

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA-ENERGÍA



**“MEJORAMIENTO DEL ESTADO DE CONSERVACION DEL
PESCADO MEDIANTE UN SISTEMA DE RECIRCULACION POR
AGUA DE MAR REFRIGERADA EN UNA EMBARCACION DE LA
EMPRESA PESQUERA AUSTRAL”**

**INFORME DE EXPERIENCIA LABORAL PARA OBTENER
EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO**

AUTOR: CARLOS ALBERTO PAREDES DELGADO

CALLAO – PERÚ

DICIEMBRE - 2014

ACTA PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL MODALIDAD: INFORME DE EXPERIENCIA LABORAL

A los **OCHO** días del mes de **MAYO** del **dos mil quince**, siendo las 10:00 horas, se procedió a la instalación del Jurado de Exposición de Informe de Experiencia Laboral de la facultad de Ingeniería Mecánica - Energía (Resolución Decanal N° **RESOLUCIÓN DECANAL N° 016-2014-D-FIME-J-EXP-IEL**, conformado por los siguientes docentes:

- **PRESIDENTE** : Dr. OSCAR TEODORO TACZA CASALLO
- **SECRETARIO** : Mg. JAIME GREGORIO FLORES SÁNCHEZ
- **VOCAL** : Ing. ESTEBAN ANTONIO GUTIÉRREZ HERVÍAS
- **ASESOR** : Dr. JUAN MANUEL PALOMINO CORREA

Con el fin de dar inicio a la **EXPOSICIÓN DEL INFORME DE EXPERIENCIA LABORAL** presentado por el Sr. Bachiller **CARLOS ALBERTO PAREDES DELGADO** quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de **INGENIERO MECÁNICO**, expondrá el Informe de Experiencia Laboral, titulado: **"MEJORAMIENTO DEL ESTADO DE CONSERVACIÓN DEL PESCADO MEDIANTE UN SISTEMA DE RECIRCULACIÓN POR AGUA DE MAR REFRIGERADA EN UNA EMBARCACIÓN DE LA EMPRESA PESQUERA AUSTRAL"**

Con el quórum reglamentario de Ley se dio inicio a la Exposición de Informe de Experiencia Laboral de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente, luego de las preguntas formuladas y efectuadas las deliberaciones pertinentes, se acordó dar por APROBADO con el calificativo de BUENO(15) al señor Bachiller **CARLOS ALBERTO PAREDES DELGADO**.

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
OFICINA DE SECRETARÍA GENERAL

Con lo que se dio por cerrada la sesión a las 11:40 del día 08 de Mayo del 2015.

EL SECRETARIO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA: que la presente es copia fiel del original. Se expide la presente certificación a solicitud del (a) interesado (a) para los fines que juzgue conveniente en la UNAC.

Dr. OSCAR TEODORO TACZA CASALLO
PRESIDENTE

Mg. JAIME GREGORIO FLORES SÁNCHEZ
SECRETARIO

Ing. ESTEBAN ANTONIO GUTIÉRREZ HERVÍAS
VOCAL

Dr. JUAN MANUEL PALOMINO CORREA
ASESOR

DEDICATORIA

A mis padres por educarme en base a los principios y valores de los hombres de bien.

A mi esposa y mis hijas que impulsan mi permanente superación.

INDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. OBJETIVOS.....	3
2.1 Objetivo General	3
2.2 Objetivos Específicos	3
3. ORGANIZACIÓN DE LA EMPRESA	4
3.1 Reseña Histórica	4
3.2 Visión.....	5
3.3 Misión.....	5
3.4 Organización de la empresa	5
4. ACTIVIDADES DESARROLLADAS POR LA EMPRESA.....	8
4.1 Actividades Principales	8
4.2 Capacidad Instalada.....	9
4.3 Producción	10
5. DESCRIPCION DETALLADA DEL PROYECTO.....	12
5.1 Marco Teórico	12
5.1.1 El Ciclo Básico de Refrigeración.....	12
5.1.2 Refrigerantes Utilizados	13
5.1.3 Determinación de la Carga Térmica	18
5.1.4 Determinación de la Carga Térmica de RSW	24
5.2 Antecedentes y Descripción del Problema	28
5.3 Planteamiento y Alcance del Problema	30
5.4 Fases o Etapas del Proyecto	32
5.4.1 Consideraciones Iniciales de Selección	32

5.4.2 Determinación de la Carga Térmica de RSW	33
5.4.3 Selección de los Equipos de Frio de RSW	36
5.4.4 Determinación del Sistema Hidráulico	67
5.4.5 Determinación del Equipo Motriz	79
6. ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO DEL PROYECTO DE IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA RSW	81
6.1 Costo del Proyecto	81
6.2 Estimación Anual de Ventas	82
6.2.1 Ingreso por Venta de Pescado Refrigerado	82
6.2.2 Ingreso por Venta de Pescado sin Refrigerar	83
6.3 Costo de Participación de Pesca	83
6.3.1 Bonificación por Pesca Refrigerada	83
6.3.2 Bonificación por Pesca sin Refrigerar	84
6.4 Costo de Operación del Sistema RSW	85
6.4.1 Mano de Obra Calificada	85
6.4.2 Repuestos por Mantenimiento	85
6.4. R Combustible	85
6.5 Depreciación	86
6.6 Cálculo del Valor Actual Neto	86
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	88
7.1 Conclusiones	88
7.2 Recomendaciones	89
8. BIBLIOGRAFIA	91
9. ANEXOS Y PLANOS	92

1. INTRODUCCIÓN

La utilización de la refrigeración como medio para la conservación de las especies perecederas ha sido utilizada desde tiempos muy remotos, sin embargo, en la industria nacional conservera y harinera de los años 90 fue relegada por los beneficios de nuestro mar. La proximidad entre las zonas de pesca y las plantas, es decir, el breve periodo entre la captura y la descarga no hacía imperativo preocuparse por este aspecto. La calidad de la materia prima era adecuada para las exigencias y requerimientos del momento.

En los últimos años, factores como el alejamiento de las zonas de pesca, el aumento en capacidad de bodegas de las embarcaciones pesqueras o el desarrollo de mercados dispuestos a pagar una mejor calidad; han movido a la industria a preocuparse por preservar la materia prima en óptimas condiciones desde el inicio de las labores de captura hasta la entrega en las plantas de procesamiento del producto final.

De lo expuesto, se desprende que nuestro objetivo principal, descrito en el Capítulo 2, es implementar una planta de refrigeración en una embarcación de la empresa Pesquera Austral para mejorar el estado de conservación de la pesca capturada a puertos de destino. El sistema que emplearemos, se denomina RSW (Refrigerated Sea Water) o Refrigeración por Agua de Mar, es el más apropiado para embarcaciones de pesca de gran tonelaje como es nuestro tema.

El Capítulo 3 describe una breve reseña histórica de la empresa así como su declaración de misión y visión, indicando además mi cargo y responsabilidad dentro de la estructura organizativa de la pesquera.

En el Capítulo 4 se detalla las principales actividades de la Pesquera Austral, desde sus operaciones de captura hasta los productos que comercializa. Así también, se muestran cuadros de la capacidad de producción de productos terminados de sus plantas a nivel nacional y el porcentaje de participación de captura respecto al total nacional.

El Capítulo 5 referencia el marco teórico para el desarrollo del proyecto y se presenta los cálculos necesarios, en las áreas de refrigeración, bombeo e hidráulica, que sustentan la selección del equipamiento utilizado.

El Capítulo 6 presenta el análisis económico financiero, considerando los ingresos por ventas, costos del equipamiento, costos operativos, depreciación y los indicadores financieros que respaldan la viabilidad del proyecto.

En el Capítulo 7 se redactan las principales conclusiones y recomendaciones derivadas de la elaboración de este trabajo.

El Capítulo 8 referencia los textos de consulta utilizados en la elaboración del presente informe.

Finalmente, el Capítulo 9 anexa las tablas de selección y catálogos de características de los equipos utilizados así como los planos de referencia que componen el sistema de refrigeración en la embarcación.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo General

Utilizar el sistema de Recirculación de Agua de Mar Refrigerada (RSW) para mejorar el estado de conservación del pescado capturado de una embarcación de pesca industrial.

2.2. Objetivos Específicos

- Garantizar la entrega de pescado fresco a las plantas de producción para obtener productos derivados de consumo humano directo o indirecto de primera calidad.
- Incrementar los márgenes de ganancia de las operaciones extractivas de pesca.
- Reemplazar el accionamiento convencional eléctrico de los componentes de una planta de refrigeración por el accionamiento hidráulico.

3. ORGANIZACIÓN DE LA EMPRESA

3.1 Reseña Histórica

Pesquera Austral es una de las principales compañías pesqueras del país, que surge como resultado de una sociedad mixta con participación de capital peruano y venezolano.

Pesquera Austral fue constituida el 10 de diciembre de 1996 con el nombre de Pesquera Industrial Pacífico S.A. Luego, modificó su denominación social a Austral Chancay S.A. y por acuerdo de la Junta General de Accionistas de 15 de setiembre de 1998 cambió su denominación social a **Austral Group S.A.**, como parte del proceso de fusión con Pesquera Austral S.A. y Pesquera Arco Iris S.A., aprobada el 1 de octubre de 1998, por las Juntas Generales Extraordinarias de Accionistas.

Actualmente, Austral Group SAA es una filial del grupo noruego Austevoll Seafood ASA, empresa listada en Oslo Borse. El objeto social de las principales entidades que conforman el Grupo es la pesca pelágica, la producción de harina, aceite, conservas y congelados de productos marinos, el cultivo de salmones y la prestación de servicios navieros de suministro.

3.2 Visión

Ser reconocidos como la empresa pesquera líder en la elaboración de productos alimenticios de alta calidad.

3.3 Misión

Satisfacer las necesidades y expectativas de nuestros clientes con productos de alta calidad sobre la base de un equipo humano comprometido con la sostenibilidad de los recursos pesqueros a través de una operación eficiente, ambiental y socialmente responsable, en un contexto de creación de valor e innovación.

3.4 Organización de la Empresa

Austral es una empresa de ejecutivos peruanos que en su mayoría ocupan cargos en la alta dirección, según se aprecia en el cuadro gerencial siguiente:

Cuadro No.1

Ejecutivos	Cargo
Adriana Giudice Alva	Gerente General
Rosario Tincopa Bejar	Gerente de Riesgos y Sistemas de Calidad
Dídier Saplana	Gerente Comercial
Cynthia Jimenez Zuazo	Gerente de Recursos Humanos
Erick Cafferata Calderón	Gerente de Operaciones - Harina y Aceite
Carlos Herrera Alfaro	Gerente de Operaciones – Consumo Humano Directo
Juan de Dios Arce	Gerente de Flota
Guido Gallegos Rioja	Gerente de Administración y Finanzas

Fuente: Pesquera Austral

A fines del año 2012 el número de trabajadores de la compañía asciende a 5,140. Sin embargo, el número de personal que empleó la empresa durante los diferentes meses del año fue variable en función a la disponibilidad de materia prima, por tanto, la empresa se apoya en la utilización de los contratos de trabajo intermitentes.

Cuadro No.2

Personal	Cantidad
Ejecutivos	15
Empleados	415
Obreros Permanentes	493
Obreros Eventuales	3,704
Practicantes	57
Pescadores	456
Total	5,140

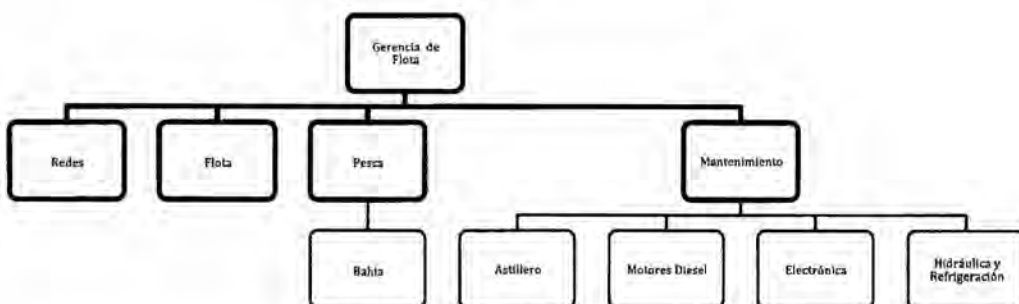
Fuente: Pesquera Austral

Mencionaré en este punto, especialmente el Área de Mantenimiento de Flota que se encuentra conformada por ingenieros que se distribuyen las labores por diversas actividades relacionadas con las operaciones de pesca. Para el caso que nos compete, mi responsabilidad principal estaba situada en el equipamiento hidráulico y de refrigeración, razón por la cual asumí la responsabilidad directa del proyecto estudiado.

ORGANIGRAMA GERENCIAL AUSTRAL



ORGANIGRAMA GERENCIAL DE FLOTA AUSTRAL



4. ACTIVIDADES DESARROLLADAS POR LA EMPRESA

4.1 Actividades Principales

La Compañía se dedica principalmente a la captura de diversas especies hidrobiológicas, sus operaciones abarcan desde la captura del recurso en el mar hasta su transformación producto final como conservas, congelados, harina y aceite de pescado que se comercializan a nivel nacional y principalmente en el mercado externo.

Debido a la nueva tendencia de la industria pesquera hacia el consumo humano directo, la empresa se está abocando a reforzar su producción de conservas y congelados. Por ello, Austral Group ha realizado grandes inversiones en el 2009, en la modernización de su planta de conservas de Coishco, incluyendo la repotenciación de planta de congelados. Como complemento, se tiene previsto la construcción de un nuevo muelle de mayor capacidad. En la eventual menor disponibilidad de especies como jurel y caballa, desde el 2008 la empresa está apostando por el mayor procesamiento de la anchoveta, especialmente bajo la presentación de conservas, y la producción de atún.

Los principales productos correspondientes a conservas son los sólidos, filete, grated y enteros, presentados en envases de hojalata. En cuanto a las especies que se destina a la línea de congelados son: caballa, jurel, anchoveta y pota. Asimismo el proceso de elaboración de los productos congelados consta de las etapas de recepción, almacenamiento,

selección, lavado, envasado, congelado, desbloqueado, glaseado, empaque, almacenamiento y despacho.

4.2 Capacidad Instalada

Austral cuenta con licencias vigentes para 7 plantas de harina y aceite de pescado, 3 plantas para la producción de conservas y 2 plantas de congelados, estratégicamente distribuidas a lo largo del litoral. La capacidad de producción de todas plantas se aprecia en el siguiente cuadro:

Cuadro No.3

Capacidad de producción	Harina	Conservas	Congelado
Planta Paíta 1/	84 TM x Hora	26,905 Cajas x turno	82 TM x día
Planta Chicama	45 TM x Hora	-----	-----
Planta Coishco	80 TM x Hora	15,029 Cajas x turno	275 TM por día
Planta Huarmey	113 TM x Hora	-----	-----
Planta Chancay	100 TM x Hora	-----	-----
Planta Pisco	120 TM x Hora	9,600 Cajas x turno	-----
Planta Ilo	100 TM x Hora	-----	-----
Capacidad total	642 TM x Hora	51,534 Cajas x turno	357 TM por día

1/ Activo de Conservera de las Américas en condición de alquiler.

Fuente: Pesquera Austral

Respecto de la captura propia para el negocio de Consumo Humano Indirecto, Austral cuenta aproximadamente con una cuota de pesca de 7% para la Zona Norte-Centro y de 4% para la Zona Sur. De tal manera, para estimar la capacidad máxima de captura por temporada que posee nuestra empresa, se deberá multiplicar la cuota de pesca señalada por la

cuota global por temporada para cada zona establecida por el Ministerio de la Producción – PRODUCE. Austral cuenta con 22 barcos cuya capacidad total de bodega asciende a 10,485 m³, de estos 22 barcos, 10 están destinados a la captura de consumo humano directo y tienen una capacidad de bodega conjunta de 5,121.18 m³.

Austral para desarrollar sus actividades productivas en el distrito de Paita, departamento de Piura, contrata a su subsidiaria Conservera de las Américas S.A., para que le brinde el servicio de tercerización de la producción de harina, aceite y conservas de pescado, entregando para ello materia prima e insumos relacionados a la producción.

4.3 Producción

La captura de anchoveta de Austral a marzo del año 2012 ascendió a 31,10 miles de TM, representando el 45.82% del total nacional y la captura de terceros que vendieron su pesca de anchoveta a Austral fue de 31,09 miles de TM.

Cuadro No.4

Pesca de Anchoveta Marzo 2012 en miles de TM							
	dic-07	dic-08	dic-09	dic-10	dic-11	mar-11	mar-12
Total Sector	6,083.63	6,076.65	5,863.79	3,331.80	7,103.06	782.4	366.73
Pesca flota Austral	369.66	425.46	401.22	225.87	160.341	37.65	14.25
Pesca flota terceros	187.89	155.02	164.38	132.69	61.952	26.88	16.85
% Flota Austral	66,30%	73,30%	70,94%	62,99%	72,13%	58,35%	45,82%
Total Austral	557.56	580.48	565.6	358.56	222.29	64.54	31.09
Part % Austral	9,16%	9,55%	9,65%	10,76%	3,13%	9,13%	8,47%

Fuente: Pesquera Austral

Al término del primer trimestre 2012, la producción de harina de pescado de Austral ascendió a 8,593 TM, menor en 48% respecto a la producción de marzo 2011 (16,401 TM). Situación similar ocurrió con la producción de aceite de pescado, la cual ascendió a 1,765 TM, menor en 51%, al primer trimestre 2011 (3,579 TM).

En el mismo periodo, la producción total de harina de pescado en el Perú fue de 81.59 miles de TM mostrando una reducción de 54.91% respecto a similar periodo del año anterior que fue de 108.94 miles de TM, mientras que la producción de aceite de pescado fue de 20.89 miles de TM menor en 39.98%, con respecto a marzo 2011

En el rubro denominado pesca para consumo humano directo, Austral capturó 15,442 toneladas de Jurel y Caballa y compró a terceros 5,837 toneladas de anchovetas, pudiéndose llevar a cabo la producción de 826,588 cajas de conservas, cifra que fue menor en 14% a la obtenida en marzo 2011.

5. DESCRIPCION DETALLADA DEL PROYECTO

5.1 Marco Teórico

Describiremos en este punto los conceptos de los sistemas y principales componentes considerados en el desarrollo del proyecto

5.1.1 El Ciclo Básico de Refrigeración

El ciclo básico de refrigeración estará compuesto por un Compresor, Condensador, Válvula de Expansión, y Evaporadores, como sistema primario de enfriamiento. En el sistema denominado secundario, que llamaremos "Recirculación de Agua Refrigerada" contempla las Bombas que recirculan el agua de bodegas que finalmente enfriará el pescado capturado.

El evaporador, será un intercambiador de calor del tipo Casco y Tubos inundado, es decir, el refrigerante circulará por el exterior de los tubos, mientras que por el interior de los mismos circulará el agua de Bodegas a enfriar. Esta agua de bodegas, se hará recircular por medio de bombas, por las diferentes bodegas de la embarcación pesquera, absorbiendo el calor del pescado y por lo tanto elevando su temperatura.

El Condensador será un Intercambiador de Calor del tipo placas, de reducido tamaño y tendrá por objetivo que el refrigerante se condense por

la cesión de calor al agua de mar exterior. El condensador poseerá su respectivo receptor de líquido.

El compresor se encargará de elevar la presión del gas refrigerante desde la presión del evaporador hasta la presión requerida en el Condensador.

La válvula de expansión se encargará de reducir la presión desde la presión del condensador hasta la presión requerida en el evaporador.

5.1.2 Refrigerantes Utilizados

Los refrigerantes son los fluidos de transporte que conducen la energía calorífica desde el nivel a baja temperatura (evaporador) al nivel a alta temperatura (condensador), donde pueden ceder su calor.

Los refrigerantes se pueden dividir en refrigerantes primarios y refrigerantes secundarios. El refrigerante primario se utiliza en un sistema de refrigeración para bajar la temperatura de un refrigerante secundario, como la salmuera. El refrigerante secundario circula por un sistema de refrigeración y se enfría en un intercambiador de calor (comúnmente denominado chiller).

Refrigerantes Primarios

Toman el calor del recinto a enfriar cambiando de fase, de líquido a vapor, utilizando el calor latente de vaporización en la producción de frío.

a) Refrigerantes Halogenados

Llamados así por contener en su estructura molecular átomos de cloro, flúor o ambos.

Los refrigerantes halogenados más comunes son clorofluorocarbonos (CFC) como el R12 y los hidroc fluorocarbonos (HCFC) como el R22.

b) Mezclas de Refrigerantes

Pueden contener dos o más refrigerantes y pueden ser zeotrópicas o azeotrópicas.

- **Mezclas zeotrópicas;** están formadas por dos o más sustancias simples o puras, que al mezclarse en las cantidades preestablecidas generan una nueva sustancia la cual tiene temperaturas de ebullición y condensación variables.
- **Mezclas azeotrópicas;** Están formadas por dos o más sustancias simples o puras que tienen un punto de ebullición constante y se comportan como una sustancia pura, logrando con ellas características distintas de las sustancias que las componen, pero mejores.

c) **Hidrocarburos y Compuestos Inorgánicos**

Basados en hidrocarburos saturados o insaturados, los cuales pueden ser usados como refrigerantes solos o en mezclas. Ejemplo: etano, propano, isobutano, propileno y sustancias inorgánicas naturales.

- **Hidrocarburos (HC)**; tienen bajo potencial de calentamiento global (GWP) y energéticamente eficientes que están siendo considerados como refrigerantes alternativos para algunas aplicaciones. Ejemplo: el propano
- **Compuestos inorgánicos**; incluyen gases simples como el oxígeno [O₂], nitrógeno [N₂], y compuestos inorgánicos como el anhídrido carbónico o dióxido de carbono [CO₂] R744, agua [H₂O], amoníaco [NH₃] R717, y otros.

A partir de 1972, por la reducción de la capa de ozono han surgido los refrigerantes ecológicos, creándose los refrigerantes HFA Hidro Fluoro Alcano, denominación que engloba a los productos de sustitución de los CFC.

En este Proyecto se considera el uso del Amoníaco como el refrigerante primario de nuestra planta de refrigeración.

El amoníaco debido a sus excelentes propiedades térmicas continúa usándose en muchas fábricas de hielo, cámaras de embarcaciones pesqueras, patinadores, etc., generalmente usado cuando las unidades son de capacidad grande o del tipo paquete. Se debe tener presente que

este es muy tóxico, ya que en caso de fugas existe el peligro de que el grado de concentración aumente hasta poner en riesgo la actividad humana. Muchas veces este peligro es mitigado por el fuerte olor despedido por este refrigerante que alerta al personal. El amoníaco es inflamable y explosivo cuando se mezcla en determinadas proporciones con el aire.

Codificación de los refrigerantes inorgánicos

El sistema de numeración de los compuestos inorgánicos son de la serie 700, siguiendo la siguiente regla:

Ejm. Amoníaco $\text{NH}_3 \Rightarrow$ Peso Molecular = $14 + 3 = 17$

Numeración	Descripción
R	Refrigerante
7	Serie 700
17	Peso Molecular

Refrigerantes Secundarios

Generalmente cuando la cantidad de producto a enfriar es muy grande, como es el caso en este Proyecto, es inconveniente o antieconómico hacer circular un refrigerante primario directamente sobre la zona que queremos enfriar, para esto hacemos uso de la refrigeración indirecta, por medio del cual, el refrigerante secundario (agua, salmuera, agua de mar o soluciones), lo enfriamos a través de un refrigerante primario en un enfriador de líquido, bombeándose luego el refrigerante secundario a través de tuberías apropiadas hacia la zona que se desea enfriar, haciéndolo recircular continuamente sobre el enfriador de líquido. Describimos brevemente las salmueras.

Salmueras

Es ideal debido a su gran fluidez, alto calor específico y alto coeficiente convectivo, es un refrigerante secundario excelente. Usado en instalaciones pesqueras y en la producción de Hielo.

