de tubería 100 pies.
- Diámetro nominal 4 pulgadas.
- Aislante Poliuretano.
- Temperaturas de evaporación 20, 0, -20, y -40°F.
- Temperatura del aire exterior 95 °F
- Velocidad del viento 25 metros por segundo.

y se cuantificará la contribución porcentual de cada uno de los términos (convectivo interior, conductivo en metal, conductivo en aislante, y convectivo exterior) sobre la resistencia global al flujo térmico.

Si al analizar los resultados se concluye que la influencia de los términos convectivos es despreciable, se procederá a resolver la ecuación de transferencia en cilindro multicapa considerando únicamente los términos conductivos en el metal y el aislante, lo que le dará la forma:

$$\Delta Q_{100} = \frac{T_c - T_i}{\frac{(r_m - r_i)}{k_m \cdot LMA_m} + \frac{(r_c - r_m)}{k_A \cdot LMA_A}} \quad (3.5)$$

Para que la información generada sea más versátil, es necesario considerar varios rangos de solución aplicables a las condiciones más frecuentemente encontradas en la industria. En este caso se seleccionaron los siguientes:

- Material de la tubería Acero al carbón.
- Materiales de aislamiento Poliuretano y poliestireno.
- Diámetros de tubería Desde 1 pulg. hasta 12 pulgs.
- Espesores de aislamiento 1,2,4, y 6 pulgs.
- Gradiente térmico interior-exterior 1°F

Los resultados se muestran en el capítulo correspondiente y en las figuras 54, 55, y 56.

Una vez que se ha resuelto la ec. (3.5) para los rangos propuestos es factible la evaluación de manera sencilla de las entradas de calor en tuberías a baja presión, las cuales se manifiestan de dos formas diferentes dependiendo del tipo de línea en que se presenten; como generación de vapor, o como incremento en la temperatura.

3.4.- SECUENCIA DE CÁLCULO PARA EVALUAR EL AUMENTO DE TEMPERATURA EN TUBERÍAS DE SUCCIÓN.

En las líneas de succión (flujo monofásico) se da un incremento de temperatura que ocasiona que la temperatura de succión sea:

$$T_{succ} = T_{i,succ} + \Delta T_{succ} \quad (3.6)$$

Para obtener el incremento de temperatura en la tubería se resuelve:

$$\Delta T_{succ} = \frac{\Delta Q_{succ}}{M \cdot Cp_r} \quad (3.7)$$

y la entrada de calor se evalúa de:

$$\Delta Q_{succ} = L_{succ} \times \Delta T \times \Delta Q_{100} \div 100 \quad (3.8)$$

donde:

$$\Delta T = T_{amb} - T_{evr} \quad (3.9)$$

Para estas ecuaciones las propiedades del vapor y el término ΔQ_{100} se leen en tablas.

3.5.- SECUENCIA DE CÁLCULO PARA EVALUAR LA MASA DE VAPOR GENERADO EN TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO.

En las tuberías de retorno húmedo existe una generación de vapor calculada como:

$$\Delta M_v = \Delta Q_{RH} \cdot (h_{v,ocs} - h_{l,ocs}) \quad (3.10)$$

para la cual la ganancia de calor se obtiene de (3.8):

$$\Delta Q_{RH} = L_{RH} \times \Delta T \times \Delta Q_{100} \div 100$$

donde ΔT se define igual a (3.9):

$$\Delta T = T_{amb} - T_{evr}$$

aquí también, las propiedades del vapor y el término ΔQ_{100} se leen en tablas.

IV.- SISTEMA RECIRCULADO POR BOMBAS.

4.1.- APLICACIÓN EN CICLOS DE UNA ETAPA.

La interconexión de tuberías para el sistema de refrigeración recirculado por bombas aparece en la fig. 22, ^(2, 19, 28, 31).

Su operación es muy similar al ciclo saturado simple, con la importante excepción de que en este caso en el acumulador de succión debe mantenerse un nivel de líquido constante, suficiente para cumplir los requerimientos de las bombas en cuanto a su presión mínima a la succión ⁽²⁾. Este líquido es bombeado a los evaporadores de la instalación a una presión de 25 a 40 lbs/pulg² arriba de la presión de evaporación. Por la tubería de retorno del evaporador existe una mezcla del vapor generado por la carga térmica del sistema y de refrigerante líquido que es el excedente recirculado en el evaporador. Una vez que la mezcla llega al acumulador de succión se separan las fases, el líquido se bombea de nuevo, y el vapor es succionado por el compresor para repetir el ciclo ⁽²⁸⁾.

Recomendado para instalaciones que requieren altas eficiencias en el evaporador, el sistema por bombas puede usarse con razones de recirculación desde 6 a 1 hasta 10 a 1, con lo que se logran elevadas velocidades del líquido refrigerante en el evaporador, arrastrando el aceite que de manera natural tiende a quedar depositado en él, y mejorando de manera importante el coeficiente de transferencia de calor en este equipo ⁽²⁾. La representación en el diagrama Presión-Entalpía del ciclo recirculado por bombas en una etapa está en la fig. 23 ^(26, 31)

Puede observarse que el ciclo es muy similar al ciclo saturado simple, sólo que después de pasar por el control de líquido refrigerante en el acumulador de succión (punto 4), se marca la succión de líquido saturado en las bombas (punto 5), y el trabajo de la bomba como un incremento de presión que se considera a entalpía constante por simplicidad en la representación, pues realmente la cantidad de energía entregada por la bomba es muy pequeña; descargando líquido subenfriado, (punto 6). Después de pasar por la válvula de expansión situada antes del evaporador el refrigerante vuelve a sus condiciones de saturación (punto 5). La pequeña cantidad de vapor generada en esta expansión es la manifestación física del trabajo suministrado al líquido por la bomba. Obsérvese que de no existir esta válvula el sistema no funcionaría.

Debe hacerse notar que un efecto del trabajo de la bomba es incrementar la energía del fluido frigorígeno, lo que finalmente se refleja como una carga

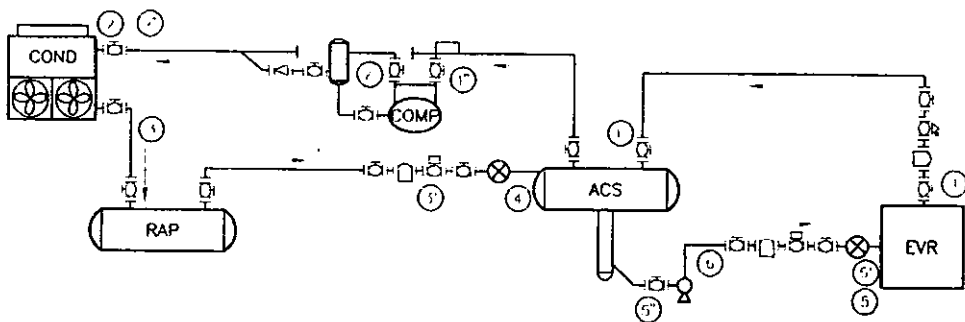


FIG. 22.- INSTALACION FRIGORIFICA RECIRCULADA POR BOMBAS EN UNA ETAPA DE COMPRESION.

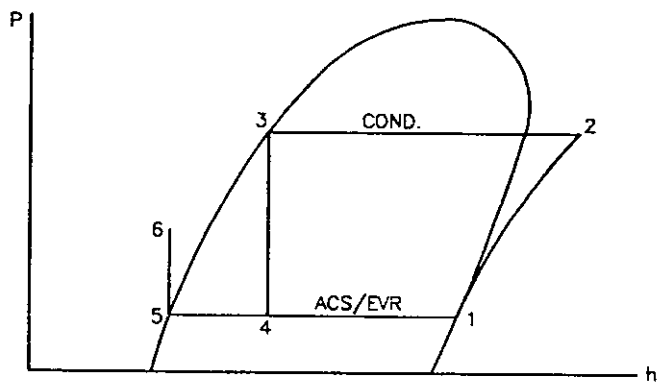


FIG. 23.- CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN UNA ETAPA DE COMPRESION

térmica que debe ser desplazada por los compresores, pero dado que el líquido en la salida de la bomba se encuentra dentro de la zona de subenfriamiento en el diagrama Presión-Entalpía, (punto 6), se debe de considerar en este estado durante el trayecto que va de la bomba a la válvula de expansión del evaporador.⁽²⁵⁾

Del análisis del diagrama de Presión-Entalpía puede pensarse que la cantidad de vapor refrigerante que debe succionar el compresor es el resultado de dividir la potencia frigorífica entre el efecto refrigerante en el evaporador como la ec. (2.28):

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_1 - h_5}$$

Sin embargo esto no es válido, pues debe recordarse que la succión se realiza en el acumulador, no en el evaporador, con lo que la fracción de vapor formada al expansionar el líquido de 3 a 4 también es succionada por el compresor. De esta forma, el flujo real de fluido en el compresor se calcula como ⁽²⁵⁾:

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4} \quad (4.1)$$

Con lo que el sistema trabaja de manera muy similar termodinámicamente al ciclo de expansión directa, habida cuenta de que existe el consumo de potencia de la bomba (y la reducción de eficiencia que ella genera), los costos de su mantenimiento, así como el incremento en la eficiencia de los evaporadores.

4.2.- APLICACIÓN EN CICLOS DE DOS ETAPAS.

El sistema recirculado por bombas aplicado en instalaciones de dos etapas de compresión se realiza según el diagrama de flujo de la fig. 24.

Una vez más, la operación de este sistema es muy similar al ciclo de dos etapas con expansión directa, con la variante de que existe el acumulador de succión donde las bombas recirculan el líquido hacia el evaporador, absorbe calor del medio a enfriar, y regresa al acumulador para que se realiza la separación de fases de la mezcla líquido-vapor ^(2, 28).

La presencia obligada del interenfriador permite la aplicación de algunos criterios adicionales en el diseño de la instalación, por ejemplo: Si la distancia entre el interenfriador y el acumulador de succión es corta, deberá preferirse el interenfriador abierto, que hace al sistema más eficiente termodinámicamente. La representación en el diagrama Presión-Entalpía para este ciclo es la fig. 25, ^(26, 31). Donde al igual que en el ciclo en una etapa, la bomba succiona líquido a la presión de evaporación del recirculador y la eleva de 25 a 40 libras para enviarlo al evaporador.

Para el caso en que la distancia sea más larga, y puedan existir problemas por el suministro de líquido a presión intermedia al acumulador, se elegirá un interenfriador cerrado, que aunque menos eficiente termodinámicamente, subenfriará el líquido y por tanto, aumenta la calidad de la mezcla líquido-vapor obtenida después del paso a través de la válvula de expansión en el acumulador recirculador. La representación en el diagrama de Mollier para este ciclo está en la fig. 26.

Debe recordarse que la principal causa de pérdida de eficiencia en el sistema recirculado por bombas es precisamente su funcionamiento tan similar al sistema de expansión directa, que impide lograr un subenfriamiento realmente significativo en el líquido que va al recirculador, por lo que después de pasar por la válvula de expansión de este recipiente, el vapor generado debe volver a ser comprimido junto con el vapor generado por la carga térmica, y el rendimiento de la instalación es igual al del ciclo de expansión directa.

Para evaluar los rendimientos reales de una instalación recirculada por bombas es preciso tomar en cuenta las pérdidas de eficiencia originadas por la propia utilización de la bomba ^(25, 31).

4.3.- PÉRDIDAS DE EFICIENCIA EN EL SISTEMA RECIRCULADO POR BOMBAS.

4.3.1.- EVALUACIÓN DE LAS PÉRDIDAS GENERADAS POR EL TRABAJO DE LA BOMBA.

La pérdida de eficiencia más importante en un sistema recirculado por bombas es la propia operación de este equipo por la energía que transmite al fluido, y que se refleja como una carga térmica en la instalación ⁽²⁾.

Para obtener la cantidad de energía absorbida por el refrigerante debe resolverse el balance general de energía mecánica en la bomba ⁽⁹⁾.

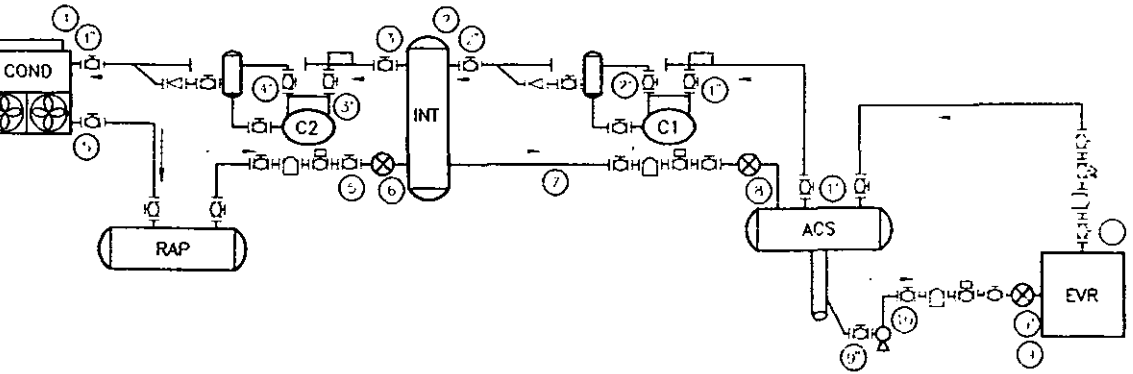


FIG. 24.- INSTALACION FRIGORIFICA RECIRCULADA POR BOMBAS EN DOS ETAPAS DE COMPRESION (INTERENFRIADOR ABIERTO)

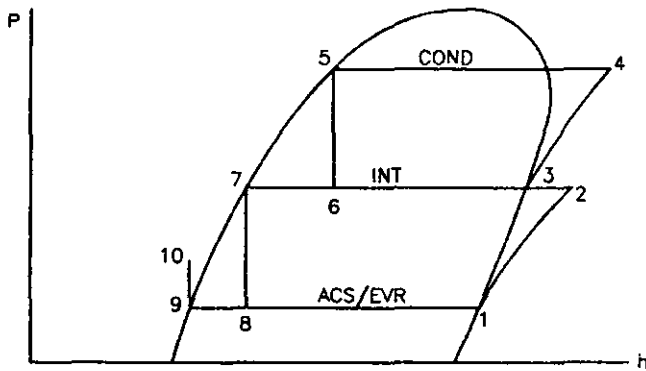


FIG. 25.- CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN DOS ETAPAS DE COMPRESION (INTERENFRIADOR ABIERTO)

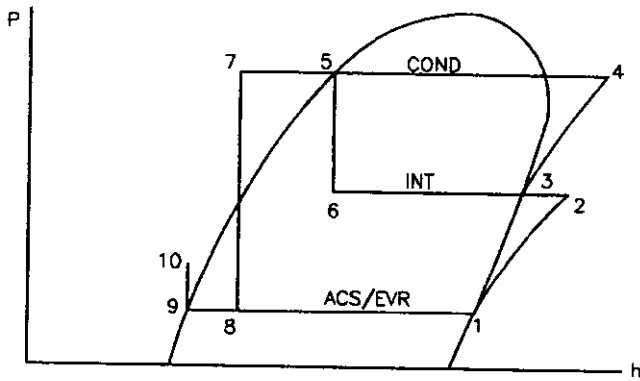


FIG. 26.- CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN DOS ETAPAS DE COMPRESION (INTERENFRIADOR CERRADO)

$$\frac{1}{2\alpha} \cdot (V_2^2 - V_1^2) + g \cdot (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \sum F + W_s = 0 \quad (4.2)$$

Para una bomba en particular:

- El diámetro de la tubería de entrada se supone igual al diámetro de la tubería de salida, por lo tanto:

$$V_2^2 - V_1^2 = 0 \quad (4.3)$$

- La diferencia de alturas entre la entrada y la salida es despreciable, por lo tanto:

$$Z_2 - Z_1 = 0 \quad (4.4)$$

- La suma de pérdidas por fricción no existe, pues el fluido aún no recorre ningún tramo de tubería al salir de la bomba:

$$\sum F = 0 \quad (4.5)$$

La ecuación general de balance de energía mecánica se reduce a:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + W_s = 0 \quad (4.6)$$

Despejando:

$$W_s = -\frac{P_2 - P_1}{\rho} \quad (4.7)$$

donde el signo negativo indica que el trabajo ha sido suministrado al fluido.

La carga térmica debida a esta cantidad de trabajo se manifiesta en el ciclo como una determinada masa de refrigerante evaporado, para calcularlo se usa la siguiente expresión:

$$M = \frac{\Delta Q}{\lambda} \quad (4.8)$$

donde: λ es el calor latente de evaporación del fluido a las condiciones prevalecientes en el acumulador de succión.

Esta masa deberá añadirse a la masa de refrigerante evaporado por la carga térmica que retorna al acumulador de succión para ser comprimida nuevamente.

Para generar la información que permita estimar de manera sencilla la pérdida de eficiencia generada por la operación de la bomba, se resolverá el balance de energía mecánica en equipos de bombeo, ec. (4.7) a las siguientes condiciones:

- Temperaturas de líquido 20, 0, -20, -40 °F.
- Diferencias de presión en la bomba De 10 a 90 lbs/pulg²

Los resultados, que se analizan en el capítulo correspondiente, y se muestran en la tabla de la fig. 57; serán útiles para resolver la ec. (4.8) dentro de la secuencia de cálculo de eficiencia para el ciclo recirculado por bombas.

4.3.2.- PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN.

Una particularidad de los métodos de recirculación de líquido es que la tubería de succión se divide en dos partes: una que comunica al evaporador con el acumulador de succión, también llamada retorno húmedo; y la línea de succión propiamente dicha, que va del acumulador al compresor. Los efectos de las caídas de presión serán distintos dependiendo de en cual de estas dos partes se localicen:

- En los retornos húmedos, como circula una mezcla de líquido y vapor, una reducción en la presión por fricción se manifestará de manera similar a una expansión, esto es, generando una cierta cantidad de vapor a partir del líquido existente, y reduciendo la temperatura de la mezcla.
- En las líneas de succión, las pérdidas por fricción sólo se reflejarán como una disminución en la presión y la temperatura del vapor.

4.3.3.- GANANCIAS DE CALOR EN TUBERÍAS DE BAJA TEMPERATURA.

Las entradas de calor que ocurren a lo largo de las líneas de baja temperatura también afectan al ciclo de distinta forma según la zona donde se produzcan:

- En los retornos húmedos las ganancias de calor se manifiestan como la evaporación de una parte del líquido presente, sin ocasionar incremento en la temperatura.

- En las tuberías de succión, ocurrirá un incremento en la temperatura del vapor proporcional a la cantidad de calor que ingrese al sistema.

Finalmente, la representación de los sistemas recirculados por bombas en el diagrama presión-entalpía considerando las pérdidas de eficiencia se hará como se muestra en la fig. 27 para el ciclo en una etapa. Donde:

1-1'.- Pérdida por fricción en el retorno húmedo.

1'-1".- Pérdida de presión y ganancias de calor en la tubería de succión.

1"-2'.- Compresión desde la presión de succión hasta la presión de descarga en el compresor.

2-2'.- Compresión necesaria para vencer las pérdidas en la línea de descarga.

2'-2".- Caída de presión por fricción en la línea de descarga del compresor.

2"-3.- Condensación del vapor sobrecalentado en líquido saturado.

3-4'.- Expansión en el líquido de la presión de condensación a la presión del acumulador de succión.

5"-6.- Trabajo de la bomba, que circula líquido saturado a la presión del acumulador de succión.

5'-5.- Subenfriamiento en el líquido que va al evaporador.

5'-1.- Efecto refrigerante en el evaporador.

Debe mencionarse que la masa de vapor que sale del acumulador de succión hacia el compresor es la suma del vapor generado por la carga térmica, por el trabajo de la bomba, por las pérdidas por fricción en el retorno húmedo, y por las entradas de calor en esta última línea, (punto 1').

Para el ciclo en dos etapas la representación en el diagrama presión-entalpía es la fig. 28. Donde:

1-1'.- Pérdida por fricción en el retorno húmedo.

1'-1".- Pérdida por fricción y ganancias de calor en la línea de succión de la primera etapa.

1"-2'.- Compresión en la primera etapa.

2'-2".- Pérdidas por fricción en la línea de descarga de la primera etapa.

2"-3.- Enfriamiento a la saturación en el interenfriador.

3-3'.- Pérdidas por fricción y ganancias de calor en la línea de succión de la segunda etapa.

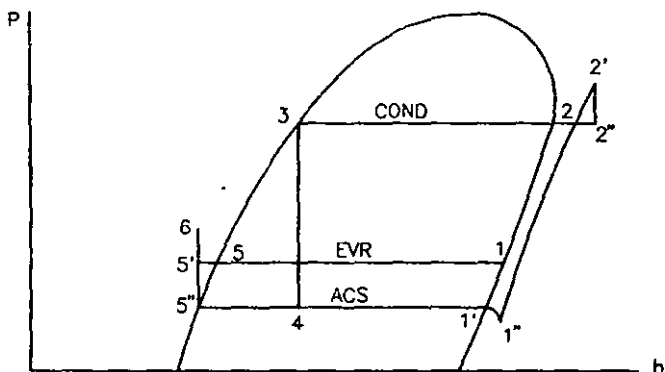


FIG. 27.- CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN UNA ETAPA CONSIDERANDO PERDIDAS DE PRESION Y GANANCIAS DE CALOR

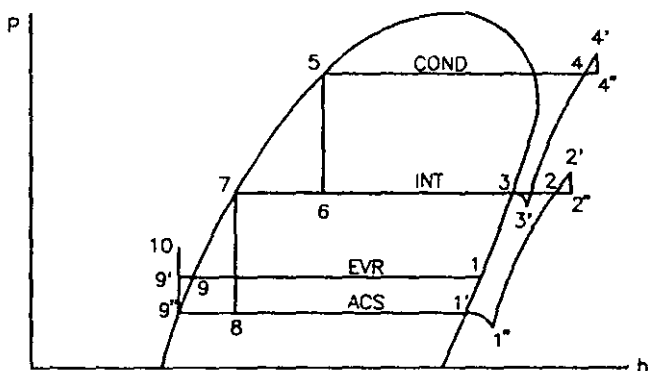


FIG. 28.- CICLO RECIRCULADO POR BOMBAS EN DOS ETAPAS CONSIDERANDO PERDIDAS DE PRESION Y GANANCIAS DE CALOR

- 3'-4'.- Compresión en la segunda etapa.
- 4'-4".- Pérdida por fricción en la línea de descarga de la segunda etapa.
- 4"-5.- Condensación del vapor sobrecalentado en líquido saturado.
- 5-6.- Expansión en el interenfriador.
- 7-8'.- Expansión de la presión intermedia a la presión del acumulador de succión.
- 9"-10.- Trabajo de la bomba.
- 9'-9.- Subenfriamiento del líquido que va al evaporador.
- 9'-1.- Evaporación del refrigerante en el evaporador.

En este caso también son válidas las observaciones hechas para el ciclo en una etapa en lo que se refiere a la masa de vapor que sale del acumulador de succión.

4.4.- CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN SISTEMAS RECIRCULADOS POR BOMBAS.

4.4.1.- SISTEMAS EN UNA SOLA ETAPA.

Una vez establecidas las condiciones de operación reales en la succión y la descarga de los compresores mediante la cuantificación de las caídas de presión y las entradas de calor que ocurren en ellas, puede iniciarse la evaluación de las eficiencias en su operación.

A continuación se detalla la serie de ecuaciones que debe resolverse. Se explicará un ciclo en una etapa de compresión, y al final se enumerarán las consideraciones que se deben de hacer para aplicar la misma secuencia a un ciclo en dos etapas de compresión.

Se inicia con la determinación de la fracciones de refrigerante evaporado en el acumulador de succión.

- Fracción de líquido en el acumulador de succión, ec. (1.4):

$$Xl_{ACS} = \frac{hv_{ACS} - hl_{RAP}}{hv_{ACS} - hl_{ACS}} \quad (4.9)$$

- Fracción de vapor en el acumulador de succión, ec. (1.5):

$$Xv_{ACS} = 1 - Xl_{ACS} \quad (4.10)$$

Posteriormente se definen las masas de vapor generadas por la operación del ciclo.

- Vapor generado por la carga térmica:

$$Rv_{Qo} = \frac{Q_o}{hv_{EVR} - hl_{ACS}} \quad (4.11)$$

- Vapor generado por la operación de la bomba:

$$Rv_{Bom} = \frac{\Delta Q_{Bom}}{hv_{ACS} - hl_{ACS}} \quad (4.12)$$

- Vapor generado por ganancias de calor en retorno húmedo:

$$Rv_{RH} = \frac{\Delta Q_{RH}}{hv_{ACS} - hl_{ACS}} \quad (4.13)$$

Estas tres cantidades se suman y constituyen la masa de vapor que retorna al acumulador de succión.

$$VR_{ACS} = Rv_{Qo} + Rv_{Bom} + Rv_{RH} \quad (4.14)$$

A esta se le suma el vapor generado por la expansión del líquido que llega al acumulador de succión, que resulta de.

- Refrigerante alimentado al acumulador:

$$R_{alm} = \frac{VR_{ACS}}{Xl_{ACS}} \quad (4.15)$$

- Vapor por expansión en el acumulador:

$$Rv_{EXP} = R_{alm} \cdot Xv_{ACS} \quad (4.16)$$

y es la cantidad de vapor succionada por el compresor:

$$Vs_1 = VR_{ACS} + Rv_{EXP} \quad (4.17)$$

Con esta masa se puede conocer el trabajo de compresión como:

$$W_A = V_{S_1} \cdot (hd_{C1} - h_{S_{C1}}) \quad (4.18)$$

y el coeficiente de operación referido al ciclo de Rankine:

$$COP = \frac{Q_a}{W_A + W_{Bom}} \quad (4.19)$$

donde el valor del consumo de potencia realizado por la bomba se puede leer de las gráficas de selección de este equipo, una de las cuales se muestra en la fig. 29. ⁽⁶⁾.

El coeficiente de operación referido al ciclo de Carnot invertido se establece como (1.8):

$$COP_C = \frac{T_{evr}}{T_{cond} - T_{evr}}$$

Y la eficiencia del sistema recirculado comparado con el ciclo de Carnot es similar a (1.9):

$$Eff = \frac{COP}{COP_C} \times 100 = \%$$

Terminando de esta forma la evaluación de eficiencia.

4.4.2.- SISTEMAS EN DOS ETAPAS.

Para el ciclo en dos etapas posteriormente a obtener la masa de vapor succionado en el compresor de primera etapa, ec. (4.17) se calculan: el balance en el interenfriador, que es igual a la cantidad de vapor succionado en la segunda etapa, y el trabajo de compresión en esta misma:

- Vapor succionado en la segunda etapa, ec. (1.23):

$$V_{S_2} = V_{S_1} \cdot \left(\frac{Hd_{CB} - hl_{INT}}{H_{S_{C1}} - hl_{R,AP}} \right)$$

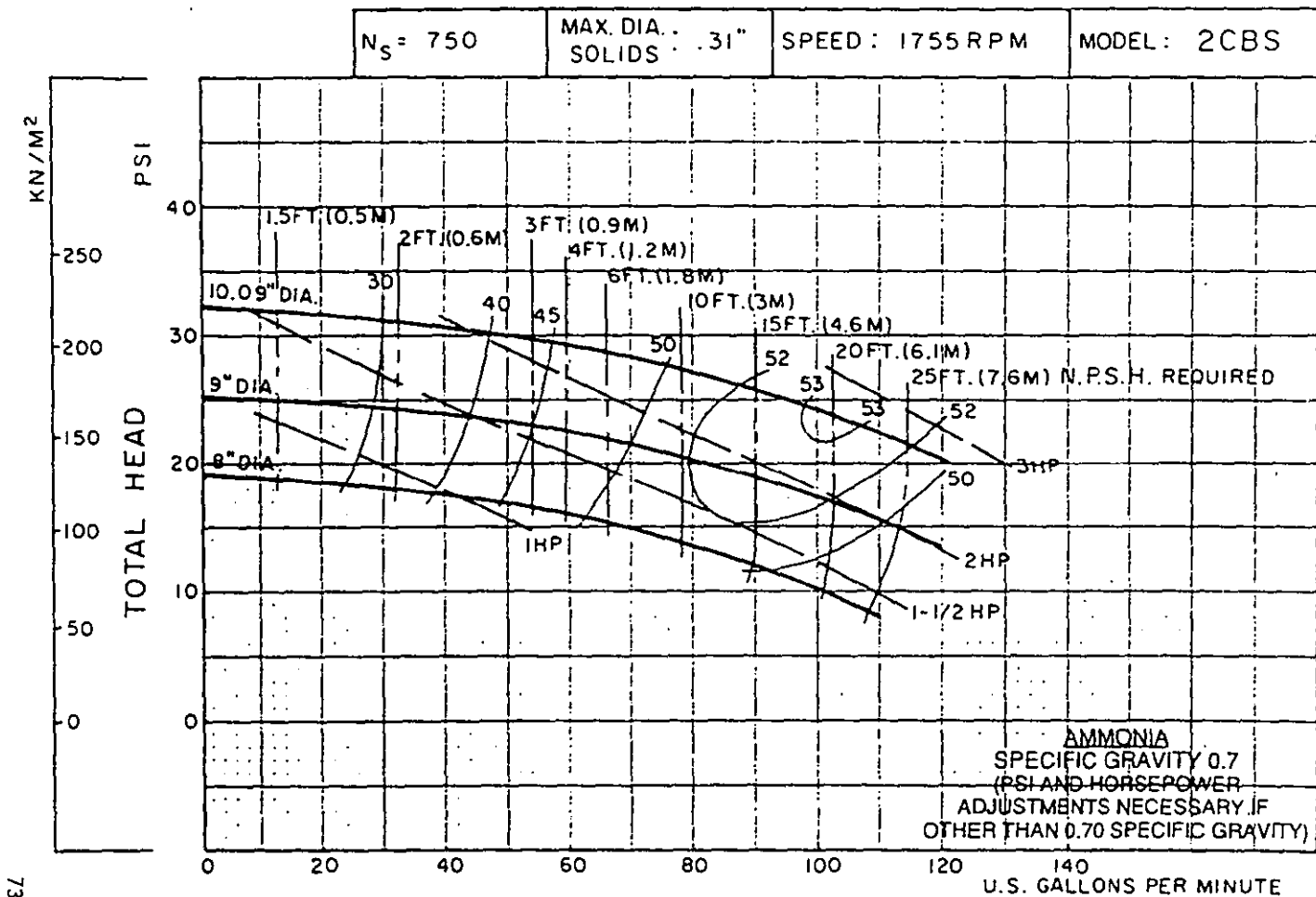


FIG. 29.- GRÁFICA DE SELECCIÓN DE BOMBAS PARA RECIRCULACIÓN DE AMONIAO (CORNELL PUMP Co.)

- Trabajo de compresión en la segunda etapa:

$$W_2 = \gamma_2 \cdot (h_{1,2} - h_{s,2}) \quad (4.20)$$

y el coeficiente de operación referido al ciclo de Rankine quedaria definido como:

$$COP = \frac{Q_u}{W_R + W_1 + W_{bomba}} \quad (4.21)$$

aquí también, el valor del consumo de potencia de la bomba se lee en la fig. 29, ⁽⁶⁾.

El coeficiente de operación referido al ciclo de Carnot invertido se evalúa de la misma forma que en el caso de una sola etapa, con la ec. (1.8):

$$COP_c = \frac{T_{cr}}{T_{com} - T_{cr}}$$

y la eficiencia del sistema por bombas comparado al ciclo de Carnot con la ec. (1.9):

$$Eff = \frac{COP}{COP_c} \times 100 = \%_o$$

Toda esta serie de ecuaciones se ha agrupado dentro del sistema de cálculo mostrado en la fig. 38, donde además se han hecho las adecuaciones necesarias para que se use la misma hoja ya sea en un ciclo en una etapa, o en un ciclo en dos etapas.

V.- SISTEMA DE RECIRCULACIÓN PHILLIPS.

5.1.- APLICACIÓN EN CICLOS DE UNA ETAPA.

El diagrama de tuberías para el sistema recirculado Phillips en una etapa aparece en la fig. 30, ^(2 10 19, 25, 31).

Su operación está basada en el mantenimiento de una presión constante superior en 25 a 40 lb/pulg² a la presión de evaporación en un tanque llamado recipiente a presión controlada, cuya función es la misma que en el receptor de líquido en el sistema saturado simple: Contener el refrigerante del sistema, y asegurar la alimentación de líquido a los evaporadores ⁽³¹⁾.

A partir de este tanque se envía a los evaporadores una cantidad de líquido superior a la que se puede evaporar por efecto de la carga térmica de acuerdo a la relación de recirculación que se maneje, y que puede ser de 2 a 1 hasta 4 a 1. La relación de recirculación típica es de 3 a 1 ⁽¹⁰⁾.

Después de pasar el líquido por la válvula de expansión entra en el evaporador, y a la salida de este se tiene una mezcla líquido-vapor en proporción de dos partes de líquido por una parte de vapor en peso, para el caso de la relación de recirculación de 3 a 1.