Las salmueras más usadas son:

- Cloruro de Calcio (Sal Industrial), para aplicaciones a -18°C (0°F), su restricción radica en su efecto deshidratante y su tendencia a impartir un sabor amargo a los alimentos cuando está en contacto con ellos.
- Cloruro de Sodio (Sal Común), usada generalmente donde se tiene restricciones de uso del Cloruro de Calcio. Se obtienen igualmente temperaturas bajas.

En nuestro caso asumiremos que nuestro refrigerante secundario es el *agua de mar* el mismo que simula el comportamiento de una salmuera de cloruro de calcio, pudiendo determinar sus propiedades a la temperatura a que se encuentre el agua de mar.

5.1.3 Determinación de la Carga Térmica

Se denomina así a la cantidad total de calor que debe extraerse de una cámara frigorífica para llegar a la temperatura deseada en el producto o para mantenerlo en ese valor si ya se alcanzó. Existen muchas fuentes o factores que suministran a la cámara calor indeseable. Estas fuentes proveen los siguientes calores:

- Calor a través de paredes, techo y piso
- Calor por cambio de aire
- Calor por un producto.
- Calor por radiación solar
- Calor por persona.
- Calor por iluminación
- Calor por respiración o biológico
- Calor por motores eléctricos.
- Calor por envases.
- Calor por otras fuentes: fermentación, equipo electrónico, resistencias eléctricas, etc.

Algunos calores son más importantes que otros y varían en jerarquía de una aplicación a otra, sin embargo, en lo posible todos deben ser considerados en los cálculos para obtener la carga térmica real.

Para efectos del desarrollo de nuestro proyecto solo describiremos las pérdidas de carga en una bodega de pescado termoaislada.

Carga por paredes

Se denomina así al calor que ingresa no solo a través de paredes sino también a través del techo y piso. Este calor aparece como consecuencia de la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. Se calcula para cada pared de acuerdo a (Documento Técnico FAO 331):

$$Q = U * A * (T_e - T_i) \quad (01)$$

Siendo U:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \dots + \frac{x_n}{k_n} + \frac{1}{h_e} \quad (02)$$

Donde:

Q	Carga por paredes (BTU/hr)
U	Coefficiente total de transmisión de calor (BTU/hr.ft ² .°F)
x_1, \dots, x_n	Espesor de los materiales que conforman la pared (ft)
k_1, \dots, k_n	Conductividad de los materiales que conforman la pared (BTU/ft.hr.F)
h_i, h_e	Coefficientes de convección del aire interior y exterior respectivamente (BTU/hr.ft ² .°F)
A	Área exterior de la pared (ft ²)
T_e	Temperatura del ambiente exterior (°F)
T_i	Temperatura interior de la cámara (°F)

- La temperatura de diseño exterior depende del lugar geográfico donde estará la cámara o de la temperatura del agua, debiendo considerarse la temperatura máxima promedio en la época más calurosa de la zona.
- La temperatura de diseño interior depende del producto alimenticio que se colocara dentro de la instalación frigorífica para lo cual se usa tablas prácticas.
- Existen tablas y gráficos que dan directamente valores de "U" para casos que se usen configuraciones o estructuras que coincidan o se asemejan a lo señalado en los gráficos, lo cual simplifica bastante los cálculos.
- A continuación se muestra un ejemplo de los coeficientes globales de transmisión de calor de las principales zonas de infiltración de calor hacia las bodegas refrigeradas de una embarcaciones de pesca:

Cuadro No.5

Superficie	BTU/hr.ft ² .°F
Techo de bodega	0.0428
Piso de bodega	0.0420
Mamparo de sala de máquinas	0.0420
Mamparo de proa	0.0420
Costados del buque por encima de la línea de flotación	0.0428
Costados del buque por debajo de la línea de flotación	0.0423

Fuente: Documento Técnico FAO 331

Carga por cambios de aire

Se debe a que cada vez que se abren las tapas de las bodegas, aire caliente ingresará, saliendo a su vez aire frío que se pierde en el exterior.

Se calcula de la relación (Heat and Mass Transfer, Yunus):

$$Q = n * \rho_A C_{PA} * V_C * (T_e - T_i) \quad (03)$$

Siendo:

Q	Carga por cambio de aire (BTU/hr)
n	Número de veces que se renueva el aire de la cámara
ρ_A	Densidad del aire exterior (lb/cu.ft)
C_{PA}	Calor específico del aire que ingresa a la cámara (BTU/°F-cu.ft)
V_C	Volumen de aire que ingresa a la cámara (cu.ft/hr)
T_e	Temperatura de aire externo (°F)
T_i	Temperatura de aire dentro de la cámara (°F)

Carga por producto

Se denomina así al calor que debe retirarse del producto que se desea reducir su temperatura hasta el valor recomendado de conservación. Para cámaras de enfriamiento se hallan de (Documento Técnico FAO 331):

$$Q = m * C_p * (T_i - T_f) \quad (04)$$

Siendo:

Q	Carga por producto (BTU)
m	Masa del producto (lb)
C _p	Calor específico del producto al ingresar a la cámara (BTU/lb.°F)
T _i	Temperatura inicial del producto (°F)
T _f	Temperatura final del producto (°F)

- El calor específico de cualquier producto alimenticio se obtiene de tablas.
- La temperatura de entrada depende del procesado previo que recibe el producto antes de introducirlo a la cámara.
- La temperatura final del producto es la correspondiente a la recomendada de conservación.

Carga por radiación solar

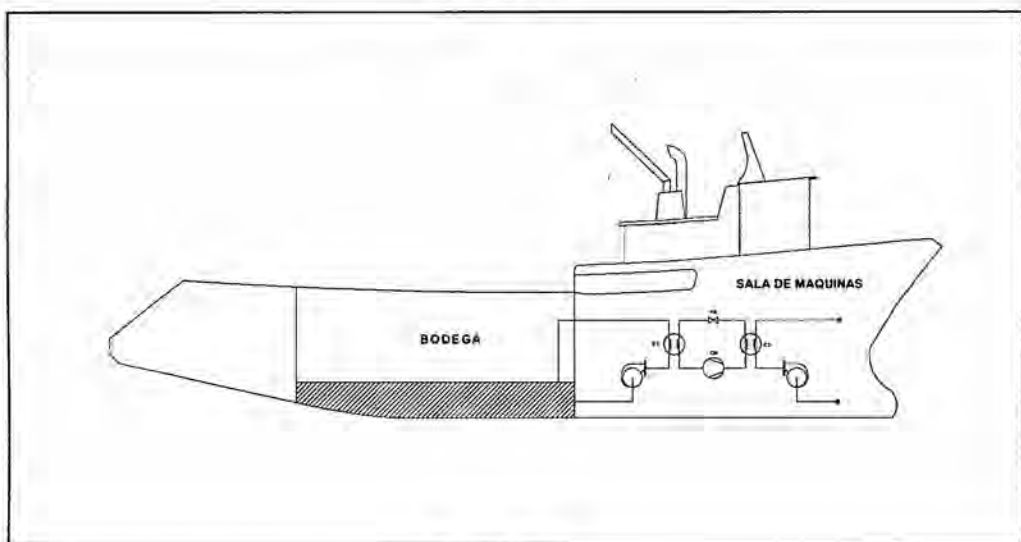
Como las cámaras frigoríficas no tienen ventanas no existe ingreso de calor por radiación directa, pero si el techo y paredes están expuestas a los rayos solares, la temperatura de su superficie aumenta a valores

mayores que los del aire exterior por lo cual habrá mayor ingreso de calor a través de paredes y techo asoleados. Las superficies tersas y de colores claros tienden a reflejar más y absorben menos energía radiante solar por lo cual su temperatura superficial será menos que en el caso de superficies rugosas y oscuras. Depende también la orientación de las paredes para considerar este efecto debe corregirse la carga por paredes y techo usándose diferenciales de temperaturas que deben agregarse a la temperatura exterior de diseño

5.1.4 Determinación de la Carga Térmica de RSW

El sistema **RSW (Refrigerated Sea Water)**, es decir, enfriamiento de agua de mar, se aplica principalmente en bodegas de buques pesqueros; consiste primeramente en enfriar una determinada cantidad de agua (20% a 30% de la capacidad total de bodegas de la embarcación) hasta una temperatura de alrededor de 32 °F (0 °C), bajo el esquema mostrado en la siguiente figura:

Gráfico No.1



Fuente Propia

Este procedimiento se efectúa normalmente entre la carga del agua (con disposición de agua limpia) hasta la zona de pesca.

Usualmente, el tiempo de enfriamiento del agua se fija entre 5 y 7 horas, en razón de las expectativas que existan respecto al tiempo que tomará el buque en alcanzar la zona de pesca con el agua de bodegas completamente refrigerada.

Un sistema RSW bien diseñado deberá ser calculado apropiadamente de manera de cumplir las siguientes especificaciones:

- Temperatura final en la bodega.
- Tiempo de enfriamiento.
- Máxima temperatura que se aceptará que suba el producto en las bodegas durante los periodos de parada de la planta. Esto dependerá del diseño del aislamiento.

Con la información anterior se podrá determinar la capacidad del sistema frigorífico considerando también las características y frecuencia de las capturas. Será muy diferente llenar las bodegas en un lance o en varios lances, como también el tiempo que pase entre cada uno.

Hay dos aspectos importantes a ser considerados para **determinar la capacidad frigorífica de la planta:**

- a. El pre enfriamiento de la carga inicial de agua de mar.
- b. El enfriamiento del pescado.

a) El pre enfriamiento de la carga inicial de agua de mar.

El pre enfriamiento del agua de mar es generalmente la mayor carga térmica impuesta al sistema RSW. A fin de alcanzar luego un óptimo tiempo de enfriamiento para el pescado, la carga de agua deberá

encontrarse a lo menos a 30.2 °F (-1 °C) antes de que se efectúe el primer lance.

Las necesidades de refrigeración para el pre-enfriamiento del agua de mar de bodegas podemos obtenerla mediante la ecuación (04):

$$Q = m * C_p * (T_i - T_f)$$

Puesto que, la masa de agua es el producto del volumen por su densidad y de acuerdo con el Documento Técnico 331 de la FAO, las pérdidas de carga por aislamiento del perímetro de bodegas no resulta ser mayor del 7%, la carga frigorífica se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Q = (\rho * V * C_p * (T_i - T_f) * 1.07)/t \tag{05}$$

Donde:

Q	Capacidad frigorífica requerida (BTU/hr)
ρ	Densidad el agua de mar (8.55 lb/gal)
V	Volumen de agua de mar a pre-enfriar (gal)
C_p	Calor específico del agua de mar (0.94 Btu/lb °F)
t	Tiempo de enfriamiento esperado (hr)
T_i	Temperatura inicial del producto (°F)
T_f	Temperatura final del producto (°F)
1.07	Factor que considera las pérdidas por aislación en bodegas

b) El enfriamiento del pescado:

La cantidad de pescado que puede ser enfriada a una temperatura establecida en un tiempo determinado dependerá de:

- La capacidad del sistema frigorífico.
- La temperatura inicial del agua y la tasa del carguío del pescado en las bodegas.
- La capacidad de almacenamiento de frío (efecto banco de frío) del agua pre enfriada.
- Las condiciones para la transferencia de calor en las bodegas.

Resulta importante dejar claro, que aun incrementándose la capacidad del sistema frigorífico, la velocidad de enfriamiento del pescado estará limitada por la velocidad con que pueda removerse el calor de este. Las condiciones para la transferencia de calor en el pescado dependerán de la especie, de su tamaño y temperatura, como también de la eficiencia del sistema de recirculación del agua fría.

5.2 Antecedentes y Descripción del Problema

La aplicación de la refrigeración mediante el enfriamiento y recirculación de agua de mar (RSW) en las embarcaciones de pesca data desde finales de 1930, en los Estados Unidos, basada en las investigaciones de los científicos de la fundación George Williams Hooper de la Universidad de California, San Francisco y a partir de 1960 se aplica con buenos resultados en las embarcaciones de pesca del atún (Tuna Handling and Refrigeration on Purse Seiners, Burns)

A nivel nacional, en el año 1994, la empresa Pesquera Austral se interesa por la aplicación de este sistema con el fin de utilizarlo en la conservación de la pesca de la sardina, jurel y caballa para la producción de conservas. Tomando como referencia la embarcación de pesca de atún Sabrina, de propiedad de Pesquera Austral, se desarrolla el proyecto en mención, con la diferencia de la necesidad de conservar en vez de congelar el pescado como en el caso del atún.

Es conveniente mencionar que los equipos de los sistemas de refrigeración a bordo de las embarcaciones de pesca de atún son generalmente movidos por motores eléctricos de revoluciones fijas de 1,800 rpm. En el caso de los compresores de refrigeración que requieren menores revoluciones (de 1,200 o 1,000 rpm), se opera con poleas de transmisión.

Por otro lado, la aplicación de la hidráulica en las embarcaciones pesqueras estaba orientada esencialmente al movimiento de los equipos de artes de pesca (maquinillas y equipos para izar la red de pesca) por su elevada relación espacio/potencia y por la hermeticidad del sistema que los hace apropiados para el trabajo en el severo ambiente marino a diferencia de los equipos eléctricos que se ven afectados principalmente por la humedad del medio.

Según FAO, a partir de 1976 se presenta la posibilidad de utilizar la hidráulica en los sistemas de RSW con el fin de variar las revoluciones de las bombas de recirculación de agua de mar para evitar la formación de espumas por la agitación excesiva del agua de bodegas

La aplicación de la hidráulica, en nuestro proyecto, está orientada fundamentalmente para aprovechar los reducidos espacios disponibles de las salas de máquinas para la instalación del sistema de RSW, prescindiendo de esta forma de la utilización de poleas de transmisión que ocupan mayores espacios.

5.3 Planteamiento y Alcance del Problema

La industria pesquera es cada vez más competitiva, las distancias hacia las zonas de pesca son mayores, los niveles de pesca no son los mismos que en años anteriores y las grandes empresas absorben a las pequeñas con el fin de incrementar sus volúmenes de producción. Bajo este escenario se exige el desempeño más eficiente de las operaciones y entrega de un mejor producto. No solo para mantenerse en el mercado, sino para maximizar su rentabilidad.

En respuesta a estos desafíos, la conservación del pescado plantea implementar equipos de refrigeración apropiados en capacidad y tamaño de los recintos disponibles de ubicación a bordo de las embarcaciones pesqueras.

El proyecto de implementación de un sistema RSW pretende atender mencionados requerimientos con el beneficio económico para la tripulación de la embarcación, considerando que este tipo de pesca tiene una mayor remuneración correspondiente con la calidad de pescado entregado a las plantas.

Como premisa, contamos con una embarcación pesquera con disposición de sala de máquinas en proa y se propone instalar un equipamiento de frío (compresor, evaporador, condensador y bombas) con accionamiento hidráulico, es decir, en vez de la disposición tradicional de un motor diesel moviendo un generador de corriente que alimenta a los motores eléctricos que dan giro al compresor de refrigeración y a las bombas de

recirculación de agua de mar de bodegas; en este caso se reemplaza el generador de corriente por una planta de bombeo hidráulica que proporcionará el flujo necesario para mover los motores hidráulicos que mueven las bombas de circulación de agua de mar

La decisión de introducir la planta de bombeo hidráulica obedece a la necesidad de la utilización eficiente del reducido espacio disponible en sala de máquinas de la embarcación, en comparación con los mayores volúmenes que representan los motores eléctricos para las mismas potencias requeridas.

La disposición general del sistema RSW en la embarcación se muestra en los planos adjuntos en el capítulo 9. Asimismo, el desarrollo comprenderá:

- Cálculo de la Carga Térmica a Refrigerar
- Cálculo y Selección del Condensador
- Cálculo y Selección del Evaporador
- Cálculo y Selección del Compresor
- Cálculo y Selección de las Válvulas de Expansión
- Cálculo y Selección de las Tuberías de Refrigerante
- Cálculo y Selección - Bombas de Recirculación del agua de mar
- Cálculo y Selección - Tuberías de Recirculación de agua de mar
- Cálculo y Selección del Equipo Motriz Hidráulico requerido
- Cálculo y Selección del Motor de Combustión Interna
- Evaluación Técnico Económica del Sistema

5.4 Fases o Etapas del Proyecto

5.4.1 Consideraciones Iniciales de Selección

El barco estará acondicionado para recibir un equipo de refrigeración por recirculación de agua de mar enfriada RSW.

De acuerdo con la Norma Técnica Nicaragüense NTN-03-017-98, el enfriamiento del pescado alcanzará una temperatura próxima a la del punto de fusión del hielo. Por tanto, el sistema permitirá bajar la temperatura de 33,285 gal (126 m³) de agua de mar desde 77 °F (25 °C) hasta 30.2 °F (-1 °C) en aproximadamente en 5 horas de funcionamiento.

Las bodegas estarán aisladas en forma perimetral con poliuretano inyectado de 30 kg/cm³ de densidad al interior de un doble forro de 3/16" de plancha. Se utilizarán espesores de aislante de 6" en los mamparos y en el casco y de 8" en el techo de bodegas.

Para la recirculación de agua en bodegas se utilizará tuberías de acero de 6" en la descarga y 6" para la succión.

La unidad de enfriamiento estará compuesto por:

- 01 Compresor reciprocante de amoníaco,
- 01 Condensador de placa de titanio,
- 01 Recibidor de amoníaco de acero tipo horizontal,
- 03 Enfriadores de agua "chillers", tipo casco y tubo de titanio,
- 01 Acumulador trampa de succión,
- 04 Bombas para uso con agua de mar:

- 01 Para el enfriamiento del Condensador,
- 03 Para el enfriamiento el agua de bodegas.
- 01 Tablero eléctrico de control con alarmas.
- 01 Planta de bombeo hidráulica para el accionamiento del compresor y de las bombas de recirculación de agua.
- 01 Motor diesel como fuerza motriz para todo el sistema.

5.4.2 Determinación de la Carga Térmica de RSW

La carga térmica del sistema es el calor que va a evacuar el evaporador, por tanto, resulta de la aplicación de la ecuación (05):

Volumen de agua de mar a pre-enfriar	33,285 gal
Densidad el agua de mar	8.55 lb/gal
Calor específico del agua de mar	0.94 BTU/lb °F
Temperatura de inicio del agua	77.0 °F
Temperatura final del agua	30.2 °F
Tiempo de enfriamiento esperado	5 hr

Aplicando los valores requeridos en nuestro proyecto:

$$Q = (8.55 * 33,285 * 0.94 * (77 - 30.2) * 1.07) / 5 = 2'679,181.63 \text{ BTU/hr}$$

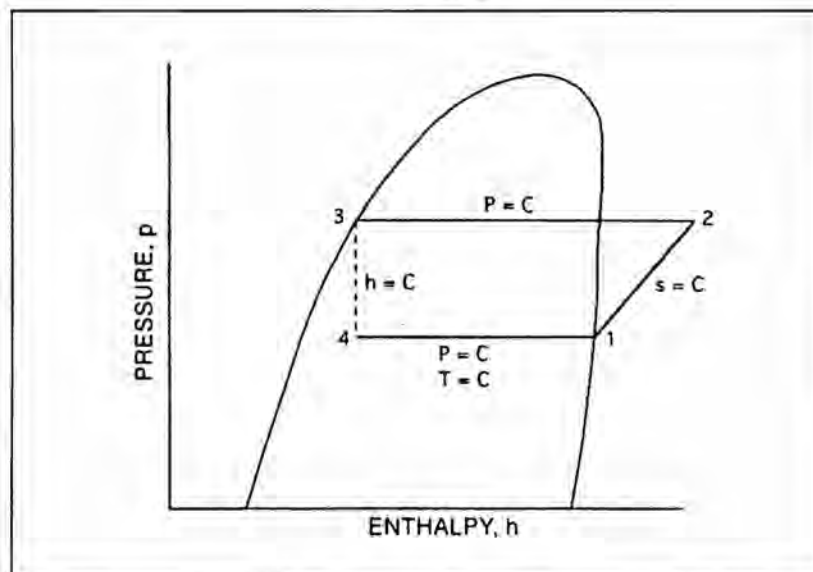
Con la equivalencia de 1 TR = 12,000 BTU/hr (tonelada de refrigeración), obtenemos la carga térmica de 223.27 TR, que deberá ser absorbido por

el refrigerante (amoníaco) a la temperatura de 14 °F (-10 °C). Del diagrama p-h observamos que la presión del evaporador correspondiente a esta temperatura será de 41.7 psi.

Por otro lado, el condensador esta refrigerado por el agua de mar exterior, que se encuentra fijado a 77 °F (25 °C). Considerando un diferencial de temperatura de enfriamiento de 17 °F (10 °C), la temperatura de condensación será de 95 °F (35 °C), con lo que la presión del condensador, del diagrama p-h será de 195.8 psi.

Con estos datos trazamos nuestro diagrama p-h (Ver Gráfico No.2), para obtener las respectivas entalpias (**Anexo A01**) de nuestro ciclo básico de refrigeración:

Gráfico No.2



Fuente: ASHRAE 1997

$$h_1 = 616.0 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_2 = 714.7 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_3 = 149.4 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_4 = 149.4 \text{ BTU/Lb}$$

Con las entalpías resultantes y las fórmulas para el ciclo refrigerante (Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, Wang), podemos calcular:

a. Efecto Refrigerante

$$ER = h_1 - h_4 \quad (06)$$

$$ER = 616.0 - 149.4 = 466.6 \text{ BTU/Lb}$$

b. Flujo Másico de Refrigerante

$$m_R = Q/ER \quad (07)$$

$$m_R = (2'679,181.63 \text{ BTU/hr})/(466.6 \text{ BTU/lb}) = 5,741.92 \text{ lb/hr}$$

c. Potencia teórica del compresor

$$W_C = m_R * (h_2 - h_1) \quad (08)$$

$$W_C = 5,741.92 * (714.7 - 616.0) = 566,727.87 \text{ BTU/hr}$$

d. Calor disipado en el Condensador,

$$Q_C = m_R * (h_2 - h_3) \quad (09)$$

$$Q_C = 5,741.92 * (714.7 - 149.4) = 3'245,909.50 \text{ BTU/hr}$$

5.4.3 Selección de los Equipos de Frio de RSW

Con los valores de las propiedades encontrados en el ciclo básico anterior procedemos a preseleccionar los equipos.

Preselección del condensador.-

Con el resultado del calor disipado en el condensador de 3'245,909.50 BTU/hr, y la equivalencia de 1 TR = 12,000 BTU/hr (tonelada de refrigeración), tenemos:

Capacidad de enfriamiento: 270.49 TR (3'245,909.50 BTU/hr)

Temperatura de condensación: 95 °F (35 °C)

Presión de condensación: 195.8 psi

Del catálogo de Alfa Laval (**Anexo A05**) para intercambiadores de calor tipo placas seleccionamos el siguiente equipo:

Marca	Alfa Laval
Modelo	M10-BW
Tipo	Placas de titanio
Rango de capacidad	40 a 285 TR
Rango de temperatura	4 a 120 °C

Preselección del evaporador.-

El calor a evacuar, en el evaporador es equivalente a la carga térmica determinada en el punto 5.4.2:

$$Q = 2'679,181.63 \text{ BTU/hr (223.27 TR)}$$

Del catálogo de evaporadores del tipo inundados Thermofluid International (**Anexo A06**) pre-seleccionamos dos modelos que operando en diversas combinaciones alcanzan la carga térmica necesaria:

Modelo	TS	CAP
ZFC-1410-EE	24 °F	65 TR
ZFC-1608-EE	24 °F	100 TR

Preselección del Compresor

Considerando los siguientes datos tenemos:

Capacidad de Refrigeración	223.27 TR
Temperatura de succión	14 °F (-10 °C)
Presión de succión	41.7 psi
Temperatura de condensación	95 °F (35 °C)
Presión de condensación	195.8 psi

Del catálogo de compresores Vilter (**Anexo A04**) seleccionamos el siguiente equipo:

Serie	450XL
Modelo	4512XL
Máximas revoluciones	1,200 rpm
Desplazamiento a máximas revoluciones	597 cu.ft/min

Determinación del punto de operación del sistema.-

Basándonos en la información técnica tanto del compresor como de los posibles evaporadores a utilizar, podemos graficar sus curvas características (ver gráfico No.3).