La separación de fases ocurre en el acumulador de succión, desde el cual el vapor es succionado por los compresores para repetir el ciclo, y el líquido es drenado por gravedad hacia una trampa de líquido situada abajo del acumulador.

Una vez llena la trampa, un sensor de nivel envía una señal eléctrica a una válvula de tres vías ubicada en la parte superior de la trampa. Al recibir la señal, la válvula de tres vías cierra la conexión igualadora de presión con el acumulador de succión, y abre la conexión que lleva gas a alta presión de la descarga del compresor a la trampa de líquido.

Al entrar el gas a alta presión en la trampa ejerce un efecto similar a un pistón, forzando al líquido a salir de la trampa por las tuberías inferiores. La correcta instalación de válvulas de retención en estas tuberías evita que el líquido suba de nuevo al acumulador y lo envía hacia el recipiente de presión controlada.

Una vez vaciada la trampa un control de tiempo envía una señal eléctrica a la válvula de tres vías para que cierre el lado de gas a alta presión y abra el

lado de igualación de presiones con el acumulador de succión, con lo cual el líquido que llega a el puede drenar de nuevo a la trampa ⁽¹⁰⁾.

El líquido a la temperatura de evaporación que llega al recipiente a presión controlada proveniente de las trampas de líquido se mezcla con el líquido que llega al mismo recipiente proveniente del condensador, subenfriándolo de manera importante.

Entre el condensador y el recipiente a presión controlada existe un pequeño tanque llamado recipiente piloto, su función es regular el flujo entre estos dos equipos al tiempo que mantiene un sello que impide la igualación de presiones entre ambos.

La translación del sistema recirculado Phillips al diagrama Presión-Entalpía para una sola etapa es la fig. 31, ^(26, 31). Donde:

- 1-2.- Trabajo de compresión a entropía constante.
- 2-3.- Condensación del refrigerante a presión constante.
- 3-4.- Expansión del refrigerante líquido al pasar del recipiente piloto al recipiente de presión controlada.
- 4-5.- Subenfriamiento producido por la mezcla de líquidos a temperatura de evaporación y a la temperatura correspondiente a la presión controlada.
- 5-6.- Expansión a entalpía constante provocada por la válvula de expansión.
- 6-1.- Cambio de fase a presión constante en el evaporador, la diferencia entre h_1 y h_6 es el efecto refrigerante obtenido en el ciclo.

Como para la recirculación Phillips el recipiente a presión constante surte líquido subenfriado directamente a la válvula de expansión, la fracción de vapor generada al reducir la presión del líquido a la presión de evaporación es mucho menor que en el caso de la recirculación por bombas; por esta razón el compresor en el sistema Phillips desplaza en mayor proporción el vapor generado por efecto de la carga térmica, y como el resultado del subenfriamiento es justamente absorber mayor cantidad de calor por unidad de masa de refrigerante, en la succión del compresor circula menos fluido, reduciendo su consumo de energía y elevando la eficiencia del sistema.

5.2.- APLICACIÓN EN CICLOS DE DOS ETAPAS.

El diagrama de Flujo para un sistema recirculado Phillips en dos etapas se muestra en la fig. 32, ^(2, 10, 19, 25).

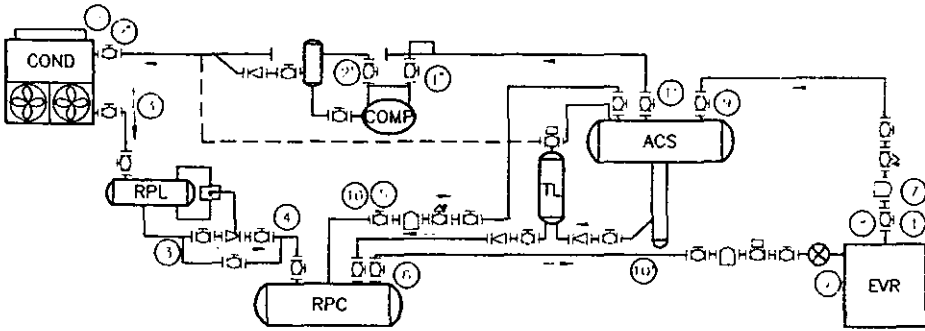


FIG. 30.- INSTALACION FRIGORIFICA CON RECIRCULACION PHILLIPS EN UNA ETAPA DE COMPRESION.

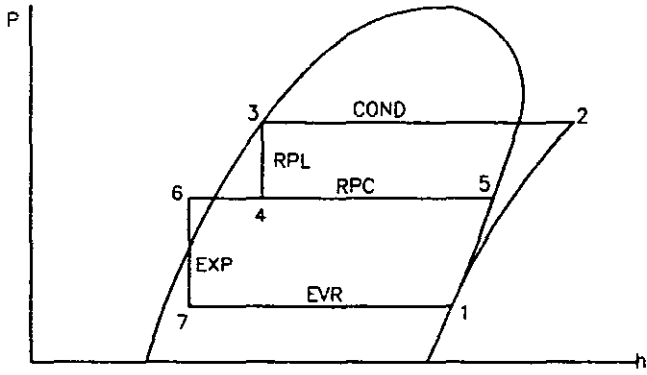


FIG. 31.- CICLO RECIRCULADO PHILLIPS EN UNA ETAPA DE COMPRESION

El principio de operación de un sistema Phillips en dos etapas es exactamente igual al de un sistema de una etapa. El único detalle característico se encuentra en el interenfriador⁽¹⁰⁾.

Como todo el subenfriamiento del líquido que va a los evaporadores se logra por la recirculación de las trampas al recipiente de presión constante, y dado que los evaporadores se alimentan directamente de este último tanque, no es necesario realizar ningún tipo de subenfriamiento o suministro de líquido en el interenfriador, por lo que este recipiente sólo cumple la función de llevar a la saturación los vapores provenientes del compresor de primera etapa, y por lo mismo, siempre se trata de un interenfriador abierto.

Reflejado en el diagrama presión-entalpía, el ciclo recirculado Phillips en dos etapas es como la fig. 33,^(26, 31). Donde:

- 1-2.- Compresión isoentrópica en la primera etapa.
- 2-3.- Enfriamiento a la saturación de los vapores provenientes de la primera etapa.
- 3-4.- Compresión isoentrópica en la segunda etapa.
- 4-5.- Condensación del refrigerante a presión constante.
- 5-6.- Pérdida de presión al pasar del recipiente piloto al recipiente a presión constante.
- 6-10.- Evaporación de una fracción de líquido en la preexpansión arriba descrita.
- 6-7.- Subenfriamiento por la mezcla de corrientes realizada en el recipiente a presión constante.
- 7-8.- Expansión del líquido que se alimenta al interenfriador.
- 8-3.- Evaporación del líquido necesaria para llevar a la saturación los vapores provenientes de la primera etapa.
- 7-9.- Expansión adiabática del refrigerante que va al evaporador.
- 9-1.- Cambio de fase a presión constante del refrigerante en el evaporador.

Es importante mencionar que para el correcto desempeño del sistema Phillips en dos etapas es preciso que la presión en el recipiente a presión controlada sea de 10 a 15 lb/pulg² mayor a la presión en el interenfriador^(10, 31).

No obstante que en la recirculación Phillips se logra producir un mayor subenfriamiento de líquido que en el sistema por bombas, también es cierto que existen ciertas pérdidas de eficiencia en la instalación real que son causadas por su propia forma de operación y que influyen de manera determinante en su desempeño termodinámico.

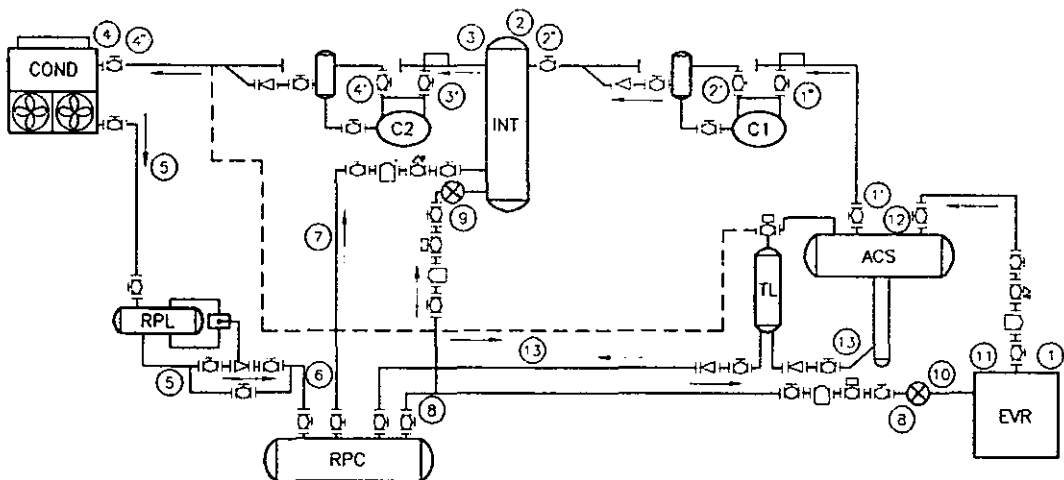


FIG. 32.- INSTALACION FRIGORIFICA CON RECIRCULACION PHILLIPS EN DOS ETAPAS DE COMPRESION.

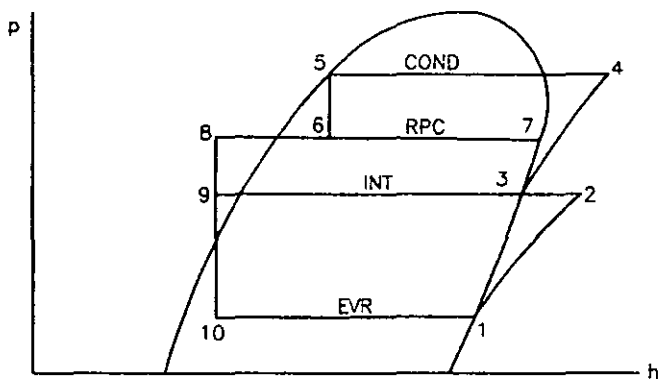


FIG. 33.- CICLO RECIRCULADO PHILLIPS EN DOS ETAPAS DE COMPRESION

5.3.- PÉRDIDAS DE EFICIENCIA EN EL SISTEMA DE RECIRCULACIÓN PHILLIPS.

5.3.1.- DESCARGA DE LAS TRAMPAS DE LÍQUIDO.

Para entender como se generan las pérdidas de eficiencia en el sistema recirculado Phillips, es necesario observar algunos detalles respecto a la energía requerida para hacer circular el líquido de las trampas usando gas a alta presión ^(2, 10, 19, 25, 31).

- Toda la energía necesaria para hacer recircular el líquido proviene del vapor impulsor, el cual esta a mayor presión y temperatura que el líquido que transfiere.
- Toda la energía empleada en la transferencia se refleja como una carga térmica directa sobre el sistema de refrigeración. Es decir, incrementando la cantidad de vapor manejada en el compresor.
- Para desplazar este vapor los compresores deberán consumir una mayor cantidad de potencia, comparados con su trabajo normal.
- Las pérdidas de eficiencia se generan al momento de eliminar la energía remanente del vapor impulsor, misma que pasa al acumulador de succión y de ahí al compresor.

En la operación de una trampa de líquido puede establecerse que la energía del vapor impulsor se absorbe de tres diferentes maneras, que ocurren simultáneamente ⁽³¹⁾:

- A) Vapor impulsor.- Al final de cada ciclo de vaciado de la trampa esta queda llena de vapor a alta presión, el cual es vertido hacia el acumulador de succión al realizarse la igualación de presiones.
- B) Condensación de vapor en el líquido frío.- Durante el ciclo de vaciado se condensa una cierta cantidad de vapor impulsor en la superficie del líquido frío.
- C) Calentamiento de la trampa.- Durante el ciclo de vaciado una parte del metal de la trampa se calienta por condensación del vapor impulsor.
- D) La carga total es la suma de estas tres.

A) CARGA DEBIDA AL GAS IMPULSOR.

Para establecer cuanto gas de transferencia es añadido al vapor de succión es necesario analizar detenidamente la construcción y operación de las trampas de líquido.

La cantidad de líquido transferido en una descarga es la diferencia entre el volumen contenido en el recipiente al inicio del ciclo, y el volumen cuando el ciclo concluye. El volumen de gas de transferencia añadido a la succión del compresor es igual a la cantidad de líquido transferido, más una ineficiencia debida a la propia construcción de la trampa: El volumen de gas que llena la parte superior del recipiente entre el nivel mas alto del líquido al inicio del ciclo y la tapa del mismo. Este volumen adicional representa gas a alta presión que no realiza trabajo útil en el vaciado de la trampa, pero que se añade a la succión del compresor después de cada ciclo ⁽³¹⁾.

Para trampas de líquido tipo vertical el nivel de inicio de descarga tradicionalmente se coloca a 2 pulg. debajo de la soldadura superior de la tapa, con el fin de que exista suficiente espacio para las diversas conexiones que deben hacerse en la trampa (interruptor de nivel, válvula de tres vías y cristal de nivel). Por otro lado, el cristal de nivel inferior se coloca 2 pulg. por arriba de la soldadura de la tapa inferior, y el control de tiempo para la transferencia debe calibrarse de tal forma que el recipiente se vacíe casi totalmente, pero dejando un sello líquido que impida el paso del gas de descarga hacia el recipiente a presión controlada. Para fines prácticos se establece el nivel para el final de la descarga a 2 pulg. debajo de la costura inferior según se muestra en el esquema de la fig. 34, ⁽¹⁰⁾.

Con el fin de calcular la carga de gas a alta presión es necesario obtener la masa de gas que llena la trampa a cada ciclo de descarga, misma que se define como ⁽³¹⁾:

$$M_G = \frac{V_G}{v} \quad (4.22)$$

También se debe obtener el sobrecalentamiento en el gas de transferencia con respecto al vapor de succión del compresor:

$$S_h = M_G \cdot (h_c - h_s) \quad (4.23)$$

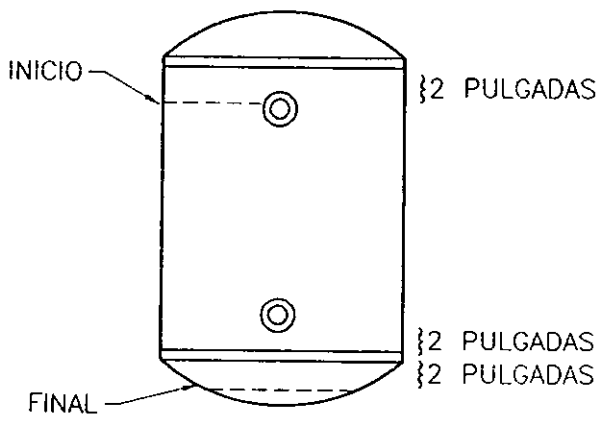


FIG. 34.- REPRESENTACION ESQUEMATICA DE UNA TRAMPA DE LIQUIDO.

El gasto específico de refrigerante en el sistema expresa la cantidad de refrigerante que debe circular por el mismo por cada tonelada de refrigeración de capacidad, y se calcula como:

$$M_E = \frac{200}{h_c - h_i} \quad (4.24)$$

Por último, la carga debida al gas de transferencia se obtiene de:

$$Q_x = S_h + \left(\frac{M_G}{M_E} \cdot 200 \right) \quad (4.25)$$

donde el segundo término de la ecuación expresa el equivalente en toneladas de refrigeración de cada unidad de masa de gas usado para descargar la trampa, y es una cantidad característica de cada sistema en particular, pues depende de sus condiciones de operación.

B) CARGA DEBIDA A LA CONDENSACIÓN DEL VAPOR EN EL LÍQUIDO FRÍO.

La superficie líquida en una trampa bien diseñada debe ser muy estable durante el ciclo de transferencia, evitándose la agitación o chapoteo por el contacto directo de la corriente de gas en el líquido, que resultaría en un gasto extremo de energía. Por esta razón los principales fabricantes de estos recipientes disponen de mamparas y tuberías internas diseñadas para que exista un rápido incremento de presión con una interfase bastante estable⁽¹⁰⁾.

La llegada del gas de transferencia a la trampa de líquido resulta en un proceso complejo de transporte de calor y masa durante el tiempo que dura la descarga, y que tiene lugar en el plano horizontal de refrigerante líquido, donde el vapor que se condensa tiende a acumularse y formar una capa de líquido a la temperatura del gas de transferencia. Esta película de refrigerante actúa como una barrera al flujo de calor al incrementar la temperatura de la superficie.

Resulta razonable establecer que el coeficiente de transferencia de calor en la interfase líquido-gas alcanzará sus más altos valores rápidamente, durante la presurización del recipiente, pero se reducirá bruscamente conforme el ciclo progresa y el refrigerante abandona la trampa,⁽³¹⁾.

Si el fondo de un recipiente con paredes aisladas se mantiene a una temperatura T_w , y si el recipiente contiene vapor a una temperatura T_s y existe suministro de vapor suficiente para mantener una presión constante en el mismo, como sucede en la trampa de líquido, entonces la velocidad de condensación en estado transiente puede aproximarse asumiendo que toma lugar un proceso de conducción en estado cuasi-estable, y que existe una distribución de temperatura aproximadamente lineal en el líquido condensado. En este caso el balance de energía se escribe, ⁽²⁴⁾:

$$Q_c = \frac{k}{\delta} \cdot (T_s - T_w) = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{d\delta}{dt} \quad (4.26)$$

Integrando desde $t=0$ hasta t se obtiene:

$$2k \cdot t \cdot (T_s - T_w) = \rho \cdot \lambda \cdot \delta^2 \quad (4.27)$$

Despejando el espesor de la capa de condensado como:

$$\delta = \sqrt{\frac{2k \cdot t \cdot (T_s - T_w)}{\rho \cdot \lambda}} \quad (4.28)$$

Una vez evaluado el espesor de condensado, se puede calcular el volumen de condensado:

$$V = \delta \cdot A_T \quad (4.29)$$

y su masa:

$$M = V \cdot \rho \quad (4.30)$$

Finalmente, el calor cedido en la superficie líquida por la condensación se evalúa:

$$Q_c = M \cdot \lambda \quad (4.31)$$

Puede concluirse claramente que el espesor de la película de condensado depende directamente del tiempo que dura la descarga de la trampa. Por razones obvias es deseable mantener este tiempo en su valor mínimo, considerando de manera práctica que la entrada de gas impulsor a la trampa ocurre en un período de 30 segundos aproximadamente, pues el

rango de operación para los controles de tiempo usados en estos recipientes es de 10 a 60 segundos ⁽¹⁰⁾.

Cuando el gas impulsor se encuentra en estado sobrecalentado al entrar en la trampa de líquido, hay un mayor gradiente térmico entre este y el líquido frío sobre el cual se condensa; además de que también es mayor la cantidad de calor que es necesario eliminar para condensar el vapor sobrecalentado. Sin embargo, los reportes bibliográficos existentes sobre resultados experimentales señalan que el incremento en la velocidad de condensación generado por el sobrecalentamiento del gas es muy pequeño e inclusive despreciable, y que las ecuaciones arriba descritas resultan muy confiables en sus predicciones. Por esta razón, para el presente estudio se considera que el sobrecalentamiento en el gas impulsor no ejerce ningún efecto en la velocidad de condensación ⁽²⁴⁾.

C) CARGA DEBIDA AL CALENTAMIENTO DEL METAL EN LA TRAMPA.

El ciclo de descarga toma lugar mientras el gas impulsor presuriza la trampa de líquido desde su parte superior, desplazando el refrigerante a través de la válvula de retención de descarga hacia el recipiente a presión controlada. Durante el proceso el gas caliente se condensa sobre el metal de la trampa y la calienta conforme el líquido es vaciado. Este condensado se añade al líquido que retorna al recipiente a presión controlada en la siguiente descarga de la trampa, o bien es vuelto a evaporar cuando se iguala la presión de la trampa con el acumulador de succión.

Lo que no debe perderse de vista es que todo el calor absorbido por el metal de la trampa durante la transferencia es removido por el propio refrigerante al momento de iniciar la fase de llenado en el siguiente ciclo de transferencia. Y que todo este calor es una carga más en el sistema de refrigeración ^(2, 25).

El calor absorbido por el metal de la trampa en cada ciclo puede definirse como ⁽³¹⁾:

$$Q_m = M \cdot C_p \cdot \eta \cdot (T_i - T_c) \quad (4.32)$$

Para establecer la masa de metal que realmente se expone al gas de transferencia en cada descarga de la trampa, se debe considerar que el ciclo de vaciado debe terminar antes que esta se encuentre vacía en su totalidad, de tal forma que en el fondo de la misma exista un sello de líquido.

Es al momento de diseñar la trampa que se toman las providencias necesarias para situar el límite del sello de líquido lo más bajo posible. El criterio usado en este estudio es que el nivel final de vaciado está dos pulgadas abajo de la soldadura de la tapa inferior de la trampa.

El factor de calentamiento se origina a partir del hecho de que no toda la masa de metal de la trampa expuesta al gas impulsor alcanza el equilibrio de temperatura con este último durante la fase de vaciado, o con el líquido frío durante la fase de llenado.

Lorentzen (1965) graficó los perfiles de temperatura para el metal contra el del líquido o del gas en el interior de la trampa vertical durante ciclos de transferencia de aproximadamente 60 segundos. En sus gráficas puede observarse lo siguiente:

- El metal de la parte no sumergida del recipiente a lo alto del mismo no varía su temperatura de gran manera con respecto a la del gas impulsor.
- El metal al fondo del recipiente que siempre permanece sumergido no varía su temperatura respecto a la del líquido frío.
- Existe un calentamiento muy pequeño en el líquido que deja la trampa.
- Las paredes de metal del recipiente se enfrían durante todo el ciclo de transferencia, hasta que son expuestas al gas impulsor, y jamás alcanzan la temperatura de este último.

El análisis de estos perfiles térmicos indica que asumir para el factor de calentamiento un valor de 0.8 resulta realista. Por tal razón ese es el valor que se utilizará en el presente estudio ⁽³¹⁾.

D) CARGA TOTAL POR OPERACIÓN DE TRAMPAS DE LÍQUIDO.

Una vez definidas las ecuaciones que permiten estimar las ganancias de calor en el vaciado de las trampas de líquido, es preciso efectuar los cálculos para las diferentes dimensiones de trampas más comunes en la industria, considerando las condiciones de operación más representativas que se presentan realmente en nuestro país.

La carga total por operación de trampas será la suma de las tres cargas establecidas anteriormente ⁽³¹⁾:

$$Q_T = Q_K + Q_c + Q_m \quad (4.33)$$

y para obtener la carga promedio por hora se multiplican la carga total por ciclo y el número de ciclos por hora realizados en la trampa:

$$Q_{hr} = Q_T \cdot n \quad (4.34)$$

Como se ha dicho anteriormente, el resultado final del funcionamiento de las trampas es la generación de una cierta masa de vapor, misma que se evalúa como:

$$M = \frac{Q_{hr}}{\lambda} \quad (4.35)$$

Con el fin de sistematizar el estudio de eficiencias en las instalaciones con recirculación tipo Phillips se evaluarán las cargas debidas al funcionamiento de las trampas de líquido, conforme se detalla en las ecuaciones (4.22), a la (4.35), para las siguientes condiciones:

- Temperatura de Evaporación De -40, -20, 0, y 20°F.
- Temperatura de Condensación De 85, 90, y 95 °F
- Tamaño de Trampa Los 7 más comunes.

Utilizando para ello las características constructivas de las trampas, según se muestran en la tabla de la fig. 35. Considerando que el gas usado en la descarga de la trampa se encuentra saturado a la presión de condensación.

FIG. 35.
ESPECIFICACIONES CONSTRUCTIVAS DE TRAMPAS DE LÍQUIDO ⁽¹⁰⁾.

| Tamaño | Capacidad (T.R.) | Volúmen líquido Descarga (ft ³) | Volúmen Gas Descarga (ft ³) | Area Transversal (ft ²) | Masa metal Expuesta (lbs) | Masa de Trampa (lbs) |
|--------|------------------|---|---|-------------------------------------|---------------------------|----------------------|
| 12x26 | 50 | 1.702 | 1.993 | 0.785 | 193.5 | 226.8 |
| 16x38 | 70 | 3.886 | 4.349 | 1.227 | 351.8 | 404.6 |
| 18x38 | 110 | 4.992 | 5.620 | 1.576 | 401.4 | 466.4 |
| 20x40 | 170 | 6.563 | 7.393 | 1.969 | 466.8 | 542.0 |
| 24x42 | 60 | 10.10 | 11.48 | 2.885 | 594.9 | 698.6 |
| 30x48 | 340 | 18.35 | 20.61 | 4.587 | 850.5 | 1007 |
| 30x54 | 520 | 20.64 | 22.91 | 4.587 | 930.6 | 1097 |

5.3.2.- PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN.

En el caso del sistema de recirculación Phillips se aplican los mismos criterios referentes a las caídas de presión por fricción que en el sistema recirculado por bombas.

5.3.3.-GANANCIAS DE CALOR EN TUBERÍAS A BAJA TEMPERATURA.

Las entradas de calor en las líneas a baja presión del sistema recirculado Phillips se manifiestan de la misma forma que en el sistema por bombas.

La translación al diagrama Presión-Entalpía del ciclo recirculado Phillips considerando todas las desviaciones del ciclo ideal para sistemas en una sola etapa aparece en la fig. 36. Donde:

- 1-1'.- Pérdidas por fricción en el retorno húmedo.
- 1'-1".-Pérdidas por fricción y ganancias de calor en la succión.
- 1"-2'.-Trabajo de compresión.
- 2'-2".-Pérdidas por fricción en la línea de descarga.
- 2"-3.- Condensación del vapor sobrecalentado en líquido saturado.
- 3-4.- Preexpansión en el recipiente piloto.
- 4-6.- Subenfriamiento por mezcla de corrientes en el recipiente a presión controlada.
- 6-7.- Expansión en el líquido alimentado al evaporador.
- 8-1.- Cambio de fase del líquido en el evaporador.
- 8-9.- Pérdida de presión por fricción en el retorno húmedo.
- 10-1'.-Evaporación de líquido en el retorno húmedo.

La masa de vapor que realmente sale del acumulador de succión hacia los compresores en las instalaciones con recirculación Phillips consiste en el vapor formado por: la carga térmica, el paso a través de la válvula de expansión, las pérdidas por fricción y las ganancias de calor en el retorno húmedo, y por último, la preexpansión del líquido en el recipiente piloto.

Para el ciclo en dos etapas es la fig. 37. Donde:

- 1-1'.- Pérdida de presión por fricción en el retorno húmedo.
- 1'-1".-Pérdidas por fricción y ganancias de calor en la línea de succión de primera etapa.
- 1"-2'.-Trabajo de compresión en la primera etapa.
- 2'-2".-Pérdidas por fricción en la línea de descarga de la primera etapa.

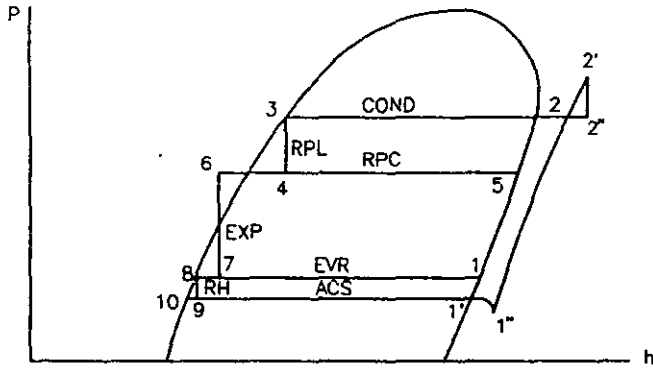


FIG. 36.- CICLO RECIRCULADO PHILLIPS EN UNA ETAPA CONSIDERANDO PERDIDAS DE PRESION Y GANANCIAS DE CALOR

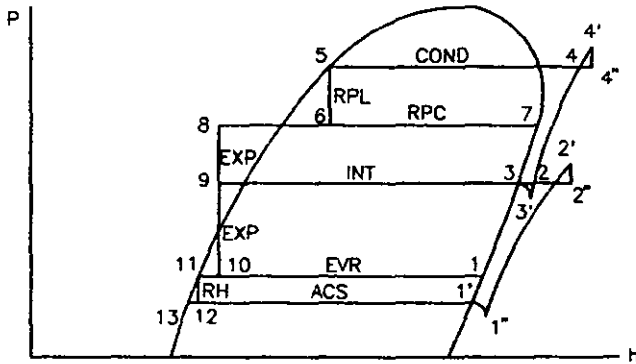


FIG. 37.- CICLO RECIRCULADO PHILLIPS EN DOS ETAPAS CONSIDERANDO PERDIDAS DE PRESION Y GANANCIAS DE CALOR

- 2"-3.- Enfriamiento a la saturación en el interenfriador.
- 3-3'.- Pérdidas por fricción y ganancias de calor en la línea de succión de la segunda etapa.
- 3'-4'.- Trabajo de compresión de la segunda etapa.
- 4'-4".- Pérdidas por fricción en la línea de descarga de la segunda etapa.
- 4"-5.- Condensación del vapor sobrecalentado en líquido saturado.
- 5-6.- Preexpansión en el recipiente piloto.
- 6-8.- Subenfriamiento por mezcla de corrientes en el recipiente a presión controlada.
- 8-10.- Expansión del líquido alimentado al evaporador.
- 9-3.- Evaporación del líquido en el interenfriador.
- 11-1.- Cambio de fase en el evaporador.
- 11-12.- Pérdidas de presión por fricción en el retorno húmedo.
- 13-1'.- Evaporación de líquido en el retorno húmedo.

Para las instalaciones recirculadas Phillips en dos etapas son válidas las consideraciones hechas en el sistema en una sola etapa por lo que se refiere a la masa de vapor que realmente es succionada por el compresor.

5.4.- CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN SISTEMAS RECIRCULADOS PHILLIPS.

5.4.1.- SISTEMAS EN UNA ETAPA.

Cuando se ha definido la manera en que se establecerán las condiciones reales de succión y descarga en las instalaciones frigoríficas con sistema Phillips, es posible normalizar una serie de ecuaciones que permita evaluar su eficiencia. Se inicia de la misma forma que en el sistema por bombas; estimando las fracciones de vapor generadas en los diferentes niveles de presión.

- Fracción de líquido en el recipiente a presión controlada:

$$Xl_{RPC} = \frac{h_{v_{RPC}} - h_{l_{RPL}}}{h_{v_{RPC}} - h_{l_{RPC}}} \quad (4.36)$$

- Fracción de vapor en el recipiente a presión controlada:

$$Xv_{RPC} = 1 - Xl_{RPC} \quad (4.37)$$

- Fracción de líquido en el evaporador:

$$Xl_{EVR} = \frac{hv_{EVR} - hl_{SUB}}{hv_{EVR} - hl_{EVR}} \quad (4.38)$$

- Fracción de vapor en el evaporador:

$$Xv_{EVR} = 1 - Xl_{EVR} \quad (4.39)$$

- Fracción de líquido en el acumulador:

$$Xl_{ACS} = \frac{hv_{ACS} - hl_{EVR}}{hv_{ACS} - hl_{ACS}} \quad (4.40)$$

- Fracción de vapor en el acumulador:

$$Xv_{ACS} = 1 - Xl_{ACS} \quad (4.41)$$

Posteriormente se estima un aproximado de la masa de refrigerante que se alimenta al evaporador:

$$Rl_{EVR} = \frac{n \cdot Q_o}{hv_{EVR} - hl_{SUB}} \quad (4.42)$$

y las masas de refrigerante evaporadas por la operación del ciclo.

- Vapor generado por la válvula de expansión:

$$Rv_{EXP} = Rl_{EVR} \cdot Xv_{EVR} \quad (4.43)$$

- Vapor generado por la carga térmica:

$$Rv_{Q_o} = \frac{Q_o}{hv_{EVR} - hl_{EVR}} \quad (4.44)$$

- Vapor que sale del evaporador:

$$V_{EVR} = Rv_{EXP} + Rv_{Q_o} \quad (4.45)$$

- Vapor generado por caídas de presión en retorno húmedo:

$$Rv_{\Delta P} = (Rl_{EVR} - V_{EVR}) \cdot Xv_{ACS} \quad (4.46)$$

- Vapor generado por ganancias de calor en retorno húmedo:

$$Rv_{\Delta Q} = \frac{\Delta Q_{RH}}{hv_{ACS} - hl_{ACS}} \quad (4.47)$$

Siendo la suma de todas éstas igual al flujo de líquido que drena a trampas:

$$L_{TL} = Rl_{EVR} - Rv_{EXP} - Rv_{Qo} - Rv_{\Delta P} - Rv_{\Delta Q} \quad (4.48)$$

- Número de descargas por hora en las trampas:

$$N_{desc} = \frac{L_{TL} \cdot v' l_{ACS}}{V_{TL}} \quad (4.49)$$

- Carga debida al funcionamiento de las trampas:

$$Q_{TL} = N_{desc} \cdot \Delta Q_{ciclo} \quad (4.50)$$

- Vapor generado por las trampas

$$Rv_{TL} = \frac{Q_{TL}}{hv_{ACS} - hl_{ACS}} \quad (4.51)$$

y la suma de todas las masas de vapor es el flujo que circula en el acumulador de succión:

$$V_{ACS} = Rv_{EXP} + Rv_{Qo} + Rv_{\Delta P} + Rv_{\Delta Q} + Rv_{TL} \quad (4.52)$$

que se usa para obtener la masa de refrigerante que llega al recipiente de presión controlada como:

$$R_{ALM} = \frac{V_{ACS}}{Xl_{RPC}} \quad (4.53)$$

La masa de vapor por expansión en el recipiente de presión controlada es:

$$Rv_{RPC} = R_{ALM} \cdot Xv_{RPC} \quad (4.54)$$

Y la suma del refrigerante manejado en el acumulador y el vapor generado en el recipiente a presión constante es la succión del compresor:

$$V_{S_1} = V_{AC} + R_{V_{RPC}} \quad (4.55)$$

Así, se puede determinar el trabajo de compresión como:

$$W_A = V_{S_1} \cdot (hd_{c1} - hs_{c1}) \quad (4.56)$$

y con este último, el coeficiente de operación referido al ciclo de Rankine:

$$COP = \frac{Q_o}{W_A} \quad (4.57)$$

El coeficiente de operación para el ciclo de Carnot invertido es la ec. (1.8):

$$COP_C = \frac{T_{evr}}{T_{cond} - T_{evr}}$$

y la eficiencia del sistema de recirculación Phillips cuando se le compara al ciclo de Carnot es igual a la ec. (1.9):

$$Eff = \frac{COP}{COP_C} \times 100 = \%$$

Terminando de esta manera la evaluación de eficiencia del ciclo.

5.4.2.- SISTEMAS EN DOS ETAPAS.

Para el ciclo en dos etapas se inicia la secuencia de la misma manera que en el ciclo en una etapa, pero posteriormente a conocer la masa de vapor succionada por el compresor de primera etapa, ec. (4.55) se hace el balance en el interenfriador:

$$V_{INT} = V_{S_1} \cdot \left(\frac{hd_{c1} - hl_{RPC}}{hs_{c2} - hl_{RPC}} \right) \quad (4.58)$$

que se usa para establecer la cantidad de refrigerante que llega al recipiente a presión controlada:

$$R_{ALM} = \frac{V_{INT}}{Xl_{RPC}} \quad (4.59)$$

- Vapor por la expansión del recipiente piloto al recipiente a presión controlada:

$$Rv_{RPC} = R_{ALM} \cdot Xv_{RPC} \quad (4.60)$$

y la suma del vapor manejado en el interenfriador, y el vapor generado en el recipiente a presión constante es el vapor succionado por el compresor de segunda etapa:

$$Vs_2 = V_{INT} + Rv_{RPC} \quad (4.61)$$

Así, se pueden conocer los trabajos de compresión de las dos etapas.

- Trabajo de compresión primera etapa:

$$W_B = Vs_1 \cdot (hd_{c1} - hs_{c1}) \quad (4.62)$$

- Trabajo de compresión segunda etapa:

$$W_A = Vs_2 \cdot (hd_{c2} - hs_{c2}) \quad (4.63)$$

y el coeficiente de operación del sistema referido al ciclo de Rankine se define como:

$$COP = \frac{Q_o}{W_B + W_A} \quad (4.64)$$

el coeficiente de operación referido al ciclo de Carnot inverso es (1.8):

$$COP_C = \frac{T_{evr}}{T_{cmd} - T_{evr}}$$

Finalmente, se obtiene la eficiencia del sistema Phillips comparada con el ciclo de Carnot como (1.9):

$$Eff = \frac{COP}{COP_C} \times 100 = \%$$

Esta serie de ecuaciones se ha organizado en la hoja de cálculo mostrada en la fig. 38, donde además se han hecho las modificaciones necesarias para usar una sola hoja en evaluaciones de ciclos en una o dos etapas.

VI.- CÁLCULO DE EFICIENCIAS OPERATIVAS EN SISTEMAS FRIGORÍFICOS RECIRCULADOS A NIVEL INDUSTRIAL.

La fig. 38 muestra la hoja de cálculo desarrollada para estimar las eficiencias en los sistemas recirculados, se ha tratado de que para su uso sólo sea necesario contar con los datos básicos de diseño que definen una instalación frigorífica. A continuación se explica en qué consiste cada uno de sus apartados.

A.- Características del sistema.- Aquí se enlistan las características básicas del sistema, estas sirven para realizar las elecciones de los diámetros de tubería a utilizar, de los espesores de aislante, así como del tamaño de la trampa de líquido apropiada.

B.- Descripción de tuberías.- En este inciso se anotan los diámetros y las longitudes de cada una de las líneas de la instalación, además de que se desglosan todas las válvulas y accesorios presentes en ellas.

C.- Pérdidas por fricción en tuberías y accesorios.- En el cual se establecen los flujos y velocidades aproximados de refrigerante para cada línea del sistema; estos datos son necesarios para calcular las caídas de presión correspondientes según las ecuaciones (2.1), (2.2), y (2.23) después de haber consultado las gráficas de las figuras 42 a 49, ó 76 a 77 según sea el caso.

D.- Ganancias de calor en tuberías a baja temperatura.- Empleando la ec. (3.7) y datos leídos de las tablas de las figs. 55 o 56 según el caso, se estiman las entradas de calor que ocurren en el lado de baja presión de la instalación.

E.- Aumento de temperatura por ganancias de calor en tuberías de succión.- Aplicando la ec. (3.6) con propiedades del vapor provenientes de tablas se resuelve esta sección.

H.- Condiciones finales de operación.- Donde se aplican todos los resultados obtenidos en los incisos anteriores para evaluar las presiones y temperaturas reales de funcionamiento del ciclo.

I.- Propiedades del refrigerante.- Aquí se anotan las propiedades del refrigerante que interesan para continuar los cálculos, mismas que se leen en tablas con la información de la sección anterior.

J.- Especificación del sistema de recirculación.- En este apartado se definen todas las características del sistema de recirculación que son importantes para el estudio de la instalación, ya sea por medio de bombas, o por trampas de líquido.

K.- Cálculo de eficiencia.- Esta es la serie de ecuaciones que permite establecer todas las condiciones de operación en cada ciclo, además de sus eficiencias, según se han descrito en el capítulo 4 del presente estudio.

6.1.- APLICACIÓN DE LA SECUENCIA DE CÁLCULO A CASOS PRÁCTICOS.

Con el fin de probar la utilidad de la secuencia desarrollada será necesario aplicarla a algunos ejemplos que por sus características se asemejen a lo que ocurre en la realidad. Las condiciones a manejar serán:

-Temperatura de evaporación.- Como se ha visto antes, este parámetro es decisivo para considerar si una instalación se realizará con una o dos etapas de compresión. Para incluir los casos más representativos dentro de la industria de alimentos se manejarán temperaturas de evaporación de: 20, 0, -20, y -40°F.

- Etapas de compresión.- Independientemente de la factibilidad de realizar la compresión en una sola etapa con compresores de tornillo, para los casos con temperaturas de evaporación de -20 y -40 °F se considerarán dos etapas de compresión.

- Razón de recirculación.- Para establecer una comparación en el desempeño de los dos sistemas con respecto a diferentes rangos de recirculación que favorezcan a uno y otro se usarán las razones de recirculación de 2 a 1, 3 a 1, y 6 a 1.

- Temperatura de Condensación.- Para el caso mas representativo, que es la relación de recirculación de 3 a 1, también se variará la temperatura de condensación, considerando que los resultados de este único rango serán representativos de lo que ocurre en las razones de recirculación restantes, y que servirán para concluir de forma general. Los rangos serán 85, 90, y 95 °F.

En las figuras 39 y 40 se han resuelto dos casos representativos. Los resultados de los cálculos se muestran a continuación.

FIG. 38.- CALCULO DE EFICIENCIAS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS RECIRCULADAS A NIVEL INDUSTRIAL.

| A - CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA | | | | |
|---------------------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------|-----------|
| Carga Térmica : | (T.R.), | (BTU/min) | Refrigerante : | |
| Razón de Recirculación: | | | Número de Etapas : | |
| Presión Evaporación : | (lb/in ² abs) | (kg/cm ² abs) | Temperatura Evaporación : | (°F) (°C) |
| Presión Condensación: | (lb/in ² abs) | (kg/cm ² abs) | Temperatura Condensación: | (°F) (°C) |
| Presión Intermedia : | (lb/in ² abs) | (kg/cm ² abs) | Temperatura Intermedia : | (°F) (°C) |

| B - DESCRIPCIÓN DE TUBERÍAS, AISLAMIENTO, VÁLVULAS Y ACCESORIOS | | | | | | | | | | | | |
|---|-----------------|-----------------|----------------|----------|------------|---|-------------|---|-------|---|-----|---|
| | Tubería | | Aislamiento | | Válv Globo | | Válv Angulo | | Codos | | Tes | |
| | Diámetro (pulg) | Longitud (pies) | Espesor (pulg) | Material | # | K | # | K | # | K | # | K |
| Desc 1ª et | | | | | | | | | | | | |
| Desc 2ª et | | | | | | | | | | | | |
| Condensado | | | | | | | | | | | | |
| Líquido | | | | | | | | | | | | |
| Ret Humedo | | | | | | | | | | | | |
| Succ 1ª et | | | | | | | | | | | | |
| Succ 2ª et | | | | | | | | | | | | |

| C - PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|-------------------------------|
| Descarga 1ª Etapa | Velocidad = _____ (pie/s) |
| F.M. = $Q_0(TR) \times PF(lb/minTR)$ | = _____ (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = ()^2 Vel(pie/s) \times \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = \text{pieSTR} \times \Delta P_{100} + 100$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = \#VG \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = \#VA \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = \#C \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTes = \#T \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| Válvula de Retención | = _____ (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = _____ (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Descarga 1ª Etapa | = _____ (lb/in ²) |

| C - PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|-------------------------------|
| Descarga 2ª Etapa | Velocidad = _____ (pie/s) |
| F.M. = $Q_0(TR) \times 1.2 \times PF(lb/minTR)$ | = _____ (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = ()^2 Vel(pie/s) \times \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = \text{pieSTR} \times \Delta P_{100} + 100$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = \#VG \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = \#VA \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = \#C \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTes = \#T \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| Válvula de Retención | = _____ (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = _____ (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Descarga 2ª Etapa | = _____ (lb/in ²) |

| C. - PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | | Velocidad = _____ (pie/s) |
|---|--|-------------------------------|
| Succión 1ª Etapa | | |
| F.M. = | $Q_0(TR) \times PF(lb/minTR)$ | = _____ (lb/min) |
| $\Delta PK=1 =$ | $(\text{_____})^2 Vel(pie/s) \times \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTR =$ | $piestr \times \Delta P_{100} + 100$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo =$ | $\#VG \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng =$ | $\#VA \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos =$ | $\#C \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTes =$ | $\#T \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | | = _____ (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Succión 1ª Etapa | | = _____ (lb/in ²) |

| C. - PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | | Velocidad = _____ (pie/s) |
|---|--|-------------------------------|
| Succión 2ª Etapa | | |
| F.M. = | $Q_0(TR) \times 1.2 \times PF(lb/minTR)$ | = _____ (lb/min) |
| $\Delta PK=1 =$ | $(\text{_____})^2 Vel(pie/s) \times \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTR =$ | $piestr \times \Delta P_{100} + 100$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo =$ | $\#VG \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng =$ | $\#VA \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos =$ | $\#C \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTes =$ | $\#T \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | | = _____ (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Succión 2ª Etapa | | = _____ (lb/in ²) |

| C. - PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | | Velocidad = _____ (pie/s) |
|---|--|-------------------------------|
| Alimentación de Líquido | | |
| F.M. = | $Q_0(TR) \times PF(lb/minTR)$ | = _____ (lb/min) |
| $\Delta PK=1 =$ | $(\text{_____})^2 Vel(pie/s) \times \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTR =$ | $piestr \times \Delta P_{100} + 100$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo =$ | $\#VG \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng =$ | $\#VA \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos =$ | $\#C \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| $\Delta PTes =$ | $\#T \times K \times \Delta PK=1$ | = _____ (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | | = _____ (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Alimentación de Líquido | | = _____ (lb/in ²) |

C - PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERIAS Y ACCESORIOS

| | | | |
|---------------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------|
| Retorno Húmedo | | | |
| F.M. = | $Q_o(TR) \times$ | $PF(lb/minTR)$ | = (lb/min) |
| Vel Med. = | $FM(lb/min) \times$ | $v_m(pie^3/lb) \times 2.4 +$ | $A^2(in^2) =$ (pie/s) |
| $\Delta PK=1 =$ | $(\quad)^2 VM(pie/s) \times$ | $\rho_m(lb/pie^3) + 9265 =$ | (lb/in ²) |
| $\Delta PTR =$ | $pieSTR \times$ | $\Delta P_{100} + 100 =$ | (lb/in ²) |
| $\Delta PV_{Globo} =$ | $\#VG \times$ | $K \times \Delta PK=1 =$ | (lb/in ²) |
| $\Delta PV_{Ang} =$ | $\#VA \times$ | $K \times \Delta PK=1 =$ | (lb/in ²) |
| $\Delta P_{Codos} =$ | $\#C \times$ | $K \times \Delta PK=1 =$ | (lb/in ²) |
| $\Delta P_{Res} =$ | $\#T \times$ | $K \times \Delta PK=1 =$ | (lb/in ²) |
| Válvula Reguladora | | | = (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | | | = (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Retorno Húmedo | | | = (lb/in ²) |

D - GANANCIAS DE CALOR EN TUBERIAS A BAJA TEMPERATURA.

| | | | | |
|------------------|-------------------|------------------------------|--|---------------------|
| Succ. 1ª Etapa = | $TR(pies) \times$ | $\Delta T(^{\circ}F) \times$ | $\Delta Q_{100}(BTU/pie^{\circ}C) + 100 =$ | (BTU/hr); (BTU/min) |
| Succ. 2ª Etapa = | $TR(pies) \times$ | $\Delta T(^{\circ}F) \times$ | $\Delta Q_{100}(BTU/pie^{\circ}C) + 100 =$ | (BTU/hr); (BTU/min) |
| Ret. Húmedo = | $TR(pies) \times$ | $\Delta T(^{\circ}F) \times$ | $\Delta Q_{100}(BTU/pie^{\circ}C) + 100 =$ | (BTU/hr); (BTU/min) |

E - AUMENTO DE TEMPERATURA POR GANANCIAS DE CALOR EN LINEAS DE SUCCIÓN.

| | | | | |
|------------------|-----------------------------------|---------------------|------------------------------|-----------------|
| Succ. 1ª Etapa = | $\Delta Q_1(BTU/hr) + (60 \times$ | $FM(lb/min) \times$ | $C_{p_v}(BTU/lb^{\circ}F) =$ | ($^{\circ}F$) |
| Succ. 2ª Etapa = | $\Delta Q_2(BTU/hr) + (60 \times$ | $FM(lb/min) \times$ | $C_{p_v}(BTU/lb^{\circ}F) =$ | ($^{\circ}F$) |

F - CONDICIONES FINALES DE OPERACION.

| | | | |
|-----------------------|---|---|------------------------|
| P Cond. = | (lb/in ²), = | (kg/cm ²) | |
| P Evap. = | (lb/in ²), = | (kg/cm ²) | |
| P Int. = | $(P_{cond} \times P_{evap})^{1/2} =$ | (lb/in ²) = (kg/cm ²) | |
| P desc ₁ = | $P_{inter} + \Delta P_{desc_1} =$ | (lb/in ²) | |
| P desc ₂ = | $P_{cond} + \Delta P_{desc_2} =$ | (lb/in ²) | |
| P succ ₁ = | $P_{ev} - \Delta PRH - \Delta P_{succ_1} =$ | (lb/in ²) | |
| P succ ₂ = | $P_{int} - \Delta P_{succ_2} =$ | (lb/in ²) | |
| PACS = | $P_{ev} - \Delta PRH =$ | (lb/in ²) | |
| PRPC = | $P_{ev} + \Delta p_{atm} =$ | (lb/in ²) | TRPC = ($^{\circ}F$) |
| T succ ₁ = | $T@P_{succ_1} + \Delta T_1 =$ | ($^{\circ}F$) | |
| T succ ₂ = | $T@P_{succ_2} + \Delta T_2 =$ | ($^{\circ}F$) | |
| T subent = | $(TRPC \times M_1 + TACS \times (n-1)M_1) + (n)M_1 =$ | ($^{\circ}F$) | |

G - PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE

| | Presión (lb/in ²) | Temperatura ($^{\circ}F$) | Entalpía liq (BTU/lb) | Entalpía vap (BTU/lb) | Vol. Esp. (pie ³ /lb) |
|-------------------|-------------------------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------------------|
| Desc. 1ª Etapa | | | | | |
| Desc. 2ª Etapa | | | | | |
| Condensado | | | | | |
| Rec. P. Constante | | | | | |
| Interenfriador | | | | | |
| Liq. Subenfriado | | | | | |
| Acum. Succión | | | | | |
| Evaporador | | | | | |
| Succión 1ª Etapa | | | | | |
| Succión 2ª Etapa | | | | | |

SISTEMA POR BOMBAS.

| H.- ESPECIFICACIÓN DE LA BOMBA. | |
|--|--|
| Líquido al evaporador = $n \times Q_0 + (h_{VEVR} - h_{LEVR}) =$ | (lb/min), (pie ³ /min) |
| Recirculación Bomba = | (lb/min), (pie ³ /min) $\Delta P_{Bomba} =$ (lb/in ²) |
| Flujo Total en Bomba = | (lb/min), (pie ³ /min) Potencia Bomba = (H.P.), (BTU/min) |
| $\Delta Q_{bomba} = Q_{bomba} \text{ (BTU/lb)} \times$ | $FM \text{ (lb/min)} =$ (BTU/min) |

| I.- EVALUACION TERMODINÁMICA. | |
|---|-----------|
| Fración líquida ACS = $(h_{VACS} - h_{LRAP} \text{ o } h_{LINT}) + (h_{VACS} - h_{LACS}) =$ | |
| Fración vapor ACS = $1 - X_{LACS} =$ | |
| Refrigerante evaporado por $Q_0 = Q_0 + (h_{VEVR} - h_{LACS}) =$ | (lb/min) |
| Refrigerante evaporado por $\Delta Q_{Bomba} = \Delta Q_{Bom} + (h_{VACS} - h_{LACS}) =$ | (lb/min) |
| Refrigerante evaporado por $\Delta Q_{RH} = \Delta Q_{RH} + (h_{VACS} - h_{LACS}) =$ | (lb/min) |
| Vapor retomado al ACS = $RV_{Q_0} + RV_{Bom} + RV_{RH} =$ | (lb/min) |
| Refrigerante alimentado al ACS = $VR_{ACS} + X_{LACS} =$ | (lb/min) |
| Vapor por expansión en ACS = $R_{ALM} \times X_{VACS} =$ | (lb/min) |
| Vapor succionado 1ª Etapa = $VR_{ACS} + RV_{EXP} =$ | (lb/min) |
| Vapor succionado 2ª Etapa = $VS_1 \times (h_{DCB} - h_{LINT}) + (h_{SCA} - h_{LRAP}) =$ | (lb/min) |
| Trabajo de compresión 1ª Etapa = $VS_1 \times (h_{DCB} - h_{SCB}) =$ | (BTU/min) |
| Trabajo de compresión 2ª Etapa = $VS_2 \times (h_{DCA} - h_{SCA}) =$ | (BTU/min) |
| Coficiente de Operación = $Q_0 + (ATB + ATA + AT_{Bom}) =$ | |
| Coficiente referido a Carnot = $T_0 + (T - T_0) =$ | |
| Eficiencia del Sistema = $COP + COPC =$ | |

SISTEMA PHILLIPS.

| J.- ESPECIFICACIÓN DE TRAMPAS DE LÍQUIDO. | |
|---|-------------------------------------|
| Carga Térmica = _____ (TR), _____ (BTU/min) | Capacidad Trampas = _____ (TR) |
| Número Trampas = _____ | Líquido por ciclo = _____ (pies3) |
| Diámetro = _____ (pulg) | Carga por ciclo = _____ (BTU/ciclo) |
| Altura = _____ (pulg) | |

| K.- EVALUACION TERMODINÁMICA. | |
|--|--|
| Fracción líquida RPC = (_____ h_{VRPC} - _____ h_{LRPL}) + (_____ h_{VRPC} - _____ h_{LRPC}) = _____ | |
| Fracción vapor RPC = 1 - _____ X_{LRPC} = _____ | |
| Fracción líquida EVR = (_____ h_{VEVR} - _____ h_{LSUB}) + (_____ h_{VEVR} - _____ h_{LEVR}) = _____ | |
| Fracción vapor EVR = 1 - _____ X_{LEVR} = _____ | |
| Fracción líquida ACS = (_____ h_{VACS} - _____ h_{LEVR}) + (_____ h_{VACS} - _____ h_{LACS}) = _____ | |
| Fracción vapor ACS = 1 - _____ X_{LACS} = _____ | |
| Refrigerante líquido al EVR = _____ n X _____ Q_0 (BTU/min) + (_____ h_{VEVR} - _____ h_{LSUB}) = _____ (lb/min) | |
| Refrigerante evaporado por Exp. = _____ R_{LEVR} X _____ X_{VEVR} = _____ (lb/min) | |
| Refrigerante evaporado por Q_0 = _____ Q_0 (BTU/min) + (_____ h_{VEVR} - _____ h_{LEVR}) = _____ (lb/min) | |
| Vapor saliendo del EVR = _____ R_{VEXP} + _____ R_{VQ_0} = _____ (lb/min) | |
| Refrigerante evaporado por ΔPRH = (_____ R_{LEVR} - _____ V_{EVR}) X _____ X_{VACS} = _____ (lb/min) | |
| Refrigerante evaporado por ΔQRH = _____ ΔQ_{RH} + (_____ h_{VACS} - _____ h_{LACS}) = _____ (lb/min) | |
| Líquido a trampas = _____ R_{LEVR} - _____ R_{VEXP} - _____ R_{VQ_0} - _____ R_{VAP} - _____ $R_{V\Delta_0}$ = _____ (lb/min) | |
| No. descargas por minuto = _____ L_{TL} (lb/min) X _____ V_{LACS} (pie ³ /lb) + _____ $lq/ciclo$ (pies3) = _____ (ciclos/min) | |
| Carga por trampas = _____ Q_{TL} (BTU/min) X _____ $\Delta Q/ciclo$ (BTU/ciclo) = _____ (BTU/min) | |
| Vapor por trampas = _____ Q_{TL} (BTU/min) + (_____ h_{VACS} - _____ h_{LACS}) = _____ (lb/min) | |
| Vapor succ. en 1ª Etapa = _____ R_{VEXP} + _____ R_{VQ_0} + _____ R_{VAP} - _____ $R_{V\Delta_0}$ + _____ R_{VTL} = _____ (lb/min) | |
| Vapor en interenfriador = _____ VS_1 X (_____ h_{DCB} - _____ h_{LRPC}) + (_____ h_{SCA} - _____ h_{LRPC}) = _____ (lb/min) | |
| Refrigerante alimentado al RPC = _____ V_{INT} + _____ X_{LRPC} = _____ (lb/min) | |
| Vapor por expansión en RPC = _____ R_{ALM} X _____ X_{VRPC} = _____ (lb/min) | |
| Vapor succionado 2ª Etapa = _____ V_{INT} + _____ R_{VRPC} = _____ (lb/min) | |
| Trabajo de compresión 1ª Etapa = _____ VS_1 X (_____ h_{DCB} - _____ h_{SCB}) = _____ (BTU/min) | |
| Trabajo de compresión 2ª Etapa = _____ VS_2 X (_____ h_{DCA} - _____ h_{SCA}) = _____ (BTU/min) | |
| Coficiente de Operación = _____ Q_0 (BTU/min) + (_____ ATB + _____ ATA) = _____ | |
| Coficiente referido a Carnot = _____ T_0 + (_____ \dot{T} - _____ T_0) = _____ | |
| Eficiencia del Sistema = _____ $COP+$ _____ $COPc$ = _____ | |

FIG. 39.-CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS RECIRCULADAS A NIVEL INDUSTRIAL. (EJEMPLO DE SOLUCIÓN EN UNA ETAPA)

| A.- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA | |
|--|--|
| Carga Térmica : 150 (T.R.) ; 30,000 (BTU/min) | Refrigerante : Amoniaco |
| Razón de Recirculación: 2 a 1 | Número de Etapas : 1 |
| Presión Evaporación : 48.21 (lb/in ² abs) ; 3.39 (kg/cm ² abs) | Temperatura Evaporación : 20 (°F) ; -6.66 (°C) |
| Presión Condensación: 166.40 (lb/in ² abs) ; 11.70 (kg/cm ² abs) | Temperatura Condensación: 85 (°F) ; 29.44 (°C) |
| Presión Intermedia : -- (lb/in ² abs) ; -- (kg/cm ² abs) | Temperatura Intermedia : -- (°F) ; -- (°C) |

| B.-DESCRIPCIÓN DE TUBERÍAS, AISLAMIENTO, VÁLVULAS Y ACCESORIOS | | | | | | | | | | | | |
|--|-----------------|-----------------|----------------|----------|------------|------|-------------|----|-------|------|-----|------|
| | Tubería | | Aislamiento | | Válv Globo | | Válv Angulo | | Codos | | Tes | |
| | Diámetro (pulg) | Longitud (pies) | Espesor (pulg) | Material | # | K | # | K | # | K | # | K |
| Desc 1ª et | 4 | 60 | -- | -- | 2 | 7.5 | -- | -- | 3 | 0.22 | -- | -- |
| Desc 2ª et | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- |
| Condensado | 2 | 46 | -- | -- | 2 | 9.9 | -- | -- | 2 | 0.25 | -- | -- |
| Líquido | 1 1/2 | 240 | 1 | Poliuret | 3 | 11.5 | -- | -- | 4 | 0.27 | -- | -- |
| Ret Humedo | 5 | 230 | 1 | Poliuret | 3 | 7.0 | -- | -- | 4 | 0.21 | -- | -- |
| Succ 1ª et | 4 | 39 | 1 | Poliuret | 1 | 7.5 | -- | -- | 4 | 0.22 | 1 | 1.05 |
| Succ 2ª et | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- | -- |

| C.- PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|--|------------------------------|
| Descarga 1ª Etapa | Velocidad = 32 (pies) |
| F.M. = 150 Qo(TR) x 0.417 PF(lb/minTR) | = 62.55 (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = (32)^2 Vel(pies/s) \times 0.40 \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = 0.04 (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = 60 \text{ piestr} \times 0.20 \Delta P_{100} + 100$ | = 0.12 (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = 2 \#VG \times 7.5 K \times 0.04 \Delta PK=1$ | = 0.60 (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = \#VA \times K \times \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = 3 \#C \times 0.22 K \times 0.04 \Delta PK=1$ | = 0.03 (lb/in ²) |
| $\Delta PTes = \#T \times K \times \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| Válvula de Retención | = 0.50 (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = 1.13 (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Descarga 1ª Etapa | = 1.25 (lb/in ²) |

| C.- PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|--|--------------------------------------|
| Descarga 2ª Etapa NO APLICA | Velocidad = -- (pies) |
| F.M. = -- Qo(TR) x 1.2 x -- PF(lb/minTR) | = -- (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = (--)^2 Vel(pies/s) \times -- \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = -- \text{piestr} \times -- \Delta P_{100} + 100$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = -- \#VG \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = -- \#VA \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = -- \#C \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta PTes = -- \#T \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| Válvula de Retención | = -- (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = -- (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Descarga 2ª Etapa | = -- (lb/in ²) NO APLICA |

| C.- PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|-------------------------------------|
| Succión 1ª Etapa | Velocidad = <u>70</u> (pie/s) |
| F.M. = $150 Q_0(\text{TR}) \times 0.417 \text{ PF}(\text{lb}/\text{minTR})$ | = <u>62.55</u> (lb/min) |
| $\Delta P_{K=1} = (70)^2 \text{ Vel}(\text{pie/s}) \times 0.1692 \rho(\text{lb}/\text{pie}^3) + 9265$ | = <u>0.07</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{TR}} = 39 \text{ pieSTR} \times 0.46 \Delta P_{100} + 100$ | = <u>0.18</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{VGlobo}} = 1 \text{ \#VG} \times 7.5 \text{ K} \times 0.07 \Delta P_{K=1}$ | = <u>0.53</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{VAng}} = - \text{ \#VA} \times - \text{ K} \times - \Delta P_{K=1}$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{codos}} = 4 \text{ \#C} \times 0.22 \text{ K} \times 0.07 \Delta P_{K=1}$ | = <u>0.06</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{tes}} = 1 \text{ \#T} \times 1.05 \text{ K} \times 0.07 \Delta P_{K=1}$ | = <u>0.07</u> (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = <u>0.66</u> (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Succión 1ª Etapa | = <u>0.84</u> (lb/in ²) |

| C.- PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|----------------------------------|
| Succión 2ª Etapa NO APLICA | Velocidad = <u>-</u> (pie/s) |
| F.M. = $- Q_0(\text{TR}) \times 1.2 \times - \text{ PF}(\text{lb}/\text{minTR})$ | = <u>-</u> (lb/min) |
| $\Delta P_{K=1} = (-)^2 \text{ Vel}(\text{pie/s}) \times - \rho(\text{lb}/\text{pie}^3) + 9265$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{TR}} = - \text{ pieSTR} \times - \Delta P_{100} + 100$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{VGlobo}} = - \text{ \#VG} \times - \text{ K} \times - \Delta P_{K=1}$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{VAng}} = - \text{ \#VA} \times - \text{ K} \times - \Delta P_{K=1}$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{codos}} = - \text{ \#C} \times - \text{ K} \times - \Delta P_{K=1}$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{tes}} = - \text{ \#T} \times - \text{ K} \times - \Delta P_{K=1}$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Succión 2ª Etapa | = <u>-</u> (lb/in ²) |

| C.- PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|--|-------------------------------------|
| Alimentación de Líquido | Velocidad = <u>4.25</u> (pie/s) |
| F.M. = $- Q_0(\text{TR}) \times - \text{ PF}(\text{lb}/\text{minTR})$ | = <u>-</u> (lb/min) |
| $\Delta P_{K=1} = (4.25)^2 \text{ Vel}(\text{pie/s}) \times 40.43 \rho(\text{lb}/\text{pie}^3) + 9265$ | = <u>0.08</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{TR}} = 240 \text{ pieSTR} \times 1.37 \Delta P_{100} + 100$ | = <u>3.29</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{VGlobo}} = 3 \text{ \#VG} \times 11.5 \text{ K} \times 0.08 \Delta P_{K=1}$ | = <u>2.76</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{VAng}} = - \text{ \#VA} \times - \text{ K} \times - \Delta P_{K=1}$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{codos}} = 4 \text{ \#C} \times 0.27 \text{ K} \times 0.08 \Delta P_{K=1}$ | = <u>0.09</u> (lb/in ²) |
| $\Delta P_{\text{tes}} = - \text{ \#T} \times - \text{ K} \times - \Delta P_{K=1}$ | = <u>-</u> (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = <u>2.85</u> (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Alimentación de Líquido | = <u>6.14</u> (lb/in ²) |

| C. - PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|--|
| Retorno Húmedo | |
| F.M. = | $150 Q_0(TR) \times 0.723 PF(\text{lb}/\text{min}TR) = 108.45 (\text{lb}/\text{min})$ |
| Vel Med. = | $108.45 FM(\text{lb}/\text{min}) \times 2.9674 v_m(\text{pie}^3/\text{lb}) \times 2.4 + 20.0 A^2(\text{in}^2) = 38.62 (\text{pie}/\text{s})$ |
| $\Delta PK=1 =$ | $(38.62)^2 VM(\text{pie}/\text{s}) \times 0.3370 \rho_m(\text{lb}/\text{pie}^3) + 9265 = 0.05 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta PTR =$ | $230 \text{ pie}TR \times 0.42 \Delta P100 + 100 = 0.97 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta PVGlobo =$ | $3 \# VG \times 7.0 K \times 0.05 \Delta PK=1 = 1.05 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta PVAng =$ | $\# VA \times \# K \times \Delta PK=1 = \text{--} (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta Pcodos =$ | $4 \# C \times 0.21 K \times 0.05 \Delta PK=1 = 0.04 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta Ptes =$ | $\# T \times \# K \times \Delta PK=1 = \text{--} (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| Válvula Reguladora | $= 2.00 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | $= 3.09 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| Pérdida Total en Retorno Húmedo | $= 4.06 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |

| D. - GANANCIAS DE CALOR EN TUBERÍAS A BAJA TEMPERATURA. | |
|---|---|
| Succ. 1ª Etapa = | $39 TR(\text{pies}) \times 65 \Delta T(^{\circ}F) \times 18.503 \Delta Q100(\text{BTU}/\text{pie}^{\circ}C) + 100 = 469.05 (\text{BTU}/\text{hr}); 7.82 (\text{BTU}/\text{min})$ |
| Succ. 2ª Etapa = | $\text{--} TR(\text{pies}) \times \text{--} \Delta T(^{\circ}F) \times \text{--} \Delta Q100(\text{BTU}/\text{pie}^{\circ}C) + 100 = \text{--} (\text{BTU}/\text{hr}); \text{--} (\text{BTU}/\text{min})$ |
| Ret. Húmedo = | $230 TR(\text{pies}) \times 65 \Delta T(^{\circ}F) \times 22.153 \Delta Q100(\text{BTU}/\text{pie}^{\circ}C) + 100 = 3,311.87 (\text{BTU}/\text{hr}); 55.20 (\text{BTU}/\text{min})$ |

| E. - AUMENTO DE TEMPERATURA POR GANANCIAS DE CALOR EN LÍNEAS DE SUCCIÓN. | |
|--|---|
| Succ. 1ª Etapa = | $469.05 \Delta Q_1(\text{BTU}/\text{hr}) + (60 \times 62.55 FM(\text{lb}/\text{min}) \times 0.40 C_p(\text{BTU}/\text{lb}^{\circ}F)) = 0.31 (^{\circ}F)$ |
| Succ. 2ª Etapa = | $\text{--} \Delta Q_2(\text{BTU}/\text{hr}) + (60 \times \text{--} FM(\text{lb}/\text{min}) \times \text{--} C_p(\text{BTU}/\text{lb}^{\circ}F)) = \text{--} (^{\circ}F)$ |

| F. - CONDICIONES FINALES DE OPERACIÓN. | |
|--|--|
| P Cond. = | $166.40 (\text{lb}/\text{in}^2) = 11.70 (\text{kg}/\text{cm}^2)$ |
| P Evap = | $48.21 (\text{lb}/\text{in}^2) = 3.39 (\text{kg}/\text{cm}^2)$ |
| P Int. = | $(\text{--} P_{\text{cond}} \times \text{--} P_{\text{evap}})^{1/2} = \text{--} (\text{lb}/\text{in}^2) = \text{--} (\text{kg}/\text{cm}^2)$ |
| P desc ₁ = | $166.40 P_{\text{inter}} \text{ o } P_{\text{desc}} + 1.25 \Delta P_{\text{desc}} = 167.65 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| P desc ₂ = | $\text{--} P_{\text{cond}} + \text{--} \Delta P_{\text{desc}} = \text{--} (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| P succ ₁ = | $48.21 P_{\text{ev}} - 4.06 \Delta P_{\text{RH}} - 0.84 \Delta P_{\text{succ}} = 43.31 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| P succ ₂ = | $\text{--} P_{\text{int}} - \text{--} \Delta P_{\text{succ}} = \text{--} (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| PACS = | $48.21 P_{\text{ev}} - 4.06 \Delta P_{\text{RH}} = 44.15 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| PRPC = | $48.21 P_{\text{ev}} + 30 \Delta P_{\text{aim}} = 78.21 (\text{lb}/\text{in}^2) \quad TRPC = 43 (^{\circ}F)$ |
| T succ ₁ = | $15 T @ P_{\text{succ}} + 0.31 \Delta T_1 = 15.31 (^{\circ}F)$ |
| T succ ₂ = | $\text{--} T @ P_{\text{succ}} + \text{--} \Delta T_2 = \text{--} (^{\circ}F)$ |
| T subenf = | $(43 TRPC \times 62.55 M_1 + 16 TACS \times 62.55 (n-1)M_1) + 125.10 (n)M_1 = 29.50 (^{\circ}F)$ |

| G. - PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE | | | | | |
|-----------------------------------|------------------|------------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|
| | Presión (lb/in²) | Temperatura (°F) | Entalpía liq (BTU/lb) | Entalpía vap (BTU/lb) | Vol. Esp. (pie³/lb) |
| Desc. 1ª Etapa | 167.65 | 190 | -- | 701.10 | -- |
| Desc. 2ª Etapa | -- | -- | -- | -- | -- |
| Condensado | 166.40 | 85 | 137.80 | -- | -- |
| Rec. P. Constante | 78.21 | 43 | 90.10 | 623.70 | -- |
| Interenfriador | -- | -- | -- | -- | -- |
| Liq. Subenfriado | 78.21 | 29.50 | 75.15 | -- | -- |
| Acum. Succión | 44.15 | 16 | 60.30 | 616.60 | 0.02463 |
| Evaporador | 48.21 | 20 | 64.70 | 617.80 | 0.02474 |
| Succión 1ª Etapa | 43.31 | 15.31 | -- | 616.40 | -- |
| Succión 2ª Etapa | -- | -- | -- | -- | -- |