Para el modelo de compresor preseleccionado Vilter 4512XL (**Anexo A04**) operando a una temperatura de condensación de 95 °F, se muestra el cuadro de temperaturas y capacidades correspondientes:

TS (°F)	CAP (TR)
0	109.5
5	126.9
10	146.4
15	169.1
20	193.1
25	220.1
30	248.3

De la misma forma es posible tabular dos combinaciones de evaporadores operando con el compresor preseleccionado:

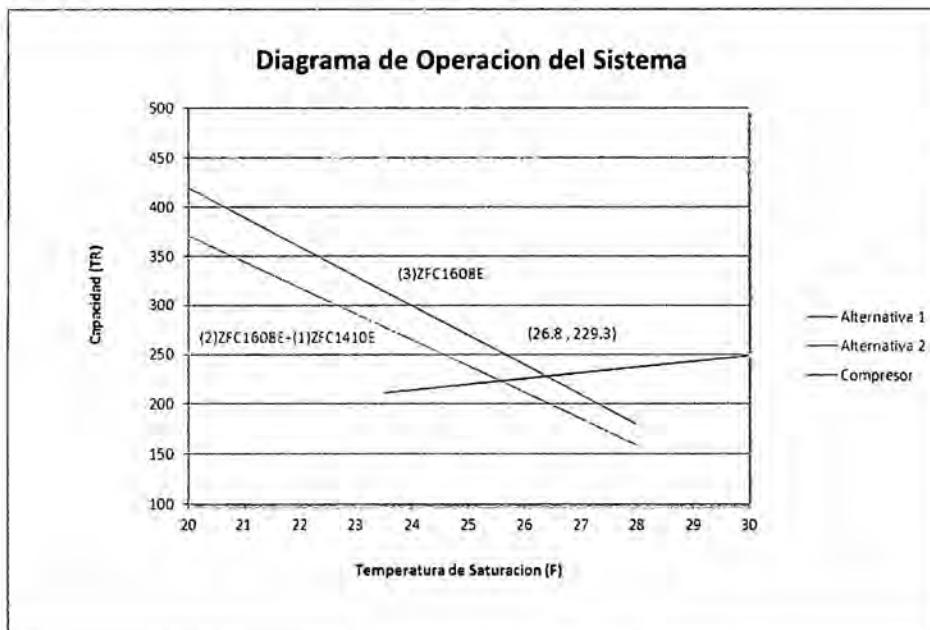
Cuadro No. 6

MODELO	T (°F)	TD (°F)	TS (°F)	CAP (TR)	EN EL PUNTO MAS CERCANO	
					CAP (TR)	TS (°F)
(2) ZFC-1608-EE	34	10	24	265	220	26
(1) ZFC-1410-EE	34	20	14	530		
(3) ZFC-1608-EE	34	10	24	300	230	27
	34	20	14	600		

Fuente: Propia

La gráfica siguiente muestra las curvas de operación de una combinación de dos tipos de evaporadores y otra de tres evaporadores del mismo modelo.

Gráfico No.3



Fuente: Propia

Para el primer caso, el punto de equilibrio del sistema se ubica a una temperatura de 26 °F con una capacidad de 220 TR, por debajo de la capacidad requerida.

Para el segundo caso, se obtuvo una temperatura de 27 °F y una capacidad de 230 TR, superior a la capacidad necesaria (223.27 TR).

Selección de evaporador y compresor

De acuerdo a gráfica, el punto de operación más cercano a los requerimientos de diseño es el que corresponde a la operación del compresor Vilter 4512XL trabajando con tres evaporadores Thermofluid ZFC-1608, con las condiciones siguientes:

Temperatura de saturación	: 27 °F
Capacidad de refrigeración	: 230 TR

Del catálogo de evaporadores Thermofluid International (**Anexo A06**) seleccionamos las tres unidades evaporativas:

Marca	Thermofluid
Modelo	ZFC-1608-EE
Tipo	Inundado
Capacidad nominal	100 TR
Material de tubos internos	Titanio
Refrigerante	Amoniaco
Temperatura de saturación	24 °F

De mismo modo, del catálogo de compresores Vilter seleccionamos:

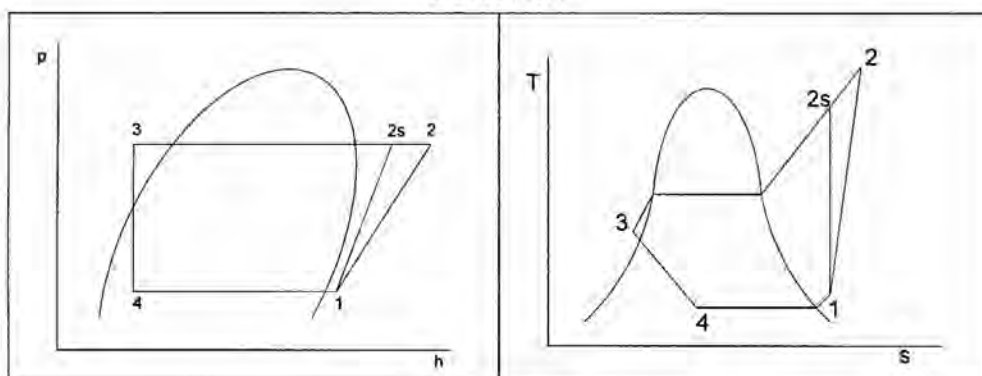
Serie	450XL
Modelo	4512XL
Capacidad	230 TR
Máximas revoluciones	1,200 rpm
Desplazamiento a máximas revoluciones	597 cfm

Ciclo de refrigeración para las nuevas condiciones.-

Para los nuevos parámetros de operación del sistema, considerando subenfriamiento, sobrecalentamiento y compresión real, se muestran en el Gráfico No.4 los diagramas p –h y T – s del ciclo real de refrigeración.

Temperatura de saturación	: 27 °F
Temperatura de condensación	: 95 °F
Subenfriamiento	: 10 °F
Sobrecalentamiento	: 10 °F

Gráfico No.4



Fuente: Propia

Los parámetros de entalpía que se obtienen a partir del ciclo de compresión isentrópico son:

$$h_1 = 626.0 \text{ BTU/Lb} \quad h_{2S} = 701.2 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_3 = 137.7 \text{ BTU/Lb} \quad h_4 = 137.7 \text{ BTU/Lb}$$

Para determinar la entalpia de descarga del sistema, utilizamos la gráfica de la Relación del Compresor Reciprocante Vilter vs Eficiencia Adiabática de Compresión (**Anexo A07**)

La relación de compresión se define como:

$$R = p_2/p_1 \tag{10}$$

Donde

p_2	Presión de descarga del compresor (psia)
p_1	Presión de succión del compresor (psia)

Por definición, la eficiencia adiabática del compresor se expresa como:

$$\eta_A = (h_{2S} - h_1)/(h_2 - h_1) \tag{11}$$

Donde:

η_A	Eficiencia adiabática del compresor (Anexo A07)
h_{2S}	Entalpia de descarga isentropica (BTU/lb)

h_1	Entalpia de succión del compresión (BTU/lb)
h_2	Entalpia de descarga del compresor (BTU/lb)

Para nuestro caso obtenemos $R = 195.8/56.08 = 3.49$. Con este dato obtenemos de la gráfica del **Anexo A07** el valor de $\eta_A = 0.83$

Reordenado la formula (11) obtenemos

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1)/\eta_A$$

Por tanto, la entalpia en la descarga del compresor será:

$$h_2 = 626.0 + (701.2 - 626.0) = 716.6 \text{ BTU/lb}$$

El ciclo isentrópico y real se muestran en el diagrama $p - h$ (**Anexo A08**) con los parámetros del cuadro abajo listado:

Estado	Temperatura	Presión	Entalpia
No.	°F	psia	BTU/lb
1	37	56.08	626.0
1g	37	56.08	619.7
2s	195	195.8	701.2
2	219	195.8	716.6
3	85	195.8	137.7
4	27	56.08	137.7

Con los datos hallados, podemos determinar:

- Efecto Refrigerante (de la ecuación 06):

$$ER = h_{1g} - h_4 = 619.7 - 137.7 = 482.0 \text{ BTU/lb}$$

- Flujo másico de Refrigerante (de la ecuación 07):

$$m_R = Q/ER = (230 * 12,000 \text{ BTU/hr})/(482.0 \text{ BTU/lb})$$

$$m_R = 5,726.14 \text{ lb/hr}$$

- Potencia del compresor (de la ecuación 08):

$$W_c = m_R * (h_2 - h_1) = 5,726.14 \text{ lb/hr} * (716.6 - 626.0) \text{ BTU/lb}$$

$$W_c = 518,788.38 \text{ BTU/hr} * (1 \text{ HP}/2,545 \text{ BTU/hr}) = 203.85 \text{ HP}$$

- Potencia al Freno del Compresor. De los datos tabulados para el compresor (**Anexo 04**), observamos que la potencia al freno correspondiente a la capacidad de 230 TR es 222 BHP.
- Calor disipado en el condensador (de la ecuación 09):

$$Q_C = m_R * (h_2 - h_3) = 5,726.14 * (716.6-137.7)$$

$$Q_C = 3'314,863.07 \text{ BTU/hr} * (1 \text{ TR}/12,000 \text{ BTU/hr}) = 276.24 \text{ TR}$$

Selección del condensador.-

Con el resultado del calor disipado en el condensador de 3'314,863.07 BTU/hr (276.24 TR) corresponde al mismo modelo de la preselección (**Anexo A05**):

Marca	Alfa Laval
Modelo	M10-BW-FG
Tipo	Placas de titanio
Rango de capacidad	50 a 285 TR
Rango de presión	vacío completo a 25 bar
Rango de temperatura	-50 a 180 °C

Selección de las válvulas de Expansión

Los parámetros de operación de la válvula de expansión son:

Capacidad total	230 TR
Presión del evaporador	56.08 psi
Presión del condensador	195.8 psi

Por contar con tres evaporadores, la capacidad que debe accionar cada válvula es 1/3 de la capacidad nominal, es decir 1/3 (230 TR); que es igual a 76.66 TR de refrigeración.

Del catálogo de Hansen Technologies Corporation (**Anexo A-09**), los modelos están basados en una velocidad límite de 7 ft/s como máximo. La capacidad de circulación asumida 0 °F de la temperatura de líquido en el evaporador con 10 psi de caída de presión alrededor de la válvula de expansión, el líquido formado, está basado en 86 °F de la temperatura de circulación a 0 °F, de la temperatura de evaporación la máxima capacidad será posible con un diseño apropiado de la línea. Para la alimentación del líquido desde un acumulador, la válvula será dimensionada para flujo intermitente, un interruptor de nivel de líquido controlará el flujo (por ejemplo una válvula abierta al 50% del tiempo total, alimentando a un acumulador de 100 TR, debe ser dimensionada para 200 TR).

En nuestro caso si la capacidad es de 76.66 TR, la válvula debe ser seleccionada para abastecer 153.32 TR de refrigeración.

Por tanto, el modelo de válvula seleccionada para trabajar con amoníaco corresponde a RS-100H de 1 in de diámetro.

Selección de Tuberías de Refrigerante.-

En este punto se seleccionan los diámetros de las tuberías (Norma Técnica ASTM A53 Grado B, **Anexo 10**) apropiados del sistema que cumplan con los siguientes valores de pérdidas recomendados:

Cuadro No. 7

Tuberías de aspiración	2 °F
Tuberías de descarga	2 °F
Tuberías de líquidos	1 °F

Fuente: Piping Handbook, Nayyar

Tubería de aspiración

De la tabla del **Anexo A02** (datos de registro a una temperatura de saturación de 20 °F y $\Delta T = 1$ °F), con la carga térmica de nuestro sistema de 230 TR, se obtiene por interpolación para la temperatura de saturación del sistema de 27 °F, una tubería de acero estándar de diámetro 4 in con capacidad de 265.2 TR.

Pérdidas en la tubería de aspiración

De acuerdo con la siguiente fórmula se determina la pérdida de temperatura en la línea de la tubería de aspiración (Piping Handbook, Nayyar):

$$\Delta T = \Delta T_{\text{tabla}} * \frac{L_{eq}}{100} * \left(\frac{Q_{\text{actual}}}{Q_{\text{tabla}}} \right)^{1.96} \quad (12)$$

siendo:

ΔT	Pérdida de temperatura de la línea (°F)
ΔT_{tabla}	Pérdida de temperatura de tabla (°F)
L_{eq}	Longitud equivalente de la línea (ft)
Q_{actual}	Capacidad del sistema (TR)
Q_{tabla}	Capacidad de la tubería de tabla Anexo A02 (TR)

Datos estimados de longitud de tubería de aspiración y longitud equivalente de accesorios (**Anexo A03**)

Diámetro de tubería de aspiración	4 in
Longitud de la línea de aspiración	46.0 ft
Longitud equivalente de tres codos	20.1 ft

Asimismo, con los datos del **Anexo A02**:

ΔT_{tabla}	1 °F
Δp_{tabla}	1.2 psi
L_{eq}	66.1 ft
Q_{actual}	230.0 TR
Q_{tabla}	265.2 TR

La caída de temperatura de la línea de aspiración (ecuación 12):

$$\Delta T = 1 * \frac{66.1}{100} * \left(\frac{230}{265.2} \right)^{1.96} = 0.50 \text{ °F}$$

La pérdida de temperatura en la línea de aspiración (0.5 °F) es menor que la recomendada en el cuadro No. 7 (2 °F).

Del **Anexo A02**, para la temperatura de 27 °F se determina, por interpolación, la pérdida de presión de 1.2 psi/100 ft.

La pérdida de presión en la línea de aspiración se obtiene con la fórmula siguiente (Piping Handbook, Nayyar):

$$\Delta p = \Delta p_{\text{tabla}} * \frac{L_{\text{eq}}}{100} * \left(\frac{Q_{\text{actual}}}{Q_{\text{tabla}}} \right)^{1.96} \quad (13)$$

Remplazando los datos de tabla en la ecuación (13), obtenemos la caída de presión de la línea de succión:

$$\Delta p = 1.2 * \frac{66.1}{100} * \left(\frac{230}{265.2} \right)^{1.96} = 0.60 \text{ psi}$$

Tubería de descarga

De acuerdo con la tabla del **Anexo A02**, considerando un $\Delta T = 1$ °F/100 pies, se selecciona una tubería de 3 in sch80 con una capacidad de 297.6 TR, superior a la nuestra de 230 TR.

Pérdidas en tubería de descarga

Las pérdidas en la tubería de descarga seleccionada (3 in), se determinan a partir de los datos asumidos de longitud de tubería y sus respectivas longitudes equivalentes de accesorios, obtenidas del **Anexo A03**.

Diámetro de tubería de descarga	3 in
Longitud de la línea de descarga	23.0 ft
Tres codos	20.1 ft
Una válvula de globo	69.0 ft
Una válvula check	30.0 ft

y los datos siguientes del **Anexo A02**:

ΔT_{tabla}	1 °F
Δp_{tabla}	2.95 psi
L_{eq}	137.0 ft
Q_{actual}	230.0 TR
Q_{tabla}	297.6 TR

La caída de temperatura de la línea de descarga (ecuación 12):

$$\Delta T = 1 * \frac{137}{100} * \left(\frac{230}{297.6} \right)^{1.96} = 0.83 \text{ °F}$$

La pérdida de temperatura en la línea de aspiración (0.83 °F) es menor que la recomendada en el Cuadro 7 (2.0 °F).

Asimismo, la caída de presión de la línea de descarga (ecuación 13):

$$\Delta p = 2.95 * \frac{137}{100} * \left(\frac{230}{297.6} \right)^{1.96} = 2.44 \text{ psi}$$

Tuberías de líquido

Del **Anexo A02**, seleccionamos una tubería de 1.1/2 in sch 80 con una capacidad de 349.2 TR.

Pérdidas en la línea L1 (Condensador – Recipiente del líquido)

En este caso, el condensador se encuentra ubicado encima del nivel del recipiente de líquido. Por tanto, en esta zona el flujo es por gravedad y la caída de presión no necesita ser calculada.

Pérdidas en la línea L2 (Recibidor – Válvula de expansión)

Tratándose de tres evaporadores, la línea se divide en tres ramales para una capacidad de 76.7 TR cada una. Por tanto, del **Anexo A02** se determina que para cada ramal le corresponde una tubería de 1 in sch 80 con una capacidad de 106.4 TR. Las longitudes de tubería y accesorios asumidos se muestran a continuación:

Diámetro de tubería de líquido	1 in
Longitud de la línea de líquido	30.0 ft
Tres codos	5.1 ft
Una válvula de globo	29.0 ft

y los datos siguientes del **Anexo A02**:

ΔT_{tabla}	0.7 °F
Δp_{tabla}	2.0 psi
L_{eq}	64.1 ft
Q_{actual}	76.7 TR
Q_{tabla}	106.4 TR

Obtenemos la caída de temperatura de la línea de líquido (ecuación 12):

$$\Delta T = 0.7 * \frac{64.1}{100} * \left(\frac{76.7}{106.4} \right)^{1.96} = 0.24 \text{ °F}$$

La pérdida de temperatura en la línea de líquido (0.24 °F) es menor que la recomendada en el Cuadro 7 (1 °F). Asimismo, obtenemos la caída de presión de la línea de líquido (de la ecuación 13):

$$\Delta p = 2.0 * \frac{64.1}{100} * \left(\frac{76.7}{106.4} \right)^{1.96} = 0.68 \text{ psi}$$

Selección de la bomba de agua de mar para el Condensador:

Previamente se requiere determinar el flujo de agua requerido por el condensador a partir del balance de energía en el condensador y la ecuación (04):

Calor disipado por el condensador (Q_C) = Calor absorbido por el agua (Q_A)

$$Q_C = Q_A = m_A * C_{PA} * (T_s - T_i)$$

Puesto que $m_A = \rho_A * V_A$, obtenemos:

$$Q_C = \rho_A * V_A * C_{PA} * (T_s - T_i) \quad (14)$$

Donde:

Q_C	Calor disipado por el condensador (BTU/hr)
ρ_A	Densidad del agua de mar (lb/gal)
V_A	Flujo de agua de mar requerido por el condensador (gph)
C_{PA}	Calor específico del agua de mar (BTU/lb °F)
T_i	Temperatura del agua que ingresa al condensador (°F)
T_s	Temperatura del agua que sale del condensador (°F)

Con los parámetros de nuestro proyecto:

$$Q_C = 3'314,863.071 \text{ BTU/hr}$$

$$\rho_A = 8.55 \text{ lb/gal}$$

$$C_{PA} = 0.94 \text{ BTU/lb °F}$$

$$T_s = 86 \text{ }^\circ\text{F} (30 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$T_i = 77 \text{ }^\circ\text{F} (25 \text{ }^\circ\text{C})$$

Reemplazamos en la ecuación de igualdad:

$$3'314,863.071 = 8.55 * V_A * 0.94 * (86 - 77)$$

$$V_A = 45,827.81 \text{ gph} * (1 \text{ hr}/60 \text{ min})$$

$$V_A = 763.80 \text{ gpm}$$

Cálculo de la Altura Dinámica Total (ADT) de la bomba del condensador:

La Altura Dinámica Total de bombeo representa todos los obstáculos que tendrá que vencer el líquido impulsado por la bomba (expresados en pies de columna del mismo) para alcanzar el punto específico considerado más desfavorable (Handbook of Air Conditioner & Refrigeration, Wang).

$$ADT = H_s + H_L \quad (15)$$

Donde

H_s = Altura estática del sistema (succión y descarga)

H_L = Altura de pérdidas total (succión y descarga)

Pérdidas en la succión:

Empleando la fórmula de Hazen-Williams (pipeflow.co.uk)

$$H_f = (0.002083 * L) (100 * Q/C)^{1.852} (1/d)^{4.8655} \quad (16)$$

Donde:

H _f	Pérdida por fricción (ft)
L	Longitud efectiva del sistema (ft)
Q	Caudal (gpm)
C	Factor de fricción
d	Diámetro interior de tubería (in)

Notas. La longitud efectiva del sistema se define como la longitud de tubería más la longitud equivalente de válvulas y accesorios mostrados en las tablas de los **Anexos A03 y A11**.

El valor del factor de fricción "C" para la tubería de fierro galvanizado se muestra en el **Anexo A12**.

Tanto las tuberías de succión y descarga se han seleccionado bajo la Norma Técnica ASTM A53 Grado B del **Anexo 10**.

Considerando los datos del proyecto

Diámetro interior de tubería de succión (6")	6.07 in
Altura estática de succión	3.28 ft
Longitud de tubería de succión	13.12 ft
Dos codos de 90	32.00 ft
Una válvula angular	70.00 ft
Caudal	763.80 gpm
Factor de fricción	120

Determinamos la longitud equivalente en el tramo de succión:

$$L = 13.12 + 32.00 + 70.00 = 115.12 \text{ ft}$$

Reemplazando datos en la ecuación (16):

$$H_f = (0.002083 * 115.12) (100 * 763.80/120)^{1.852} (1/6.07)^{4.8655}$$

$$H_f = 5.78 \text{ ft}$$

Pérdidas en la descarga

Datos estimados de longitud de tubería y accesorios del proyecto:

Diámetro interior de tubería de descarga (5")	5.05 in
Altura estática de descarga	13.12 ft
Longitud de tubería de descarga	23.00 ft
Tres codos de 90	39.00 ft
Una válvula check swing	50.00 ft
Cuatro válvulas mariposa	66.68 ft
Una válvula de globo	140.00 ft
Pérdidas condensador	23.77 ft
Caudal	763.80 gpm
Factor de fricción (Anexo 12)	120

Determinamos la longitud equivalente en el tramo de descarga:

$$L = 23.00 + 39.00 + 50.00 + 66.68 + 140.00 + 23.77 = 342.45 \text{ ft}$$

Reemplazando en la fórmula de Hazen Williams (ecuación 16):

$$H_f = (0.0002083 * 342.45) (100 * 763.80/120)^{1.852} (1/5.05)^{4.8655}$$

$$H_f = 42.08 \text{ ft}$$

Reemplazando las pérdidas encontradas en la ecuación (15) del ADT:

$$\text{ADT} = (5.78 + 42.08) + (3.28 + 13.12) = 64.26 \text{ ft}$$

Del catálogo de bombas Vertiflo (**Anexo A13**) seleccionamos

Marca	Vertiflo
Serie	1400
Tamaño	6 * 5 * 10"
Velocidad de giro	1,750 rpm
Diámetro del impulsor	9.0 in

En el punto de operación tenemos:

ADT: 64.26 ft

Caudal: 763.80 gpm

Eficiencia: 75 %

Cálculo de la potencia absorbida por la bomba (Principios de Refrigeración, Dossat):

$$P = (s * Q * H) / (3,960 * \eta) \quad (17)$$

donde:

P	Potencia al eje (HP)
s	Gravedad específica del fluido
Q	Caudal (gpm)
H	Altura Dinámica Total (ft)
η	Eficiencia en el punto de operación
3,960	Factor de conversión

Datos para el proyecto:

$$s = 1.02 \text{ (agua de mar)}$$

$$Q = 763.80 \text{ gpm}$$

$$H = 64.26 \text{ ft}$$

$$\eta = 75 \%$$

Reemplazando datos en la ecuación (17) de la potencia.

$$P = (1.02 * 763.80 * 64.26)/(3,960 * 0.75) = 16.86 \text{ HP}$$

NPSH del Sistema de Agua

La altura de succión neta positiva (Net Positive Suction Head, por sus siglas en inglés), depende de las características de la red conectada a la bomba.