SISTEMA POR BOMBAS.

| H - ESPECIFICACIÓN DE LA BOMBA. | |
|---------------------------------|---|
| Líquido al evaporador = | $2 \eta \times 30,000 Q_o + (617.80 h_{VEVR} - 64.70 h_{LEVR}) = 108.48 \text{ (lb/min)}, 2.68 \text{ (pie}^3\text{/min)}$ |
| Recirculación Bomba = | $38.03 \text{ (lb/min)}; 0.94 \text{ (pie}^3\text{/min)}$ $\Delta P_{Bomba} = 30 \text{ (lb/in}^2\text{)}$ |
| Flujo Total en Bomba = | $146.47 \text{ (lb/min)}; 3.62 \text{ (pie}^3\text{/min)}$ $\text{Potencia Bomba} = 1.70 \text{ (H.P.)}, 72.11 \text{ (BTU/min)}$ |
| $\Delta Q_{bomba} =$ | $0.137 Q_{bomba} \text{ (BTU/lb)} \times 146.47 \text{ FM (lb/min)} = 20.07 \text{ (BTU/min)}$ |

| I - EVALUACION TERMODINÁMICA. | |
|---|---|
| Fracción líquida ACS = | $(616.6 h_{VACS} - 137.8 h_{LRAP} \text{ o } h_{LINT}) + (616.6 h_{VACS} - 60.3 h_{LACS}) = 0.8607$ |
| Fracción vapor ACS = | $1 - 0.8607 X_{LACS} = 0.1393$ |
| Refrigerante evaporado por Q_o = | $30,000 Q_o + (617.8 h_{VEVR} - 60.3 h_{LACS}) = 53.81 \text{ (lb/min)}$ |
| Refrigerante evaporado por ΔQ_{Bomba} = | $20.07 \Delta Q_{Bomba} + (616.6 h_{VACS} - 60.3 h_{LACS}) = 0.04 \text{ (lb/min)}$ |
| Refrigerante evaporado por ΔQ_{RH} = | $55.20 \Delta Q_{RH} + (616.6 h_{VACS} - 60.3 h_{LACS}) = 0.10 \text{ (lb/min)}$ |
| Vapor retornado al ACS = | $53.81 RV_{o0} + 0.04 RV_{Bom} + 0.10 RV_{RH} = 53.95 \text{ (lb/min)}$ |
| Refrigerante alimentado al ACS = | $53.95 VR_{ACS} + 0.8607 X_{LACS} = 62.68 \text{ (lb/min)}$ |
| Vapor por expansión en ACS = | $62.68 R_{ALM} \times 0.1393 X_{VACS} = 8.73 \text{ (lb/min)}$ |
| Vapor succionado 1ª Etapa = | $53.95 VR_{ACS} + 8.73 RV_{EXP} = 62.68 \text{ (lb/min)}$ |
| Vapor succionado 2ª Etapa = | $-- V_{S1} \times (-- h_{DCB} - -- h_{LINT}) + (-- h_{SCA} - -- h_{LRAP}) = -- \text{ (lb/min)}$ |
| Trabajo de compresión 1ª Etapa = | $62.68 V_{S1} \times (701.1 h_{DCB} - 616.4 h_{SCB}) = 5.309 \text{ (BTU/min)}$ |
| Trabajo de compresión 2ª Etapa = | $-- V_{S2} \times (-- h_{DCA} - -- h_{SCA}) = -- \text{ (BTU/min)}$ |
| Coefficiente de Operación = | $30,000 Q_o + (5.309 ATB + -- ATA + 72.11 ATBom) = 5.58$ |
| Coefficiente referido a Carnot = | $480 T_o + (545 T - 480 T_o) = 7.38$ |
| Eficiencia del Sistema = | $5.58 \text{ COP} + 7.38 \text{ COPc} = 0.76$ |

SISTEMA PHILLIPS.

| | |
|---|---|
| J.- ESPECIFICACIÓN DE TRAMPAS DE LÍQUIDO. | |
| Carga Térmica = <u>150 (TR), 30,000 (BTU/min)</u> | |
| Número Trampas = <u>1</u> | Capacidad Trampas = <u>165 (TR)</u> |
| Diámetro = <u>18 (pulg)</u> | Líquido por ciclo = <u>4.992 (pies³)</u> |
| Altura = <u>38 (pulg)</u> | Carga por ciclo = <u>4.165 (BTU/ciclo)</u> |

| | |
|--|--|
| K.- EVALUACION TERMODINÁMICA. | |
| Fracción líquida RPC = (<u>623.7 hV_{RPC} - 137.8 hL_{RPL}</u>) + (<u>623.7 hV_{RPC} - 90.1 hL_{RPC}</u>) = <u>0.9106</u> | |
| Fracción vapor RPC = 1 - <u>0.9106 X_{L_{RPC}}</u> = <u>0.0894</u> | |
| Fracción líquida EVR = (<u>617.8 hV_{EVR} - 75.15 hL_{SUB}</u>) + (<u>617.8 hV_{EVR} - 64.7 hL_{EVR}</u>) = <u>0.9811</u> | |
| Fracción vapor EVR = 1 - <u>0.9811 X_{L_{EVR}}</u> = <u>0.0189</u> | |
| Fracción líquida ACS = (<u>616.6 hV_{ACS} - 64.7 hL_{EVR}</u>) + (<u>616.6 hV_{ACS} - 60.3 hL_{ACS}</u>) = <u>0.9921</u> | |
| Fracción vapor ACS = 1 - <u>0.9921 X_{L_{ACS}}</u> = <u>0.0079</u> | |
| Refrigerante líquido al EVR = <u>2 n X 30,000 Q_o(BTU/min) + (617.8 hV_{EVR} - 75.15 hL_{SUB})</u> = <u>110.57 (lb/min)</u> | |
| Refrigerante evaporado por Exp. = <u>110.57 R_{L_{EVR}} X 0.0189 X_{V_{EVR}}</u> = <u>2.09 (lb/min)</u> | |
| Refrigerante evaporado por Q _o = <u>30,000 Q_o(BTU/min) + (617.8 hV_{EVR} - 64.7 hL_{EVR})</u> = <u>54.24 (lb/min)</u> | |
| Vapor saliendo del EVR = <u>2.09 R_{V_{EXP}} + 54.24 R_{V_{Qo}}</u> = <u>56.33 (lb/min)</u> | |
| Refrigerante evaporado por ΔPRH = (<u>110.57 R_{L_{EVR}} - 56.33 V_{EVR}</u>) X <u>0.0079 X_{V_{ACS}}</u> = <u>0.43 (lb/min)</u> | |
| Refrigerante evaporado por ΔQRH = <u>55.20 ΔQ_{RH} + (616.6 hV_{ACS} - 60.3 hL_{ACS})</u> = <u>0.10 (lb/min)</u> | |
| Líquido a trampas = <u>110.57 R_{L_{EVR}} - 2.09 R_{V_{EXP}} - 54.24 R_{V_{Qo}} - 0.43 R_{V_{AP}} - 0.10 R_{V_{AQ}}</u> = <u>53.71 (lb/min)</u> | |
| No. descargas por minuto = <u>53.71 L_n(lb/min) X 0.02463 V_{L_{ACS}}(pie³/lb) + 4.992 liq/ciclo(pies³)</u> = <u>0.26 (ciclos/min)</u> | |
| Carga por trampas = <u>0.26 ciclos/min X 4.165 ΔQ/ciclo(BTU/ciclo)</u> = <u>1.103.72 (BTU/min)</u> | |
| Vapor por trampas = <u>1.103.72 Q_n(BTU/min) + (616.6 hV_{ACS} - 60.3 hL_{ACS})</u> = <u>1.98 (lb/min)</u> | |
| Vapor succ. en 1ª Etapa = <u>2.09 R_{V_{EXP}} + 54.24 R_{V_{Qo}} + 0.43 R_{V_{AP}} - 0.10 R_{V_{AQ}} + 1.98 R_{V_{TL}}</u> = <u>58.84 (lb/min)</u> | |
| Vapor en interenfriador = <u>- VS₁ X (- h_{DCB} - - h_{L_{RPC}}) + (- h_{S_{CA}} - - h_{L_{RPC}})</u> = <u>- (lb/min)</u> | |
| Refrigerante alimentado al RPC = <u>58.84 V_{INT} + 0.9106 X_{L_{RPC}}</u> = <u>64.62 (lb/min)</u> | |
| Vapor por expansión en RPC = <u>64.62 R_{ALM} X 0.089 X_{V_{RPC}}</u> = <u>5.78 (lb/min)</u> | |
| Vapor succionado 2ª Etapa = <u>58.84 V_{INT} + 5.78 R_{V_{RPC}}</u> = <u>64.62 (lb/min)</u> | |
| Trabajo de compresión 1ª Etapa = <u>64.62 VS₁ X (701.1 h_{DCB} - 616.4 h_{SCB})</u> = <u>5,473.31 (BTU/min)</u> | |
| Trabajo de compresión 2ª Etapa = <u>- VS₂ X (- h_{D_{CA}} - - h_{S_{CA}})</u> = <u>- (BTU/min)</u> | |
| Coefficiente de Operación = <u>30,000 Q_o(BTU/min) + (5,473.31 ATB + 0 ATA)</u> = <u>5.48</u> | |
| Coefficiente referido a Carnot = <u>480 T_o + (545 T - 480 T_o)</u> = <u>7.38</u> | |
| Eficiencia del Sistema = <u>5.48 COP + 7.38 COPC</u> = <u>0.74</u> | |

FIG. 40.-CÁLCULO DE EFICIENCIAS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS RECIRCULADAS A NIVEL INDUSTRIAL. (EJEMPLO DE SOLUCIÓN EN DOS ETAPAS)

| A.- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA | |
|--|--|
| Carga Térmica : 150 (T.R.) ; 30,000 (BTU/min) | Refrigerante : Amoniaco |
| Razón de Recirculación: 6 a 1 | Número de Etapas : 2 |
| Presión Evaporación : 10.41 (lb/in ² abs) ; 0.71 (kg/cm ² abs) | Temperatura Evaporación : -40 (°F) ; -40 (°C) |
| Presión Condensación: 166.40 (lb/in ² abs) ; 11.70 (kg/cm ² abs) | Temperatura Condensación: 85 (°F) ; 29.44 (°C) |
| Presión Intermedia : 41.24 (lb/in ² abs) ; 2.90 (kg/cm ² abs) | Temperatura Intermedia : 13 (°F) ; -10.55 (°C) |

| B.-DESCRIPCIÓN DE TUBERÍAS, AISLAMIENTO, VÁLVULAS Y ACCESORIOS | | | | | | | | | | | | |
|--|-----------------|-----------------|----------------|----------|------------|-----|-------------|----|-------|------|-----|------|
| | Tubería | | Aislamiento | | Válv Globo | | Válv Angulo | | Codos | | Tes | |
| | Diámetro (pulg) | Longitud (pies) | Espesor (pulg) | Material | # | K | # | K | # | K | # | K |
| Desc 1ª et | 4 | 40 | -- | -- | 2 | 7.5 | -- | -- | 3 | 0.22 | -- | -- |
| Desc 2ª et | 4 | 60 | -- | -- | 2 | 7.5 | -- | -- | 3 | 0.22 | -- | -- |
| Condensado | 2 | 46 | -- | -- | 2 | 9.9 | -- | -- | 2 | 0.25 | -- | -- |
| Líquido | 2 | 240 | 6 | Poliuret | 3 | 9.9 | -- | -- | 4 | 0.25 | -- | -- |
| Ret Humedo | 10 | 230 | 6 | Poliuret | 3 | 6.0 | -- | -- | 4 | 0.18 | -- | -- |
| Succ 1ª et | 6 | 39 | 6 | Poliuret | 1 | 6.7 | -- | -- | 4 | 0.20 | 1 | 1.05 |
| Succ 2ª et | 5 | 39 | 2 | Poliuret | 1 | 7.0 | -- | -- | 4 | 0.21 | 1 | 1.01 |

| C.- PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|------------------------------|
| Descarga 1ª Etapa | Velocidad = 76 (pie/s) |
| F.M. = 150 Qo(TR) x 0.378 PF(lb/minTR) | = 56.70 (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = (76)^2 Vel(pie/s) \times 0.10 \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = 0.06 (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = 40 \text{ piesTR} \times 0.46 \Delta P100 + 100$ | = 0.18 (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = 2 \#VG \times 7.5 K \times 0.06 \Delta PK=1$ | = 0.90 (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = -- \#VA \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = 3 \#C \times 0.22 K \times 0.06 \Delta PK=1$ | = 0.04 (lb/in ²) |
| $\Delta Ptes = -- \#T \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| Válvula de Retención | = 0.50 (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = 1.44 (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Descarga 1ª Etapa | = 1.62 (lb/in ²) |

| C.- PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|------------------------------|
| Descarga 2ª Etapa | Velocidad = 37 (pie/s) |
| F.M. = 150 Qo(TR) x 1.2 x 0.418 PF(lb/minTR) | = 75.24 (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = (37)^2 Vel(pie/s) \times 0.40 \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = 0.06 (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = 60 \text{ piesTR} \times 0.29 \Delta P100 + 100$ | = 0.17 (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = 2 \#VG \times 7.5 K \times 0.06 \Delta PK=1$ | = 0.90 (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = -- \#VA \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = 3 \#C \times 0.22 K \times 0.06 \Delta PK=1$ | = 0.04 (lb/in ²) |
| $\Delta Ptes = -- \#T \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| Válvula de Retención | = 0.50 (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = 1.44 (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Descarga 2ª Etapa | = 1.61 (lb/in ²) |

| C. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|------------------------------|
| Succión 1ª Etapa | Velocidad = 110 (pie/s) |
| F.M. = 150 Qo(TR) x 0.378 PF(lb/minTR) | = 56.70 (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = (110)^2 Vel(pie/s) \times 0.04022 \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = 0.05 (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = 39 \text{ piesTR} \times 0.21 \Delta P_{100} + 100$ | = 0.08 (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = 1 \#VG \times 6.7 K \times 0.05 \Delta PK=1$ | = 0.34 (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = -- \#VA \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = 4 \#C \times 0.20 K \times 0.05 \Delta PK=1$ | = 0.04 (lb/in ²) |
| $\Delta Ptes = 1 \#T \times 0.98 K \times 0.05 \Delta PK=1$ | = 0.05 (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = 0.43 (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Succión 1ª Etapa | = 0.51 (lb/in ²) |

| C. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|------------------------------|
| Succión 2ª Etapa NO APLICA | Velocidad = 64 (pie/s) |
| F.M. = 150 Qo(TR) x 1.2 x 0.418 PF(lb/minTR) | = 75.24 (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = (64)^2 Vel(pie/s) \times 0.1460 \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = 0.06 (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = 39 \text{ piesTR} \times 0.23 \Delta P_{100} + 100$ | = 0.09 (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = 1 \#VG \times 7.0 K \times 0.06 \Delta PK=1$ | = 0.42 (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = -- \#VA \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = 4 \#C \times 0.21 K \times 0.06 \Delta PK=1$ | = 0.05 (lb/in ²) |
| $\Delta Ptes = 1 \#T \times 1.01 K \times 0.06 \Delta PK=1$ | = 0.06 (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = 0.53 (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Succión 2ª Etapa | = 0.62 (lb/in ²) |

| C. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS | |
|---|------------------------------|
| Alimentación de Líquido | Velocidad = 5.7 (pie/s) |
| F.M. = 150 Qo(TR) x 0.378 PF(lb/minTR) x 6 (n) | = 340.20 (lb/min) |
| $\Delta PK=1 = (5.7)^2 Vel(pie/s) \times 43.07 \rho(lb/pie^3) + 9265$ | = 0.15 (lb/in ²) |
| $\Delta PTR = 240 \text{ piesTR} \times 1.85 \Delta P_{100} + 100$ | = 4.44 (lb/in ²) |
| $\Delta PVGlobo = 3 \#VG \times 9.9 K \times 0.15 \Delta PK=1$ | = 4.46 (lb/in ²) |
| $\Delta PVAng = -- \#VA \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| $\Delta Pcodos = 4 \#C \times 0.25 K \times 0.15 \Delta PK=1$ | = 0.15 (lb/in ²) |
| $\Delta Ptes = -- \#T \times -- K \times -- \Delta PK=1$ | = -- (lb/in ²) |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | = 4.61 (lb/in ²) |
| Pérdida Total en Alimentación de Líquido | = 9.05 (lb/in ²) |

C.- PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS

| | |
|---------------------------------|--|
| Retorno Húmedo | |
| F.M. = | $150 Q_o(TR) \times 2.008 PF(\text{lb}/\text{min} \cdot \text{TR}) = 301.20 (\text{lb}/\text{min})$ |
| Vel Med. = | $301.20 FM(\text{lb}/\text{min}) \times 4.1635 v_m(\text{pie}^3/\text{lb}) \times 2.4 + 78.90 A^2(\text{in}^2) = 38.15 (\text{pies}/\text{s})$ |
| $\Delta PK=1 =$ | $(38.15)^2 VM(\text{pies}/\text{s}) \times 0.2402 \rho_m(\text{lb}/\text{pie}^3) + 9265 = 0.04 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta PTR =$ | $230 \text{ pieSTR} \times 0.12 \Delta P_{100} + 100 = 0.28 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta PV_{\text{Globo}} =$ | $3 \# VG \times 6.0 K \times 0.04 \Delta PK=1 = 0.72 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta PV_{\text{Ang}} =$ | $-- \# VA \times -- K \times -- \Delta PK=1 = -- (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta P_{\text{codos}} =$ | $4 \# C \times 0.18 K \times 0.04 \Delta PK=1 = 0.03 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| $\Delta P_{\text{Tes}} =$ | $-- \# T \times -- K \times -- \Delta PK=1 = -- (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| Válvula Reguladora | $= 2.00 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| Subtotal Válvulas y Accesorios | $= 2.75 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| Pérdida Total en Retorno Húmedo | $= 3.03 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |

D.- GANANCIAS DE CALOR EN TUBERÍAS A BAJA TEMPERATURA.

| | |
|------------------|---|
| Succ. 1ª Etapa = | $39 TR(\text{pies}) \times 125 \Delta T(^{\circ}\text{F}) \times 6.583 \Delta Q_{100}(\text{BTU}/\text{pie}^{\circ}\text{C}) + 100 = 320.92 (\text{BTU}/\text{hr}); 5.35 (\text{BTU}/\text{min})$ |
| Succ. 2ª Etapa = | $39 TR(\text{pies}) \times 72 \Delta T(^{\circ}\text{F}) \times 12.559 \Delta Q_{100}(\text{BTU}/\text{pie}^{\circ}\text{C}) + 100 = 352.66 (\text{BTU}/\text{hr}); 5.88 (\text{BTU}/\text{min})$ |
| Ret. Húmedo = | $230 TR(\text{pies}) \times 125 \Delta T(^{\circ}\text{F}) \times 9.077 \Delta Q_{100}(\text{BTU}/\text{pie}^{\circ}\text{C}) + 100 = 2,609.64 (\text{BTU}/\text{hr}); 43.49 (\text{BTU}/\text{min})$ |

E.- AUMENTO DE TEMPERATURA POR GANANCIAS DE CALOR EN LINEAS DE SUCCIÓN.

| | |
|------------------|--|
| Succ. 1ª Etapa = | $320.92 \Delta Q_1(\text{BTU}/\text{hr}) + (60 \times 56.70 FM(\text{lb}/\text{min}) \times 0.40 C_{p_v}(\text{BTU}/\text{lb}^{\circ}\text{F})) = 0.24 (^{\circ}\text{F})$ |
| Succ. 2ª Etapa = | $352.66 \Delta Q_2(\text{BTU}/\text{hr}) + (60 \times 75.24 FM(\text{lb}/\text{min}) \times 0.40 C_{p_v}(\text{BTU}/\text{lb}^{\circ}\text{F})) = 0.20 (^{\circ}\text{F})$ |

F.- CONDICIONES FINALES DE OPERACIÓN.

| | |
|-----------------------|--|
| P Cond. = | $166.40 (\text{lb}/\text{in}^2) = 11.70 (\text{kg}/\text{cm}^2)$ |
| P Evap. = | $10.41 (\text{lb}/\text{in}^2) = 0.73 (\text{kg}/\text{cm}^2)$ |
| P Int. = | $(166.40 P_{\text{cond}} \times 10.41 P_{\text{evap}})^{1/2} = 41.62 (\text{lb}/\text{in}^2) = 2.93 (\text{kg}/\text{cm}^2)$ |
| P desc ₁ = | $41.62 P_{\text{inter}} \text{ o } P_{\text{desc}} + 1.62 \Delta P_{\text{desc}} = 43.24 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| P desc ₂ = | $166.40 P_{\text{cond}} + 1.61 \Delta P_{\text{desc}} = 168.01 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| P succ ₁ = | $10.41 P_{\text{ev}} - 3.03 \Delta P_{\text{RH}} - 0.51 \Delta P_{\text{succ}} = 6.87 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| P succ ₂ = | $41.62 P_{\text{int}} - 0.62 \Delta P_{\text{succ}} = 41.00 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| PACS = | $10.41 P_{\text{ev}} - 3.03 \Delta P_{\text{RH}} = 7.38 (\text{lb}/\text{in}^2)$ |
| PRPC = | $41.62 P_{\text{ev}} + 15 \Delta P_{\text{alm}} = 56.62 (\text{lb}/\text{in}^2)$ TRPC = 27 (°F) |
| T succ ₁ = | $-54 T @ P_{\text{succ}} + 0.24 \Delta T_1 = -53.76 (^{\circ}\text{F})$ |
| T succ ₂ = | $13 T @ P_{\text{succ}} + 0.20 \Delta T_2 = 13.20 (^{\circ}\text{F})$ |
| T subent = | $(27 \text{ TRPC} \times 56.70 M_1 + -51 \text{ TACS} \times 283.50 (n-1)M_1) + 340.20 (n)M_1 = -38 (^{\circ}\text{F})$ |

G.- PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE

| | Presión (lb/in²) | Temperatura (°F) | Entalpía liq (BTU/lb) | Entalpía vap (BTU/lb) | Vol. Esp. (pie³/lb) |
|-------------------|------------------|------------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|
| Desc. 1ª Etapa | 43.24 | 160 | -- | 697.40 | -- |
| Desc. 2ª Etapa | 168.01 | 190 | -- | 701.0 | -- |
| Condensado | 166.40 | 85 | 137.80 | -- | -- |
| Rec. P. Constante | 56.62 | 27 | 72.4 | 619.7 | -- |
| Interenfriador | 41.62 | 13 | 57.1 | -- | -- |
| Liq. Subenfriado | 56.62 | -38 | 2.1 | -- | -- |
| Acum. Succión | 7.38 | -51 | -11.7 | 593.20 | 0.02299 |
| Evaporador | 10.41 | -40 | 0 | 597.60 | 0.02322 |
| Succión 1ª Etapa | 6.87 | -53.76 | -- | 592.20 | -- |
| Succión 2ª Etapa | 41.00 | 13.20 | -- | 615.90 | -- |

SISTEMA POR BOMBAS.

| | |
|---|---|
| H - ESPECIFICACIÓN DE LA BOMBA. | |
| Líquido al evaporador = $6 \eta \times 30,000 Q_0 + (597.60 h_{VEVR} - 0 h_{LEVR}) = 301.20$ (lb/min), 6.99 (pie ³ /min) | |
| Recirculación Bomba = 40.49 (lb/min); 0.94 (pie ³ /min) | $\Delta P_{Bomba} = 30$ (lb/in ²) |
| Flujo Total en Bomba = 341.69 (lb/min); 7.93 (pie ³ /min) | Potencia Bomba = 2.25 (H.P.), 95.45 (BTU/min) |
| $\Delta Q_{bomba} = 0.129 Q_{bomba} \text{ (BTU/lb)} \times 341.69 \text{ FM (lb/min)} = 44.08 \text{ (BTU/min)}$ | |

| | |
|---|--|
| I. - EVALUACION TERMODINAMICA. | |
| Fracción líquida ACS = $(593.2 h_{VACS} - 57.1 h_{LRAP} \text{ o } h_{LINT}) + (593.2 h_{VACS} - -11.7 h_{LACS}) = 0.8863$ | |
| Fracción vapor ACS = $1 - 0.8863 X_{LACS} = 0.1137$ | |
| Refrigerante evaporado por $Q_0 = 30,000 Q_0 + (597.6 h_{VEVR} - -11.7 h_{LACS}) = 49.24$ (lb/min) | |
| Refrigerante evaporado por $\Delta Q_{Bomba} = 44.08 \Delta Q_{Bom} + (593.2 h_{VACS} - -11.7 h_{LACS}) = 0.07$ (lb/min) | |
| Refrigerante evaporado por $\Delta Q_{RH} = 43.49 \Delta Q_{RH} + (593.2 h_{VACS} - -11.7 h_{LACS}) = 0.07$ (lb/min) | |
| Vapor retornado al ACS = $49.24 RV_{Q_0} + 0.07 RV_{Bom} + 0.07 RV_{RH} = 49.38$ (lb/min) | |
| Refrigerante alimentado al ACS = $49.38 VR_{ACS} + 0.8863 X_{LACS} = 55.71$ (lb/min) | |
| Vapor por expansión en ACS = $55.71 R_{ALM} \times 0.1137 X_{VACS} = 6.33$ (lb/min) | |
| Vapor succionado 1ª Etapa = $49.38 VR_{ACS} + 6.33 RV_{EXP} = 55.71$ (lb/min) | |
| Vapor succionado 2ª Etapa = $55.71 VS_1 \times (697.4 h_{DCB} - 57.1 h_{LINT}) + (615.9 h_{SCA} - 137.8 h_{LRAP}) = 74.61$ (lb/min) | |
| Trabajo de compresión 1ª Etapa = $55.71 VS_1 \times (697.4 h_{DCB} - 592.2 h_{SCB}) = 5,860.69$ (BTU/min) | |
| Trabajo de compresión 2ª Etapa = $74.61 VS_2 \times (701 h_{DCA} - 615.9 h_{SCA}) = 6,349.31$ (BTU/min) | |
| Coeficiente de Operación = $30,000 Q_0 + (5,860.69 ATB + 6,349.31 ATA + 95.45 AT_{Bom}) = 2.44$ | |
| Coeficiente referido a Carnot = $420 T_0 + (545 T - 420 T_0) = 3.36$ | |
| Eficiencia del Sistema = $2.44 COP + 3.36 COP_c = 0.73$ | |

SISTEMA PHILLIPS.

| | |
|---|--|
| J - ESPECIFICACIÓN DE TRAMPAS DE LÍQUIDO. | |
| Carga Térmica = <u>150 (TR), 30,000 (BTU/min)</u> | |
| Número Trampas = <u>1</u> | Capacidad Trampas = <u>170 (TR)</u> |
| Diámetro = <u>30 (pulg)</u> | Líquido por ciclo = <u>18,348 (pies³)</u> |
| Altura = <u>48 (pulg)</u> | Carga por ciclo = <u>17,262 (BTU/ciclo)</u> |

| | |
|---|--|
| K - EVALUACION TERMODINÁMICA. | |
| Fracción líquida RPC = $(619.7 h_{VRPC} - 137.8 h_{LRPL}) + (619.7 h_{VRPC} - 72.4 h_{LRPC}) = 0.8805$ | |
| Fracción vapor RPC = $1 - 0.8805 X_{LRPC} = 0.1195$ | |
| Fracción líquida EVR = $(597.6 h_{VEVR} - 2.1 h_{LSUB}) + (597.6 h_{VEVR} - 0 h_{LEVR}) = 0.9965$ | |
| Fracción vapor EVR = $1 - 0.9965 X_{LEVR} = 0.0035$ | |
| Fracción líquida ACS = $(593.2 h_{VACS} - 0 h_{LEVR}) + (593.2 h_{VACS} - -11.7 h_{LACS}) = 0.9807$ | |
| Fracción vapor ACS = $1 - 0.9807 X_{LACS} = 0.0193$ | |
| Refrigerante líquido al EVR = $6 n X 30,000 Q_0(BTU/min) + (597.6 h_{VEVR} - 2.1 h_{LSUB}) = 302.27 (lb/min)$ | |
| Refrigerante evaporado por Exp = $302.27 R_{LEVR} X 0.0035 X_{VEVR} = 1.06 (lb/min)$ | |
| Refrigerante evaporado por Qo = $30,000 Q_0(BTU/min) + (597.6 h_{VEVR} - 0 h_{LEVR}) = 50.20 (lb/min)$ | |
| Vapor saliendo del EVR = $1.06 R_{VEXP} + 50.20 R_{VQO} = 51.26 (lb/min)$ | |
| Refrigerante evaporado por ΔPRH = $(302.27 R_{LEVR} - 51.26 V_{EVRE}) X 0.0193 X_{VACS} = 4.84 (lb/min)$ | |
| Refrigerante evaporado por ΔQRH = $43.49 ΔQ_{RH} + (593.2 h_{VACS} - -11.7 h_{LACS}) = 0.07 (lb/min)$ | |
| Líquido a trampas = $302.27 R_{LEVR} - 1.06 R_{VEXP} - 50.20 R_{VQO} - 4.84 R_{VAP} - 0.07 R_{VQO} = 246.10 (lb/min)$ | |
| No. descargas por minuto = $246.10 L_T(lb/min) X 0.02299 v_{LACS}(pie^3/lb) + 18,348 liq/ciclo(pies^3) = 0.31 (ciclos/min)$ | |
| Carga por trampas = $0.31 ciclos/min X 17,262 ΔQ/ciclo(BTU/ciclo) = 5,351.22 (BTU/min)$ | |
| Vapor por trampas = $5,351.22 Q_T(BTU/min) + (593.2 h_{VACS} - -11.7 h_{LACS}) = 8.85 (lb/min)$ | |
| Vapor succ. en 1ª Etapa = $1.06 R_{VEXP} + 50.20 R_{VQO} + 4.84 R_{VAP} - 0.07 R_{VQO} + 8.85 R_{VT1} = 65.02 (lb/min)$ | |
| Vapor en interenfriador = $65.02 V_{S1} X (697.4 h_{DCB} - 2.1 h_{LRPC}) + (615.9 h_{SCA} - 2.1 h_{LRPC}) = 73.65 (lb/min)$ | |
| Refrigerante alimentado al RPC = $73.65 V_{INT} + 0.8805 X_{LRPC} = 83.65 (lb/min)$ | |
| Vapor por expansión en RPC = $83.65 R_{ALM} X 0.1195 X_{VRPC} = 10.00 (lb/min)$ | |
| Vapor succionado 2ª Etapa = $73.65 V_{INT} + 10.00 R_{VRPC} = 83.65 (lb/min)$ | |
| Trabajo de compresión 1ª Etapa = $65.02 V_{S1} X (697.4 h_{DCB} - 592.2 h_{SCB}) = 6,840.10 (BTU/min)$ | |
| Trabajo de compresión 2ª Etapa = $83.65 V_{S2} X (701 h_{DCA} - 615.9 h_{SCA}) = 7,118.62 (BTU/min)$ | |
| Coeficiente de Operación = $30,000 Q_0(BTU/min) + (6,840.10 ATB + 7,118.62 ATA) = 2.15$ | |
| Coeficiente referido a Carnot = $420 T_0 + (545 T - 420 T_0) = 3.36$ | |
| Eficiencia del Sistema = $2.15 COP + 3.36 COP_C = 0.64$ | |

VII.- RESULTADOS.

7.1.- FLUJO DE FLUIDOS.

Las figuras 42, 43, 44, y 45 muestran las pérdidas de presión en 100 pies de tubería para diferentes diámetros de líneas de alimentación de líquido. Son similares a la fig. 76 del apéndice 1, pero consideran los efectos del cambio en las propiedades del refrigerante por encontrarse a su temperatura de evaporación. Son el resultado de aplicar la ec. de Darcy para el caso del flujo monofásico en estado líquido. Por la forma en que están trazadas es difícil notar una variación importante en sus curvas, y por tanto emitir conclusiones al respecto, para ello deben usarse valores puntuales.

La tabla en la fig. 41 es la aplicación de las figuras 42, 43, 44, y 45 para el caso de caída de presión igual a 2 lbs/pulg², y muestra las capacidades máximas para las líneas de alimentación de líquido en régimen recirculado. Es similar a la tabla de la fig. 73. Obsérvese como se incrementa la capacidad de las líneas por el simple hecho de estar el fluido a sus condiciones de evaporación, además de que también aumenta ligeramente conforme se reduce su temperatura de alimentación. Por ejemplo: Para el diámetro de 1 pulg. se tienen las lecturas mostradas en la fig. 46:

FIG. 41.
MÁXIMA CAPACIDAD EN TUBERÍAS DE ALIMENTACIÓN DE LÍQUIDO A
EVAPORADORES.
REFRIGERANTE AMONIACO. CAPACIDAD EN T.R.¹
PÉRDIDA DE PRESIÓN DE 2 PSI/100 PIES.

| Diámetro Nominal ^{2,3} (Pulg.) | Temperatura de Succión (°F) | | | |
|---|---|-------|-------|-------|
| | Toneladas de Refrigeración ¹ | | | |
| | -40 | -20 | 0 | 20 |
| 3/8 | 15.77 | 15.34 | 14.97 | 14.50 |
| 1/2 | 31.21 | 30.25 | 29.62 | 28.76 |
| 3/4 | 70.63 | 69.13 | 67.35 | 65.18 |
| 1 | 140.1 | 137.2 | 133.3 | 128.8 |
| 1 1/4 | 301.1 | 294.0 | 283.8 | 273.7 |
| 1 1/2 | 461.3 | 450.8 | 437.5 | 422.6 |
| 2 | 1071 | 1045 | 1014 | 978.5 |
| 2 1/2 | 1716 | 1673 | 1610 | 1552 |
| 3 | 3038 | 2957 | 2870 | 2753 |
| 4 | 6218 | 6056 | 5834 | 5650 |

NOTAS:

- 1 Basado en flujo de líquido saturado a temperatura de evaporación.
- 2 Datos para 2" y mayores basados en tubería de acero cédula 40.
- 3 Datos para 1" y menores basados en tubería de acero cédula 80.

Fig. 42.- PERDIDAS DE PRESION EN TUBERIAS DE RECIRCULACION DE LIQUIDO A EVAPORADORES.
(TEMPERATURA DE SUCCION 20° F)

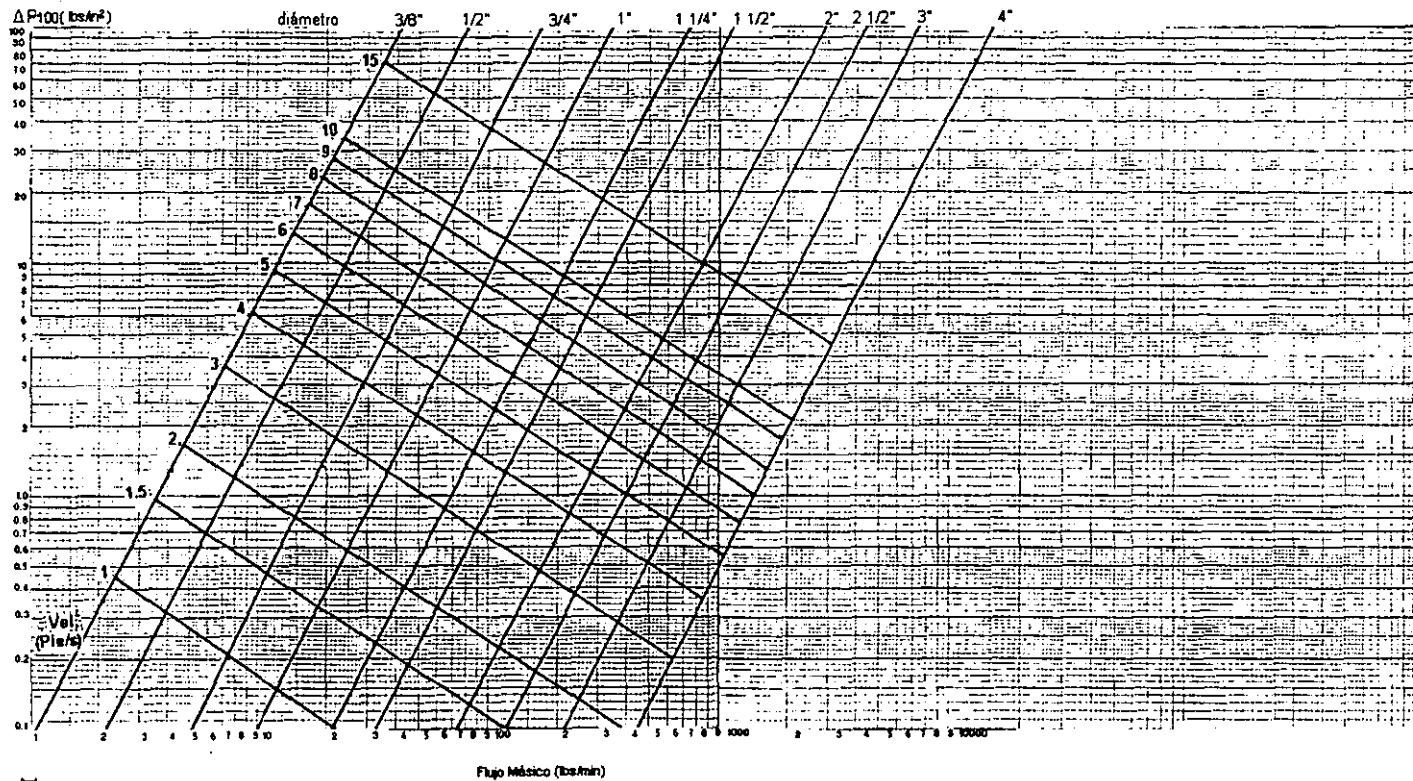


Fig. 43.- PERDIDAS DE PRESION EN TUBERIAS DE RECIRCULACION DE LIQUIDO A EVAPORADORES.
(TEMPERATURA DE SUCCION 0°F)

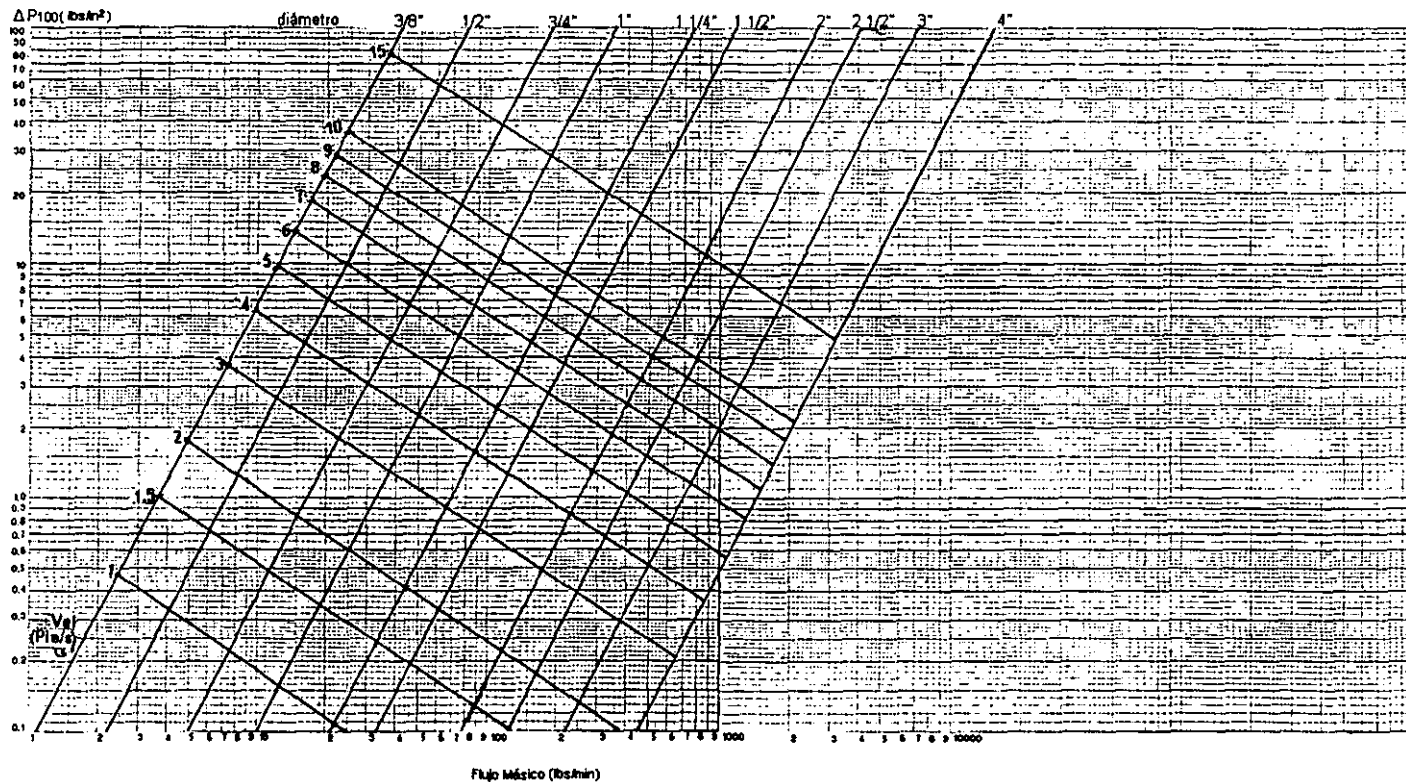


Fig. 44.- PERDIDAS DE PRESION EN TUBERIAS DE RECIRCULACION DE LIQUIDO A EVAPORADORES.
(TEMPERATURA DE SUCCION -20° F)

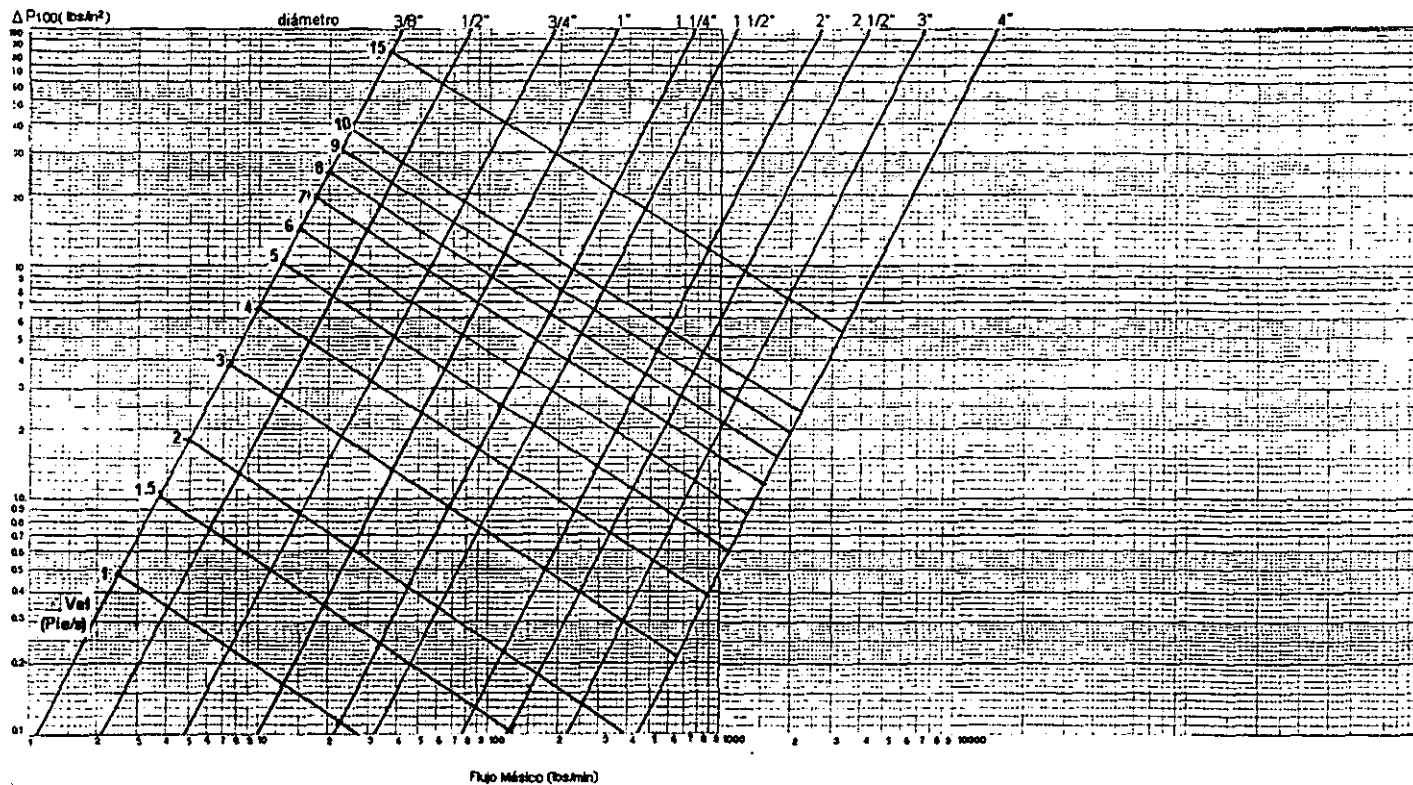


Fig. 45.- PERDIDAS DE PRESION EN TUBERIAS DE RECIRCULACION DE LIQUIDO A EVAPORADORES.
(TEMPERATURA DE SUCCION -40° F)

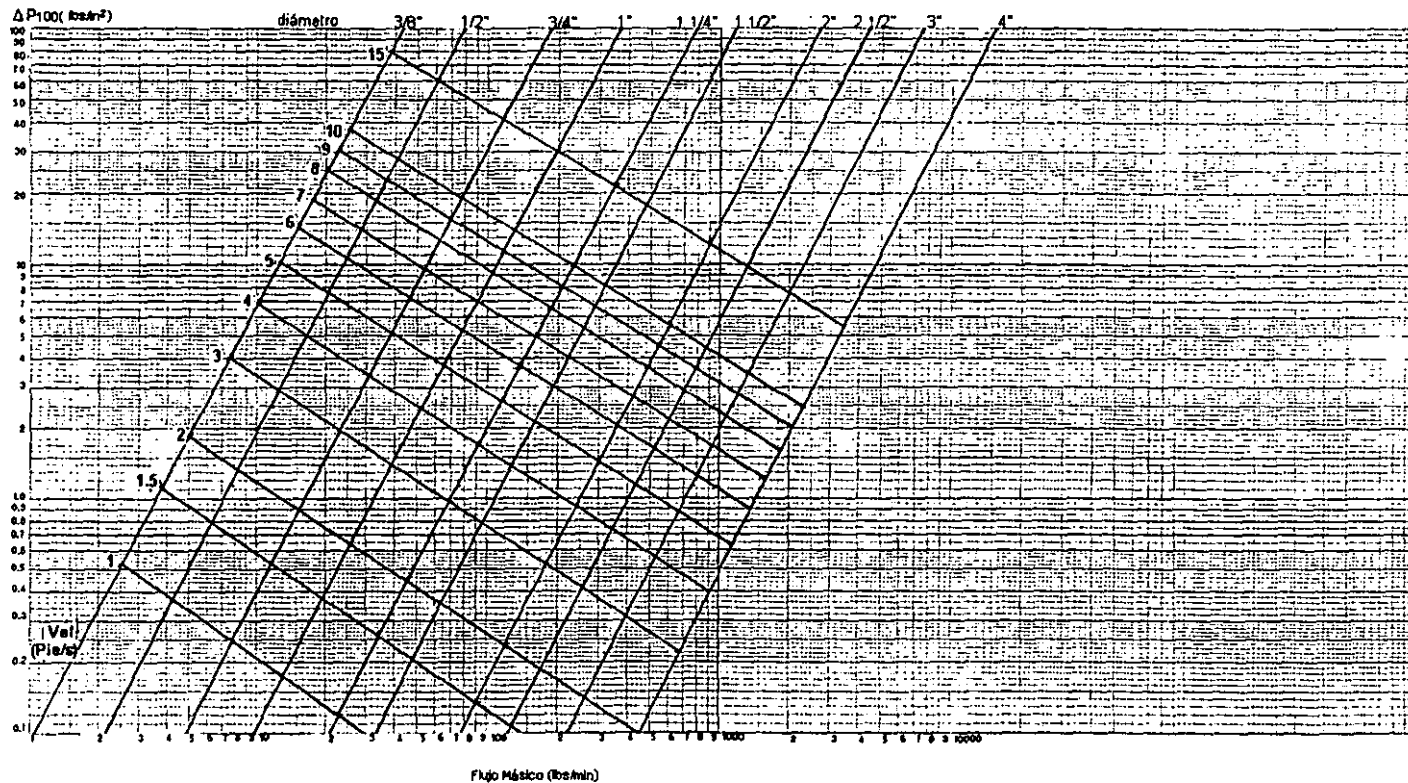


FIG. 46.
INCREMENTO EN LA CAPACIDAD DE TUBERÍAS DE ALIMENTACIÓN DE LÍQUIDO.

| Condición | Capacidad (T.R.) | % Incremento |
|----------------------|------------------|--------------|
| Régimen saturado | 105.0 | |
| Temp. Succión 20 °C | 128.8 | 22.67% |
| Temp. Succión 0 °C | 133.3 | 26.95% |
| Temp. Succión -20 °C | 137.2 | 30.67% |
| Temp. Succión -40 °C | 140.1 | 33.43% |

Lo mas sobresaliente de estos comportamientos, se refiere al hecho de que al dimensionar de acuerdo a los criterios anteriores a la existencia de esta información, se podían seleccionar diámetros de tubería excesivos, lo cual reviste poca importancia para el caso de la recirculación por bombas; pero en el caso de los sistemas Phillips se pueden generar comportamientos irregulares en la alimentación de líquido debido a pérdidas de presión insuficientes.

Otra consecuencia importante de haber dibujado las figuras 42, 43, 44, y 45 es de tipo económico, y se refiere al hecho de que ahora se tiene la seguridad que con menores diámetros de tubería se logran los mismos resultados, además de que será posible emplearlas para resolver en el campo problemas operativos que involucren las caídas de presión en la línea de alimentación de líquido.

Las figuras 47, 48, y 49, son el resultado de aplicar el modelo de Martinelli a retornos húmedos para los casos seleccionados en el apartado dedicado al estudio del flujo bifásico en retornos húmedos. Como sucede con las líneas de líquido, por la manera en que se trazan es difícil presentar conclusiones firmes respecto a ellas; para eso son más útiles las tablas de las figs. 50, 51, y 52, que representan la solución de las gráficas para los casos de caída de presión de 0.25, 0.50, y 1.0 lbs/pulg². Nótese como se reducen las capacidades de los diferentes diámetros de tubería conforme se incrementa la relación de recirculación. Por ejemplo, en el diámetro 4 pulg., con caída de presión de 0.50 lbs/pulg². se tienen las lecturas de la fig. 53.

Fig. 47.- PERDIDAS DE PRESION EN TUBERIAS DE RETORNO HUMEDO
(RELACION DE RECIRCULACION 2:1)

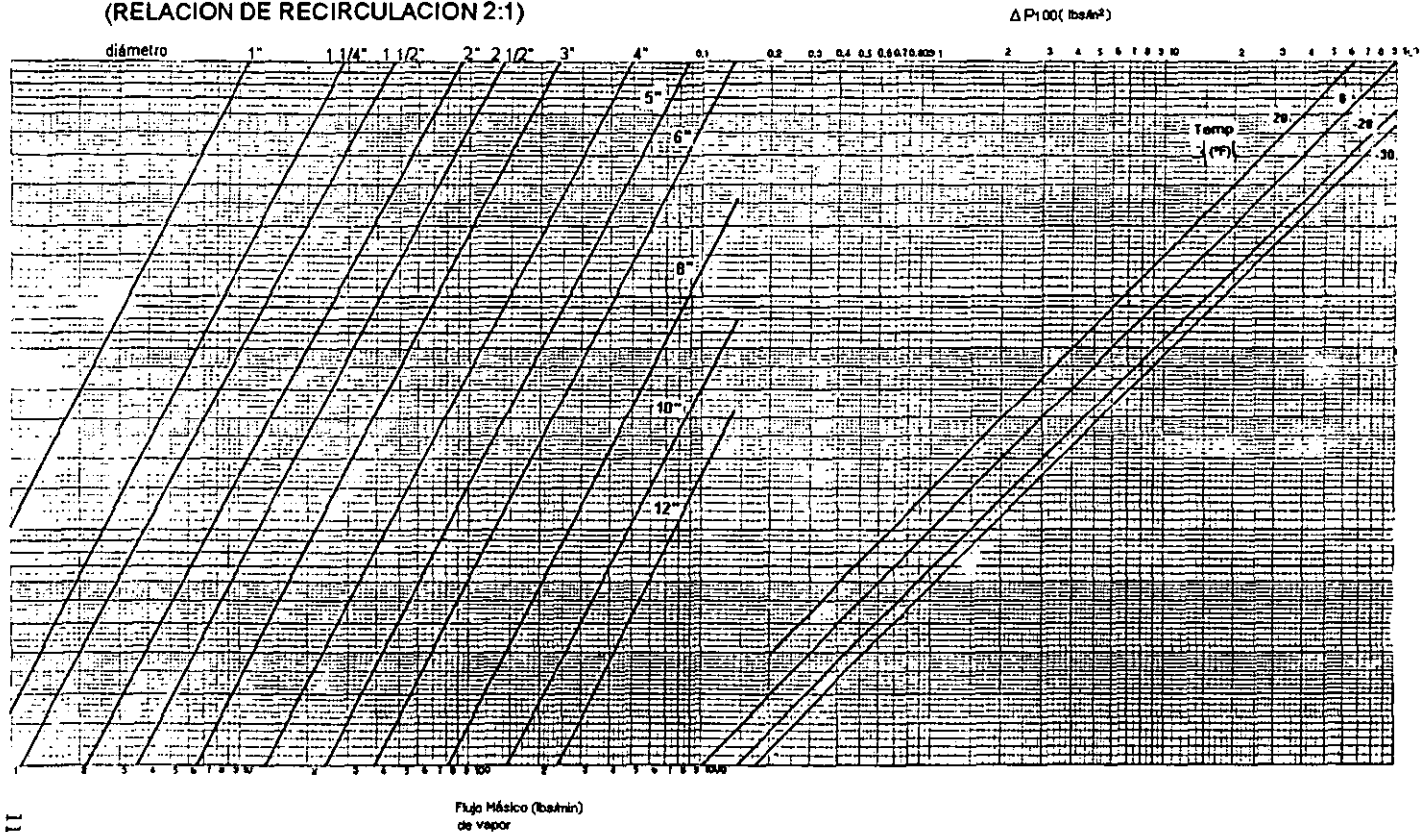


Fig. 48.- PERDIDAS DE PRESION EN TUBERIAS DE RETORNO HUMEDO
(RELACION DE RECIRCULACION 3:1)

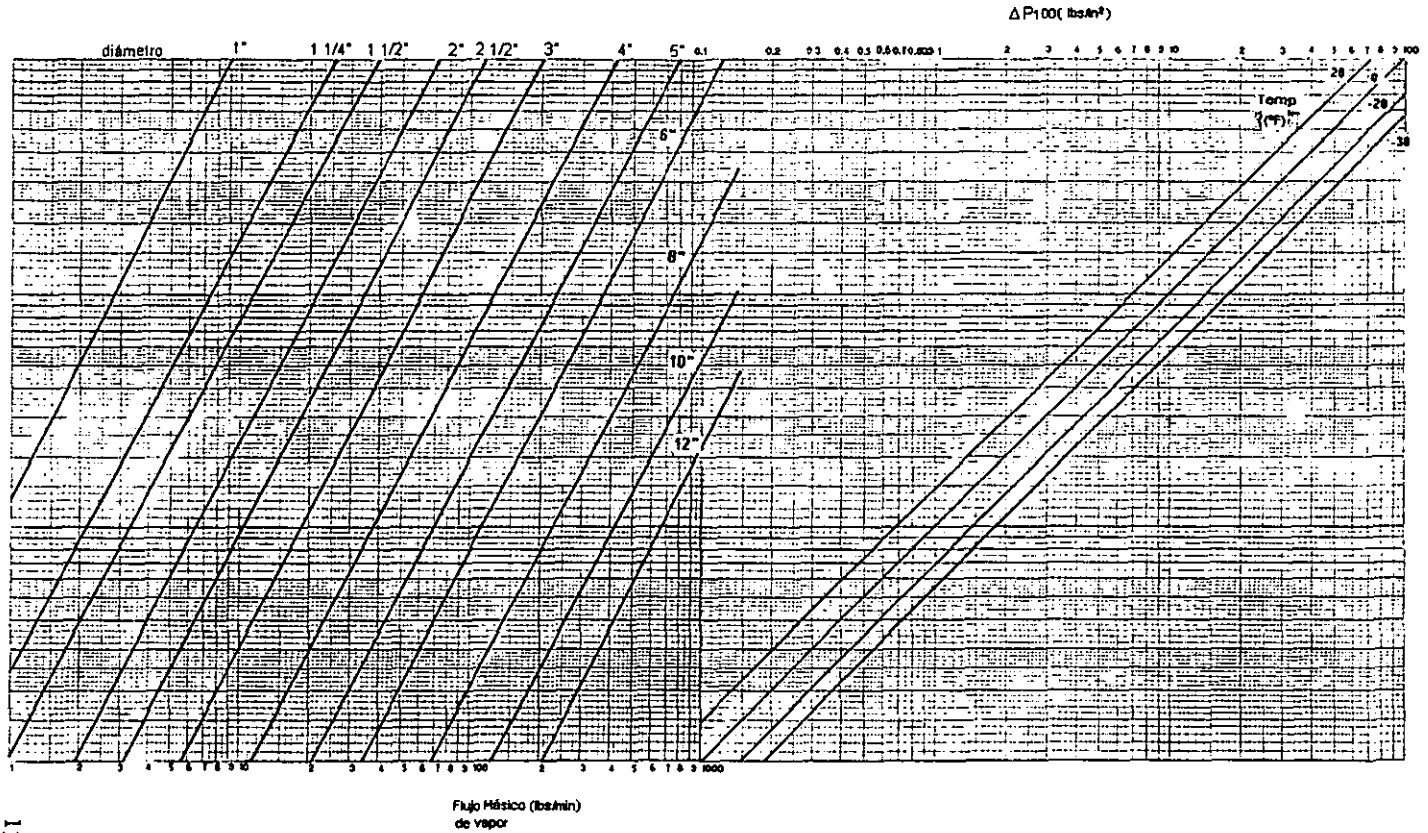


Fig. 49.- PERDIDAS DE PRESION EN TUBERIAS DE RETORNO HUMEDO
(RELACION DE RECIRCULACION 6:1)

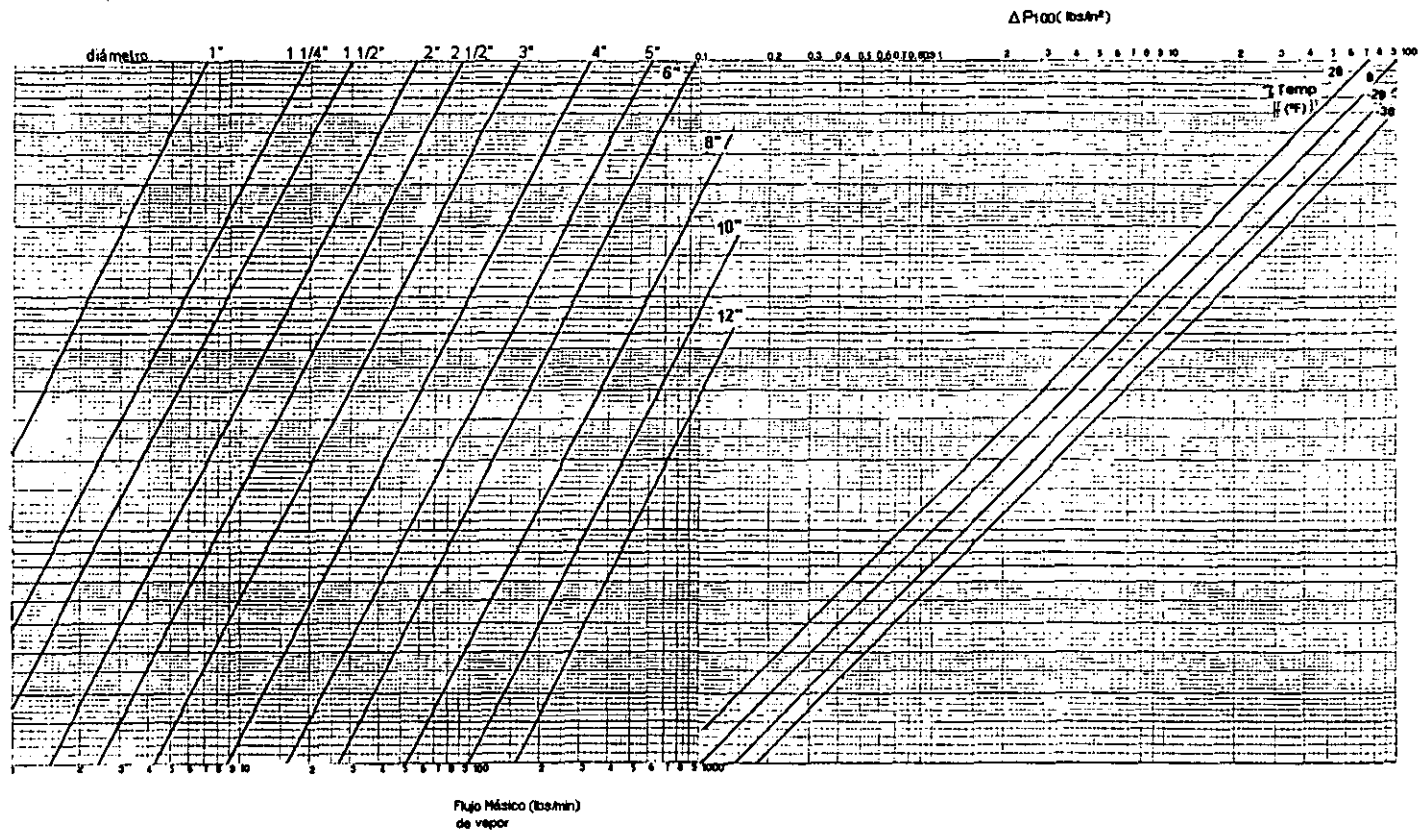


FIG. 50.