El **NPSH requerido** es un parámetro de la bomba y lo debe dar el fabricante y describe la magnitud de la presión total que debe existir como mínimo en la entrada de la bomba para evitar la cavitación.

El **NPSH disponible** es un parámetro del sistema, este debe calcularse y deberá ser mayor por lo menos en 1.5 ft al NPSH requerido por la bomba, de otro modo se producirá cavitación (Grundfos Withe Paper, Wilson).

$$\text{NPSH}_D = \pm H_{sg} + H_a - H_{sf} - H_{vp} \quad (18)$$

donde:

H_a : Presión atmosférica en el lugar de instalación (ft)

H_{vp} : Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (ft)

H_{sf} : Perdida por fricción en la tubería de succión de la bomba (ft)

H_{sg} : Altura estática de succión desde la superficie del líquido hasta el plano de referencia de la bomba (ft).

Succión negativa: Si la superficie del líquido queda más baja que el plano de referencia se antepone el signo (-).

Succión positiva: Si la superficie del líquido queda más alta que el plano de referencia se antepone el signo (+).

NPSH del sistema de agua de condensado

Con los datos correspondientes para este sistema:

$H_a = 33.90$ ft (a nivel del mar **Anexo A14**)

$H_{vp} = 1.20$ ft (a 77 °F **Anexo A14**)

$H_{sg} = 3.28$ ft

$H_{sf} = 5.78$ ft

Obtenemos el NPSH disponible a partir de la ecuación (18):

$$NPSH_D = - 3.28 + 33.90 - 5.78 - 1.20 = 23.64 \text{ ft}$$

De la gráfica de comportamiento de la bomba Vertiflo 6*5*10 (**Anexo A13**), obtenemos el NPSH requerido de 8 ft.

Finalmente podemos comprobar que el $NPSH_D$ de 23.64 ft de la instalación es mayor que el $NPSH_R$ de 8 ft de la bomba. Por tanto, el sistema funcionará correctamente.

Selección de Bombas de Recirculación de Agua de Refrigeración de Bodegas:

El descenso de temperatura para llegar a la temperatura deseada en las bodegas de 30.2 °F (-1 °C) se da paulatinamente, produciéndose una variación de temperatura de 2 °F (1.11 °C) por cada paso por los chillers tal como se indica en la hoja técnica de los evaporadores Thermofluid seleccionados (**Anexo 06**). De acuerdo con el balance de energía en el condensador y la ecuación (04) tenemos:

Calor disipado por el evaporador (Q_E) = Calor absorbido por el agua (Q_A)

$$Q_E = Q_A = m_A * C_{PA} * (T_s - T_i)$$

Puesto que $m_A = \rho_A * V_A$, obtenemos:

$$Q_E = \rho_A * V_A * C_{PA} * \Delta T \quad (19)$$

Donde:

Q_E	Calor disipado por el evaporador (BTU/hr)
ρ_A	Densidad del agua de mar (lb/gal)
V_A	Flujo de agua de mar requerido por el evaporador (gph)
C_{PA}	Calor específico del agua de mar (BTU/lb °F)
ΔT	Variación de temperatura del agua en cada paso por el evaporador (°F)

Con los parámetros de registro:

$$Q_E = 2'760,000.00 \text{ BTU/hr (230 TR)}$$

$$\rho_A = 8.55 \text{ lb/gal}$$

$$C_{PA} = 0.94 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Obtenemos en la ecuación (19) el flujo horario:

$$2'760,000.00 = 8.55 * V * 0.94 * 2$$

$$V_A = 171,705.86 \text{ gph (2,861.76 gpm)}$$

Considerando tres bombas de recirculación de bodegas, el caudal para cada bomba será:

$$V_A' = 2,861.76/3 = 953.92 \text{ gpm}$$

Cálculo de la altura dinámica total (ADT) de las bombas de recirculación de las bodegas:

Considerando los datos del proyecto determinamos

Pérdidas en la succión:

Diámetro interior de tubería succión (6 in)	6.07 in
Altura estática de succión	3.28 ft
Longitud de tubería de succión	65.60 ft
Cuatro codos de 90	64.00 ft
Una válvula de mariposa	20.00 ft
Caudal	953.92 gpm
Factor de fricción (fierro galvanizado Anexo A12)	120

Obtenemos la longitud equivalente total en la succión

$$L = 65.60 + 64.00 + 20.00 = 149.60 \text{ ft}$$

Determinamos las pérdidas por fricción empleando la ecuación (16) de

Hazen Williams:

$$H_f = (0.002083 * 149.60) (100 * 953.92/120)^{1.862} (1/6.07)^{4.8655}$$

$$H_f = 11.34 \text{ ft}$$

Pérdidas en la descarga:

Datos estimados de longitud de tubería y accesorios:

Diámetro interior de tubería de descarga (6 in)	6.07 in
Altura estática de descarga	13.12 ft
Longitud de tubería de descarga	92.00 ft
Ocho codos	128.00 ft
Cuatro válvula de mariposa	80.00 ft
Evaporador	33.95 ft
Caudal	953.92 gpm
Factor de fricción (fierro galvanizado Anexo A12)	120

Determinamos la longitud equivalente en la descarga

$$L = 92.00 + 128.00 + 80.00 + 33.95 = 333.95 \text{ ft}$$

Reemplazando datos en la ecuación (16) de Hazen Williams:

$$H_f = (0.002083 * 333.95) (100 * 953.92/120)^{1.862} (1/6.07)^{4.8655}$$

$$H_f = 25.30 \text{ ft}$$

Reemplazando las pérdidas encontradas en ADT (ecuación 15):

$$\text{ADT} = (11.34 + 25.30) + (13.12 + 3.28) = 53.04 \text{ ft}$$

Con los datos encontrados seleccionamos de catálogo de bombas de agua (**Anexo A13**):

Marca	Vertiflo
Serie	1400
Tamaño	6 * 6 * 10"
Velocidad de giro	1,750 rpm
Diámetro del impulsor	9"

En el punto de operación tenemos:

ADT: 53.04 ft

Caudal: 953.92 gpm

Eficiencia: 70%

Cálculo de la potencia absorbida por la bomba (ecuación 17):

$$P = (1.02 * 953.92 * 53.04) / (3,960 * 0.70) = 18.62 \text{ HP}$$

NPSH del Sistema de circulación de agua de bodegas

Con los datos correspondientes para este sistema:

$$H_a = 33.9 \text{ ft (a nivel del mar Anexo A14)}$$

$$H_{vp} = 1.20 \text{ ft (a } 77 \text{ °F Anexo A14)}$$

$$H_{sg} = 3.28 \text{ ft}$$

$$H_{sf} = 11.34 \text{ ft}$$

Obtenemos el NPSH disponible de la ecuación (18):

$$NPSH_D = - 3.28 + 33.90 - 11.34 - 1.20 = 18.08 \text{ ft}$$

De la gráfica de comportamiento de la bomba Vertiflo (**Anexo A13**), obtenemos el NPSH requerido de 11 ft.

Finalmente podemos comprobar que el $NPSH_D$ de 18.08 ft de la instalación es mayor que el $NPSH_R$ de 11 ft de la bomba. Por tanto, el sistema funcionará correctamente.

5.4.4 Determinación del Sistema Hidráulico

A continuación se presentan los cálculos efectuados para seleccionar los equipos hidráulicos necesarios para el accionamiento del compresor y las bombas de agua del sistema RSW.

Cálculo del caudal requerido para mover el compresor de frío.

Como se demostrará posteriormente, para mover el compresor se requiere de una caja de transmisión de 2 entradas (para montar los motores hidráulicos) y 1 salida (para acoplar el compresor). De acuerdo a lo anotado, seleccionamos primero la caja de transmisión:

Selección de la Caja de Transmisión (Motores – Compresor)

Los motores hidráulicos se encuentran acoplados a una caja de transmisión de engranajes de ratio de 1:1 de dos entradas de potencia (ver plano No.6).

Del catálogo Marco Global (**Anexo A18**) seleccionamos la siguiente caja:

Marca	Marco Global
Modelo	DPG 28
Ratio	1:1
Máxima potencia de entrada	550 HP
Eficiencia mecánica de la caja	0.95

Considerando pérdidas mecánicas de la caja tendremos que la potencia de accionamiento necesaria será:

$$P = \text{BHP}/\eta \quad (20)$$

Donde:

P	Potencia requerida por el compresor (HP)
BHP	Potencia al freno (HP)
η	Eficiencia de la caja de transmisión

Para 230 TR de refrigeración, se obtiene por interpolación 222 HP del compresor 4512XL (**Anexo A04**) y considerando una eficiencia mecánica de la caja del 95%, la potencia a la entrada de la caja de transmisión según la ecuación (20) será:

$$P = 222/0.95 = 233.68 \text{ HP}$$

por tanto,

Para obtener el caudal requerido por la bomba hidráulica no apoyamos en el procedimiento y las formulas proporcionadas por el catálogo de bombas hidráulicas Denison (**Anexo A15**) y la siguiente nomenclatura:

T	Torque a vencer (lb-in)
P	Potencia requerida (HP)
n	Revoluciones del equipo (rpm)
Δ	Desplazamiento volumétrico (cu.in/rev)
p	Presión de trabajo (psi)
Q_T	Caudal teórico requerido (gpm)
Q_S	Caudal de perdidas (gpm)

- Con la potencia de 233.68 HP y 1,200 rpm, determinamos el Torque (T) del compresor:

$$T = (P * 63,025)/n \quad (21)$$

$$T = (233.68 * 63,025)/1,200 = 12,273.29 \text{ lb-in}$$

- Calculo del desplazamiento volumétrico (Δ) asumiendo una presión de trabajo de 2,700 psi:

$$\Delta = (2\pi * T)/p \quad (22)$$

$$\Delta = (2\pi * 12,273.29)/2,700 = 28.56 \text{ cu.in/rev}$$

- Como se puede apreciar en el cálculo anterior, el desplazamiento es bastante grande para que pueda trabajarse con un solo motor. Por lo tanto, seleccionaremos dos motores con desplazamiento volumétrico:

$$\Delta = 28.56/2 = 14.28 \text{ cu.in/rev}$$

A partir del $\Delta = 14.28 \text{ cu.in/rev}$, elegimos de la tabla de motores hidráulicos Parker (**Anexo A17**), el modelo con el $\Delta = 14.80 \text{ cu.in/rev}$ inmediato superior que corresponde a un F11-250 y $Q_s = 6.00 \text{ gpm}$ de fugas internas de operación.

Con el nuevo desplazamiento de $\Delta = 14.80 \text{ cu.in/rev}$ la presión quedó establecida en 2,605 psi

- Cálculo del flujo real para accionar los dos motores F11-250

$$Q = Q_T + Q_S = (\Delta * n)/231 + Q_S \quad (23)$$

$$Q = 2 * ((14.8 * 1,200)/231 + 6) = 165.77 \text{ gpm}$$

Cálculo del caudal requerido para accionar el motor de la bomba del condensador.

- Con la potencia de 16.20 HP y 1,750 rpm, determinamos el Torque (T) requerido por la bomba del condensador (ecuación 21):

$$T = (16.20 * 63,025)/1,750 = 583.37 \text{ lb-in}$$

- Calculo del desplazamiento volumétrico asumiendo una presión de trabajo de 1,500 psi: (ecuación 22):

$$\Delta = (2\pi * 583.37)/1,500 = 2.44 \text{ cu.in/rev}$$

Seleccionamos el motor Denison M4SC-043 con un desplazamiento de $\Delta = 2.84 \text{ cu.in/rev}$ (**Anexo A16**)

- La presión real de trabajo del motor M4SC-043 para el torque de 583.37 lb-in @ 1,750 rpm obtenemos: $p = 1,500 \text{ psi}$ (**Anexo A16**)
- La pérdida de flujo correspondiente del motor M4SC-043 a 1,500 psi y 115 SSU es de $Q_s = 2.5 \text{ gpm}$ (**Anexo A16**)

- Flujo real requerido por el motor M4SC-043 de $\Delta = 2.84$ cu.in/rev, a 1,750 rpm y $Q_s = 2.5$ gpm (ecuación 23)

$$Q = (2.84 * 1,750)/231 + 2.5 = 24.02 \text{ gpm}$$

Calculo del caudal requerido para accionar los motores de las bombas de recirculación de bodegas:

- Con la potencia de 18.62 HP y 1,750 rpm, determinamos el Torque (T) requerido por la bomba de recirculación de bodegas (ecuación 21):

$$T = (18.62 * 63,025)/1,750 = 670.48 \text{ lb-in}$$

- Con el torque de 670.48 lb-in calculamos el desplazamiento por bomba, asumiendo una presión de trabajo de 1,500 psi (ecuación 22):

$$\Delta = (2\pi * 670.48)/1,500 = 2.81 \text{ cu.in/rev}$$

Del catálogo de motores Denison seleccionamos el motor hidráulico M4SC-043 con desplazamiento de $\Delta = 2.84$ cu.in/rev (**Anexo 16**)

- La presión real de trabajo del motor M4SC-043 para el torque de 670.48 lb-in @ 1,750 rpm obtenemos: $p = 1,700$ psi (**Anexo 16**)

- La pérdida de flujo correspondiente del motor M4SC-043 a 1,700 psi y 115 SSU es de $Q_s = 3.0$ gpm
- Flujo real requerido por el motor M4SC-043 (ecuación 23)

$$Q = (2.84 * 1,750)/231 + 3.0 = 24.52 \text{ gpm}$$

Cuadro resumen de caudales requeridos:

Equipo a mover	Caudal	Motor	Can
Compresor de amoníaco	82.88 gpm	Parker F11-250	02
Bomba del condensador	24.02 gpm	Denison M4SC-043	01
Bombas de recirculación	24.52 gpm	Denison M4SC-043	03

Cálculos de caudales y potencias requeridas por las bombas hidráulicas

Como premisa, se utilizará tres bombas hidráulicas dobles para dar movimiento a seis motores hidraulicos a la vez, operando a las revoluciones del motor diesel de accionamiento, es decir 1,800 rpm.

Cálculo de la potencia requerida para accionar los motores hidráulicos del compresor.

Como el caudal de 165.77 gpm que requieren los motores hidráulicos del compresor es elevado será repartido en dos bombas, cada una de 82.88 gpm operando a 1,800 rpm

- Calculo del desplazamiento volumétrico (Δ) de la bomba hidráulica para 82.88 gpm a 1,800 rpm

$$\Delta = (231 * Q)/n \quad (24)$$

$$\Delta = (231 * 82.88)/1,800 = 10.64 \text{ cu.in/rev}$$

- En las tablas de bombas Denison T6ED ubicamos $\Delta = 12.0 \text{ cu.in/rev}$ correspondiente a un cartridge O62 (**Anexo A15**)

- Determinamos el caudal teórico que entrega cada cartridge (de la ecuación 24)

$$Q_T = (12.0 * 1,800)/231 = 93.51 \text{ gpm}$$

- La pérdida de flujo de la bomba para la presión de 2,605 psi es de 3.50 gpm (**Anexo A15**).
- El flujo real de entrega de la bomba será de: $93.51 - 3.50 = 90.01$ gpm mayor al flujo de 83 gpm requerido.
- La potencia teórica que requiere la bomba para 93.51 gpm a 2,605.25 psi es de:

$$P_T = (Q * p)/1,714 \tag{25}$$

$$P_T = (93.51 * 2,605)/1,714 = 142.11 \text{ HP}$$

- La pérdida de potencia para 2,605 psi es de 5.10 HP (**Anexo A15**)
- Potencia real requerida: $142.11 + 5.10 = 147.21 \text{ HP}$

Cálculo de la potencia requerida para accionar el motor hidráulico de la bomba del condensador.

- Cálculo del desplazamiento volumétrico (Δ) de la bomba hidráulica para 24.02 gpm a 1,800 rpm (ecuación 24)

$$\Delta = (231 * 24.02)/1,800 = 3.08 \text{ cu.in/rev}$$

- Seleccionamos de la bomba Denison T6DC el desplazamiento volumétrico $\Delta = 3.56 \text{ cu.in/rev}$ correspondiente a un cartridge B17 (**Anexo A15**)

- Determinamos el caudal teórico que entrega la bomba para 3.56 cu.in/rev y 1,800 rpm (ecuación 24)

$$Q_T = (3.56 * 1,800)/231 = 27.74 \text{ gpm}$$

- La pérdida de flujo de la bomba T6DC, posición P2, presión de 1,500 psi y 115 SSU es de 1.20 gpm (**Anexo A15**).

- El flujo real de entrega de la bomba será de: $27.74 - 1.20 = 26.54 \text{ gpm}$, mayor al flujo de 24.02 gpm requerido.

- La potencia teórica que requiere la bomba T6DC a 27.74 gpm y 1,500 psi es (ecuación 25):

$$P_T = (27.74 * 1,500)/1,714 = 24.28 \text{ HP}$$

- La pérdida de potencia para la bomba T6DC, posición P2, 1,800 rpm y 1,500 psi es de 2.40 HP (**Anexo A15**)
- Potencia real requerida: $24.28 + 2.40 = 26.68 \text{ HP}$

Cálculo de la potencia requerida para accionar los motores hidráulicos de las bombas de recirculación.

- Cálculo del desplazamiento volumétrico (Δ) de la bomba hidráulica para 24.52 gpm a 1,800 rpm (ecuación 24)

$$\Delta = (231 * 24.52)/1,800 = 3.15 \text{ cu.in/rev}$$

- Seleccionamos de la bomba Denison T6DC el desplazamiento volumétrico $\Delta = 3.56 \text{ cu.in/rev}$ correspondiente a un cartridge B17 (**Anexo A15**)
- Determinamos el caudal teórico que entrega la bomba para 3.56 cu.in/rev y 1,800 rpm (ecuación 24)

$$Q_T = (3.56 * 1,800)/231 = 27.74 \text{ gpm}$$

- La pérdida de flujo de la bomba T6DC, posición P1, para la presión de 1,700 psi y 115 SSU es de 2.00 gpm (**Anexo A15**).
- El flujo real de entrega de la bomba será de: $27.74 - 2.00 = 25.74$ gpm, mayor al flujo de 24.52 gpm requerido.
- La potencia teórica que requiere la bomba para 27.74 gpm y 1,700 psi es (ecuación 25):

$$P_T = (27.74 * 1,700)/1,714 = 27.51 \text{ HP}$$

- La pérdida de potencia para la bomba T6DC, posición P1, 1,700 psi, y 1,800 rpm es de 3.0 HP (**Anexo A15**)
- Potencia real requerida: $27.51 + 3.00 = 30.51 \text{ HP}$

Cuadro resumen de cálculos hidráulicos

Equipo a mover	HP	Bomba Denison	Can
Motores de Compresor (02)	147.21	T6ED-O62-B17	02
Motores de Bomba de Circulación (02)	30.51		
Motor de Bomba de Circulación (01)	30.51	T6DC-B17-B17	01
Motor de Bomba de Condensador (01)	26.68		

Potencia hidráulica total requerida

Del cuadro de resultados se obtiene:

$$P = 2 * (147.21 + 30.51) + 30.51 + 26.68 = 412.63 \text{ HP}$$

5.4.5 Determinación del Equipo Motriz

En este capítulo se selecciona los equipos que transmitirán la energía mecánica hacia los equipos hidráulicos como son: el motor de combustión interna y la caja de transmisión.

Selección de la Caja de Transmisión (Motor diesel – bombas)

Las bombas hidráulicas se encuentran acopladas a una caja de transmisión de engranajes de ratio de 1:1 con 3 salidas de potencia.

Del catálogo Marco Global (**Anexo A18**) seleccionamos la siguiente caja:

Marca	Marco Global
Modelo	DPG 38
Ratio	1:1
Máxima potencia de entrada	525 HP
Eficiencia mecánica de la caja	0.95

Selección del Motor de Combustión Interna

La potencia de accionamiento queda definida por la relación entre la potencia requerida por el sistema de bombeo y la eficiencia de la caja de transmisión que mueve las bombas hidráulicas:

$$P_{ACC} = P_{REQ}/\eta \quad (26)$$

$$P_{ACC} = 412.63/0.95 = 434.35 \text{ HP}$$

Del catálogo de motores diesel Caterpillar (**Anexo A19**) para uso marino seleccionamos:

Marca	Caterpillar
Modelo	3408C
Rating Level	A
Revoluciones	1,800 rpm
Potencia	339 kW (455 BHP)
Consumo combustible	22.9 gph

6. ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO DEL PROYECTO DE IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA RSW

Para el presente análisis económico se tomó en cuenta los siguientes rubros:

6.1 Costo del Proyecto

El resumen de costos de los principales equipos y materiales del proyecto para refrigerar una embarcación de 490 m³ se lista en el **Anexo A20**:

Cuadro No. 8

Descripción	USD
Equipo de refrigeración	229,505.00
Válvulas para colectores y control	32,875.15
Doble forro de bodegas	64,410.00
Aislamiento de bodegas	32,836.00
Montaje electromecánico	18,850.00
Fabricación e instalación de colector de distribución	10,385.00
Fabricación e instalación de tuberías en sala de maquinas	5,487.00
Instalación de panel de válvulas de control	3,415.00
Fabricación e instalación de tuberías en bodegas	6,948.00
	404,711.15

Fuente: Propia

6.2 Estimación Anual de Ventas

Tomando como datos la información del precio de venta (Austral 1997) del pescado refrigerado de 120.00 \$/TM y del pescado sin refrigerar de 90.00 \$/TM, calculamos los ingresos anuales para cada caso:

6.2.1 Ingreso por Venta de Pescado Refrigerado

Con la pesca refrigerada la capacidad de bodega de la embarcación se ve reducida por el volumen de agua que se va a refrigerar.

Capacidad de bodega: 490.00 m³

Volumen de agua de refrigeración: 126.00 m³

Factor de estiba: 0.91 TM/m³

Tiempo de pesca anual: 150 días

Factor de imprevistos: 0.7

Tiempo requerido para el llenado de bodega: 3 días

Captura anual de pesca refrigerada:

$$(490.00 - 126.00) * 0.91 * 150 * 0.7 / 3 = 11,593.40 \text{ TM}$$

Ingreso anual por ventas de pesca refrigerada:

$$11,593.40 \text{ TM} * 120 \text{ \$/TM} = \$ 1'391,208.00$$

6.2.2 Ingreso por Venta de Pescado sin Refrigerar

La capacidad de la bodega es mayor cuando la embarcación opera para la pesca a granel porque no necesita agua de refrigeración que reduce el volumen original de bodegas.