MÁXIMA CAPACIDAD EN RETORNOS HUMEDOS CON REFRIGERANTE AMONIACO.
CAPACIDAD EN T.R.¹
RAZÓN DE RECIRCULACIÓN, 2 A 1.

| Diámetr Nominal (Pulg.) ² | Temperatura de Succión (°F) | | | | | | | | | | | |
|--|-----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | Pérdida de Presión (psi/100 pies) | | | | | | | | | | | |
| | -30 | | | -20 | | | 0 | | | 20 | | |
| | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 |
| 1 | 1.130 | 1.666 | 2.457 | 1.310 | 1.830 | 2.557 | 1.646 | 2.268 | 3.125 | 1.877 | 2.565 | 3.504 |
| 1 ½ | 3.100 | 4.286 | 5.926 | 3.266 | 4.490 | 6.172 | 3.503 | 5.041 | 7.254 | 3.993 | 5.790 | 8.396 |
| 1 ½ | 4.417 | 6.128 | 8.503 | 4.975 | 6.905 | 9.583 | 5.168 | 7.516 | 10.93 | 6.053 | 8.773 | 12.72 |
| 2 | 7.781 | 11.15 | 15.98 | 8.617 | 12.35 | 17.70 | 10.13 | 14.66 | 21.22 | 1.95 | 17.24 | 24.87 |
| 2 ½ | 12.64 | 18.06 | 25.81 | 13.82 | 19.83 | 28.46 | 16.60 | 23.89 | 34.39 | 19.06 | 27.55 | 39.83 |
| 3 | 21.43 | 31.12 | 45.18 | 24.29 | 34.87 | 50.08 | 29.68 | 42.59 | 61.13 | 34.0 | 49.0 | 70.64 |
| 4 | 44.67 | 64.69 | 93.68 | 50.68 | 72.30 | 103.1 | 60.4 | 86.88 | 124.9 | 71.07 | 102.0 | 146.4 |
| 5 | 81.16 | 117.5 | 170.1 | 92.85 | 132.0 | 187.7 | 109.9 | 158.0 | 227.2 | 129.1 | 185.1 | 265.5 |
| 6 | 132.6 | 192.6 | 279.7 | 150.5 | 214.1 | 304.4 | 179.1 | 256.8 | 368.3 | 210.6 | 301.6 | 431.9 |
| 8 | 275.5 | 399 | 577.8 | 309.7 | 440.3 | 626.0 | 373.1 | 533 | 761.6 | 436.5 | 624 | 892 |
| 10 | 503.4 | 727.1 | 1,050 | 544.3 | 786.1 | 1,135 | 676.7 | 969.6 | 1,389 | 795.6 | 1,133 | 1,615 |
| 12 | 800.5 | 1,153 | 1,660 | 877 | 1,258 | 1,806 | 1,071 | 1,531 | 2,187 | 1,253 | 1,790 | 2,557 |

NOTAS:

- 1 Basados en flujo de liquido saturado a temperatura de evaporación.
- 2 Datos basados en tubería de acero cédula 40, excepto que para 1" basados en cédula 80.

FIG. 51.

MÁXIMA CAPACIDAD EN RETORNOS HÚMEDOS CON REFRIGERANTE AMONIACO.
CAPACIDAD EN T.R.¹
RAZÓN DE RECIRCULACIÓN, 3 A 1.

| Diám. Nominal (Pulg.) ² | Temperatura de Succión (°F) | | | | | | | | | | | |
|--|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | Pérdida de Presión (Psi/100 pies.) | | | | | | | | | | | |
| | -30 | | | -20 | | | 0 | | | 20 | | |
| | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 |
| 1 | 1.093 | 1.512 | 2.091 | 1.149 | 1.582 | 2.178 | 1.428 | 1.937 | 2.626 | 1.422 | 2.026 | 2.885 |
| 1 ½ | 2.741 | 3.750 | 5.132 | 2.509 | 3.628 | 5.246 | 2.912 | 4.232 | 6.152 | 3.499 | 5.050 | 7.287 |
| 1 ½ | 3.444 | 4.991 | 7.232 | 3.823 | 5.539 | 8.024 | 4.498 | 6.516 | 9.440 | 5.309 | 7.664 | 11.07 |
| 2 | 6.785 | 9.794 | 14.14 | 7.463 | 10.81 | 15.66 | 8.930 | 12.80 | 18.34 | 10.43 | 15.01 | 21.59 |
| 2 ½ | 10.93 | 15.74 | 22.68 | 12.15 | 17.50 | 25.21 | 14.38 | 20.61 | 29.53 | 16.71 | 24.03 | 34.54 |
| 3 | 19.35 | 27.90 | 40.23 | 21.45 | 30.94 | 44.62 | 25.74 | 36.88 | 52.83 | 29.61 | 42.56 | 61.18 |
| 4 | 40.23 | 57.89 | 83.28 | 44.42 | 63.95 | 92.06 | 52.12 | 74.95 | 107.8 | 61.39 | 88.03 | 126.2 |
| 5 | 72.82 | 104.8 | 150.7 | 81.02 | 116.2 | 166.7 | 95.52 | 137.4 | 197.6 | 113.0 | 161.4 | 230.4 |
| 6 | 119.1 | 170.8 | 245.1 | 131.2 | 188.3 | 270.2 | 155.9 | 223.6 | 320.7 | 184.4 | 262.9 | 374.9 |
| 8 | 245.6 | 353.5 | 508.7 | 271.6 | 389.6 | 558.9 | 317.0 | 455.2 | 653.6 | 374.6 | 536.2 | 767.4 |
| 10 | 447.3 | 642.9 | 923.9 | 492.3 | 706.9 | 1015 | 581.2 | 832.5 | 1193 | 681.6 | 972.6 | 1388 |
| 12 | 710.7 | 1019 | 1461 | 782.8 | 1120 | 1602 | 935.9 | 1336 | 1906 | 1087 | 1546 | 2198 |

NOTAS:

- 1 Basados en flujo de liquido saturado a temperatura de evaporación.
- 2 Datos basados en tubería de acero cédula 40, excepto que para 1" basados en cédula 80.

FIG. 52.

MÁXIMA CAPACIDAD EN RETORNOS HÚMEDOS CON REFRIGERANTE AMONIACO.
CAPACIDAD EN T.R.¹
RAZÓN DE RECIRCULACIÓN, 6 A 1

| Diámetro Nominal (Pulg.) ² | Temperatura de Succión (°F) | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | Pérdida de Presión (Psi/100 pies.) | | | | | | | | | | | |
| | -30 | | | -20 | | | 0 | | | 20 | | |
| | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 | 0.25 | 0.50 | 1.0 |
| 1 | 0.678 | 0.982 | 1.423 | 0.730 | 1.065 | 1.553 | 0.862 | 1.251 | 1.816 | 0.950 | 1.382 | 2.011 |
| 1 1/4 | 1.770 | 2.566 | 3.718 | 1.926 | 2.802 | 4.074 | 2.280 | 3.295 | 4.761 | 2.494 | 3.617 | 5.246 |
| 1 1/2 | 2.724 | 3.929 | 5.668 | 2.923 | 4.250 | 6.180 | 3.430 | 4.972 | 7.209 | 3.797 | 5.505 | 7.982 |
| 2 | 5.381 | 7.761 | 11.19 | 5.843 | 8.448 | 12.21 | 6.822 | 9.846 | 14.21 | 7.498 | 10.82 | 15.62 |
| 2 1/2 | 8.732 | 12.57 | 18.08 | 9.481 | 13.66 | 19.69 | 11.04 | 15.90 | 22.89 | 11.93 | 17.25 | 24.95 |
| 3 | 14.72 | 21.47 | 31.33 | 16.73 | 24.15 | 34.86 | 19.72 | 28.34 | 40.73 | 21.51 | 31.02 | 44.73 |
| 4 | 31.39 | 45.18 | 65.02 | 34.70 | 50.03 | 72.13 | 40.35 | 58.0 | 83.37 | 43.90 | 63.56 | 92.02 |
| 5 | 56.19 | 81.35 | 117.8 | 63.57 | 91.17 | 130.7 | 73.62 | 105.8 | 152.1 | 79.49 | 115.0 | 166.3 |
| 6 | 93.48 | 134.7 | 194.1 | 103.6 | 148.7 | 213.6 | 120.8 | 173.1 | 248.1 | 134.4 | 192.7 | 276.3 |
| 8 | 191.6 | 275.5 | 396.2 | 211.3 | 303.9 | 437.1 | 246.6 | 353.9 | 508.0 | 264.3 | 382.8 | 554.4 |
| 10 | 351.3 | 504.2 | 723.6 | 383.6 | 552.1 | 794.7 | 450.4 | 645.0 | 923.8 | 504.8 | 721.8 | 1032 |
| 12 | 567.7 | 810.4 | 1157 | 617.5 | 884.3 | 1266 | 716.1 | 1023 | 1461 | 803.6 | 1147 | 1638 |

NOTAS:

- 1 Basados en flujo de líquido saturado a temperatura de evaporación.
- 2 Datos basados en tubería de acero cédula 40, excepto que para 1" basados en cédula 80.

FIG. 53.

REDUCCIÓN EN LA CAPACIDAD DE TUBERÍAS DE RETORNO HÚMEDO.

| Condición | Temperatura de Succión (°F) | | | |
|---------------------|---|--------------|--------------|--------------|
| | Toneladas de Refrigeración, (% Disminución) | | | |
| | -30 | -20 | 0 | 20 |
| Régimen saturado | 83.5 | 93.0 | 121 | 153 |
| Recirculación 2 a 1 | 64.7 (22.5%) | 72.3 (22.3%) | 86.9 (28.2%) | 102 (33.3%) |
| Recirculación 3 a 1 | 57.9 (30.7%) | 63.9 (31.3%) | 74.9 (38.1%) | 88.0 (42.5%) |
| Recirculación 6 a 1 | 45.2 (45.9%) | 50.0 (46.2%) | 58.0 (52.1%) | 63.6 (58.4%) |

Las diferencias de comportamiento entre el régimen saturado y los ciclos recirculados es evidente. Realmente hay una importante reducción en las capacidades de las tuberías al considerarse el flujo bifásico, y esta es mayor conforme aumenta la cantidad de líquido presente en el retorno húmedo.

Por ello es fundamental concluir que la selección de diámetros para retorno húmedo en los ciclos recirculados debe hacerse con sumo cuidado, usando

las gráficas y tablas que aquí se presentan, y no solo mediante los criterios prácticos que se emplean hasta la fecha.

Debe considerarse que las observaciones hechas para un sólo diámetro son aplicables al resto de los casos.

7.2.- TRANSFERENCIA DE CALOR.

Los resultados referentes al estudio sobre la transferencia de calor en tuberías a baja temperatura se dividen en dos casos. Por un lado, la evaluación sobre la influencia de cada uno de los términos que constituyen la resistencia a la transferencia, y por otro lado, la obtención de las entradas totales por 100 pies de tubería, para todos los casos seleccionados.

En el primer lugar se calcularon los coeficientes convectivo interior, convectivo exterior, y conductivos tanto del metal como del aislante, para poder integrarlos dentro de la resistencia global como se señala en la ecuación (3.2), a cada una de las condiciones descritas en el capítulo 3. Se registraron los resultados de la tabla de la fig. 54.

FIG. 54.
CONTRIBUCIONES A LA RESISTENCIA GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

| Tipo de Transferencia | Temperatura de Succión (°F) | | | |
|--------------------------|---|------------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| | Espesor de Aislante (Pulg.) | | | |
| | Resistencia a la Transferencia (hr.°F/BTU) (% Influencia) | | | |
| | 20 | 0 | -20 | -40 |
| | 1 | 2 | 4 | 6 |
| Global | 0.0547 (100%) | 0.0942 (100%) | 0.1507 (100%) | 0.1917 (100%) |
| Convectiva Interior | 2.70×10^{-4} (0.49%) | 3.80×10^{-4} (0.40%) | 4.582×10^{-4} (0.30%) | 5.47×10^{-4} (0.29%) |
| Conductiva Metal | 6.768×10^{-6} (0.01%) | 6.768×10^{-6} (0.01%) | 6.768×10^{-6} (0.01%) | 6.768×10^{-6} (0.005%) |
| Conductiva Aislante | 5.404×10^{-2} (98.77%) | 9.346×10^{-2} (99.25%) | 0.150 (99.54%) | 0.191 (99.62%) |
| Convectiva Exterior | 3.936×10^{-4} (0.73%) | 3.172×10^{-4} (0.34%) | 2.325×10^{-4} (0.15%) | 2.325×10^{-4} (0.085%) |

En la tabla anterior se puede notar que la magnitud de los componentes convectivos interior y exterior dentro de la resistencia global es prácticamente despreciable, menor al 1%, por lo que se puede eliminar del cálculo final de resistencias para reducir de manera drástica el número de operaciones a realizar. De esta forma, las entradas de calor por 100 pies de tubería para líneas a baja temperatura se obtendrán considerando sólo las resistencias del metal y del aislante, ec. (3.5). Los resultados se muestran en las figuras 55, y 56.

FIG. 55.
TRANSFERENCIA DE CALOR POR CADA 100 FT. DE TUBERÍA (AISLANTE POLIURETANO).

| Diámetro Nominal ¹ | Espesor de Aislante (pulg.) | | | |
|-------------------------------|--|--------|--------|--------|
| | Transferencia de Calor en 100 pies (BTU/hr.°F) | | | |
| | 1 | 2 | 4 | 6 |
| 1 | 7.358 | 4.872 | 3.475 | 2.939 |
| 1 ¼ | 8.606 | 5.547 | 3.864 | 3.228 |
| 1 ½ | 9.462 | 6.005 | 4.1 | 3.419 |
| 2 | 11.138 | 6.891 | 4.615 | 3.779 |
| 2 ½ | 12.884 | 7.804 | 5.114 | 4.140 |
| 3 | 15.053 | 8.928 | 5.720 | 4.573 |
| 4 | 18.503 | 10.699 | 6.660 | 5.237 |
| 5 | 22.153 | 12.559 | 7.635 | 5.919 |
| 6 | 25.790 | 14.405 | 8.593 | 6.583 |
| 8 | 32.624 | 17.858 | 10.369 | 7.805 |
| 10 | 39.874 | 21.509 | 12.232 | 9.077 |
| 12 | 46.691 | 24.935 | 13.971 | 10.259 |

NOTAS:

¹ Datos basados en tubería de acero cédula 40, excepto que para 1" basados en cédula 80.

FIG. 56.
TRANSFERENCIA DE CALOR POR CADA 100 PIES DE TUBERÍA (AISLANTE POLIESTIRENO).

| Diámetro Nominal ¹ | Espesor de Aislante (pulg.) | | | |
|-------------------------------|--|--------|--------|--------|
| | Transferencia de Calor en 100 pies (BTU/hr.°F) | | | |
| | 1 | 2 | 4 | 6 |
| 1 | 13.587 | 8.996 | 6.418 | 5.428 |
| 1 ¼ | 15.891 | 10.244 | 7.135 | 5.962 |
| 1 ½ | 17.472 | 11.089 | 7.612 | 6.314 |
| 2 | 20.566 | 12.726 | 8.522 | 6.979 |
| 2 ½ | 23.792 | 14.412 | 9.445 | 7.645 |
| 3 | 27.796 | 16.486 | 10.563 | 8.444 |
| 4 | 34.165 | 19.756 | 12.299 | 9.671 |
| 5 | 40.906 | 23.192 | 14.099 | 10.930 |
| 6 | 47.621 | 26.600 | 15.868 | 12.156 |
| 8 | 60.240 | 32.976 | 19.147 | 14.413 |
| 10 | 73.626 | 39.718 | 22.588 | 16.762 |
| 12 | 86.212 | 46.045 | 25.800 | 18.944 |

NOTAS:

¹ Datos basados en tubería de acero cédula 40, excepto que para 1" basados en cédula 80

Al analizar la información mostrada, se concluye que la influencia ejercida por el medio externo hacia el refrigerante en forma de ganancia térmica es pequeña, del orden de decenas de BTU's por cada grado Fahrenheit de diferencia de temperatura. Además de que, como cabría esperarse, disminuye conforme aumenta el espesor de aislante, y que aumenta en relación directa con el diámetro de tubería.

Se considera que las conclusiones más relevantes, y que se refieren a la importancia de estas ganancias respecto a la carga térmica total en un ciclo representativo, deberán hacerse más adelante.

7.3.- TERMODINÁMICA DE LOS MÉTODOS DE RECIRCULACIÓN.

7.3.1.- PÉRDIDAS DE EFICIENCIA POR EFECTO DE LAS BOMBAS.

La fig. 57 muestra la pérdida de eficiencia por operación de las bombas dentro de las instalaciones frigoríficas, resultado de resolver la ec. (4.7) a las condiciones señaladas en el capítulo 4.

FIG. 57.
PÉRDIDA DE EFICIENCIA DEBIDA A LA OPERACIÓN DE BOMBAS (BTU/LB)

| Diferencia de Presión (lb/pulg ² .) | Temperatura del Líquido (°F) | | | |
|---|------------------------------|-------|-------|-------|
| | -40 | -20 | 0 | 20 |
| 10 | 0.043 | 0.044 | 0.045 | 0.046 |
| 20 | 0.086 | 0.088 | 0.090 | 0.092 |
| 30 | 0.129 | 0.131 | 0.134 | 0.137 |
| 40 | 0.172 | 0.175 | 0.179 | 0.183 |
| 50 | 0.215 | 0.219 | 0.224 | 0.229 |
| 60 | 0.258 | 0.263 | 0.269 | 0.275 |
| 70 | 0.301 | 0.307 | 0.313 | 0.320 |
| 80 | 0.344 | 0.351 | 0.358 | 0.366 |
| 90 | 0.387 | 0.394 | 0.403 | 0.412 |

Para entrar a la tabla se requiere conocer solamente el diferencial de presión existente en la bomba, y la temperatura de evaporación del líquido en la instalación. La cantidad de energía transferida al fluido refrigerante aumenta de manera directa con el diferencial de presión manejado en la bomba, y también aumenta conforme su temperatura disminuye. Esto último es debido al incremento en la densidad del fluido, por el que se necesita más trabajo para desplazarlo.

A primera vista puede decirse que en todos los casos la carga resultante por el trabajo de la bomba es despreciable, aún cuando para emitir un juicio definitivo se debe de evaluar la energía total para un ejemplo determinado, multiplicando los valores de la fig. 57 por el flujo total de líquido en la bomba, y compararlo con la carga generada por el funcionamiento de las trampas de líquido en el sistema Phillips.

7.3.2.- PÉRDIDAS DE EFICIENCIA POR EFECTO DE LAS TRAMPAS DE LÍQUIDO.

Al calcular las entradas de calor que ocurren en las trampas de líquido conforme a las condiciones detalladas en el capítulo 4, se registraron los resultados que se reportan en la tabla de la fig. 58:

FIG. 58.

PÉRDIDA TOTAL DE EFICIENCIA POR OPERACIÓN DE TRAMPAS (BTU/CICLO).

| Tamaño | Temperatura de succión (°F) | | | | | | | | | | | |
|--------|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | Temperatura de condensación (°F) | | | | | | | | | | | |
| | -40 | | | -20 | | | 0 | | | 20 | | |
| | 85 | 90 | 95 | 85 | 90 | 95 | 85 | 90 | 95 | 85 | 90 | 95 |
| 12x26 | 3,040 | 3,186 | 3,335 | 2,645 | 2,791 | 2,938 | 2,194 | 2,328 | 2,464 | 1,813 | 1,948 | 2,084 |
| 16x38 | 5,738 | 6,021 | 6,311 | 5,015 | 5,298 | 5,585 | 4,169 | 4,427 | 4,689 | 3,480 | 3,739 | 4,001 |
| 18x38 | 6,775 | 7,115 | 7,464 | 5,943 | 6,283 | 6,628 | 4,953 | 5,261 | 5,573 | 4,165 | 4,473 | 4,787 |
| 20x40 | 8,187 | 8,585 | 9,014 | 7,190 | 7,608 | 8,033 | 6,006 | 6,382 | 6,754 | 5,089 | 5,465 | 5,848 |
| 24x42 | 11,110 | 11,690 | 12,300 | 9,840 | 10,430 | 11,020 | 8,253 | 8,773 | 9,303 | 7,079 | 7,601 | 8,132 |
| 30x48 | 17,260 | 18,210 | 19,190 | 15,410 | 16,360 | 17,330 | 12,990 | 13,821 | 14,660 | 11,310 | 12,140 | 12,984 |
| 30x54 | 18,960 | 20,000 | 21,080 | 16,930 | 17,980 | 19,050 | 14,270 | 15,180 | 16,120 | 12,430 | 13,350 | 14,284 |

Para entrar a la tabla sólo es necesario conocer el tamaño de la trampa, y las condiciones de evaporación y condensación a las que opera la instalación. Puede verse que la cantidad de energía absorbida aumenta en relación directa con el tamaño de la trampa, con la temperatura del gas impulsor, y en relación inversa con la temperatura de evaporación del ciclo.

La fig. 59 muestra la forma en que varían los tres componentes de la ganancia de calor para un tamaño representativo de trampa de líquido conforme se reduce la temperatura de succión. Se destaca el incremento en la contribución del calentamiento del recipiente en la ganancia total, a medida que disminuye la temperatura de succión, como resultado del mayor gradiente térmico entre el metal y el gas. Además de la reducción en la influencia de la carga debida al gas de transferencia. Por otro lado, el efecto de la condensación en el líquido frío se mantiene casi constante y es el componente mas pequeño de los tres.

En la fig. 60, se desglosa el comportamiento de las contribuciones a la entrada total de calor con respecto al tamaño de las trampas a temperaturas de succión y condensación constantes. Nótese como se reduce la importancia del calentamiento del recipiente al aumentar su tamaño, mientras que por otro lado, la carga debida al gas de transferencia incrementa su participación. Este comportamiento se explica por la propia construcción de la trampa, pues si se observa la fig. 33 se concluye que el volumen ocupado por el gas de descarga es casi doce veces mayor en la

Fig 59.- CONTRIBUCIONES A LA GANANCIA TOTAL DE CALOR EN TRAMPAS DE LIQUIDO RESPECTO A LA TEMPERATURA DE SUCCION.

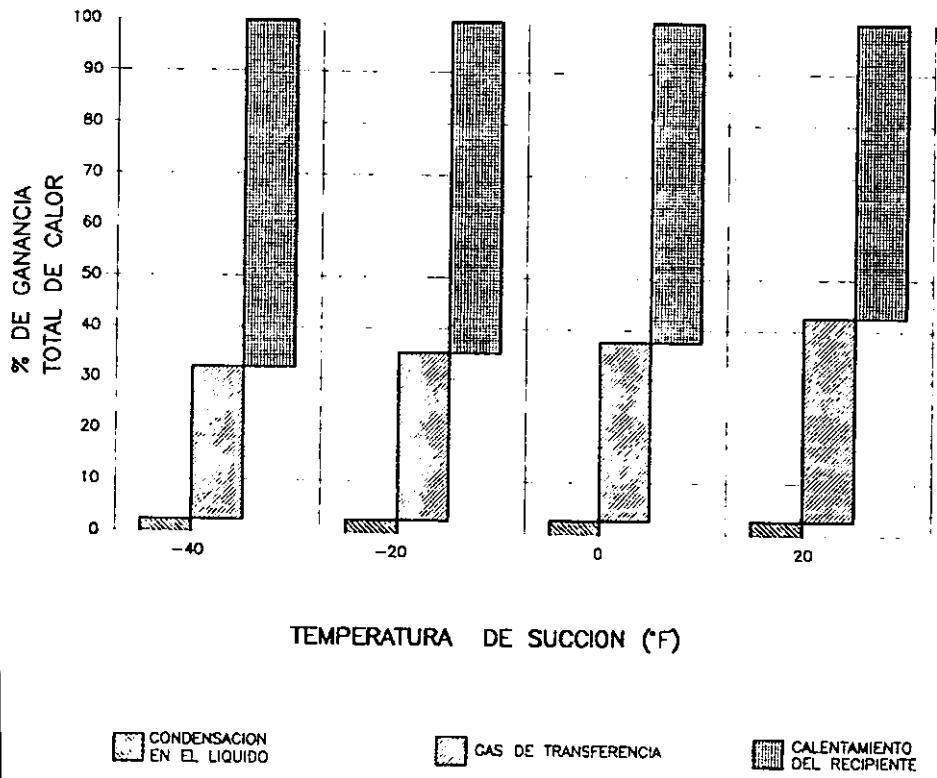
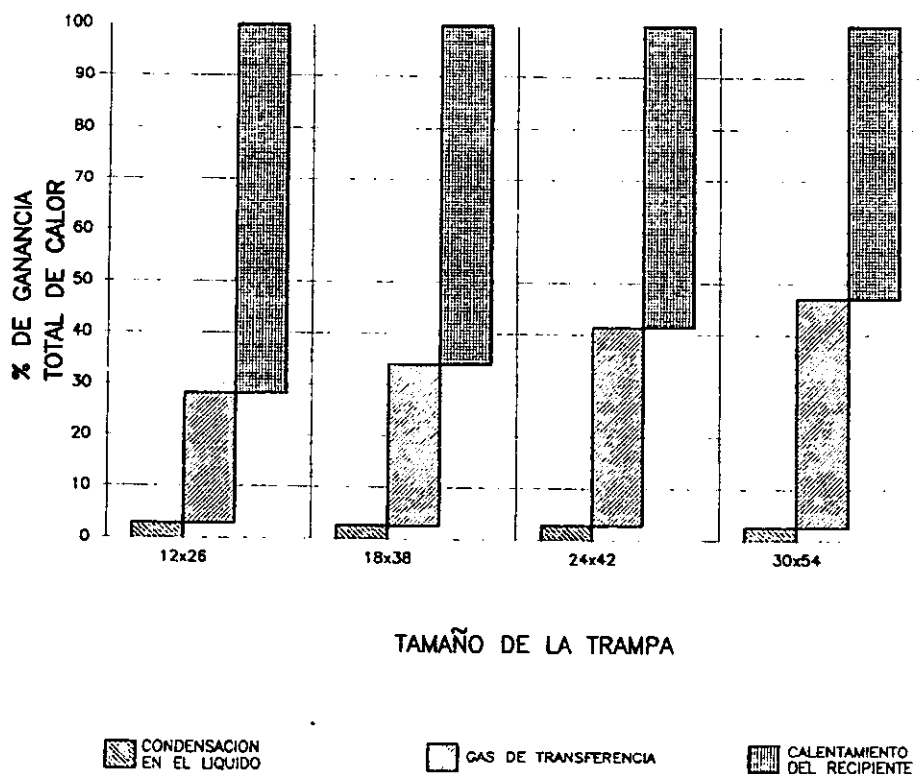


Fig 60.- CONTRIBUCIONES A LA GANANCIA TOTAL DE CALOR EN TRAMPAS DE LIQUIDO RESPECTO AL TAMAÑO DE LA TRAMPA.



trampa mas grande que en la mas pequeña, siendo la masa de metal expuesta al calentamiento sólo cinco veces mayor en la primera que en la segunda. Una vez más, el término de condensación de gas caliente sobre el líquido se mantiene casi constante. Esto es porque la variación en el área transversal de las trampas no es muy importante al modificarse su tamaño.

La influencia de la temperatura del gas impulsor en los tres componentes de entrada de calor a las trampas se muestra en la fig. 61. En este caso, las proporciones de cada una de las partes se mantienen prácticamente invariables. debido a que los diversos factores que influyen en la ganancia de calor aumentan en proporción.

Por último, en la fig. 62 se grafica la ganancia total de calor para un tamaño representativo de trampa a las diferentes condiciones de succión y descarga consideradas. Como cabe esperarse, las entradas de calor son mayores a medida que aumenta la temperatura del gas impulsor y disminuye la temperatura de succión, la carga máxima se localiza en los valores extremos de estos dos parámetros.

Es claro que la carga debida a operación de las trampas es mayor que la debida a la de las bombas, aunque como se dijo antes, para poder hacer conclusiones válidas, es necesario establecer la pérdida total en un caso determinado, y ver su relación con respecto al resto de los parámetros presentes en el mismo.

7.3.3.- COMPARACIÓN OPERATIVA ENTRE LOS DOS SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN.

El método de cálculo de eficiencias propuesto fué resuelto para las condiciones especificadas en el capítulo 5. Para ejemplificar las dos diferentes secuencias posibles (ciclo en una etapa, y ciclo en dos etapas) se muestran dos soluciones en las figuras 38, y 39.

La información generada por los cálculos se organizó en una serie de gráficos, mismos que se comentan a continuación. Aquí se debe señalar que con fines comparativos se ha calculado un ciclo de refrigeración ideal para las condiciones de temperatura de condensación y temperatura de evaporación usadas. Ideal se considera al ciclo sin ganancias de calor ni pérdidas de presión en las tuberías de succión y descarga, y sin la existencia de métodos de recirculación.

Fig 61.- CONTRIBUCIONES A LA GANANCIA TOTAL DE CALOR EN TRAMPAS DE LIQUIDO RESPECTO A LA TEMPERATURA DE CONDENSACION.

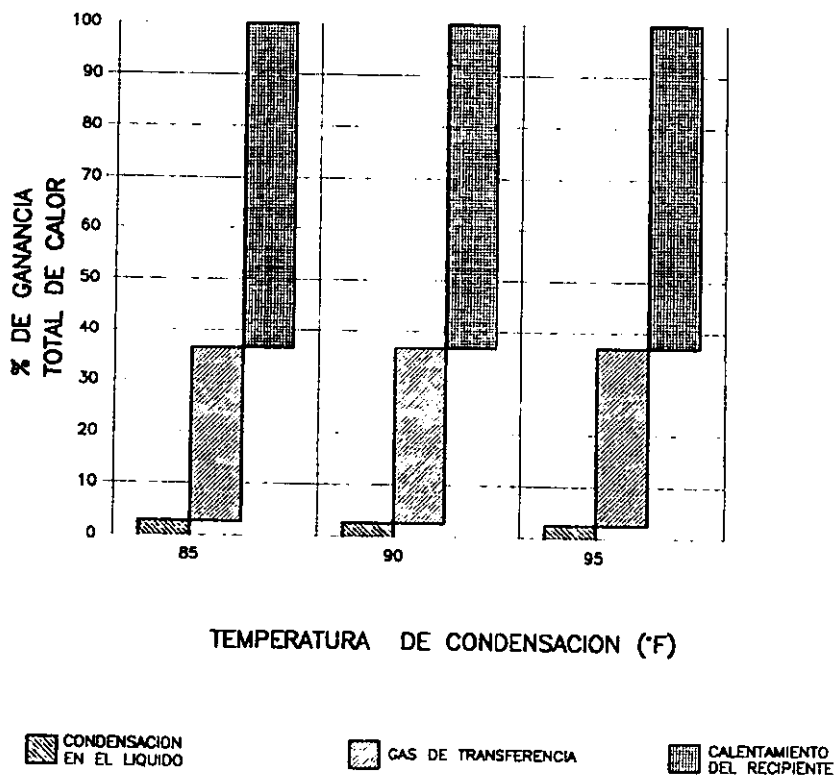
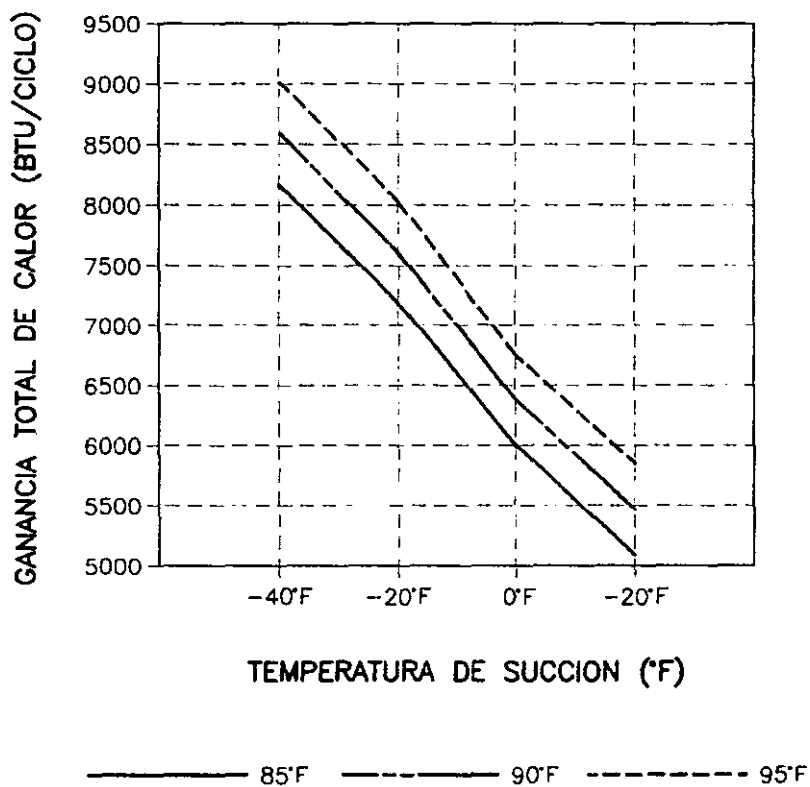


Fig. 62.— GANANCIA TOTAL DE CALOR EN TRAMPAS DE LIQUIDO A DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORACION Y CONDENSACION



La fig. 63 muestra los porcentajes de eficiencia para las dos formas de recirculación respecto al ciclo ideal a diferentes temperaturas de succión y relaciones de recirculación, manteniendo la temperatura de condensación constante. Es evidente la disminución en las eficiencias debido a la consideración de las pérdidas operativas, siendo mucho más marcada la diferencia en el caso del método Phillips de recirculación.