Capacidad de bodega: 490 m³

Factor de estiba: 0.91 TM/m³

Tiempo de pesca anual: 150 días

Factor de imprevistos: 0.7

Tiempo requerido para el llenado de bodega: 4 días

Captura anual de pesca sin refrigerar:

$$(490.00 * 0.91 * 150 * 0.7) / 4 = 11,704.88 \text{ TM}$$

Ingreso anual por ventas de pesca sin refrigerar:

$$11,704.88 \text{ TM} * 90.00 \text{ \$/TM} = \$ 1,053,438.75$$

6.3 Costo de Participación de Pesca

6.3.1 Bonificación por Pesca Refrigerada

Del total de ingresos deducimos el 8% del 22.5% del precio de la harina (440.00 \$/TM) por bonificación de producción para la tripulación:

Bonificación anual de tripulación por pesca refrigerada:

$$0.08 * 0.225 * 440.00 * 11,593.40 = \$ 91,819.73$$

Beneficios laborales que asume el empleador (55% del salario que percibe el trabajador):

$$91,819.73 * 0.55 = \$ 50,500.85$$

6.3.2 Bonificación por Pesca sin Refrigerar

De la captura anual se deduce el 8% del 18% del precio de la harina (440.00 \$/TM) por bonificación de producción para la tripulación:

Bonificación anual de tripulación por pesca sin refrigerar

$$0.08 * 0.18 * 440.00 * 11,704.88 \text{ TM} = \$ 74,162.09$$

Beneficios laborales que asume el empleador (55% del salario que percibe el trabajador):

$$74,162.09 * 0.55 = \$ 40,789.15$$

6.4 Costo de Operación del Sistema RSW

6.4.1 Mano de Obra Calificada

Aquí consideramos el salario mensual (\$ 200.00) del personal involucrado en el mantenimiento del sistema del proyecto y los beneficios laborales (55% del salario). Obtenemos al año:

$$12 * 200.00 * 1.55 = \$ 3,700.00$$

6.4.2 Repuestos por Mantenimiento

Consideramos un gasto en repuestos por mantenimiento de aproximadamente \$ 1,000 por año y de \$ 10,000 por reparación general cada cinco años

6.4.3 Combustible.-

Considerando los siguientes datos:

Consumo motor diesel 3408C (Anexo 19)	22.9 gal/hr
Horas de operación diaria	12.0 hr
Días de operación anuales	150 días
Precio de combustible	1,35 \$/gal

Costo anual por combustible será:

$$22.9 * 12 * 150 * 1,35 = \$ 77,905.80$$

6.5 Depreciación.-

Considerando el costo de fabricación del proyecto igual a \$ 404,711.15 (Cuadro No. 8). Se calcula la depreciación de la planta de frío, considerando 10 años de vida útil, por lo tanto la depreciación anual será la siguiente:

$$404,711.15 / 10 = \$ 40,471.12$$

Al final de cada año, en el balance general de costos que genere la planta se hará una reserva contable de \$ 40,471.12 que se irá acumulando por espacio de 10 años que no participa como egreso en el flujo de caja, sin embargo, sirve como descuento para el cálculo del impuesto la renta.

6.6 Cálculo del Valor Actual Neto

Para un horizonte del Proyecto de 10 años, elaboramos el cuadro de Flujo de Caja Económico Financiero (**Anexo 21**) de una situación con proyecto y sin proyecto para obtener el VAN y el TIR que evalúan la viabilidad del proyecto.

Es importante anotar que, en dicho cuadro, el valor total de ingresos, los costos por participación de pesca y los beneficios salariales corresponden a las diferencias económicas de una situación con proyecto y sin proyecto como se muestra a continuación:

Diferencia de ingresos por ventas:

$$1'391,208.00 - 1'053,438.75 = \$ 337,769.25$$

Diferencia de participación de pesca:

$$91,819.73 - 74,162.09 = \$ 17,657.64$$

Diferencia de beneficios salariales por participación de pesca considerando 55% de la remuneración:

$$17,657.64 * 0.55 = \$ 9,711.70$$

Diferencia de impuesto a la renta considerando 30% de la utilidad antes de impuestos:

$$187,302.99 * 0.30 = \$ 56,190.90$$

La amortización anual fija para un periodo de 10 años corresponde a:

$$404,711.15/10 = \$ 40,471.12$$

Los gastos financieros se determinan aplicando la tasa de interés del 10% al saldo deudor del año correspondiente (**Anexo 21**).

Como resultado de la Evaluación Económica Financiera (**Anexo 21**), y aplicando una tasa de descuento del 12%, obtenemos el VAN = \$ 183,175.36 y el TIR = 21.59% que nos indica que el proyecto es perfectamente viable.

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

1. El sistema RSW como método de refrigeración indirecta evita el riesgo de contaminación del pescado de bodegas con el amoníaco en el caso de existencia de fugas en las tuberías de refrigerante.
2. El sistema RSW permite las labores continuas de pesca aprovechando la capacidad total de las bodegas, sin el riesgo de la alteración del estado del producto durante el tiempo que se tome en llenar las bodegas.
3. EL refrigerante utilizado en el presente sistema RSW fue el amoníaco, recomendable por su alto efecto refrigerante para sistemas de alta capacidad.
4. El material de fabricación titanio, tanto para las tuberías de los evaporadores como para las placas del condensador provee a dichos equipos de un mayor tiempo de vida útil.
5. Las aplicaciones de la refrigeración al campo pesquero han derivado en la fabricación de embarcaciones de amplia capacidad.
6. La utilización de un sistema hidráulico para conseguir el accionamiento de todos los equipos rotativos del sistema RSW, brindan mayor confiabilidad de operación respecto a los equipos accionados eléctricamente.

7. El empleo de equipamiento hidráulico permitió una reducción notable del volumen de los equipos y mayor aprovechamiento de los espacios en la sala de máquinas de la embarcación.

7.1 Recomendaciones

1. La operación de todo sistema de refrigeración debe ser realizado por personal previamente capacitado para obtener resultados satisfactorios y evitar accidentes.
2. Cuando se desee refrigerar la anchoveta (especie de menor tamaño que la sardina jurel o caballa) es necesario adaptar los sistemas desaguadores con mallas de menor dimensión para evitar que los peces se pasen por los agujeros de los desaguadores hacia las tuberías de circulación de agua, obstruyendo así el sistema.
3. Considerar siempre que el pescado debe ingresar a las bodegas de agua fría en perfectas condiciones, por cuanto la refrigeración no conserva el pescado maltratado o en proceso de descomposición. Evitar por tanto, utilizar explosivos durante la faena de pesca (esta acción destroza gran parte de la pesca) o la pesca sobrante "regalada" de otra embarcación (normalmente la pesca regalada es pescado muerto en inicios de descomposición)
4. Para conservar la calidad de la pesca, evitar la putrefacción de la sanguaza (mezcla de agua y sangre), sub-producto natural de la

pesca a granel. Por tanto, es importante para este fin el cambio de agua de bodegas durante el proceso de enfriamiento del producto .

5. La descarga del pescado hacia las plantas debe realizarse con la utilización de agua fría para mantener la baja temperatura alcanzada del producto.
6. La limpieza de las bodegas, luego de la descarga del pescado y salida a una nueva faena de pesca, es un factor importante para conservar la calidad del nuevo producto y evitar que se contamine con los residuos de la pesca anterior.

8. BIBLIOGRAFIA

Heat and Mass Transfer

Yunus A. Cengel

2007

Pipe Handbook

Mohinder Nayyar

2000

Handbook of Air Conditioning and Refrigeration

Shan K. Wang

2000

Fundamentals Handbook

ASHRAE

1997

Documento Técnico de Pesca N° 331.

FAO

1994

Tuna Handling and Refrigeration on Purse Seiners

Frank D. Burns

1985

Principios de Refrigeración

Roy J. Dossat

1980

Net Positive Suction Head

Grundfos White Paper

Steve Wilson

9. ANEXOS Y PLANOS

Anexo 01: Properties of liquid and saturates vapor R717

Anexo 02: Suction, Discharge, and Liquid Line Capacities in Tons R717

Anexo 03: Valve Losses in Equivalent Feet of Pipe

Anexo 04: Compressor Vilter 450XL

Anexo 05: Semi-welded Plate Heat Exchanger Alfa Laval M10BW

Anexo 06: Flooded Chiller Thermofluid ZFC

Anexo 07: Adiabatic Efficiency – Reciprocating Compressor

Anexo 08: Diagrama Presión-Entalpia Isentropico y Real del Sistema

Anexo 09: Hand Expansion Valve Hansen RS

Anexo 10: Steel Pipe Based on ASTM A53 Grade B

Anexo 11: Equivalent Length of Fittings

Anexo 12: Hazen-Williams Roughness Coefficient (C) Value

Anexo 13: Performance Curve Vertiflo Pump 1400 Series

Anexo 14: Presión Atmosférica vs Altitud

Anexo 15: Vane Pump Denison T6

Anexo 16: Vane Motor Denison M4SC

Anexo 17: Hydraulic Motor Parker F11

Anexo 18: Hydraulic Pump Drive Marco Global

Anexo 19: Marine Engine Caterpillar 3408C

Anexo 20: Costos Equipamiento Sistema RSW

Anexo 21: Análisis Económico Financiero

Plano No.1: Disposición General

Plano No.2: Circuito de Refrigerante

Plano No.3: Circuito de Agua de Mar

Plano No.4: Circuito Hidráulico

Plano No.5: Ensamble Motor, Caja y Bombas Hidráulicos

Plano No.6: Ensamble Compresor, Caja y Motores Hidráulicos

TABLE 17 . . . PROPERTIES OF LIQUID AND SATURATED VAPOR (continued)

TEMP F	PRESSURE lb per sq in		VOLUME cu ft per lb		DENSITY lb per cu ft		ENTHALPY** Btu per lb			ENTROPY** Btu per (lb) (°R)		TEMP F
	Absolute P	Gage P	Liquid v _f	Vapor v _g	Liquid l/v _f	Vapor l/v _g	Liquid h _f	Latent h _{fg}	Vapor h _g	Liquid s _f	Vapor s _g	
20	48.21	33.5	0.02474	5.910	40.43	0.1892	64.7	553.1	617.8	0.1437	1.2969	20
21	49.28	34.6	.02477	5.789	40.38	.1728	65.8	552.2	618.0	.1460	1.2951	21
22	50.36	35.7	.02480	5.671	40.34	.1763	66.9	551.4	618.3	.1483	1.2933	22
23	51.47	36.8	.02483	5.556	40.29	.1800	68.0	550.6	618.6	.1505	1.2915	23
24	52.59	37.9	.02485	5.443	40.25	.1837	69.1	549.8	618.9	.1528	1.2897	24
25	53.73	39.0	0.02488	5.334	40.20	0.1875	70.2	548.9	619.1	0.1551	1.2879	25
26	54.90	40.2	.02491	5.227	40.15	.1913	71.3	548.1	619.4	.1573	1.2861	26
27	56.08	41.4	.02494	5.123	40.11	.1952	72.4	547.3	619.7	.1596	1.2843	27
28	57.28	42.6	.02497	5.021	40.06	.1992	73.5	546.4	619.9	.1618	1.2825	28
29	58.50	43.8	.02500	4.922	40.01	.2032	74.6	545.6	620.2	.1641	1.2808	29
30	59.74	45.0	0.02503	4.825	39.96	0.2073	75.7	544.8	620.5	0.1663	1.2790	30
31	61.00	46.3	.02506	4.730	39.92	.2114	76.8	543.9	620.7	.1686	1.2773	31
32	62.29	47.6	.02509	4.637	39.87	.2156	77.9	543.1	621.0	.1708	1.2755	32
33	63.59	48.9	.02512	4.547	39.82	.2199	79.0	542.2	621.2	.1730	1.2738	33
34	64.91	50.2	.02515	4.459	39.77	.2243	80.1	541.4	621.5	.1753	1.2721	34
35	66.26	51.6	0.02518	4.373	39.72	0.2287	81.2	540.5	621.7	0.1775	1.2704	35
36	67.63	52.9	.02521	4.289	39.68	.2332	82.3	539.7	622.0	.1797	1.2686	36
37	69.02	54.3	.02524	4.207	39.63	.2377	83.4	538.8	622.2	.1819	1.2669	37
38	70.43	55.7	.02527	4.126	39.59	.2423	84.6	537.9	622.5	.1841	1.2652	38
39	71.87	57.2	.02530	4.048	39.54	.2470	85.7	537.0	622.7	.1863	1.2635	39
40	73.32	58.6	0.02533	3.971	39.49	0.2518	86.8	536.2	623.0	0.1885	1.2618	40
41	74.80	60.1	.02536	3.897	39.44	.2566	87.9	535.3	623.2	.1908	1.2602	41
42	76.31	61.6	.02539	3.823	39.39	.2616	89.0	534.4	623.4	.1930	1.2585	42
43	77.83	63.1	.02542	3.752	39.34	.2665	90.1	533.6	623.7	.1952	1.2568	43
44	79.38	64.7	.02545	3.682	39.29	.2716	91.2	532.7	623.9	.1974	1.2552	44
45	80.96	66.3	0.02548	3.614	39.24	0.2767	92.3	531.8	624.1	0.1996	1.2535	45
46	82.55	67.9	.02551	3.547	39.20	.2819	93.5	530.9	624.4	.2018	1.2519	46
47	84.18	69.5	.02554	3.481	39.15	.2872	94.6	530.0	624.6	.2040	1.2502	47
48	85.82	71.1	.02557	3.418	39.10	.2926	95.7	529.1	624.8	.2062	1.2486	48
49	87.49	72.8	.02560	3.355	39.05	.2981	96.8	528.2	625.0	.2083	1.2469	49
50	89.19	74.5	0.02564	3.294	39.00	0.3036	97.9	527.3	625.2	0.2105	1.2453	50
51	90.91	76.2	.02567	3.234	38.95	.3092	99.1	526.4	625.5	.2127	1.2437	51
52	92.66	78.0	.02570	3.176	38.90	.3149	100.2	525.5	625.7	.2149	1.2421	52
53	94.43	79.7	.02574	3.119	38.85	.3207	101.3	524.6	625.9	.2171	1.2405	53
54	96.23	81.5	.02577	3.063	38.80	.3265	102.4	523.7	626.1	.2192	1.2389	54
55	98.06	83.4	0.02581	3.008	38.75	0.3325	103.5	522.8	626.3	0.2214	1.2373	55
56	99.91	85.2	.02584	2.954	38.70	.3385	104.7	521.8	626.5	.2236	1.2357	56
57	101.8	87.1	.02587	2.902	38.65	.3446	105.8	520.9	626.7	.2257	1.2341	57
58	103.7	89.0	.02590	2.851	38.60	.3508	106.9	520.0	626.9	.2279	1.2325	58
59	105.6	90.9	.02594	2.800	38.55	.3571	108.1	519.0	627.1	.2301	1.2310	59
60	107.6	92.9	0.02597	2.751	38.50	0.3635	109.2	518.1	627.3	0.2322	1.2294	60
61	109.6	94.9	.02600	2.703	38.45	.3700	110.3	517.2	627.5	.2344	1.2278	61
62	111.6	96.9	.02604	2.656	38.40	.3765	111.5	516.2	627.7	.2365	1.2262	62
63	113.6	98.9	.02607	2.610	38.35	.3832	112.6	515.3	627.9	.2387	1.2247	63
64	115.7	101.0	.02611	2.565	38.30	.3899	113.7	514.3	628.0	.2408	1.2231	64
65	117.8	103.1	0.02614	2.520	38.25	0.3968	114.8	513.4	628.2	0.2430	1.2216	65
66	120.0	105.3	.02618	2.477	38.20	.4037	116.0	512.4	628.4	.2451	1.2201	66
67	122.1	107.4	.02621	2.435	38.15	.4108	117.1	511.5	628.6	.2473	1.2186	67
68	124.3	109.6	.02625	2.393	38.10	.4179	118.3	510.5	628.8	.2494	1.2170	68
69	126.5	111.8	.02628	2.352	38.05	.4251	119.4	509.5	628.9	.2515	1.2155	69
70	128.8	114.1	0.02632	2.312	38.00	0.4325	120.5	508.6	629.1	0.2537	1.2140	70
71	131.1	116.4	.02636	2.273	37.95	.4399	121.7	507.6	629.3	.2558	1.2125	71
72	133.4	118.7	.02639	2.235	37.90	.4474	122.8	506.6	629.4	.2579	1.2110	72
73	135.7	121.0	.02643	2.197	37.85	.4551	124.0	505.6	629.6	.2601	1.2095	73
74	138.1	123.4	.02647	2.161	37.79	.4628	125.1	504.7	629.8	.2622	1.2080	74
75	140.5	125.8	0.02650	2.125	37.74	0.4707	126.2	503.7	629.9	0.2643	1.2065	75
76	143.0	128.3	.02654	2.089	37.69	.4786	127.4	502.7	630.1	.2664	1.2050	76
77	145.4	130.7	.02657	2.055	37.64	.4867	128.5	501.7	630.2	.2685	1.2035	77
78	147.9	133.2	.02661	2.021	37.58	.4949	129.7	500.7	630.4	.2706	1.2020	78
79	150.3	135.8	.02665	1.988	37.53	.5031	130.8	499.7	630.5	.2728	1.2006	79
80	153.0	138.3	0.20668	1.955	37.48	0.5115	132.0	498.7	630.7	0.2749	1.1991	80
81	155.6	140.9	.02672	1.923	37.43	.5200	133.1	497.7	630.8	.2769	1.1976	81
82	158.3	143.6	.02676	1.892	37.37	.5287	134.3	496.7	631.0	.2791	1.1962	82
83	161.0	146.3	.02680	1.861	37.32	.5374	135.4	495.7	631.1	.2812	1.1947	83
84	163.7	149.0	.02683	1.831	37.26	0.5462	136.6	494.7	631.3	0.2833	1.1933	84

REFRIGERANT 717

TABLE 17 . . . PROPERTIES OF LIQUID AND SATURATED VAPOR (continued)

TEMP F	PRESSURE lb per sq in		VOLUME cu ft per lb		DENSITY lb per cu ft		ENTHALPY** Btu per lb			ENTROPY** Btu per (lb) (°R)		TEMP F
	t	Absolute P	Gage P	Liquid v _f	Vapor v _g	Liquid l/v _f	Vapor l/v _g	Liquid h _f	Latent h _{fg}	Vapor h _g	Liquid s _f	
85	166.4	151.7	0.02687	1.801	37.21	0.5552	137.8	493.6	631.4	0.2854	1.1918	85
86	169.2	154.5	.02691	1.772	37.16	.5643	138.9	492.6	631.5	.2875	1.1904	86
87	172.0	157.3	.02695	1.744	37.10	.5735	140.1	491.6	631.7	.2895	1.1889	87
88	174.8	160.1	.02699	1.716	37.05	.5828	141.2	490.6	631.8	.2917	1.1875	88
89	177.7	163.0	.02703	1.688	36.99	.5923	142.4	489.5	631.9	.2937	1.1860	89
90	180.6	165.9	0.02707	1.661	36.94	0.6019	143.5	488.5	632.0	0.2958	1.1846	90
91	183.6	168.9	.02711	1.635	36.89	.6116	144.7	487.4	632.1	.2979	1.1832	91
92	186.6	171.9	.02715	1.609	36.83	.6214	145.8	486.4	632.2	.3000	1.1818	92
93	189.6	174.9	.02719	1.584	36.78	.6314	147.0	485.3	632.3	.3021	1.1804	93
94	192.7	178.0	.02723	1.559	36.72	.6415	148.2	484.3	632.5	.3041	1.1789	94
95	195.8	181.1	0.02727	1.534	36.67	0.6517	149.4	483.2	632.6	0.3062	1.1775	95
96	198.9	184.2	.02731	1.510	36.62	.6620	150.5	482.1	632.6	.3083	1.1761	96
97	202.1	187.4	.02735	1.487	36.56	.6725	151.7	481.1	632.8	.3104	1.1747	97
98	205.3	190.6	.02739	1.464	36.51	.6832	152.9	480.0	632.9	.3125	1.1733	98
99	208.6	193.9	.02743	1.441	36.45	.6939	154.0	478.9	632.9	.3145	1.1719	99
100	211.9	197.2	0.02748	1.419	36.40	0.7048	155.2	477.8	633.0	0.3166	1.1705	100
101	215.2	200.5	.02752	1.397	36.34	.7159	156.4	476.7	633.1	.3187	1.1691	101
102	218.6	203.9	.02756	1.375	36.29	.7270	157.6	475.6	633.2	.3207	1.1677	102
103	222.0	207.3	.02760	1.354	36.23	.7384	158.7	474.6	633.3	.3228	1.1663	103
104	225.4	210.7	.02764	1.334	36.18	.7498	159.9	473.5	633.4	.3248	1.1649	104
105	228.9	214.2	0.02769	1.313	36.12	0.7615	161.1	472.3	633.4	0.3269	1.1635	105
106	232.5	217.8	.02773	1.293	36.07	.7732	162.3	471.2	633.5	.3289	1.1621	106
107	236.0	221.3	.02778	1.274	36.01	.7852	163.5	470.1	633.6	.3310	1.1607	107
108	239.7	225.0	.02782	1.254	35.96	.7972	164.6	469.0	633.6	.3330	1.1593	108
109	243.3	228.6	.02786	1.235	35.90	.8095	165.8	467.9	633.7	.3351	1.1580	109
110	247.0	232.3	0.02790	1.217	35.84	0.8219	167.0	466.7	633.7	0.3372	1.1566	110
111	250.8	236.1	.02794	1.198	35.79	.8344	168.2	465.6	633.8	.3392	1.1552	111
112	254.5	239.8	.02799	1.180	35.73	.8471	169.4	464.4	633.8	.3413	1.1538	112
113	258.4	243.7	.02804	1.163	35.67	.8600	170.6	463.3	633.9	.3433	1.1524	113
114	262.2	247.5	.02808	1.145	35.61	.8730	171.8	462.1	633.9	.3453	1.1510	114
115	266.2	251.5	0.02813	1.128	35.55	0.8862	173.0	460.9	633.9	0.3474	1.1497	115
116	270.1	255.4	.02817	1.112	35.50	.8996	174.2	459.8	634.0	.3495	1.1483	116
117	274.1	259.4	.02822	1.095	35.44	.9132	175.4	458.6	634.0	.3515	1.1469	117
118	278.2	263.5	.02826	1.079	35.38	.9269	176.6	457.4	634.0	.3535	1.1455	118
119	282.3	267.6	.02831	1.063	35.32	.9408	177.8	456.2	634.0	.3556	1.1441	119
120	286.4	271.7	0.02836	1.047	35.26	0.9549	179.0	455.0	634.0	0.3576	1.1427	120
121	290.6	275.9	.02840	1.032	35.20	.9692	180.2	453.8	634.0	.3597	1.1414	121
122	294.8	280.1	.02845	1.017	35.14	.9837	181.4	452.6	634.0	.3618	1.1400	122
123	299.1	284.4	.02850	1.002	35.08	.9983	182.6	451.4	634.0	.3638	1.1386	123
124	303.4	288.7	.02855	0.987	35.02	1.0132	183.9	450.1	634.0	.3659	1.1372	124
125	307.8	293.1	0.02860	0.973	34.96	1.028	185.1	448.9	634.0	0.3679	1.1358	125

TABLE 18 ... PROPERTIES OF SUPERHEATED VAPOR (continued)

Temp F	Abs Pressure 140.0 psi Gage Pressure 125.3 psi (Sat'n Temp 74.79 F)			Abs Pressure 145.0 psi Gage Pressure 130.3 psi (Sat'n Temp 76.83 F)			Abs Pressure 150.0 psi Gage Pressure 135.3 psi (Sat'n Temp 78.81 F)			Abs Pressure 160.0 psi Gage Pressure 145.3 psi (Sat'n Temp 82.64 F)		
	t	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h
(Sat'n)	(2.132)	(629.9)	(1.2068)	(2.061)	(630.2)	(1.2038)	(1.994)	(630.5)	(1.2009)	(1.872)	(631.1)	(1.1952)
80	2.166	633.8	1.2140	2.080	632.6	1.2082	2.001	631.4	1.2025
90	2.228	640.9	.2272	2.141	639.9	.2216	2.061	638.8	.2161	1.914	636.6	1.2055
100	2.288	647.8	1.2396	2.200	646.9	1.2342	2.118	645.9	1.2289	1.989	643.9	1.2186
110	2.347	654.5	.2515	2.257	653.6	.2462	2.174	652.8	.2410	2.023	651.0	.2311
120	2.404	661.1	.2628	2.313	660.2	.2577	2.228	659.4	.2526	2.075	657.8	.2429
130	2.460	667.4	.2738	2.368	666.7	.2687	2.281	665.9	.2638	2.125	664.4	.2542
140	2.515	673.7	.2843	2.421	673.0	.2793	2.334	672.3	.2745	2.175	670.9	.2652
150	2.569	679.9	1.2945	2.474	679.2	1.2896	2.385	678.6	1.2849	2.224	677.2	1.2757
160	2.622	686.0	.3045	2.526	685.4	.2986	2.435	684.8	.2949	2.272	683.5	.2859
170	2.675	692.0	.3141	2.577	691.4	.3093	2.485	690.9	.3047	2.319	689.7	.2958
180	2.727	698.0	.3236	2.627	697.5	.3188	2.534	696.9	.3142	2.365	695.8	.3054
190	2.779	704.0	.3328	2.677	703.4	.3281	2.583	702.9	.3236	2.411	701.9	.3148
200	2.830	709.9	1.3418	2.727	709.4	1.3372	2.631	708.9	1.3327	2.457	707.9	1.3240
210	2.880	715.8	.3507	2.776	715.3	.3461	2.679	714.8	.3416	2.502	713.9	.3331
220	2.931	721.6	.3594	2.825	721.2	.3548	2.726	720.7	.3504	2.547	719.9	.3419
230	2.981	727.5	.3679	2.873	727.1	.3634	2.773	726.6	.3590	2.591	725.8	.3506
240	3.030	733.3	.3763	2.921	732.9	.3718	2.820	732.5	.3675	2.635	731.7	.3591
250	3.080	739.2	1.3846	2.969	738.8	1.3801	2.866	738.4	1.3758	2.679	737.6	1.3675
260	3.129	745.0	.3928	3.017	744.6	.3883	2.912	744.3	.3840	2.723	743.5	.3757
270	3.179	750.8	.4008	3.064	750.5	.3964	2.958	750.1	.3921	2.766	749.4	.3838
280	3.227	756.7	.4088	3.111	756.3	.4043	3.004	756.0	.4001	2.809	755.3	.3919
290	3.275	762.5	.4166	3.158	762.2	.4122	3.049	761.8	.4079	2.852	761.2	.3998
300	3.323	768.3	1.4243	3.205	768.0	1.4199	3.095	767.7	1.4157	2.895	767.1	1.4076
320	3.420	780.0	1.4395	3.298	779.7	1.4352	3.185	779.4	.4310	2.980	778.9	.4229
340	3.274	791.2	1.4459	3.064	790.7	1.4379

Temp F	Abs Pressure 170.0 psi Gage Pressure 155.3 psi (Sat'n Temp 86.29 F)			Abs Pressure 180.0 psi Gage Pressure 165.3 psi (Sat'n Temp 89.78 F)			Abs Pressure 190.0 psi Gage Pressure 175.3 psi (Sat'n Temp 93.13 F)			Abs Pressure 200.0 psi Gage Pressure 185.3 psi (Sat'n Temp 96.34 F)		
	t	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h
(Sat'n)	(1.764)	(631.6)	(1.1900)	(1.667)	(632.0)	(1.1850)	(1.581)	(632.4)	(1.1802)	(1.502)	(632.7)	(1.1756)
90	1.784	634.4	1.1952	1.668	632.2	1.1853
100	1.837	641.9	1.2087	1.720	639.9	1.1992	1.615	637.8	1.1899	1.520	635.6	1.1809
110	1.889	649.1	.2215	1.770	647.3	.2123	1.663	645.4	.2034	1.567	643.4	.1947
120	1.939	656.1	.2336	1.818	654.4	.2247	1.710	652.6	.2160	1.612	650.9	.2077
130	1.988	662.8	.2452	1.865	661.3	.2364	1.755	659.7	.2281	1.656	658.1	.2200
140	2.035	669.4	.2563	1.910	668.0	.2477	1.799	666.5	.2396	1.698	665.0	.2317
150	2.081	675.9	1.2669	1.955	674.6	1.2586	1.842	673.2	1.2506	1.740	671.8	1.2429
160	2.127	682.3	.2773	1.999	681.0	.2691	1.884	679.7	.2612	1.780	678.4	.2537
170	2.172	688.5	.2873	2.042	687.3	.2792	1.925	686.1	.2715	1.820	684.9	.2641
180	2.216	694.7	.2971	2.084	693.6	.2891	1.966	692.5	.2815	1.859	691.3	.2742
190	2.260	700.8	.3066	2.126	699.8	.2987	2.005	698.7	.2912	1.897	697.7	.2840
200	2.303	706.9	1.3159	2.167	705.9	1.3081	2.045	704.9	1.3007	1.935	703.9	1.2935
210	2.346	713.0	.3249	2.208	712.0	.3172	2.084	711.1	.3099	1.972	710.1	.3029
220	2.389	719.0	.3338	2.248	718.1	.3262	2.123	717.2	.3189	2.009	716.3	.3120
230	2.431	724.9	.3426	2.288	724.1	.3350	2.161	723.2	.3278	2.046	722.4	.3209
240	2.473	730.9	.3512	2.328	730.1	.3436	2.199	729.3	.3365	2.082	728.4	.3296
250	2.514	736.8	1.3566	2.367	736.1	1.3521	2.236	735.3	1.3450	2.118	734.5	1.3382
260	2.555	742.8	.3679	2.407	742.0	.3605	2.274	741.3	.3534	2.154	740.5	.3467
270	2.596	748.7	.3761	2.446	748.0	.3687	2.311	747.3	.3617	2.189	746.5	.3550
280	2.637	754.6	.3841	2.484	753.9	.3768	2.348	753.2	.3698	2.225	752.5	.3631
290	2.678	760.5	.3921	2.523	759.9	.3847	2.384	759.2	.3778	2.260	758.5	.3712
300	2.718	766.4	1.3999	2.561	765.8	1.3926	2.421	765.2	1.3857	2.295	764.5	1.3791
320	2.798	778.3	.4153	2.637	777.7	.4081	2.493	777.1	.4012	2.364	776.5	.3947
340	2.878	790.1	1.4303	2.713	789.6	1.4231	2.565	789.0	1.4163	2.432	788.5	.4099
360	2.500	800.5	.4247
380	2.568	812.5	1.4392

TABLE C9.7 (IP) Suction, Discharge, and Liquid Line Capacities in Tons for Ammonia (Single- or High-Stage Applications)

Steel line size	Suction lines ($\Delta t = 1^\circ\text{F}/100\text{ ft}$)										Discharge lines $\Delta t = 1^\circ\text{F}$ $\Delta p = 2.95$	Steel line size	Liquid lines		
	Saturated suction temperature, $^\circ\text{F}$												Velocity 100 fpm	$\Delta p = 2.0\text{ psi}$	$\Delta t = 0.7^\circ\text{F}$
	-40	-20	0	20	40	60	80	100	120	140					
NPS	SCH	$\Delta p = 0.31$	$\Delta p = 0.49$	$\Delta p = 0.73$	$\Delta p = 1.06$	$\Delta p = 1.46$	$\Delta p = 1.95$	$\Delta p = 2.45$	$\Delta p = 2.95$	$\Delta p = 3.45$	IPS	SCH	Velocity	$\Delta p = 2.0\text{ psi}$	$\Delta t = 0.7^\circ\text{F}$
3/8	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3/8	80	8.6	12.1	—
1/2	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1/2	80	14.2	24.0	—
3/4	80	—	—	—	2.6	3.8	—	—	—	—	3/4	80	26.3	54.2	—
1	80	—	2.1	3.4	5.2	7.6	—	—	—	—	1	80	43.8	106.4	—
1 1/4	40	3.2	5.6	8.9	13.6	19.9	—	—	—	—	1 1/4	80	78.1	228.6	—
1 1/2	40	4.9	8.4	13.4	20.5	29.9	—	—	—	—	1 1/2	80	107.5	349.2	—
2	40	9.5	16.2	26.0	39.6	57.8	—	—	—	—	2	40	204.2	811.4	—
2 1/2	40	15.3	25.9	41.5	63.2	92.1	—	—	—	—	2 1/2	40	291.1	1292.6	—
3	40	27.1	46.1	73.5	111.9	163.0	—	—	—	—	3	40	449.6	2287.8	—
4	40	55.7	94.2	150.1	228.7	333.0	—	—	—	—	4	40	774.7	4662.1	—
5	40	101.1	170.4	271.1	412.4	600.9	—	—	—	—	5	40	—	—	—
6	40	164.0	276.4	439.2	667.5	971.6	—	—	—	—	6	40	—	—	—
8	40	337.2	566.8	901.1	1366.6	1989.4	—	—	—	—	8	40	—	—	—
10	40	611.6	1027.2	1634.3	2474.5	3598.0	—	—	—	—	10	40	—	—	—
12	ID	981.6	1644.5	2612.4	3963.5	5764.6	—	—	—	—	12	ID	—	—	—

C.478

Notes:
 1. Table capacities are in tons of refrigeration.
 Δp = pressure drop due to line friction, psi per 100 ft of equivalent line length
 Δt = corresponding change in saturation temperature, $^\circ\text{F}$ per 100 ft

2. Line capacity for other saturation temperatures Δt and equivalent lengths L_e

$$\text{Line capacity} = \text{Table capacity} \left(\frac{\text{Table } L_e}{\text{Actual } L_e} \times \frac{\text{Actual } \Delta t}{\text{Table } \Delta t} \right)^{0.81}$$

3. Saturation temperature Δt for other capacities and equivalent lengths L_e

$$\Delta t = \text{Table } \Delta t \left(\frac{\text{Actual } L_e}{\text{Table } L_e} \right) \left(\frac{\text{Actual capacity}}{\text{Table capacity}} \right)^{1.06}$$

4. Values in the table are based on 90°F condensing temperature. Multiply table capacities by the following factors for other condensing temperatures.

Condensing temperature, $^\circ\text{F}$	Suction lines	Discharge lines
70	1.05	0.78
80	1.02	0.89
90	1.00	1.00
100	0.98	1.11

5. Discharge and liquid line capacities are based on 20°F suction. Evaporator temperature is 0°F. The capacity is affected less than 3% when applied from -40 to +40°F extremes.

Pressure Loss in Valves and Fittings

Two methods are used for determining the pressure losses in valves and fittings. The most convenient one to use is the equivalent-length method, which expresses the flow resistance of valves and fittings in terms of length of the same size of pipe. Tables C9.10a, b, and c show equivalent lengths for valves and fittings. The total of the actual run of pipe plus the equivalent lengths for the valves and fittings gives the length used in the calculation of pressure loss.

The flow resistance of pipe and fittings can also be expressed in velocity heads k , where one velocity head is $k = f(L/D)$. This method is more complex, but it may be more accurate. In order to use this method, the length of pipe that has a resistance of one velocity head is determined so that the actual run of pipe can be expressed as a number of velocity heads (k). In order to accurately calculate the number of velocity heads in a length of pipe, the friction factor must either be calculated or determined from a Moody chart. To accurately estimate the number

TABLE C9.10a (IP) Valve Losses in Equivalent Feet of Pipe

Nominal pipe or tube size, in	Globe ^a	60° Wye	45° Wye	Angle ^a	Gate ^b	Swing check ^c	Lift check
3/8	17	8	6	6	0.6	5	Globe and vertical lift same as globe valve ^d
1/2	18	9	7	7	0.7	6	
3/4	22	11	9	9	0.9	8	
1	29	15	12	12	1.0	10	
1 1/4	28	20	15	15	1.5	14	
1 1/2	43	24	18	18	1.8	16	
2	55	30	24	24	2.3	20	
2 1/2	69	35	29	29	2.8	25	
3	84	43	35	35	3.2	30	
3 1/2	100	50	41	41	4.0	35	
4	120	58	47	47	4.5	40	Angle lift same as angle valve
5	140	71	58	58	6.0	50	
6	170	88	70	70	7.0	60	
8	220	115	85	85	9.0	80	
10	280	145	105	105	12.0	100	
12	320	165	130	130	13.0	120	
14	360	185	155	155	15.0	135	
16	410	210	180	180	17.0	150	
18	460	240	200	200	19.0	165	
20	520	275	235	235	22.0	200	
24	610	320	265	265	25.0	240	

Note: Losses are for valves in fully open position and with screwed, welded, flanged, or flared connections.

^a These losses do not apply to valves with needlepoint seats.

^b Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 6 in., check with manufacturer.

^c Losses also apply to the in-line, ball-type check valve.

^d For Y pattern globe lift check valve with seat approximately equal to the nominal pipe diameter, use values of 60° wye valve for loss.

TABLE C9.10b (IP) Fitting Losses in Equivalent Feet of Pipe (Screwed, Welded, Flanged, Flared, and Brazed Connections)

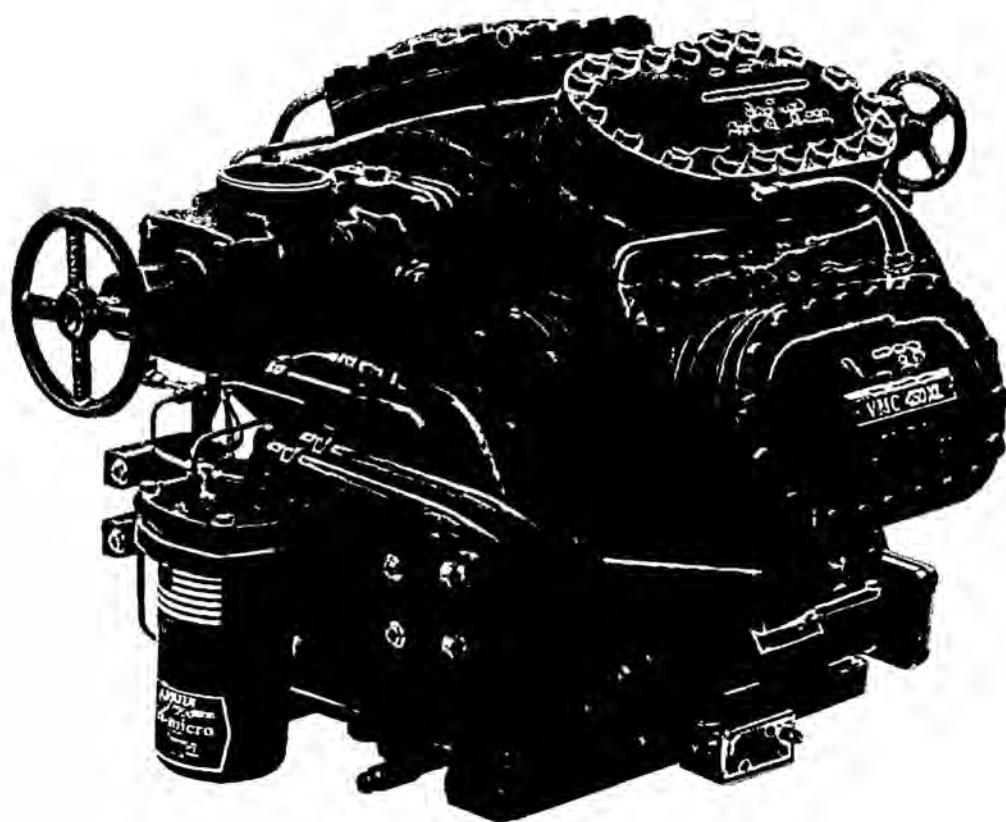
Nominal pipe or tube size, in	Smooth bend elbows						Smooth bend tees			
	90°		45°		180°		Flow-through branch	Straight-through flow		
	Std ^a	90° Street ^a	45° Std ^a	45° Street ^a	180° Std ^a	No reduction		Reduced 1/4	Reduced 1/2	
3/8	1.4	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4	
1/2	1.6	2.5	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6	
3/4	2.0	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0	
1	2.6	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.2	2.6	
1 1/4	3.3	5.6	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3	
1 1/2	4.0	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0	
2	5.0	8.2	2.6	4.5	8.2	10.0	3.3	4.7	5.0	
2 1/2	6.0	10.0	3.2	5.2	10.0	12.0	4.1	5.6	6.0	
3	7.5	12.0	4.0	6.4	12.0	15.0	5.0	7.0	7.5	
3 1/2	9.0	15.0	4.7	7.3	15.0	18.0	5.9	8.0	9.0	
4	10.0	17.0	5.2	8.5	17.0	21.0	6.7	9.0	10.0	
5	13.0	21.0	6.5	11.0	21.0	25.0	8.2	12.0	13.0	
6	16.0	25.0	7.9	13.0	25.0	30.0	10.0	14.0	16.0	
8	20.0	—	10.0	—	33.0	40.0	13.0	18.0	20.0	
10	25.0	—	13.0	—	42.0	50.0	16.0	23.0	25.0	
12	30.0	—	16.0	—	50.0	60.0	19.0	26.0	30.0	
14	34.0	—	18.0	—	55.0	68.0	23.0	30.0	34.0	
16	38.0	—	20.0	—	62.0	78.0	26.0	35.0	38.0	
18	42.0	—	23.0	—	70.0	85.0	29.0	40.0	42.0	
20	50.0	—	26.0	—	81.0	100.0	33.0	44.0	50.0	
24	60.0	—	30.0	—	94.0	115.0	40.0	50.0	60.0	

^a R/D approximately equal to 1.

^b R/D approximately equal to 1.5.

Vilter™ Compresor 450XL™

Para refrigeración industrial



VILTER™
Since 1867

*The World's Best Compressors™
For Industrial Refrigeration*

ANEXO 04


EMERSON.
Climate Technologies

General Specifications

The complete line of 450XL compressors is comprised of six models ranging from a nominal 25-ton 2-cylinder machine all the way to the high end of the scale – a nominal 200-ton 16-cylinder model. In-between are the 4, 6, 8 and 12-cylinder mid-size units. All 450XL compressors run at a maximum of 1200 RPM, and all are provided with built-in capacity reduction steps for economical operation at reduced loads. V-belt and direct-connected motor operation are also available throughout the entire range of 450XL models.

We've tried to make every inch count in designing the 450XL to fit into even the tightest space requirements. The 450XL is a machine that provides 50 cfm/cylinder, giving you maximum capacity in a minimum amount of space.

There's sure to be a 450XL model that's a perfect match to your refrigeration application.

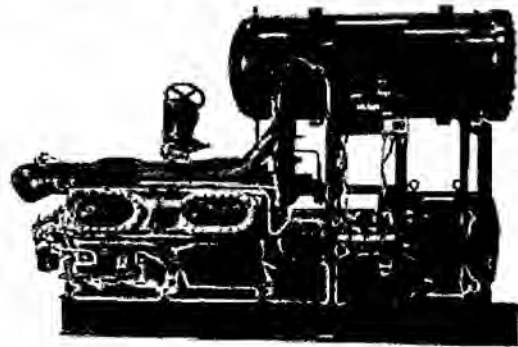
Engineering Specifications

The compressor shall have double shaft seal; double tapered, roller main shaft bearings;

Tri-Micro® oil filter and oil strainer that removes 95% of contaminants as small as 3 microns in size; dynamically and statically balanced heavy duty crankshaft of ductile iron, also shot-peened on 6, 8, 12 and 16-cylinder models; spring safety heads; die-forged, steel connecting rods with replaceable bearing halves; aluminum type heat treated pistons with three compression rings and one oil ring; piston operated suction valve lifters to unload the compressor for starting and to provide capacity control. The piston and connecting rods shall be assembled with a shrink-fit wrist pin for higher load carrying capabilities and superior wearing qualities.

The compressor(s) shall be equipped with the additional following standard equipment: crankcase oil thermometer and heater; oil filter pressure gauge with manual 3-way valve; oil failure switch; high and low pressure cutout; capacity control switches and unloader solenoid valves for _____ steps of capacity reduction; water or refrigerant cooled oil cooler; suction, discharge, and oil pressure gauges complete with Stedy-Mounts® and shut-off valves; ___ (water or refrigerant) cooled cylinder covers.

Compressor(s) shall come complete with structural steel base, and be driven by a ___ HP, _____ RPM, _____ volt, _____ phase _____ cycle motor with direct coupling and coupling guard, or V-belt drive with flywheel, belts and motor sheave for _____ RPM. Compressor(s) shall have a capacity of not less than _____ tons when operating at _____ °F (psig) suction temperature (pressure) and _____ psig (°F) condensing pressure (temperature). Compressors are to be manufactured by Vilter Manufacturing Corporation, Cudahy, Wisconsin, or equal as approved.



4512XL Direct Drive Recip Pak with Superseparator and VILTech Micro-Controller

General Dimensions

ITEM		452XL	454XL	456XL	458XL	4512XL	4516XL
Number of Cylinders		2	4	6	8	12	16
Maximum RPM		1200	1200	1200	1200	1200	1200
Bore & Stroke - In. (mm)		4½x4½ (114x114)	4½x4½ (114x114)	4½x4½ (114x114)	4½x4½ (114x114)	4½x4½ (114x114)	4½x4½ (114x114)
CFM @ Maximum RPM (m³/hr)		99.4(169)	199(338)	298(507)	398(676)	597(1014)	796(1352)
Tons(Kcal/hr x 10³) Refrigeration @ 95°F Condensing	R-717 (10°F)	24(73)	49(148)	73(221)	97(293)	146(442)	195(590)
	R-22 (20°F)	29(88)	59(178)	88(26)	117(354)	176(532)	235(711)
	R-290 (0°F)	16(48)	31(94)	47(142)	62(187)	94(284)	125(378)
Suction Connection - Inches (mm)		2½(64)	3(76)	4(102)	4(102)	5(127)	6(152)
Discharge Connection - Inches (mm)		2(51)	2½(64)	3(76)	3(76)	Two 3(76)	Two 3(76)
Unit Weight Less Motor - Lbs. (Kg.)		1900(862)	2700(1225)	3100(1406)	3400(1542)	5300(2404)	5800(2630)
Oil Charge - Gallons (Liters)		5(19)	7(27)	7(27)	7(27)	14(53)	14(53)
Standard Steps of Unloading (%)		0	50	33/66	24/50	33/66	25/50
Option 1 Steps of Unloading (%)		50	25/50/75	-	25/50/75	-	25/50/75
Option 2 Steps of Unloading (%)		100	50/100	33/66/100	25/50/75/100	33/66/100	25/50/75/100
Maximum Discharge Temp. - °F (°C)		300(149)	300(149)	300(149)	300(149)	300(149)	300(149)
Crankcase Oil Temp. Range - °F (°C)		110-130 (43-54)	110-130 (43-54)	110-130 (43-54)	110-130 (43-54)	110-130 (43-54)	110-130 (43-54)

Vilter reserves the right to make changes in design and specifications without notice.