También resalta el hecho de que a menor razón de recirculación, la eficiencia de los ciclos recirculados es mayor, lo cual debe destacarse, ya que es a estas condiciones que el sistema Phillips es más recomendado, llegando al punto de igualar su comportamiento con el sistema por bombas en la razón de recirculación 2 a 1, con temperatura de evaporación de 0°F; y si se compara entre las relaciones de recirculación puede verse que el sistema Phillips es incluso más eficiente en 2 a 1, que el sistema por bombas en 6 a 1 para 0°F.

Si en la fig. 63 consideramos que las pérdidas generadas por el funcionamiento de las bombas son despreciables, se puede concluir que la distancia entre la línea de comportamiento ideal y la del sistema por bombas corresponde a la disminución de eficiencia ocasionada por las caídas de presión y la ganancias de calor en las tuberías de la instalación, manteniéndose casi constante en las tres razones de recirculación manejadas. Por otro lado, la separación existente entre la línea del sistema por bombas y la del sistema Phillips corresponde a la pérdida generada por el trabajo de las trampas, la cual se incrementa directamente con el aumento en la relación de recirculación, efecto claro del mayor número de descargas en las trampas de líquido necesario para mantener una recirculación más activa.

Las diferencias entre la recirculación por bombas, y el método Phillips son más notorias conforme disminuye la temperatura de evaporación, esto puede deberse al hecho de que la carga por operación de las trampas de líquido se incrementa al bajar la temperatura, además de que los ciclos de refrigeración consumen mayor cantidad de potencia al disminuir esta última.

En la fig. 64 se han graficado los porcentajes de eficiencia para los métodos de recirculación a una relación de 3 a 1, con diferentes temperaturas de condensación. Aquí es claro el efecto de tener una presión de descarga más alta en los ciclos, pues en todos los casos se reduce la eficiencia de las instalaciones. Un resultado que no es muy notorio, aunque cabe esperarse, es la mayor separación del sistema Phillips respecto al sistema por bombas

Fig. 63.— PORCENTAJE DE EFICIENCIA ENTRE EL CICLO DE CARNOT INVERTIDO Y LOS SISITEMAS RECIRCULADOS

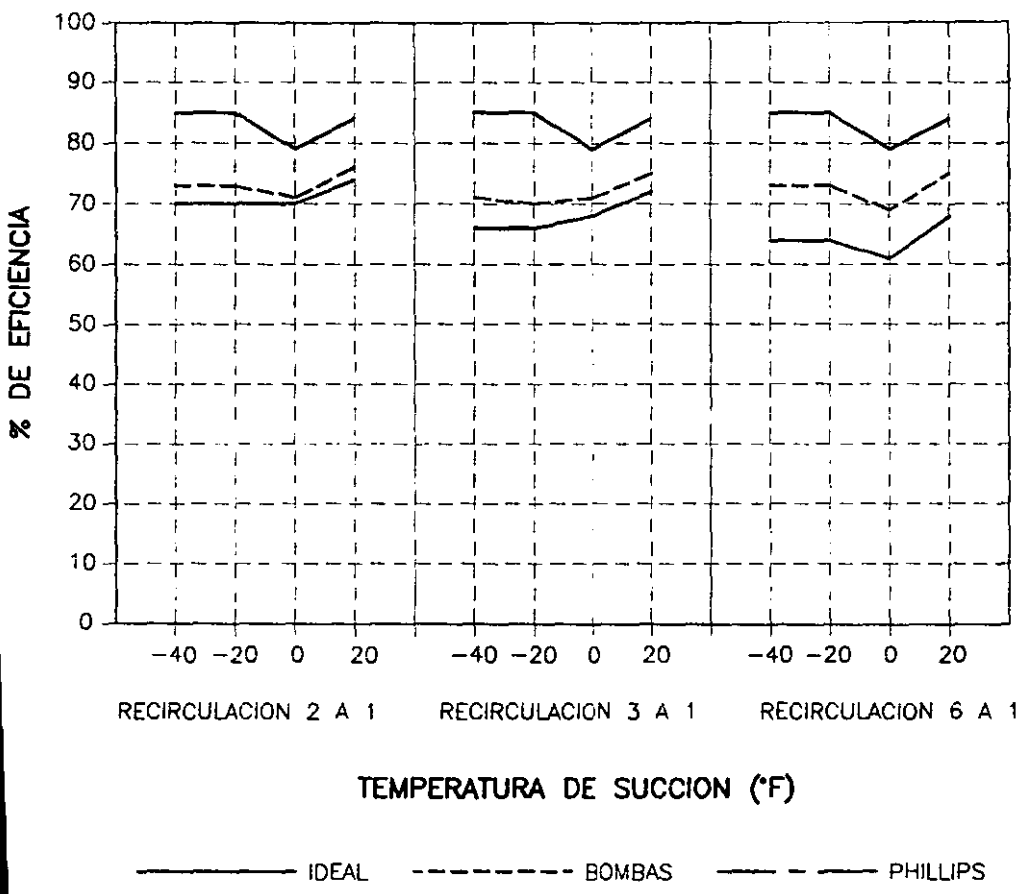
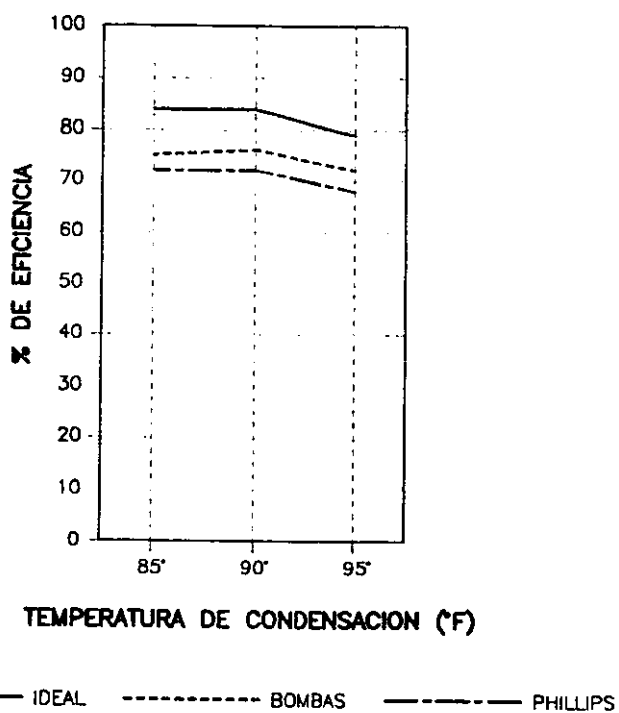


Fig. 64.- PORCENTAJE DE EFICIENCIA RESPECTO A LA TEMPERATURA DE CONDENSACION



a medida que aumenta la temperatura de condensación, pues la carga generada por la operación de las trampas de líquido es más grande cuando las presiones de gas impulsor son más altas, mientras que la carga por el funcionamiento de la bomba no se afecta por variaciones en la temperatura de condensación.

En la fig. 65 aparece el consumo total de potencia respecto a la relación de recirculación, y a la temperatura de evaporación en los diferentes sistemas en estudio. En ella también se utilizan los ciclos ideales como medio de comparación. Para todos los casos puede observarse un mayor gasto de energía en los ciclos recirculados, y de entre ellos, el método Phillips tiene un consumo de potencia mayor que el método por bombas, a relación de recirculación constante. Si la relación de recirculación varía y se fija una temperatura de evaporación constante de 0°F, puede verse que el método Phillips en 2 a 1 es muy competitivo, al grado de consumir menos potencia que el sistema por bombas en 6 a 1.

Puede considerarse que las conclusiones emitidas para la fig. 63 son válidas también para la fig. 65, haciendo notar de manera particular como influyen las pérdidas de eficiencia en las tuberías (caídas de presión y entradas de calor) en el gasto de energía, y como su importancia es más significativa a temperaturas de evaporación menores, pues el volumen de vapor que debe desplazar el compresor es mayor en estas condiciones. Por último, se destaca el gran consumo de energía que ocasionan las trampas de líquido cuando se les compara con las bombas, especialmente, a razones de recirculación elevadas.

La variación del consumo de potencia respecto a la temperatura de condensación se presenta en la fig. 66, donde se ha mantenido constante la relación de recirculación. Como se observa, el incremento en el gasto de energía es constante a medida que aumenta la temperatura; lo mismo sucede en referencia al método de recirculación, siendo el sistema Phillips el que consume más energía, seguido del ciclo por bombas.

Como se ha mencionado en los párrafos anteriores, el funcionamiento de las trampas de líquido genera una pérdida de eficiencia importante en el ciclo recirculado. La fig. 67 refleja la carga debida a las trampas como un porcentaje de la carga manejada en el evaporador para las diferentes relaciones de recirculación y las temperaturas de evaporación planteadas.

Resulta evidente que a medida que la relación de recirculación es mayor, la carga en trampas también lo es. Así, con sobreflujo en proporción de 3 a 1 se tiene el doble de carga que en el caso de 2 a 1, y de manera

Fig. 65.- CONSUMO TOTAL DE POTENCIA EN SISTEMAS RECIRCULADOS

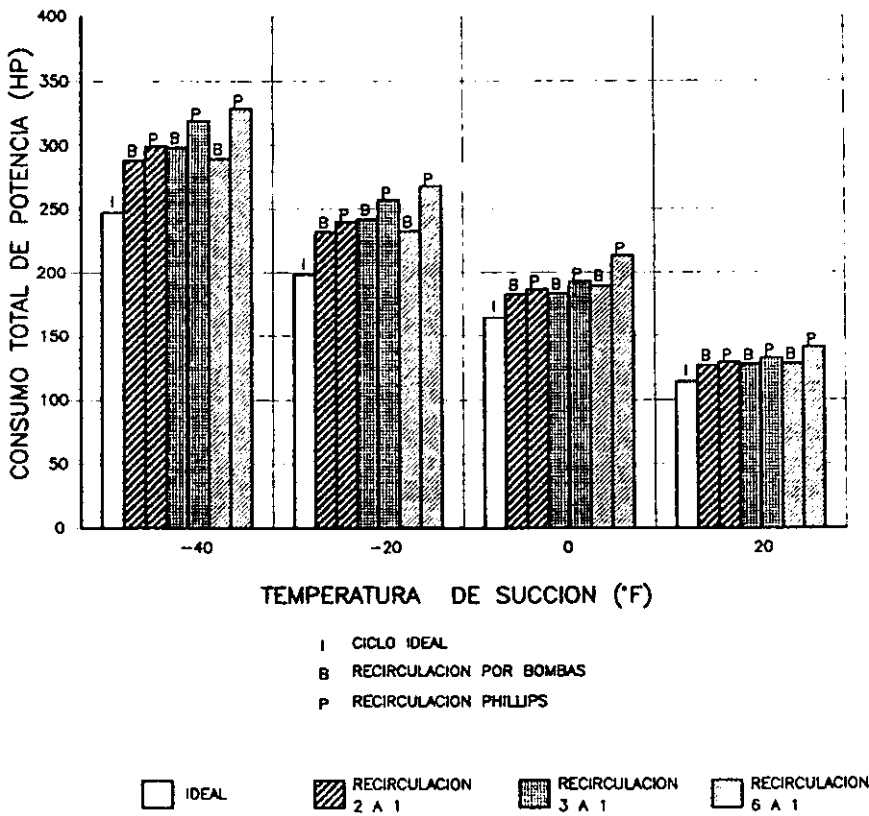
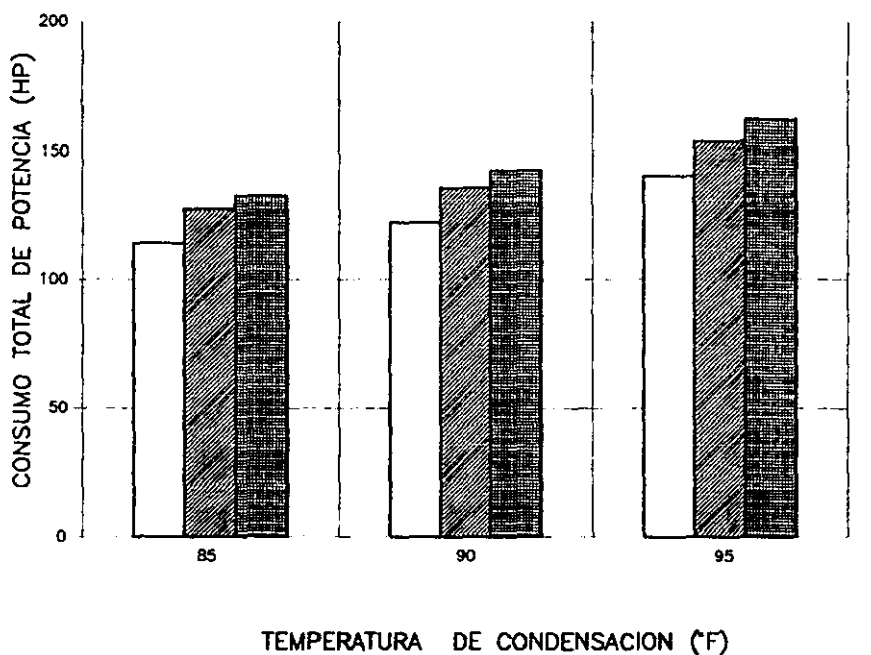


Fig. 66.— CONSUMO TOTAL DE POTENCIA RESPECTO A LA TEMPERATURA DE CONDENSACION



□ IDEAL

▨ BOMBAS

▩ PHILLIPS

Fig. 67.- CARGA TERMICA DEBIDO A LA OPERACION DE TRAMPAS DE LIQUIDO COMO PORCENTAJE DE LA CARGA EN EL EVAPORADOR A DIFERENTES TEMPERATURAS DE SUCCION

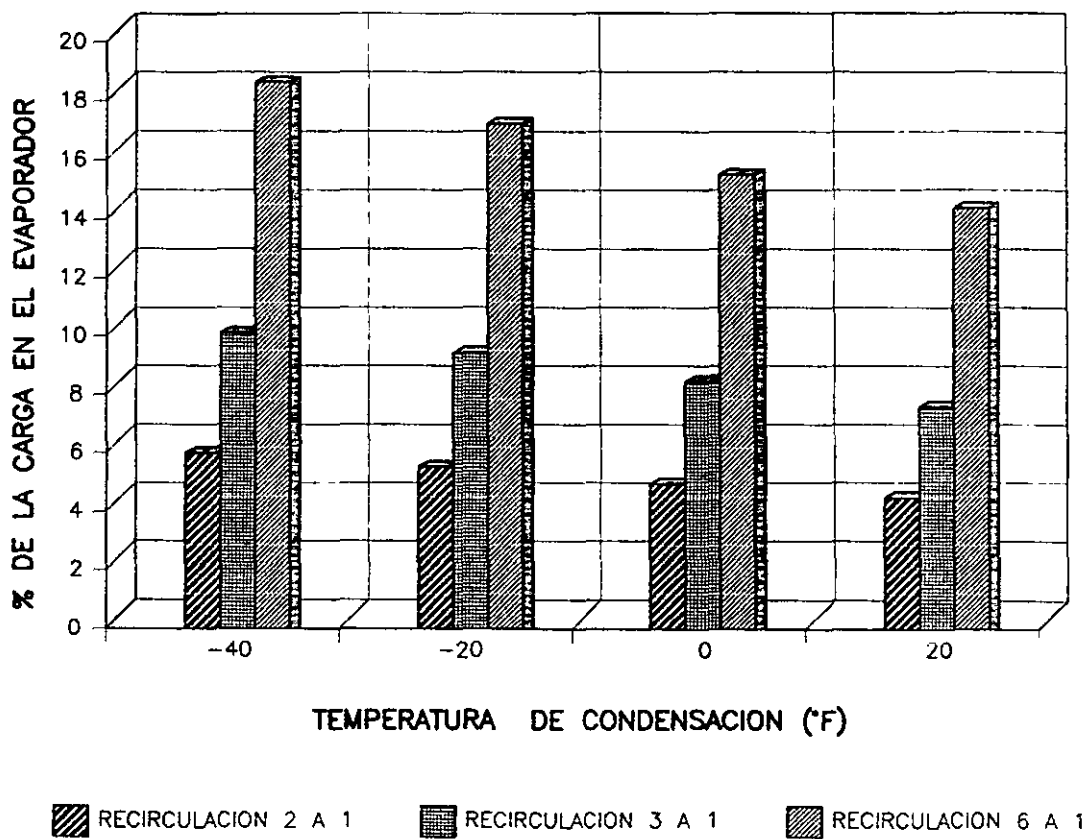
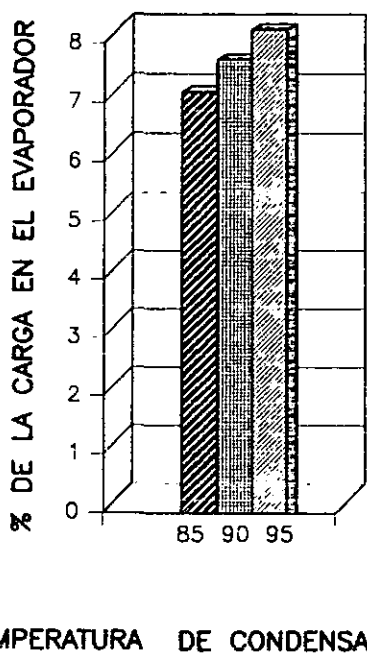


Fig. 68.- CARGA TERMICA DEBIDO A LA OPERACION DE TRAMPAS DE LIQUIDO COMO PORCENTAJE DE LA CARGA EN EL EVAPORADOR A DIFERENTES TEMPERATURAS DE CONDENSACION



RECIRCULACION 2 A 1

RECIRCULACION 3 A 1

RECIRCULACION 6 A 1

correspondiente, con sobrealimentación a razón de 6 a 1 se registra una ganancia de calor en trampas del doble que en 3 a 1.

De acuerdo a lo anteriormente establecido, debe considerarse que las relaciones de recirculación óptimas para el método Phillips son de 2 a 1, y de 3 a 1, ya que para tener una instalación lo más eficiente posible es requisito indispensable que sus pérdidas internas sean reducidas al mínimo, ya que el hecho de mantener una sobrealimentación muy activa no justifica que se deba consumir excesiva energía en ello. Es por eso que en equipos que por cuestiones de diseño deben ser muy eficientes térmicamente se prefiere la utilización de bombas para desplazar el líquido.

La fig. 68 es similar a la anterior, pero en esta ocasión lo que varía es la temperatura de condensación del ciclo. Lo único que se debe comentar es que las entradas de calor en las trampas aumentan de manera proporcional al incremento de temperatura en el gas impulsor. Es de esperarse que la misma tendencia ocurra a las diferentes relaciones de recirculación, pues los parámetros que intervienen en ellas varían de manera proporcional.

Para analizar de una forma más profunda las influencias de las diferentes pérdidas de eficiencia en los ciclos recirculados, se han evaluado las masas de refrigerante evaporado por cada una de ellas, según los resultados de la secuencia de cálculo propuesta, mismos que se muestran en las figuras 69 y 71.

FIG. 69.

MASA DE REFRIGERANTE EVAPORADO EN CICLOS RECIRCULADOS (LBS./MIN.).
 RAZÓN DE RECIRCULACIÓN 2 A 1

| Recirculación 2 a 1 | Temperatura de Evaporación (°F) | | | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | -40 | | -20 | | 0 | | 20 | |
| | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas |
| Carga Térmica | 50.20 65.67% | 49.33 66.19% | 51.41 70.36% | 50.56 71.09% | 52.73 80.47% | 52.24 82.31% | 54.24 83.94% | 53.81 85.85% |
| Sistema Recirculación | 2.54 3.32% | 0.03 0.04% | 2.42 3.31% | 0.03 0.04% | 2.17 3.31% | 0.03 0.05% | 1.98 3.06% | 0.04 0.06% |
| ΔP Retorno Húmedo | 0.88 1.15% | | 0.84 1.15% | | 0.50 0.76% | | 0.43 0.67% | |
| ΔQ Retorno Húmedo | 0.06 0.08% | 0.06 0.08% | 0.06 0.08% | 0.06 0.08% | 0.08 0.12% | 0.08 0.13% | 0.10 0.15% | 0.10 0.16% |
| Operación del Sistema | 22.76 29.77% | 25.11 33.69% | 18.34 25.09% | 20.47 28.78% | 10.05 15.34% | 11.12 17.52% | 7.87 12.18% | 8.73 13.93% |

FIG. 70.

MASA DE REFRIGERANTE EVAPORADO EN CICLOS RECIRCULADOS (LBS./MIN).
 RAZÓN DE RECIRCULACIÓN 3 A 1

| Recirculación 3 a 1 | Temperatura de Evaporación (°F) | | | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | -40 | | -20 | | 0 | | 20 | |
| | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas |
| Carga Térmica | 50.20 63.29% | 49.07 65.24% | 51.41 67.88% | 50.39 70.17% | 52.73 78.26% | 52.14 82.11% | 54.24 81.81% | 53.71 85.65% |
| Sistema Recirculación | 4.62 5.82% | 0.04 0.06% | 4.37 5.77% | 0.04 0.06% | 4.00 5.94% | 0.05 0.08% | 3.65 5.51% | 0.05 0.08% |
| ΔP Retorno Húmedo | 2.29 2.89% | | 2.06 2.72% | | 1.19 1.77% | | 1.07 1.61% | |
| ΔQ Retorno Húmedo | 0.06 0.08% | 0.06 0.08% | 0.006 0.08% | 0.06 0.09% | 0.08 0.12% | 0.08 0.13% | 0.10 0.15% | 0.10 0.16% |
| Operación del Sistema | 22.15 27.92% | 26.04 34.62% | 17.84 23.56% | 21.32 29.69% | 9.38 13.92% | 11.23 17.69% | 7.24 10.92% | 8.85 14.11% |

FIG. 71.

MASA DE REFRIGERANTE EVAPORADO EN CICLOS RECIRCULADOS (LBS./MIN).
 RAZÓN DE RECIRCULACIÓN 6 A 1

| Recirculación 6 a 1 | Temperatura de Evaporación (°F) | | | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | -40 | | -20 | | 0 | | 20 | |
| | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas |
| Carga Térmica | 50.20 60.01% | 49.24 66.00% | 51.41 64.44% | 50.66 71.14% | 52.58 72.62% | 51.95 81.75% | 54.24 76.98% | 53.81 85.74% |
| Sistema Recirculación | 8.85 10.58% | 0.07 0.09% | 8.37 10.49% | 0.08 0.11% | 7.68 10.61% | 0.08 0.13% | 7.33 10.40% | 0.09 0.14% |
| ΔP Retorno Húmedo | 4.84 5.79% | | 3.75 4.70% | | 3.94 5.44% | | 2.14 3.04% | |
| ΔQ Retorno Húmedo | 0.07 0.08% | 0.07 0.09% | 0.07 0.09% | 0.07 0.10% | 0.08 0.11% | 0.08 0.13% | 0.12 0.17% | 0.12 0.19% |
| Operación del Sistema | 19.69 23.54% | 25.23 33.81% | 16.18 20.28% | 20.40 28.64% | 8.12 11.22% | 11.44 18.00% | 6.63 9.41% | 8.74 13.93% |

En todos los casos se nota que la mayor proporción de vapor formado (en orden del 60 al 85%) se debe a la carga térmica extraída del evaporador, el segundo lugar en importancia (del 10 al 34%) corresponde a la masa de refrigerante evaporado por la propia operación del ciclo, es decir, por las expansiones sufridas en el recipiente piloto, recipiente a presión constante, interenfriador, y acumulador de succión. Por último están los vapores

debidos al sistema de recirculación, y a las pérdidas de presión y ganancias de calor en el retorno húmedo, y son los que interesan en este estudio.

Véase como varía la magnitud de las masas de vapor formadas en los dos métodos de recirculación; mientras que para el sistema Phillips adquiere valores que van del 3 al 10.58%, en el ciclo por bombas sólo representa del 0.04 al 0.15% de la masa total de vapor generada en el ciclo, esto explica por sí mismo cual de las dos formas de recirculación es más eficiente, pues se debe recordar que el gasto de energía en el sistema de compresión de las instalaciones es directamente proporcional a la cantidad de vapor que circula en ellas. La gran diferencia entre estos dos valores se comprende considerando las cargas térmicas que se deben a cada uno de los dos modos de recirculación.

Resulta ilustrativo ver como se eleva la masa de vapor debida a las trampas de líquido a medida que aumenta la relación de recirculación. Para 2 a 1 representa el 3% de la masa total circulada, mientras que para 3 a 1 es casi el 5% de esta, y para 6 a 1 llega a ser el 10% del total. Este resultado es concordante con el hecho de que a 3 a 1 se debe desplazar aproximadamente un 100% más de líquido que en recirculación de 2 a 1, y lo mismo sucede entre las relaciones de 6 a 1 y 3 a 1. Aunque en el ciclo por bombas se puede observar una correspondencia más o menos similar a la anterior, la magnitud de las masas de vapor generadas en este tipo de recirculación hace que se puedan considerar prácticamente despreciables.

En referencia a la masa de vapor causada por las pérdidas de presión en los retornos húmedos puede concluirse que llegan a ser bastante importantes en el sistema Phillips cuando se establecen relaciones de recirculación elevadas, una razón más para preferir operar este sistema a bajas razones de sobrealimentación. Respecto al ciclo por bombas es pertinente explicar que debido a la manera en que se comporta termodinámicamente la instalación frigorífica no ocurre generación de vapor a lo largo del retorno húmedo, pues la caída de presión es vencida sólo con el calor absorbido en el evaporador.

Con referencia a las ganancias de calor en el retorno húmedo sólo resta decir que la cantidad de vapor que generan permite considerarlas despreciables, aunque como se ha mencionado a principio de este estudio, si se trata de un análisis profundo de los ciclos de refrigeración, deben tomarse en cuenta.

La variación de las masas de refrigerante con respecto a la temperatura de condensación aparece en la tabla de la fig. 72.

FIG. 72.
 MASA DE REFRIGERANTE EVAPORADO EN CICLOS RECIRCULADOS (LBS./MIN.).
 RAZÓN DE RECIRCULACIÓN 3 A 1

| Recirculación 3 a 1 | Temperatura de Condensación (°F) | | | | | |
|------------------------------|----------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | 85 | | 90 | | 95 | |
| | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas | Phillips | Bombas |
| Carga Térmica | 54.24 81.81% | 53.71 85.65% | 54.24 80.28% | 53.71 84.62% | 54.24 78.95% | 53.71 83.56% |
| Sistema Recirculación | 3.65 5.51% | 0.05 0.08% | 3.95 5.85% | 0.05 0.08% | 4.22 6.14% | 0.05 0.08% |
| ΔP Retorno Húmedo | 1.07 1.61% | | 1.07 1.58% | | 1.07 1.56% | |
| ΔQ Retorno Húmedo | 0.10 0.15% | 0.10 0.16% | 0.11 0.16% | 0.11 0.17% | 0.11 0.16% | 0.11 0.17% |
| Operación del Sistema | 7.24 10.92% | 8.85 14.11% | 8.19 12.13% | 9.60 15.13% | 9.06 13.19% | 10.41 16.19% |

Para la cual son válidas todas la conclusiones hechas en el caso de sus predecesoras.

CONCLUSIONES.

A partir de los resultados obtenidos se puede concluir lo siguiente:

- A través del estudio a profundidad de los fenómenos de flujo de fluidos, transferencia de calor y termodinámica presentes en las instalaciones frigoríficas, se ha generado un método sistemático de cálculo que permite evaluar todos sus parámetros y condiciones de operación.

- La aplicación de la teoría sobre el flujo de fluidos en estado monofásico y bifásico ha permitido el desarrollo de gráficos y tablas que describen detalladamente el comportamiento del refrigerante amoníaco al circular por las tuberías de alimentación de líquido y de retorno húmedo en instalaciones frigoríficas recirculadas, las cuales resultarán muy útiles en el diseño de estas mismas, así como para la detección o corrección de problemas operativos.

- Es claro que la importancia de las pérdidas por fricción en las líneas de alimentación de líquido y retorno húmedo se ha subestimado, los resultados obtenidos así lo confirman; por lo que es necesario modificar la forma en que hasta ahora se han diseñado estas líneas para que utilizando la información disponible se seleccionen diámetros de tubería más adecuados al tipo de flujo que ocurre en ellas. Pues el método empleado en la actualidad tiende al uso de diámetros de tubería muy pequeños en esta parte de los sistemas.

- En el caso específico de las tuberías a baja temperatura de las instalaciones frigoríficas, el uso de las ecuaciones de transferencia de calor para cilindros con capas múltiples y efectos convectivos al interior y exterior hizo posible la creación de tablas que detallan el flujo térmico desde el medio ambiente hacia las tuberías. Esta información servirá en la especificación de espesores de aislante al diseñar instalaciones, además de que facilitará la solución de problemas de funcionamiento en el campo.

- Por medio del análisis de las condiciones operativas de los métodos de recirculación por bombas y Phillips; se ha establecido una secuencia de ecuaciones que resuelve cada uno de los casos posibles de manera particular, además de que se han evaluado las reducciones en eficiencia que su uso provoca en los ciclos frigoríficos para las condiciones más comunes en nuestro país.

- Las diferencias entre las pérdidas causadas por cada uno de los dos métodos de recirculación estudiados se hicieron evidentes al cuantificar las cantidades de calor debidas a cada uno de ellos cuando se aplicaron a situaciones específicas, resaltando el método Phillips como el menos eficiente en su aplicación. Por esta razón es que en adelante deberá considerarse que la única ventaja de este último respecto al de bombas radica en su menor complejidad mecánica, (El sistema Phillips trabaja mediante recipientes y válvulas, mientras que el sistema por bombas requiere como mínimo dos equipos de bombeo, además de sus válvulas de control).

- A condiciones de operación extremas (temperaturas de evaporación muy bajas y relaciones de recirculación altas) el sistema por bombas es mucho más eficiente que el sistema Phillips, por lo que deberá preferirse al diseñar instalaciones.

RECOMENDACIONES.

Para que el diseño de las instalaciones frigoríficas se enfoque en obtener su máxima eficiencia debe respetarse que:

- El ciclo recirculado Phillips opera mejor a bajas relaciones de recirculación, del orden de 2 a 1 , y 3 a 1 , recordando que en 3 a 1 la ineficiencia debida a las trampas se duplica.
- Para que el ciclo Phillips compita con el de bombas, deberá estar muy cuidadosamente diseñado, ajustado y controlado, en orden de mantener la sobrealimentación de líquido adecuada.
- Mientras mas grande sea un sistema, y menores sus temperaturas de evaporación, mas recomendable será manejar recirculación por bombas. Lo mismo sucede cuando por diseño especial de los equipos deban mantenerse altas razones de recirculación.
- Con el fin de mantener la caídas de presión en los retornos húmedos en un rango aceptable cuando no se cuenta con las tablas de selección aquí desarrolladas, se recomienda "sobredimensionar" esta tubería, fijando el diámetro inmediato superior al que se lee en las tablas de succión en flujo monofásico. Si la relación de recirculación de la instalación es mayor a 3 a 1 deberá tomarse incluso el segundo diametro siguiente.
- Lo mismo aplica en el caso de la selección de la válvula reguladora de presión de evaporación. Deberá utilizarse de preferencia aquélla que produzca la menor pérdida de presión; y los tramos de tubería en esta línea se diseñarán lo más cortos y rectos posible.
- Para mantener las entradas de calor en el lado de baja presión del sistema en un valor mínimo, deberá aplicarse el espesor de aislante adecuado conforme al material utilizado y las condiciones del medio ambiente.
- Para hacer mas eficiente el sistema en el caso de ciclos con recirculación Phillips, es necesario mantener la presión mas baja posible en el recipiente a presión controlada, sólo la suficiente para suministrar la cantidad adecuada de líquido a la instalación.