CONDENSING Pressure (psig) and Corresponding Temperature (°F)		REFRIGERANT R717 (AMMONIA) VILTER 450XL <small>Since 1927</small> BASED ON 1200 RPM												
		COMPRESSOR MODEL												
		SUCTION		452XL		454XL		456XL		458XL		4512XL		4516XL
Temp. °F	Press. psig	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	
175# 93.0°	-10	9.0	13.3	27.7	26.7	53.0	40.0	77.9	53.2	103.9	80.1	155.9	106.9	208.1
	-5	12.2	15.8	29.6	31.6	56.6	47.4	83.2	63.0	110.9	94.8	166.5	126.5	222.2
	0	15.7	18.5	31.5	37.0	60.2	55.5	88.5	73.8	118.0	111.0	177.1	148.1	236.4
	5	19.6	21.4	33.2	42.9	63.4	64.3	93.2	85.5	124.3	128.7	186.5	171.7	248.9
	10	23.8	24.7	34.8	49.5	66.5	74.7	97.8	98.7	130.3	148.5	195.6	198.2	261.1
	15	28.4	28.5	36.2	57.1	69.3	85.6	101.9	113.9	135.8	171.2	203.8	228.6	272.1
	20	33.5	32.5	37.5	65.1	71.7	97.6	105.4	129.8	140.5	195.2	210.9	260.6	281.5
	25	39.0	36.9	38.6	74.0	73.8	110.9	108.5	147.6	144.7	221.9	217.1	296.2	289.7
	30	45.0	41.6	39.4	83.4	75.3	125.0	110.7	166.3	147.6	250.1	221.5	333.9	295.6
95° 181.1#	-10	9.0	13.1	28.0	26.3	53.5	39.4	78.7	52.4	104.9	78.9	157.3	105.3	210.0
	-5	12.2	15.6	29.9	31.2	57.1	46.8	83.9	62.2	111.9	93.6	167.9	124.9	224.2
	0	15.7	18.2	31.8	36.5	60.7	54.7	89.2	72.8	119.0	109.5	178.5	146.1	238.3
	5	19.6	21.1	33.5	42.3	64.0	63.4	94.1	84.4	125.4	126.9	188.2	169.3	251.3
	10	23.8	24.4	35.2	48.8	67.2	73.2	98.8	97.3	131.7	146.4	197.6	195.4	263.8
	15	28.4	28.1	36.7	56.4	70.2	84.5	103.2	112.5	137.6	169.1	206.5	225.8	275.6
	20	33.5	32.1	38.0	64.4	72.7	96.5	106.9	128.4	142.5	193.1	213.8	257.8	285.4
	25	39.0	36.6	39.2	73.4	75.0	110.0	110.3	146.4	147.0	220.1	220.6	293.8	294.5
	30	45.0	41.3	40.1	82.8	76.6	124.1	112.6	165.1	150.1	248.3	225.3	331.5	300.7
185# 96.2°	-10	9.0	13.0	28.1	26.0	53.8	39.0	79.1	51.8	105.5	78.0	158.2	104.1	211.2
	-5	12.2	15.4	30.0	30.9	57.4	46.3	84.4	61.6	112.5	92.7	168.8	123.7	225.4
	0	15.7	18.0	31.9	36.1	61.0	54.1	89.7	72.0	119.6	108.3	179.4	144.5	239.5
	5	19.6	20.9	33.6	41.9	64.3	62.8	94.5	83.6	126.0	125.7	189.1	167.7	252.4
	10	23.8	24.2	35.4	48.4	67.6	72.6	99.4	95.5	132.5	145.2	198.8	193.8	265.4
	15	28.4	27.9	37.0	56.0	70.7	83.9	103.9	111.7	138.6	167.9	207.9	224.2	277.6
	20	33.5	31.9	38.3	64.0	73.3	95.9	107.8	127.6	143.7	191.9	215.6	256.2	287.1
	25	39.0	36.4	39.6	73.0	75.7	109.4	111.3	145.6	148.4	218.9	222.6	292.2	297.2
	30	45.0	41.1	40.5	82.4	77.4	123.5	113.8	164.3	151.7	247.1	227.6	329.9	303.9
205# 102.3°	-5	12.2	14.6	31.0	29.3	59.2	43.9	87.0	58.4	116.0	87.9	174.1	117.3	232.4
	0	15.7	17.1	33.2	34.2	63.4	51.3	93.2	68.2	124.3	102.6	186.5	136.9	248.9
	5	19.6	20.1	35.2	40.2	67.3	60.3	98.9	80.2	131.9	120.6	197.9	160.9	264.2
	10	23.8	23.4	37.3	46.8	71.3	70.2	104.8	93.3	139.8	140.4	209.7	187.3	279.9
	15	28.4	27.1	39.2	54.3	74.9	81.4	110.1	108.3	146.8	162.9	220.3	217.4	294.1
	20	33.5	31.1	40.9	62.4	78.2	93.5	115.0	124.4	153.3	187.1	230.0	249.8	307.0
	25	39.0	35.5	42.5	71.2	81.3	106.7	119.5	142.0	159.4	213.5	239.1	285.0	319.2
	30	45.0	40.4	44.0	81.0	84.1	121.4	123.6	161.5	164.8	242.9	247.3	324.2	330.2
225# 108.0°	0	15.7	16.5	34.0	33.0	65.0	49.4	95.6	65.8	127.4	99.0	191.2	132.1	255.2
	5	19.6	19.2	36.5	38.4	69.7	57.6	102.5	76.6	136.6	115.2	205.0	153.7	273.6
	10	23.8	22.4	38.8	44.9	74.1	67.3	108.9	89.5	145.2	134.7	217.9	179.7	290.9
	15	28.4	26.1	41.0	52.2	78.3	78.3	115.1	104.1	153.5	156.6	230.3	209.0	307.4
	20	33.5	30.0	43.0	60.2	82.3	90.2	121.0	120.0	161.3	180.5	242.0	241.0	323.1
	25	39.0	34.6	45.0	69.3	86.0	103.9	126.4	138.2	168.6	207.8	252.9	277.4	337.6
	30	45.0	39.3	46.8	78.8	89.4	118.1	131.4	157.1	175.2	236.3	262.9	315.4	351.0
245# 113.3°	5	19.6	18.6	37.7	37.2	72.0	55.8	105.8	74.2	141.1	111.6	211.8	148.9	282.7
	10	23.8	21.7	40.2	43.5	76.9	65.2	113.0	86.7	150.7	130.5	226.2	174.1	301.9
	15	28.4	25.3	42.8	50.7	81.8	76.0	120.3	101.1	160.3	152.1	240.6	203.0	321.2
	20	33.5	29.2	45.0	58.5	86.1	87.7	126.6	116.7	168.8	175.4	253.2	234.2	338.0
	25	39.0	33.7	47.2	67.6	90.3	101.3	132.7	134.8	177.0	202.7	265.6	270.6	354.5
	30	45.0	38.4	49.1	77.0	93.9	115.4	138.0	153.5	184.0	230.9	276.2	308.2	368.7
265# 118.4°	10	23.8	21.0	41.4	42.0	79.2	63.0	116.4	83.8	155.2	126.0	232.9	168.1	310.9
	15	28.6	24.5	44.1	49.0	84.3	73.5	123.9	97.7	165.2	147.0	247.9	196.2	331.0
	20	33.5	28.4	46.7	57.0	89.2	85.4	131.1	113.7	174.8	170.9	262.3	228.2	350.7
	25	39.0	32.7	49.0	65.5	93.6	98.2	137.6	130.6	183.5	196.4	275.3	262.2	367.1
	30	45.0	37.5	50.9	75.2	97.4	112.7	143.2	150.0	190.9	225.5	286.5	301.0	382.4

Ratings above line for extrapolation only.



M10-BW

Semi-welded plate heat exchanger

Applications

Heating and cooling of aggressive media. Duties in refrigeration installations.

Standard design

The plate heat exchanger consists of a pack of corrugated metal plates with portholes for the passage of the two fluids between which heat transfer will take place.

The plate pack is assembled between a fix frame plate and a movable pressure plate and compressed by tightening bolts. The semi-welded plates combine the flexibility and serviceability of the gasketed heat exchangers with the assurance against leakage of the welded heat exchangers. In the plate arrangement, every other channel is welded, and every other channel is gasketed. The number of plates is determined by the flow rate, physical properties of the fluids, pressure drop and temperature program. The plate corrugations promote fluid turbulence and support the plates against differential pressure.

The semi-welded plate heat exchanger is provided with gaskets specifically designed to resist aggressive media. The non-aggressive media flows in the gasketed channels. This construction means that it can easily be dismantled, for example for exchanging gaskets or for inspection and cleaning of the gasketed channels.

Corrosion-resistant plate materials, the absence of pressure retaining welds, double gasket seals, and a flexible yet vibration resistant design - to assure long life and trouble free operation.

The frame plate and the pressure plate are suspended from an upper carrying bar and located by a lower guiding bar, both of which are fixed to a support column. Connections are located in the frame plate or, if either or both fluids make more than a single pass within the unit, in the frame and pressure plates.

Typical capacities

Liquid flow rate

Up to 50 kg/s (800 gpm), depending on media, permitted pressure drop and temperature program.

Refrigeration duties

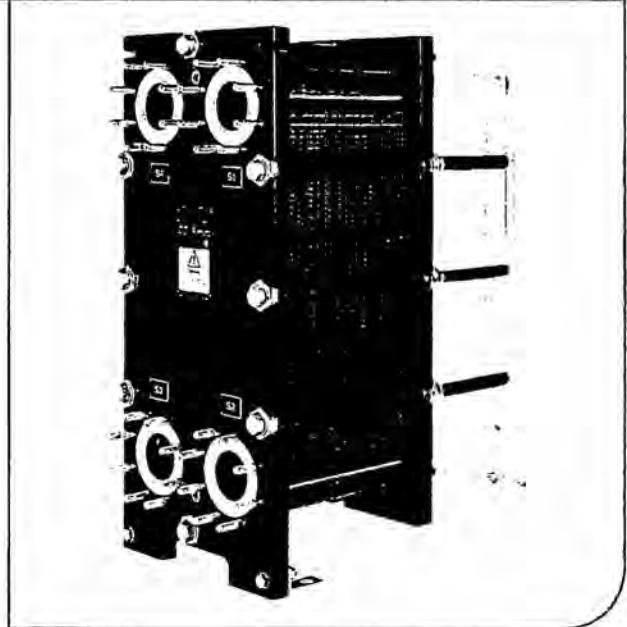
50-250 RT / 175-875 kW

Plate types

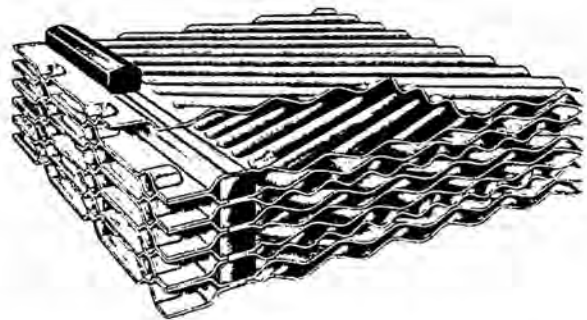
M10-BW

Frame types

FG, FD, FT, REF and FX



M10-BW



Cross section of a semi-welded plate heat exchanger

STANDARD MATERIALS

Frame plate

Mild steel, Epoxy painted

Nozzles

Metal lined: Stainless steel, Titanium, SMO, Alloy C276

Plates

Stainless steel: Alloy 304, Alloy 316, Titanium, Alloy 254 (SMO), Alloy C276

Gaskets

Field gaskets: Nitrile, EPDM, Chloroprene, Viton®, FEP/AL

Ring gaskets: Nitrile, EPDM, Chloroprene, Viton®, FEP/AL

Other grades and material available on request.

For refrigeration: Gasket design temperature range -45°C to 150°C

TECHNICAL DATA

Pressure vessel codes, PED, ASME, pvcALS™

Mechanical design pressure (g) / temperature

FG	pvcALS™	1.6 MPa / -50 to 180°C
FG	PED	1.6 MPa / -10 to 180°C
FG	ASME	150 psig / -54°F to 482°F
FD	pvcALS™	2.5 MPa / -50 to 180°C
FD	PED	2.5 MPa / -50 to 180°C
FD	ASME	300 psig / -54°F to 482°F
FDR	PED	2.5 MPa / -50 to 180°C
FT	PED	4.0 MPa / -50 to 180°C
FT	ASME	600 psig / -54°F to 482°F
REF	PED	2.5 MPa / -50 to 150°C
FX	PED	5.5 MPa / -50 to 150°C

Connections

FG	pvcALS™	100 mm	DIN PN16, ASME Cl. 150, JIS 16K
FG	PED	100 mm	DIN PN 16, ASME Cl. 150
FG	ASME	4"	ASME Cl. 150
FD	pvcALS™	100 mm	DIN PN25, ASME Cl. 150, JIS 20K
FD	PED	100 mm	DIN PN25, ASME Cl. 150
FD	ASME	4"	ASME Cl. 300
FT	PED	100 mm	DIN PN40, ASME Cl. 300
FT	ASME	4"	RLF
REF	PED	100 mm	DIN PN25
FX	PED	100 mm	DIN PN 16, PN25, PN63

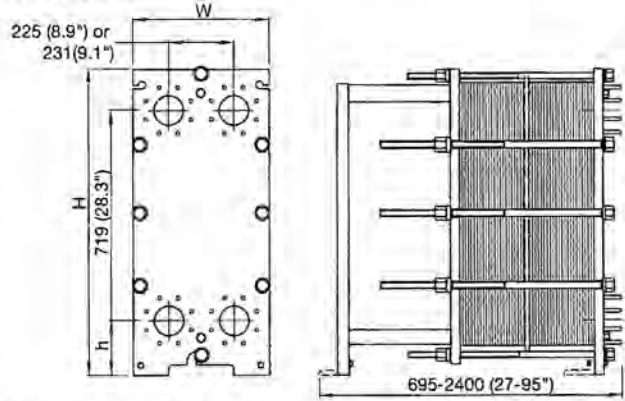
RLF in pressure plate: M10-FG, M10-FD, M10-FT/PED, M10-FX/PED

RLF = Rectangular loose flange

Working principle

Channels are formed between the plates and the corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels. The heat is transferred through the plate between the channels, and complete counter-current flow is created for highest possible efficiency. The corrugation of the plates provides the passage between the plates, supports each plate against the adjacent one and enhances the turbulence, resulting in efficient heat transfer.

Dimensions



Measurements mm (inch)

Type	H	W	h
M10-FG	1084 (42.7")	470 (18.5")	215 (8.5")
M10-FD	981 (38.6")	470 (18.5")	131 (5.2")
M10-FD ASME	1084 (42.7")	470 (18.5")	215 (8.5")
M10-REF	1110 (43.7")	470 (18.5")	163 (6.4")
M10-FT	1084 (42.7")	470 (18.5")	215 (8.5")
M10-FX	1133 (44.6")	470 (18.5")	215 (8.5")

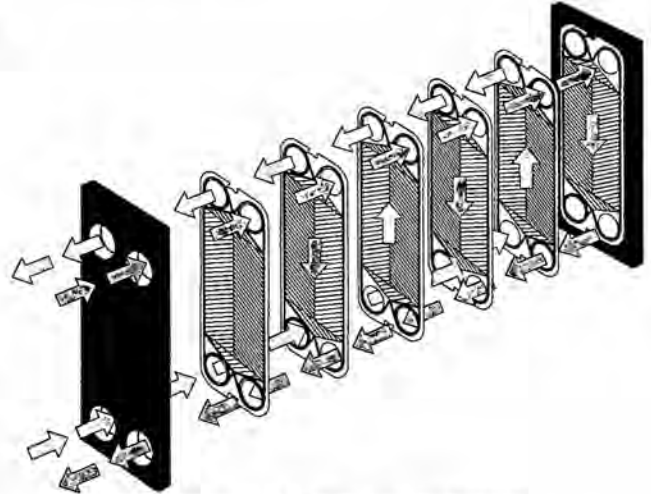
The number of tightening bolts may vary depending on pressure rating.

Maximum heat transfer surface

100m² (825 sq. ft)

Particulars required for quotation

- Flow rates or heat load
- Temperature program
- Physical properties of liquids in question (if not water)
- Desired working pressure
- Maximum permitted pressure drop
- Available steam pressure



Flow principle of a plate heat exchanger

PCT00134EN 1306

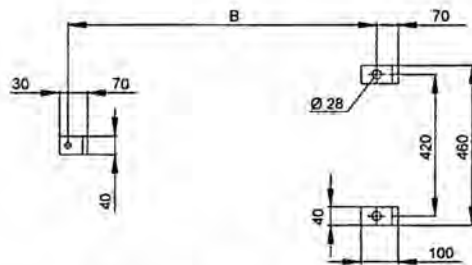
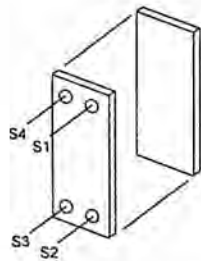
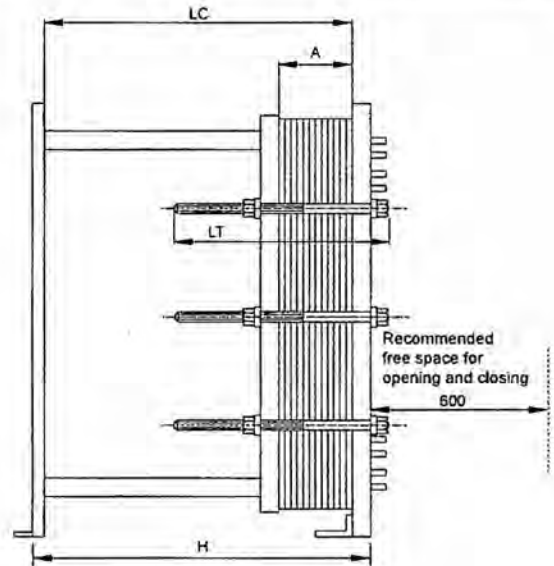
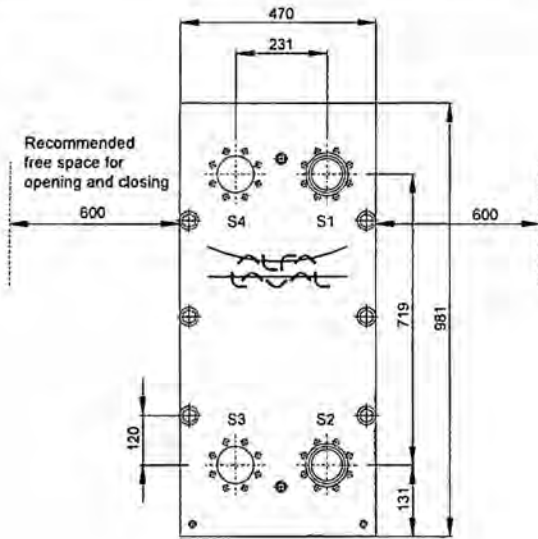
Alfa Laval reserves the right to change specifications without prior notification.

How to contact Alfa Laval

Up-to-date AlfaLaval contact details for all countries are always available on our website on www.alfalaval.com

N° of cassetts			20	30	40	50	60	70	80	90
Cooling tower	Qn	kW	215	330	440	560	680	780	890	1010
	Wn	m³/h	33,7	51,7	68,9	87,7	106,5	122,1	139,3	158,1
	Δp_{H_2O}	bar	0,80	0,83	0,83	0,86	0,91	0,91	0,93	0,99

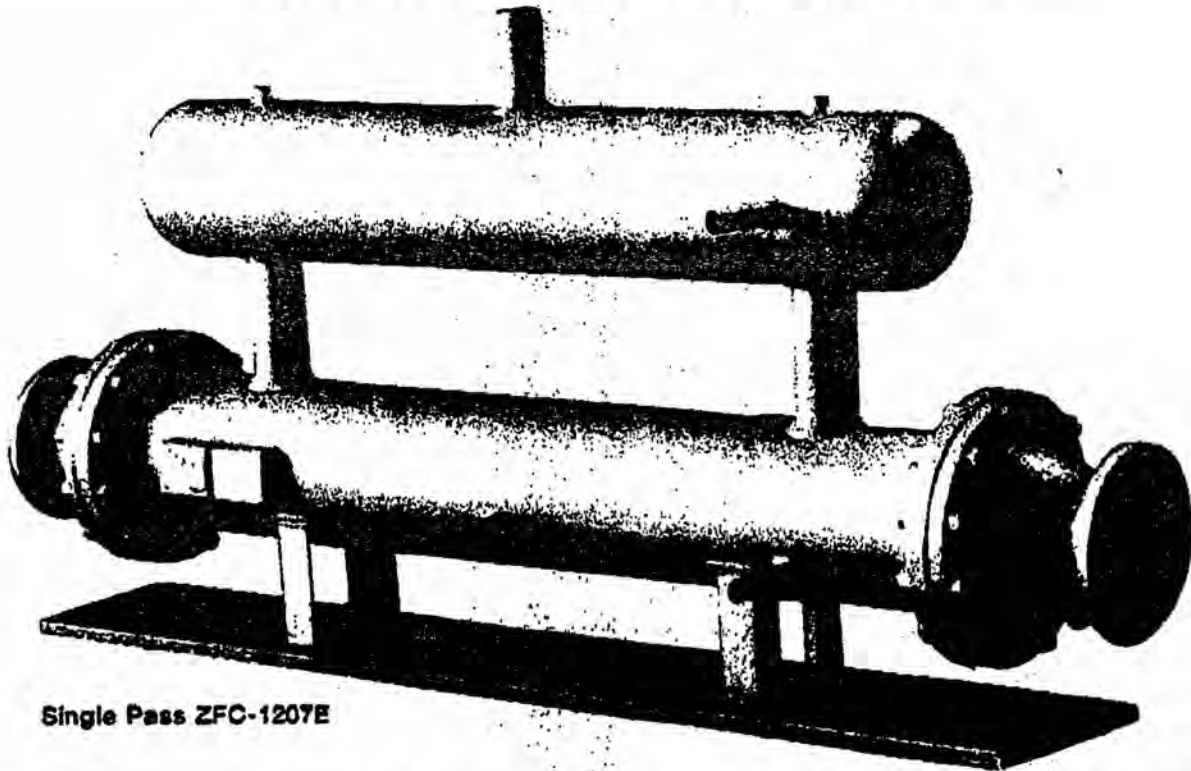
City water			220	340	460	570	690	810	920	1040
Ti = 15°C	Qn	kW	220	340	460	570	690	810	920	1040
	Wn	m³/h	29,1	44,9	60,8	75,3	91,1	107,0	121,5	137,4
	Δp_{H_2O}	bar	0,60	0,63	0,65	0,65	0,67	0,70	0,72	0,75



N° of cassetts			< 16	< 29	< 64	< 102	< 152	< 219
DIMENSIONS	A	mm	96	174	384	612	912	1314
	Lc	mm	500	650	900	1250	1600	2100
	Lt	mm	450	450	750	1050	1650	1950
	H	mm	590	740	990	1340	1690	2190
	B	mm	505	655	905	1255	1605	2105
	Connection	mm	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100
DATA	V _{H₂O}	dm³	9,0	18,3	42,5	63,9	88,1	126,5
	V _{NH₃}	dm³	9,6	18,9	43,1	64,8	88,6	127,1
	W	Kg	388	430	574	699	847	1126

S1	Outlet water	S4	Inlet refrigerant	Qn	Nominal capacity	W	Weight
S2	Inlet water	Ti	Water inlet temperature	Wn	Water nominal flow	V _{H₂O}	Water volume
S3	Outlet refrigerant	Tc	Condensing temperature	Δp_{H_2O}	Water pressure drop	V _{NH₃}	Ammonia volume

Flooded Chillers



Single Pass ZFC-1207E

is time to throw away large, bulky and inefficient galvanized steel chillers which have an average life expectancy of less than five years. Use our State-of-the-Art Technology Chillers for all your Marine Applications.

ThermoFluid chiller design is based on advanced Heat Transfer models incorporating the best theoretical and practical knowledge assessed by our professional technical staff. These long life chillers employ prime surface

or proprietary enhanced heat transfer tubes that have 200 - 300% heat transfer augmentation characteristics, resulting in much smaller and compact chillers that can fit in small crawl areas. Successful units installed in many countries around the world are a living proof of our claims.

In this day and age, efficiency and quality are true winners. Faster the catch cooling, more money in the purse!

Tuna and other No-Scale fish our D-Series Chillers have shown prominent results. For Scaled fish, shrimp, sardines, anchovies our E-Series Chillers have been a great success! Some of our extremely popular E-Series Chillers are:

Model	Nom. Capacity (TR)	Overall Length (ins)	Empty Weight (lbs)
ZFC-1208EE	35	113	1500
ZFC-1408EE	55	114	2100
ZFC-1410EE	65	138	2400
ZFC-1608EE	100	122	2500
ZFC-1808EE	150	123	2600
ZFC-2008EE	200	124	3500
ZFC-2408EE	275	125	4700

Sea water: Inlet = 34°F; Outlet = 32°F; Ammonia or R-22 Sat Temp = 24°F
(For Brine these conditions change accordingly; consult factory)

Using titanium results in a clean product with no taint or discoloration of the meat and will not harm live seafood, e.g., shrimps, lobsters, crabs, etc.