BIBLIOGRAFÍA.

- 1.- **ALARCON CREUS, JOSE.**
"Tratado Práctico de Refrigeración Automática"
Alfaomega, Marcombo, 1991.
- 2.- **AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-
CONDITIONING ENGINEERS, INC.**
"The Refrigeration Handbook, Systems and Applications"
ASHRAE, Inc., 1994.
- 3.- **AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-
CONDITIONING ENGINEERS, INC.**
"The Fundamentals Handbook"
ASHRAE, Inc., 1993.
- 4.- **CASTELLAN, GILBERT W.**
"Fisicoquímica"
Fondo Educativo Interamericano, S.A., 1982.
- 5.- **CONAN, JEAN GEORGES**
"Refrigeración Industrial"
Parainfo, S.A., 1990.
- 6.- **CORNELL PUMP Co..**
*"Installation, Operation and Maintenance Manual for Cornell
Refrigerant Pumps."*
Cornell Pump Co., 1993.
- 7.- **CRANE Co.**
"Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios, y Tuberías."
Mc Graw Hill Co., 1987.
- 8.- **DOSSAT, ROY J.**
"Principios de Refrigeración"
Cía Editorial Continental, S.A. de C.V., 1990.
- 9.- **GEANKOPLIS, CHRISTIE J.**
"Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias"
Cía. Editorial Continental, S.A. de C.V., 1989.

- 10.- **H. A. PHILLIPS & Co.**
"Refrigerant Liquid Level Controls and Systems"
H. A. Phillips & Co., 1990.
- 11.- **HELDMAN, D.R.**
"Food Process Engineering"
Academic Press, 1981.
- 12.- **INSTITUTO INTERNACIONAL DEL FRÍO.**
"Alimentos Congelados, Procesado y Distribución"
Editorial Acribia, S.A., 1990.
- 13.- **KOELET, P. C.**
"Industrial Refrigeration, Principles, Design and Applications"
Marcel Dekker Inc., 1992.
- 14.- **KRACK CORPORATION.**
"Refrigeration Load Estimation Handbook"
Krack Corporation, 1977.
- 15.- **LAGE SOTO, J. C.**
"Panorama Sistemático de las Aplicaciones de la Tecnología de Bajas Temperaturas a los Alimentos"
Programa Universitario de Alimentos, UNAM., 1989.
- 16.- **LOPEZ, A.**
"Las Instalaciones Frigoríficas en las Bodegas"
A. Madrid Vicente Ediciones., 1992.
- 17.- **LORENTZEN, G.**
"How to Design Piping for Refrigerant Recirculation"
Heating, Piping, and Air Conditioning, June, 1965.
- 18.- **MARSH, R. WARREN, OLIVO, C. THOMAS.**
"Principios de la Refrigeración"
Editorial Diana, S.A., 1982.
- 19.- **NIEDERER, DONALD H.**
"Krack Liquid Recirculation Bulletin"
Krack Corporation, 1991.

- 20.- **PERRY, ROBERT H. & CHILTON, CECIL H.**
"Chemical Engineers Handbook, 5th Ed."
 Mc Graw Hill Book Co., 1973
- 21.- **PROGRAMA UNIVERSITARIO DE ALIMENTOS.**
"Métodos de Producción de Frío"
 Programa Universitario de Alimentos, UNAM., 1992.
- 22.- **RAPIN, P. J.**
"Instalaciones Frigoríficas, Vol. I"
 Marcombo Editores, 1979.
- 23.- **RAPIN, P. J.**
"Instalaciones Frigoríficas, Vol. II"
 Marcombo Editores, 1979.
- 24.- **ROHSENOW, WARREN M.; HARTNETT, JAMES P.; GANIC, EJUP N.**
"Handbook of Heat transfer Fundamentals, 2nd Ed."
 Mc Graw Hill Book Co., 1985.
- 25.- **STOECKER, WILBERT.**
"The Pillsbury / Grand Metropolitan Ammonia Refrigeration Handbook"
 The Pillsbury Company, 1993.
- 26.- **STOECKER, WILBERT.**
"Industrial Refrigeration"
 Business News Publishing Co., 1992.
- 27.- **TRESSLER, VAN ARSDEL, COPLEY.**
"The Freezing Preservation of Foods"
 AVI Publishing Company, Inc., 1968.
- 28.- **VILTER MANUFACTURING CORPORATION.**
"An Update on Liquid Recirculation Systems"
 Vilter Manufacturing Co., 1984.
- 29.- **VILTER MANUFACTURING CORPORATION.**
"Tecnología en Compresores de Refrigeración"
 Vilter Manufacturing Co., 1988.

- 30.- **VILTER MANUFACTURING CORPORATION.**
"Industrial Refrigeration Pipe Line Sizing Handbook"
Vilter Manufacturing Co., 1975.
- 31.- **WRIGHT, JAMES P.**
"Gas Powered Liquid Recirculation Compared to Mechanical Pumps"
IIAR 12th Annual Meeting, Technical Paper, 1990.

ANEXO 1 - EL MÉTODO VILTER PARA CALCULAR CAÍDAS DE PRESIÓN.

El estudio del flujo de fluidos en los sistemas de refrigeración sirve para estimar las caídas de presión por fricción que ocurren en sus tuberías. El método de evaluación más comúnmente usado es el desarrollado por Vilter Manufacturing Corporation, empresa que ha calculado una serie de tablas y gráficas que describen el comportamiento de diversos refrigerantes al fluir por ductos circulares (presentadas en las figuras 73 a 79). Para usarlas se deben seguir los siguientes pasos:

- La tabla de la fig. 74 permite una selección rápida de las líneas de succión, mostrando sus capacidades a varias temperaturas y caídas de presión.
- La tabla de la fig. 73 muestra las capacidades de las líneas de descarga para varias caídas de presión. También muestra los diámetros de la línea de drenaje del condensador, y de la línea que alimenta líquido a la válvula de expansión.
- En estas tablas se entra con los datos de capacidad del sistema, temperatura del fluido en la línea y caída de presión deseada, respetando las bases de diseño.

Una vez seleccionadas las tuberías para toda la instalación se procede a evaluar sus caídas de presión:

- La gráfica de la fig. 78 permite determinar la proporción de flujo de refrigerante a varias temperaturas de evaporación y de líquido, la razón de flujo total se obtiene multiplicando la proporción de flujo leída por la capacidad del sistema.
- La figura 77 presenta las pérdidas por fricción para tuberías de succión y de descarga para 100 pies de longitud equivalente. Conociendo el flujo total de refrigerante se lee la caída de presión para cualquier línea de gas trazando una vertical desde la razón de flujo en la escala inferior, hasta la intersección con el diámetro de tubería a usar. En esta intersección se sigue la horizontal hacia la derecha, para cruzar la línea de temperatura de vapor existente, y desde ahí, proyectar una vertical hasta leer arriba la caída de presión.
- La figura 79 presenta las velocidades en líneas de succión y descarga a varias razones de flujo para diferentes diámetros. Se usa de la misma forma que la anterior.

- La figura 76 se usa para obtener las velocidades y caídas de presión en líneas de líquido. Se lee la razón de flujo en la escala inferior, se proyecta verticalmente para intersectar el diámetro de la tubería. La velocidad puede leerse en este punto, y la caída de presión se lee trazando una horizontal hasta el eje de las ordenadas.

- La tabla de la fig. 75 presenta los factores K para las válvulas y accesorios mas comúnmente usados en refrigeración.

FIG. 73
CAPACIDADES DE LAS TUBERÍAS DE DESCARGA Y LÍQUIDO
CAPACIDAD EN T.R.¹

| DIÁMETRO DE TUBERÍA ^{2,3,4} (PULG.) | LÍNEAS DE DESCARGA | | | | LÍNEAS DE LÍQUIDO | |
|--|---|------|------|------|-----------------------|---|
| | TEMPERATURA 250°F | | | | AL RECIBIDOR | AL SISTEMA |
| | CAÍDA DE PRESIÓN (LB/PULG ² EN 100 PIES) | | | | VELOCIDAD (PIES/MIN.) | CAÍDA DE PRESIÓN (LB/PULG ² EN 100 PIES) |
| | 1/2 | 1 | 2 | 3 | 100 | 2 |
| 3/8 | - | - | - | - | 8.5 | 11.6 |
| 1/2 | 1.28 | 1.85 | 2.65 | 3.25 | 13.6 | 23.5 |
| 3/4 | 2.84 | 4.03 | 5.83 | 7.15 | 25.2 | 53.2 |
| 1 | 5.68 | 8.06 | 11.6 | 14.2 | 42.1 | 105 |
| 1 1/4 | 14.7 | 21.1 | 30.4 | 37.2 | 75.3 | 225 |
| 1 1/2 | 22.2 | 31.5 | 45.0 | 55.0 | 103 | 351 |
| 2 | 43.0 | 61.4 | 87.6 | 107 | 197 | 805 |
| 2 1/2 | 68.6 | 98.5 | 140 | 171 | 280 | 1280 |
| 3 | 122 | 174 | 246 | 300 | 432 | 2270 |
| 4 | 244 | 351 | 497 | 608 | 745 | 4630 |
| 5 | 450 | 638 | 900 | 1100 | - | - |
| 6 | 734 | 1030 | 1470 | 1800 | - | - |
| 8 | 1480 | 2110 | 3010 | 3650 | - | - |

NOTAS:

- 1 Basado en flujo de fluido a temperatura de condensación de 90°F y temperatura de evaporación de 20°F.
- 2 Datos para 2" y mayores basados en tubería de acero cédula 40
- 3 Datos para 1" y menores basados en tubería de acero cédula 80
- 4 Datos para líneas de descarga de 1 1/4" y 1 1/2" basados en tubería de acero cédula 40; para líneas de líquido de 1 1/4" y 1 1/2" basados en tubería de acero cédula 80

FIG. 74
CAPACIDADES DE LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN
CAPACIDAD EN T.R.¹

| DIAM. DE TUBERÍA (PULG.) ² | TEMPERATURA SATURADA DE SUCCIÓN (°F) | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | CAÍDA DE PRESIÓN (LBS/PULG. ² EN 100 PIES) | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | -30 | | | -20 | | | 0 | | | 20 | | | | 40 | | | |
| | ½ | 1 | 2 | 1/2 | 1 | 2 | 1/2 | 1 | 2 | ½ | 1 | 2 | 3 | 1/2 | 1 | 2 | 3 |
| ½ | 0.44 | 0.62 | 0.88 | 0.50 | 0.72 | 1.02 | 0.65 | 0.92 | 1.31 | 0.82 | 1.18 | 1.70 | 2.40 | 1.02 | 1.45 | 2.08 | 2.92 |
| ¾ | 0.98 | 1.37 | 1.98 | 1.11 | 1.58 | 2.24 | 1.45 | 2.06 | 2.93 | 1.81 | 2.60 | 3.70 | 5.23 | 2.25 | 3.22 | 4.61 | 6.52 |
| 1 | 1.92 | 2.72 | 3.85 | 2.13 | 3.01 | 4.26 | 2.74 | 3.9 | 5.61 | 3.5 | 4.98 | 7.08 | 8.70 | 4.33 | 6.14 | 8.84 | 10.8 |
| 1 ¼ | 4.8 | 6.95 | 9.85 | 5.43 | 7.80 | 11.1 | 7.07 | 10.1 | 14.6 | 8.99 | 13.0 | 18.5 | 22.8 | 11.2 | 16.2 | 23.1 | 28.3 |
| 1 ½ | 7.3 | 10.5 | 14.9 | 8.25 | 11.9 | 16.8 | 10.7 | 15.5 | 22.0 | 14.6 | 19.7 | 27.8 | 34.2 | 17.1 | 24.2 | 34.5 | 42.6 |
| 2 | 14.1 | 20.5 | 29.0 | 15.9 | 23.9 | 32.5 | 20.9 | 29.8 | 42.7 | 28.4 | 38.0 | 53.7 | 67.1 | 32.8 | 46.8 | 66.7 | 82.0 |
| 2 ½ | 22.8 | 32.6 | 46.1 | 25.3 | 36.1 | 52.0 | 33.3 | 47.7 | 68.2 | 42.3 | 60.2 | 85.6 | 105 | 52.5 | 75.0 | 106 | 131 |
| 3 | 40.1 | 57.5 | 81.4 | 45.1 | 64.6 | 91.5 | 59.1 | 84.2 | 121 | 74.5 | 106 | 151 | 187 | 92.5 | 132 | 190 | 233 |
| 4 | 63.5 | 119 | 169 | 93.0 | 132 | 188 | 121 | 172 | 244 | 153 | 218 | 305 | 378 | 190 | 269 | 382 | 469 |
| 5 | 150 | 214 | 303 | 168 | 238 | 341 | 218 | 312 | 443 | 276 | 394 | 555 | 683 | 342 | 485 | 690 | 849 |
| 6 | 244 | 344 | 487 | 274 | 388 | 550 | 354 | 505 | 715 | 447 | 637 | 900 | 1110 | 558 | 789 | 1125 | 1380 |
| 8 | 500 | 710 | 1000 | 560 | 798 | 1128 | 726 | 1039 | 1488 | 920 | 1308 | 1850 | 2270 | 1135 | 1615 | 2295 | 2810 |
| 10 | 900 | 1280 | 1810 | 1010 | 1435 | 2020 | 1305 | 1880 | 2645 | 1645 | 2350 | 3310 | 4100 | 2040 | 2900 | 4140 | 5035 |
| 12 | 1450 | 2050 | 2900 | 1625 | 2310 | 3280 | 2100 | 2780 | 4280 | 2675 | 3820 | 5410 | 6600 | 3325 | 4685 | 6670 | 8200 |

NOTAS:

1 Basados en flujo de fluido a temperatura de condensación de 90°F

2 Datos basados en tubería de acero cédula 40, excepto que para 1" y menores basados en cédula 80

FIG. 75
FACTORES "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS¹.

| Diámetro Pulg | Válvulas y Accesorios de Hierro ² | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------|--|--------|-----------------|--------|---------------|--------|--------|---------------|--------|--------|----------------|--------|--------|-------------------|--------|--------|
| | Válv. de Globo | | Válv. de Ángulo | | L Radio Corto | | | L Radio Largo | | | T Flujo Lineal | | | T Flujo en Ángulo | | |
| | roscar | bridar | roscar | bridar | roscar | bridar | soldar | roscar | bridar | soldar | roscar | bridar | soldar | roscar | bridar | soldar |
| 3/8 | 21 | - | 11.0 | - | 2.5 | - | - | - | - | - | 0.9 | - | - | 2.7 | - | - |
| 1/2 | 15 | - | 8.4 | - | 2.1 | - | - | - | - | - | 0.9 | - | - | 2.4 | - | - |
| 3/4 | 11 | - | 5.7 | - | 1.7 | - | - | 0.9 | - | - | 0.9 | - | - | 2.0 | - | - |
| 1 | 9.3 | 15.5 | 4.3 | 5.0 | 1.4 | 0.43 | 0.46 | 0.73 | 0.40 | 0.32 | 0.9 | 0.26 | 0.43 | 1.8 | 1.0 | 1.37 |
| 1 1/4 | 8.4 | 12.8 | 3.5 | 4.0 | 1.3 | 0.40 | 0.42 | 0.60 | 0.37 | 0.29 | 0.9 | 0.24 | 0.36 | 1.7 | 0.90 | 1.31 |
| 1 1/2 | 7.8 | 11.5 | 2.9 | 3.4 | 1.2 | 0.39 | 0.40 | 0.52 | 0.34 | 0.27 | 0.9 | 0.22 | 0.31 | 1.5 | 0.88 | 1.27 |
| 2 | 7.0 | 9.9 | 2.2 | 2.8 | 1.0 | 0.36 | 0.38 | 0.40 | 0.30 | 0.25 | 0.9 | 0.19 | 0.28 | 1.4 | 0.80 | 1.17 |
| 2 1/4 | - | 9.0 | - | 2.5 | - | 0.34 | 0.37 | - | 0.27 | 0.24 | - | 0.17 | 0.26 | - | 0.75 | 1.13 |
| 3 | - | 8.3 | - | 2.4 | - | 0.33 | 0.36 | - | 0.25 | 0.23 | - | 0.16 | 0.24 | - | 0.72 | 1.10 |
| 4 | - | 7.5 | - | 2.3 | - | 0.31 | 0.35 | - | 0.22 | 0.22 | - | 0.14 | 0.22 | - | 0.68 | 1.05 |
| 5 | - | 7.0 | - | 2.3 | - | 0.30 | 0.34 | - | 0.20 | 0.21 | - | 0.13 | 0.19 | - | 0.64 | 1.01 |
| 6 | - | 6.7 | - | 2.3 | - | 0.28 | 0.32 | - | 0.18 | 0.20 | - | 0.12 | 0.18 | - | 0.60 | 0.98 |
| 8 | - | 6.2 | - | 2.3 | - | 0.27 | 0.31 | - | 0.15 | 0.19 | - | 0.10 | 0.15 | - | 0.57 | 0.93 |
| 10 | - | 6.0 | - | 2.3 | - | 0.25 | 0.30 | - | 0.14 | 0.18 | - | 0.09 | 0.14 | - | 0.52 | 0.90 |
| 12 | - | 6.0 | - | 2.3 | - | 0.25 | 0.29 | - | 0.13 | 0.18 | - | 0.08 | 0.13 | - | 0.50 | 0.88 |

NOTAS:

1 $K=2ghV^2$

2 Basado en tubería de acero cédula 40.

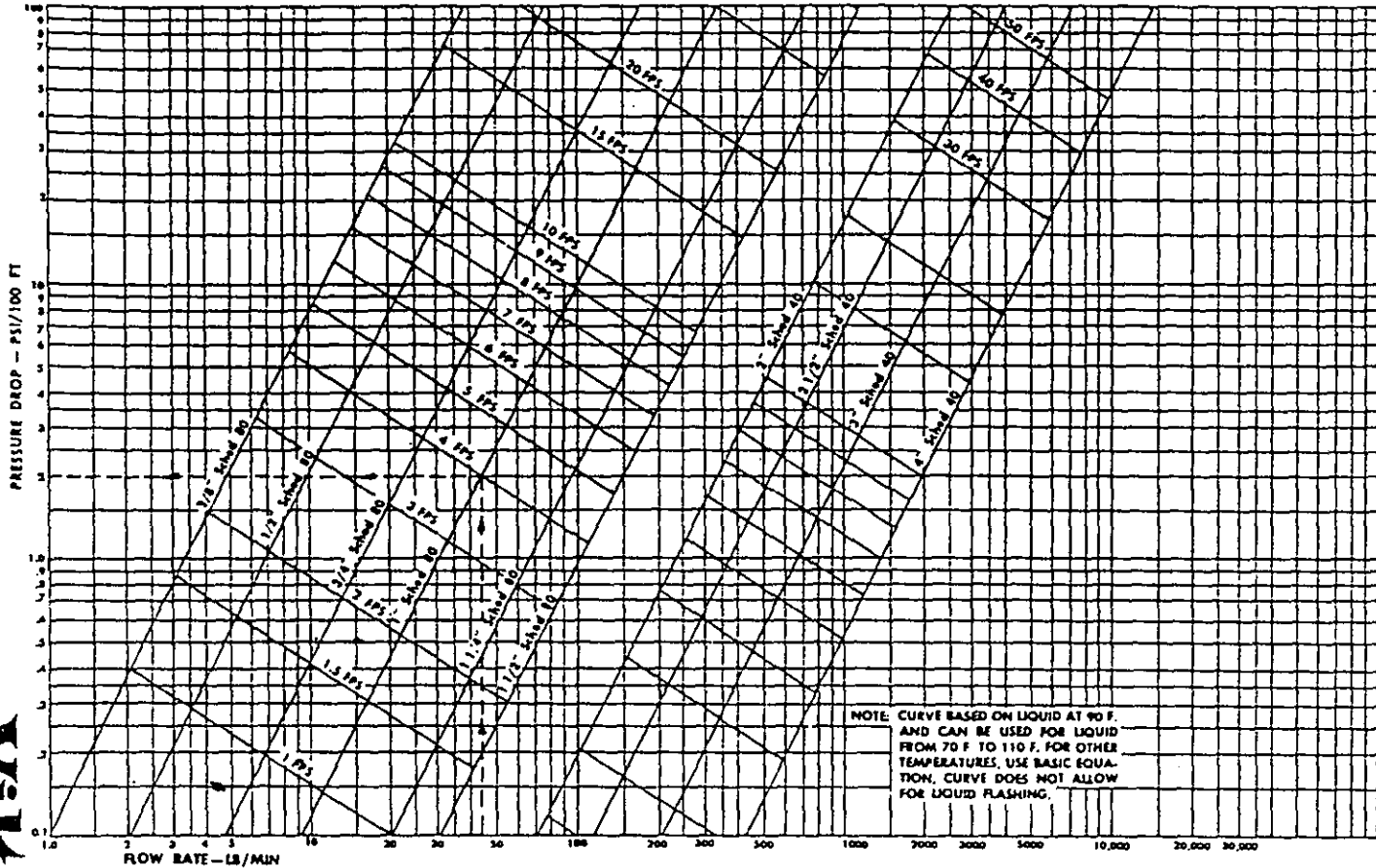
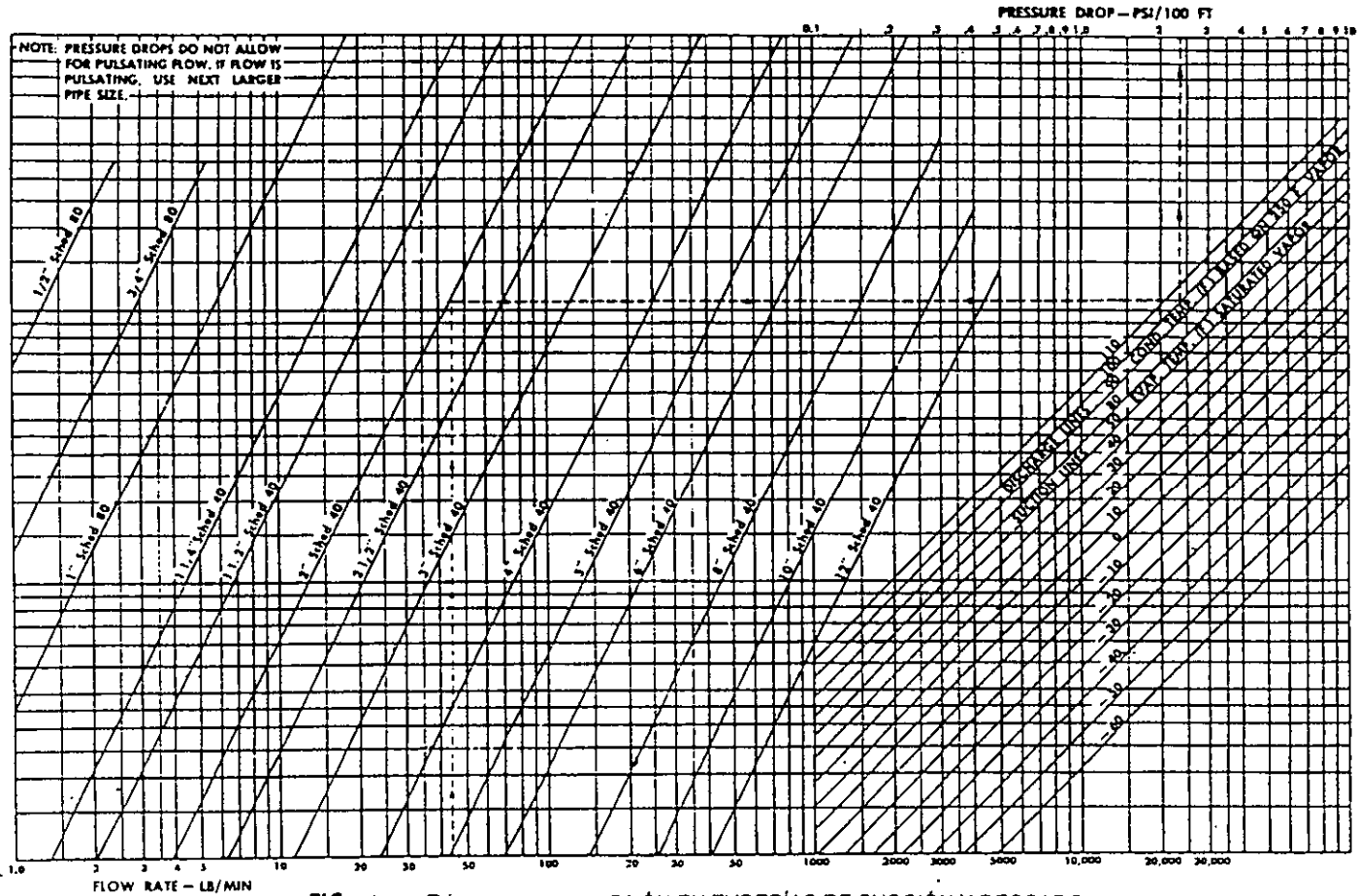


Fig. 76.- VELOCIDADES Y CAIDAS DE PRESIÓN PARA REFRIGERANTE AMONIACO LÍQUIDO



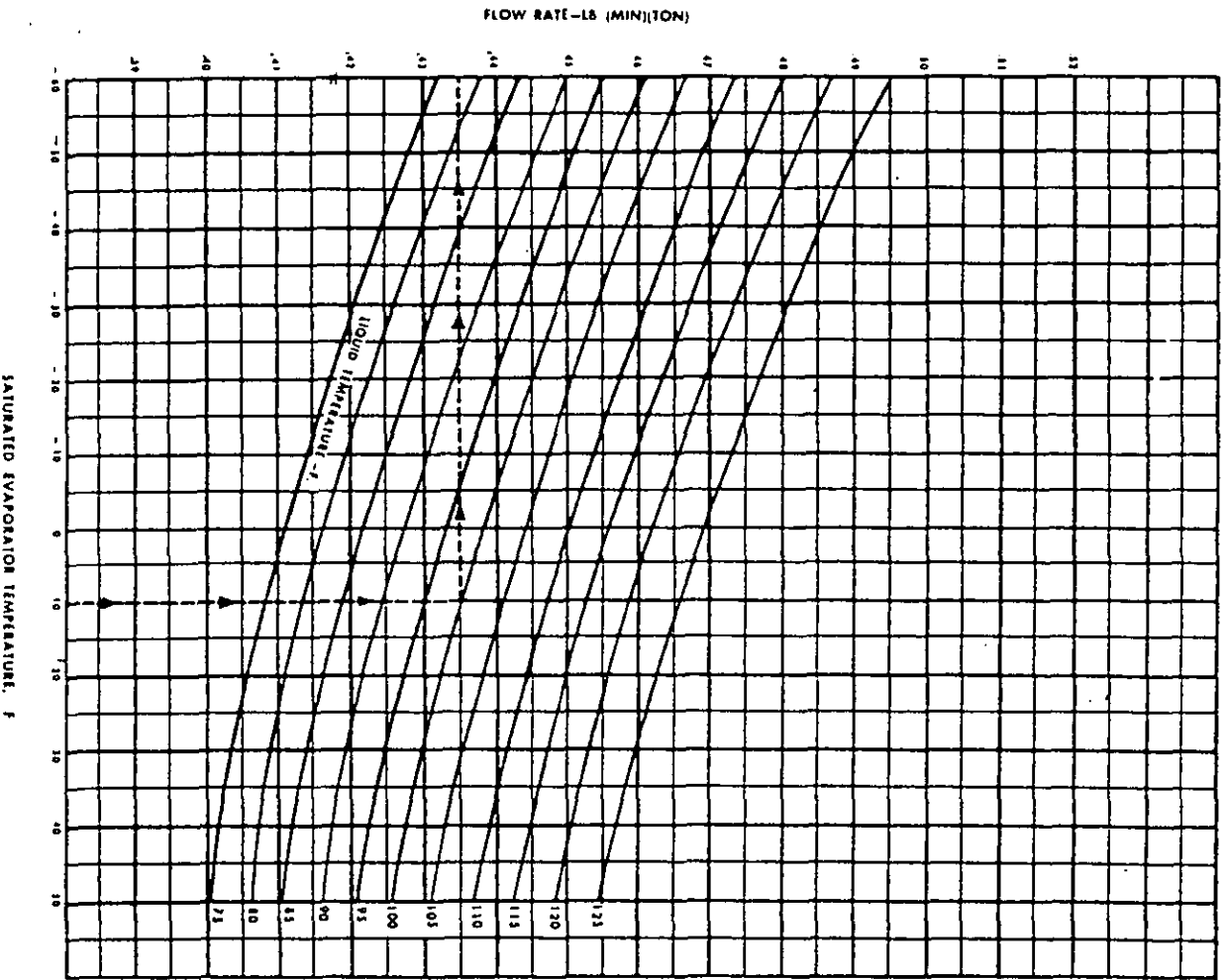


Fig. 78.- PROPORCIÓN DE FLUJO POR TONELADA DE REFRIGERACIÓN PARA REFRIGERANTE AMONÍACO

Vilter

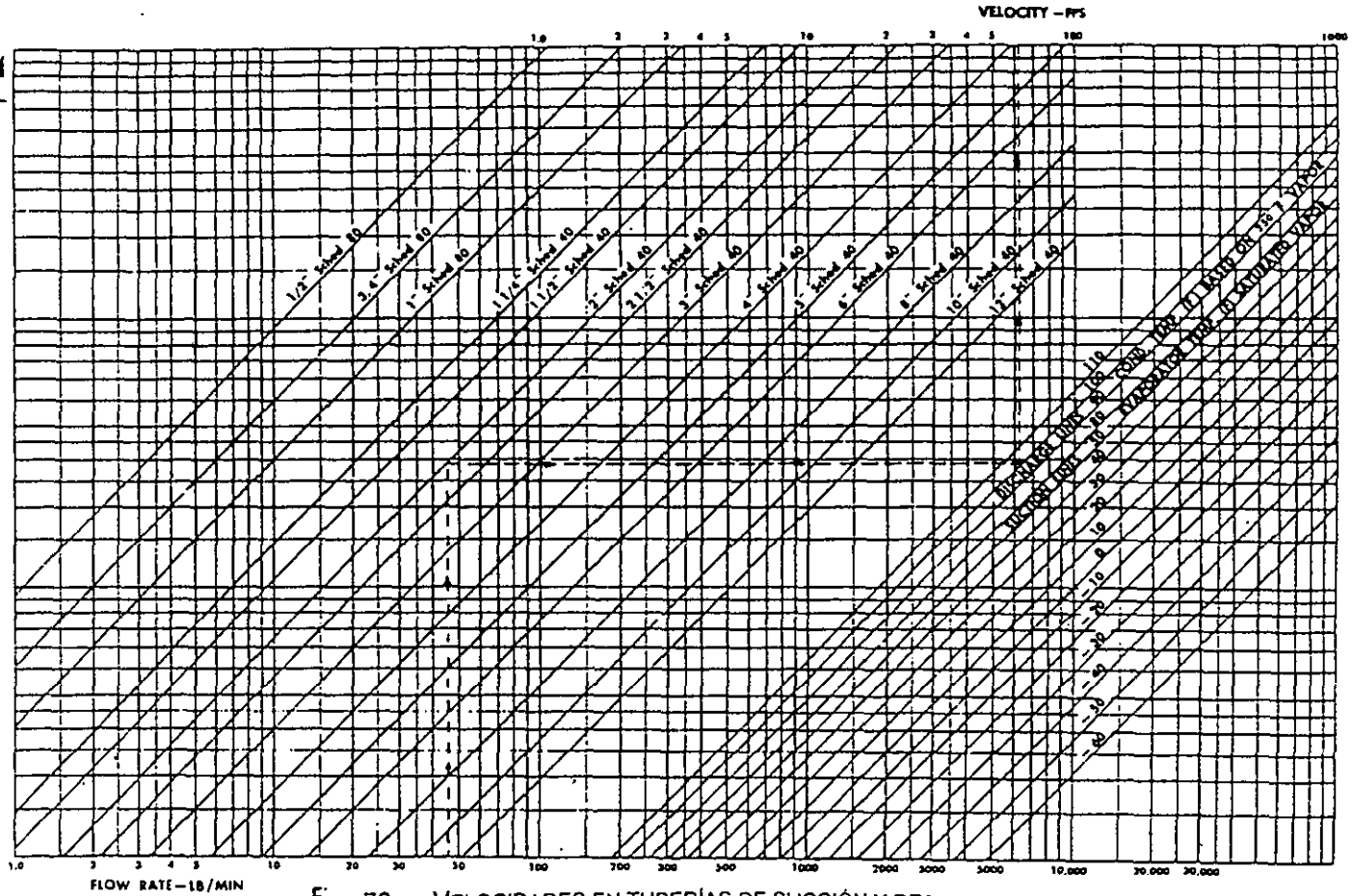


Fig. 79.- VELOCIDADES EN TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA PARA VAPOR DE AMONIACO