ANEXO 06

ADIABATIC EFFICIENCY SCREW COMPRESSOR Vs RECIPROCATING

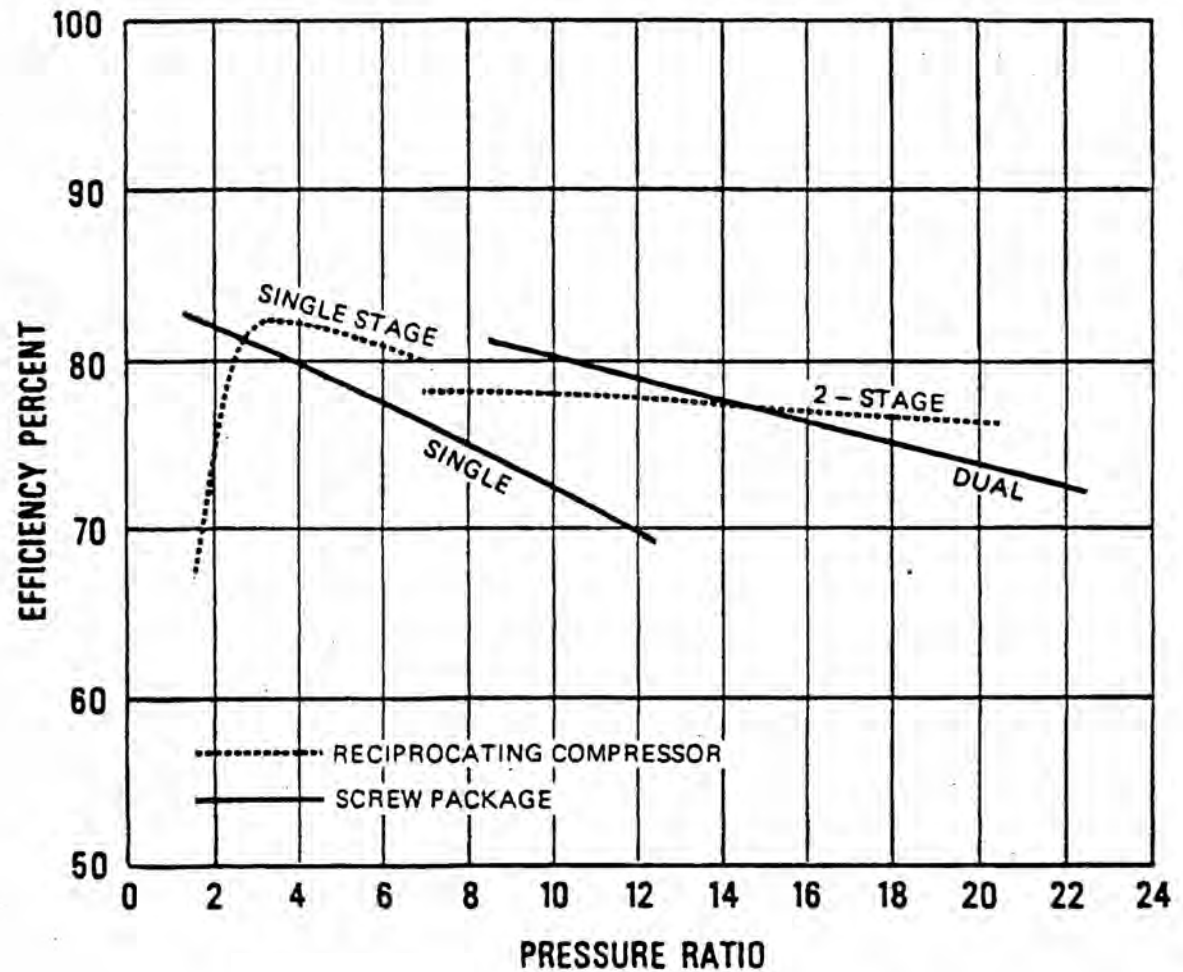
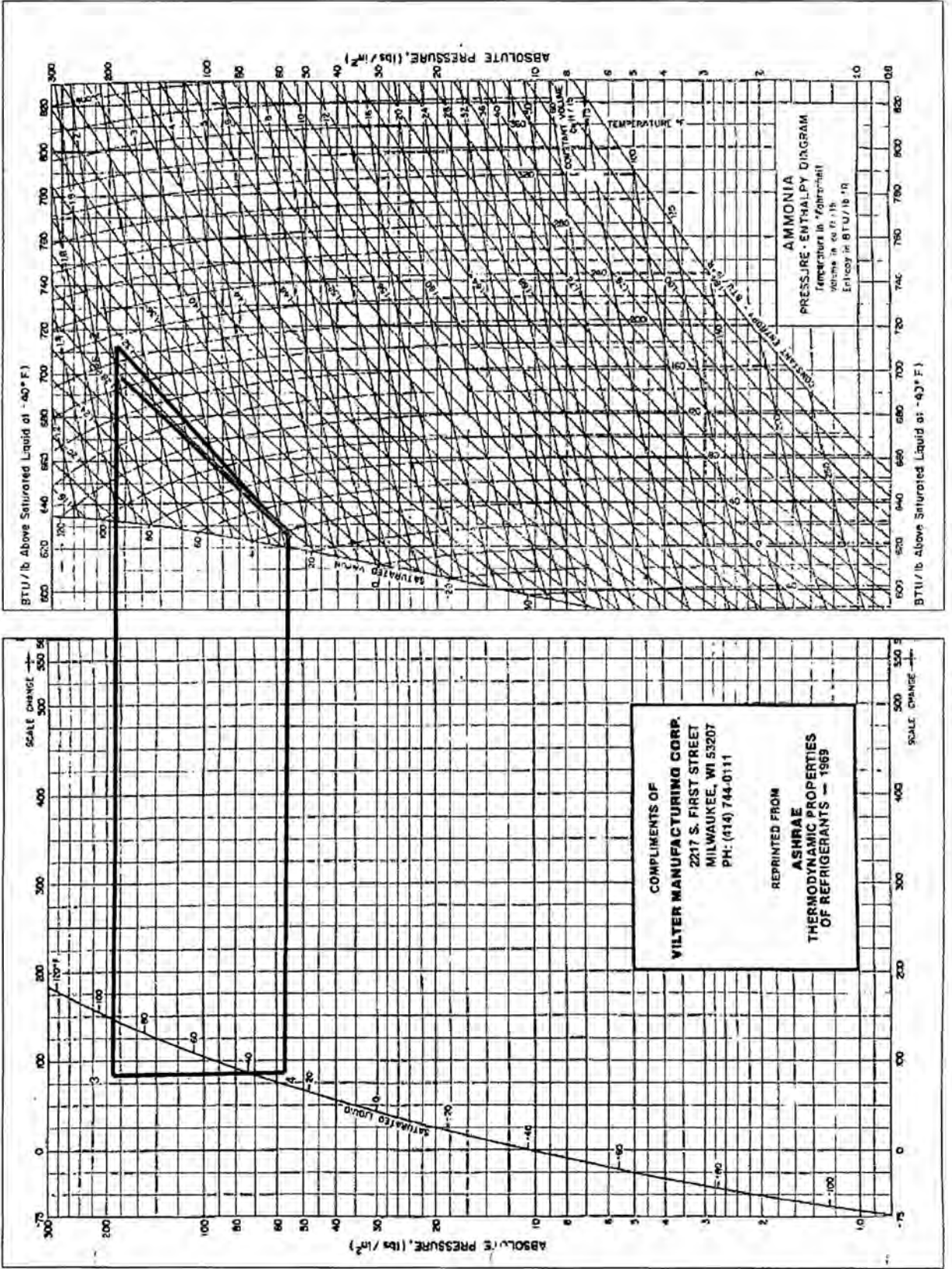


Figure 14

Diagrama Presion - Entalpia Real del Sistema



HANSEN TECHNOLOGIES CORPORATION



1/4" RT125H Globe Hand Expansion Valve

INTRODUCTION

These precision-calibrated, adjustable, slotted plug flow regulating valves (hand expansion valves) are ideal for metering or flashing expansion of liquid refrigerants. Their slotted plugs are more tolerant of dirt particles than are common metal-seated tapered-plug expansion valves, and are less susceptible to wire drawing. Valves 2 1/2" (65 mm) and larger have a characterized plug. All valves have near linear flow characteristics per turn open and are tight closing with Teflon seats. These valves have stainless steel stems with back seating for seal replacement. The patented non-leak seal plus packing design permits low torque operation for valve adjustments since the packing nut requires little tightening. Bar handle or yellow seal caps distinguish them from shut-off valves. Suitable for ammonia or halocarbons.

APPLICATIONS

- Liquid feed or circulating liquid overfeed evaporators
- High pressure or intermediate pressure liquid feed to accumulators, intercoolers, or recirculators
- Defrost condensate relief
- Hot gas feed to evaporators
- Equalize evaporator to suction pressure after defrost

CAPACITIES, TONS (kW)

REFRIGERANT & APPLICATION		NOMINAL SIZE Inch (mm)																			
		3/8 (10)		1/2 (13)		3/4 (20)		1 (25)		1 1/4 (32)		1 1/2 (40)		2 (50)		2 1/2 (65)		3 (80)		4 (100)	
		min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
R717	Circulating 4:1	1.5 (6.3)	12 (42)	1.5 (6.3)	17 (63)	1.5 (6.3)	37 (130)	1.5 (6.3)	62 (220)	1.5 (6.3)	110 (390)	9.2 (31)	150 (530)	18 (63)	290 (1000)	66 (230)	410 (1400)	99 (350)	630 (2200)	150 (540)	1100 (3900)
	Liquid Makeup	7.4 (30)	36 (130)	7.4 (30)	60 (210)	7.4 (30)	110 (390)	7.4 (30)	180 (630)	7.4 (30)	330 (1200)	45 (150)	450 (1600)	89 (300)	860 (3000)	320 (1100)	1200 (4200)	480 (1700)	1900 (6700)	740 (2600)	3300 (12000)
R22	Circulating 2:1	0.7 (2.8)	5.6 (19)	0.7 (2.8)	7.7 (28)	0.7 (2.8)	18 (63)	0.7 (2.8)	29 (100)	0.7 (2.8)	52 (180)	4.2 (14)	72 (250)	8.4 (28)	140 (490)	30 (100)	200 (700)	46 (150)	300 (1100)	70 (240)	520 (1800)
	Liquid Makeup	1.6 (6.7)	7.4 (26)	1.6 (6.7)	12 (42)	1.6 (6.7)	23 (81)	1.6 (6.7)	38 (130)	1.6 (6.7)	68 (240)	9.8 (33)	93 (330)	20 (67)	180 (630)	71 (250)	250 (880)	110 (370)	390 (1400)	160 (580)	670 (2400)

Circulating capacities assume a 10 psi drop. See page 2 for more detailed information on conditions and sizing.

Specifications, Applications, Service Instructions & Parts

HAND EXPANSION VALVES (REGULATORS)

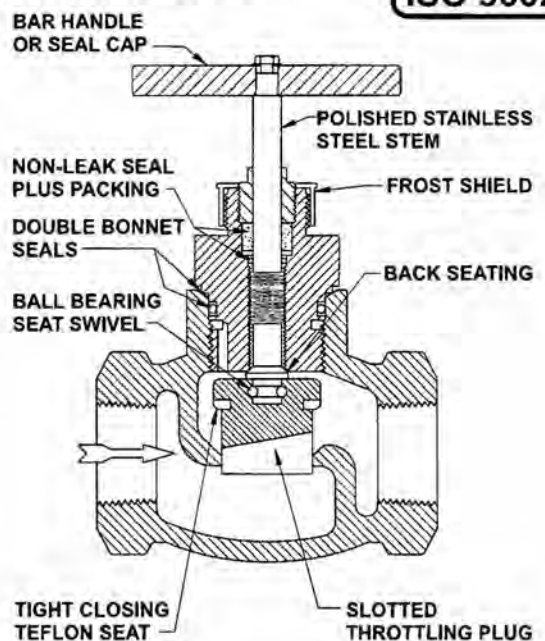
Threaded 3/8" through 1 1/4"
(10 mm - 32 mm)

Welding 1/2" through 4"
(13 mm - 100 mm)

Globe or Angle for refrigerants

KEY FEATURES

ISO 9002



MATERIAL SPECIFICATIONS

Body, Threaded, 3/8" – 1 1/4": ductile iron ASTM A536

Body, Welding, 1/2" and 3/4": ASTM A108

(connections are ASTM A513)

1" – 4": cast steel, ASTM A352 grade LCB

Bonnet, 3/8" – 1 1/4": zinc chromate plated steel

1 1/2" – 4": ductile iron ASTM A536

Stem: stainless steel

Seal Cap, 3/8" – 1 1/4": glass-filled polymer, safety vented (yellow)

1 1/2" – 4": zinc plated steel, painted yellow

Throttling Plug, 3/8" – 1 1/4": stainless steel

1 1/2" – 4": zinc chromate plated steel

Seat Disc: Teflon

Ball Bearings: stainless steel

Stem Packing: graphite composite plus neoprene o-ring

Packing Nut: plated steel

Bonnet Seal, 3/8" – 1 1/4": neoprene o-ring, steel knife edge

1 1/2" – 4": flat composite gasket

Safe Working Pressure: 400 psig (27 bar)

Temperature Range: -60°F to +240°F (-50°C to +115°C)

CONNECTION DIMENSIONS

Threaded 3/8" through 1 1/4": US NPT female tapered pipe thread

Socket Welding 1/2" through 2": US steel pipe

Butt Welding 2" through 4": schedule 40 US steel pipe

VALVE SIZING AND SETTING

To properly size and set hand expansion valves, determine the refrigerant, estimated pressure drop through the valve (not the system), evaporator load in tons (kW) and the circulating rate, or desired capacity of liquid makeup in tons (kW). In general, the valve size selection should be based on the valve adjusted to 1/2 open. Select liquid line sizes so that velocity is limited to 7 ft/s (2.1 m/s) for ammonia, and 5 ft/s (1.5 m/s) for R22, to reduce the potential for liquid velocity shock (water hammer).

For Circulating Liquid Overfeed: The steps below determine the required flow coefficient, Cv (Kv), and required turns open. For sizing assistance, contact Hansen. The circulating capacities assume 0°F (-20°C) evaporator temperature liquid. For other evaporator temperatures these values will change only slightly due to density and latent heat variations.

1. Evaporator load, tons(kW) times the circulating rate = equivalent load, tons (kW) = _____.
2. Tons/Cv (kW/Kv) from table below = _____.
3. Equivalent load, tons (kW) divided by tons/Cv (kW/Kv) = required flow coefficient Cv (Kv) = _____.
4. Refer to Cv (Kv) Per Turns Open table. Valve size and turns open = _____.

TONS/Cv (kW/Kv) CIRCULATING LIQUID OVERFEED

REFRIG	TEMP	PRESSURE DROP (ΔP)*				
		5 psi (0.3 bar)	10 psi (0.7 bar)	15 psi (1.0 bar)	20 psi (1.4 bar)	30 psi (2.0 bar)
R717	0°F (-20°C)	43 (165)	61 (250)	75 (301)	86 (350)	106 (426)
R22	0°F (-20°C)	10 (39)	14 (55)	18 (70)	20 (80)	25 (100)

*Pressure drop across the hand expansion valve.

For Liquid Makeup: Maximum capacities are possible with appropriate line sizing. The valve should be sized for intermittent, float-switch-operated flow. For example, a valve open 50% of the time feeding a 100 ton (350 kW) accumulator should be sized for 200 tons (700 kW). When the required valve size is greater than 1 1/2", two expansion valves and solenoid valves staged in parallel should be used to help reduce the potential of liquid velocity shock (water hammer).

To determine required flow coefficient, Cv (Kv), estimate the approximate capacity in tons (kW) of liquid makeup desired and divide by 74.2 tons per Cv (302 kW per Kv) for ammonia, 16.4 tons per Cv (66.7 kW per Kv) for R22. These ratings are based on 86°F (30°C) saturated liquid and 0°F (-20°C) evaporating temperature. Refer to the table Cv (Kv) Per Turns Open for the appropriate valve size and turns open. For other evaporator temperatures, the values will change only slightly.

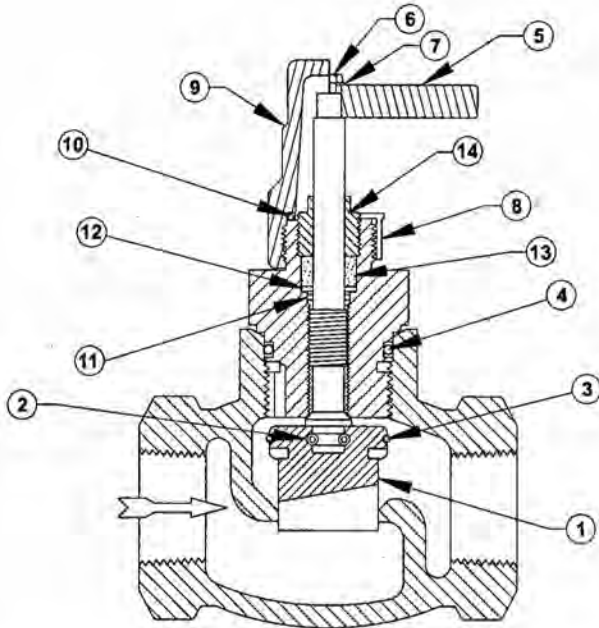
Cv (Kv) PER TURNS OPEN

NOMINAL SIZE inch (mm)	TURNS OPEN								
	1	2	3	4	5	6	7	7.5	
T H R E A D E D	3/8 (10)	0.1 (0.1)	0.2 (0.2)	0.4 (0.3)	0.6 (0.5)	0.8 (0.7)	—	—	—
	1/2 (13)	0.1 (0.1)	0.3 (0.3)	0.6 (0.5)	0.9 (0.8)	1.1 (1.0)	—	—	—
	3/4 (20)	0.1 (0.1)	0.8 (0.7)	1.5 (1.3)	2.2 (1.9)	2.9 (2.5)	—	—	—
	1 (25)	0.1 (0.1)	0.3 (0.3)	0.6 (0.5)	1.2 (1.0)	2.2 (1.9)	3.3 (2.9)	4.2 (3.6)	4.5 (3.9)
	1 1/4 (32)	0.1 (0.1)	0.3 (0.3)	0.9 (0.8)	2.0 (1.7)	4.0 (3.5)	5.8 (5.0)	7.0 (6.1)	7.4 (6.4)
W E L D I N G	1/2 (13)	0.1 (0.1)	0.2 (0.2)	0.3 (0.3)	0.4 (0.3)	0.6 (0.5)	0.8 (0.7)	0.9 (0.8)	1.1 (1.0)
	3/4 (20)	0.1 (0.1)	0.2 (0.2)	0.5 (0.4)	0.9 (0.8)	1.4 (1.2)	2.0 (1.7)	2.6 (2.2)	2.9 (2.5)
	1 (25)	0.1 (0.1)	0.3 (0.3)	0.6 (0.5)	1.2 (1.0)	2.2 (1.9)	3.3 (2.9)	4.2 (3.6)	4.5 (3.9)
	1 1/4 (32)	0.1 (0.1)	0.3 (0.3)	0.9 (0.8)	2.0 (1.7)	4.0 (3.5)	5.8 (5.0)	7.0 (6.1)	7.4 (6.4)
	1 1/2 (40)	0.6 (0.5)	1.5 (1.3)	4.5 (3.9)	7.0 (6.1)	10 (8.7)	14 (12)	15 (13)	—
	2 (50)	1.2 (1.0)	4.0 (3.5)	7.5 (6.5)	11 (9.5)	15 (13)	18 (16)	22 (19)	—
	2 1/2 (65)	4.3 (3.7)	8.7 (7.5)	15 (13)	22 (19)	28 (24)	35 (30)	43 (37)	—
	3 (80)	6.5 (5.6)	13 (11)	23 (20)	33 (29)	42 (36)	52 (45)	65 (56)	—
	4 (100)	10 (8.7)	20 (17)	35 (30)	50 (43)	65 (56)	80 (69)	100 (87)	—

INSTALLATION

Valves should be installed with the stem horizontal or upright. For liquid makeup, valves should be located within 2 ft (0.6 m) of the upstream solenoid valve. The available pressure drop should occur across the hand expansion valve, not through the solenoid valve. Proper pipe sizing is essential for optimal control.

$\frac{3}{8}$ " to $1\frac{1}{4}$ "
(10 mm to 32 mm)



THREADED

DESCRIPTION	NOMINAL SIZE inch (mm)				
	$\frac{3}{8}$ (10)	$\frac{1}{2}$ (13)	$\frac{3}{4}$ (20)	1 (25)	$1\frac{1}{4}$ (32)
Throttling Plug Kit	50-1060	50-1061	50-1062	50-1015	50-1016
Bar Handle Kit	50-1012	50-1012	50-1012	50-1012	50-1012
Seal Cap Kit	50-1049	50-1049	50-1049	50-1049	50-1049
Gasket Kit	50-1040	50-1040	50-1040	50-1040	50-1040

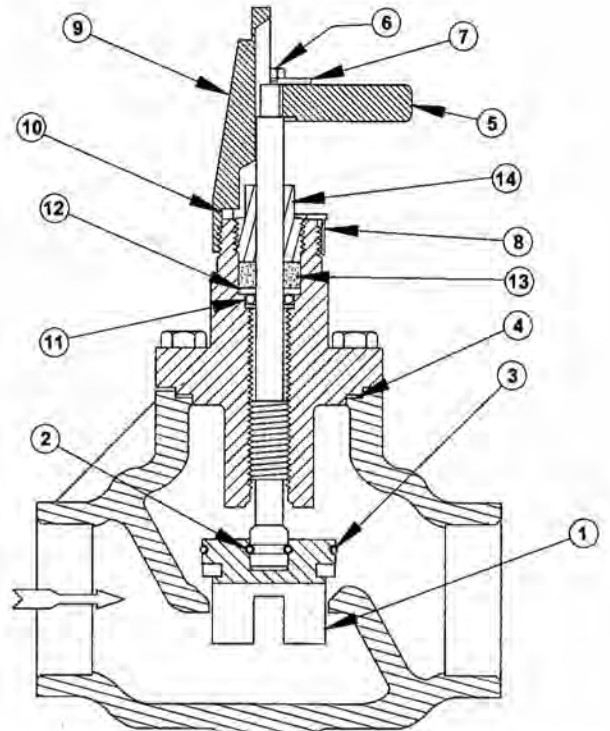
SOCKET WELD

DESC.	NOMINAL SIZE inch (mm)					
	$\frac{1}{2}$ (13)	$\frac{3}{4}$ (20)	1 (25)	$1\frac{1}{4}$ (32)	$1\frac{1}{2}$ (40)	2 (50)
Throttling Plug Kit	50-1053	50-1054	50-1015	50-1016	50-1046	50-1047
Bar Handle Kit	50-1012	50-1012	50-1012	50-1012	50-1039	50-1039
Seal Cap Kit	50-1049	50-1049	50-1049	50-1049	50-1048	50-1048
Gasket Kit	50-1040	50-1040	50-1040	50-1040	50-1023	50-1023

BUTT WELD

DESCRIPTION	NOMINAL SIZE inch (mm)			
	2 (50)	$2\frac{1}{2}$ (65)	3 (80)	4 (100)
Throttling Plug Kit	50-1047	50-1059	50-1058	50-1063
Bar Handle Kit	50-1039	50-1051	50-1051	50-1051
Seal Cap Kit	50-1048	50-1050	50-1050	50-1050
Gasket Kit	50-1023	50-1043	50-1043	50-1065

$1\frac{1}{2}$ " to 4"
(40 mm to 100 mm)



PARTS LIST

ITEM	DESCRIPTION
Throttling Plug Kit:	
1	Throttling Plug
2	Ball Bearings
3	Ball Retainer
4a	Bonnet O-Ring
4b	Bonnet Gasket
Bar Handle Kit:	
5	Bar Handle
6	Screw
7	Washer
8	Bonnet Thread Cap
Seal Cap Kit:	
9	Seal Cap (Yellow)
10a	Seal Cap O-Ring
10b	Seal Cap Gasket
Gasket Kit:	
4a	Bonnet O-Ring
4b	Bonnet Gasket
10a	Seal Cap O-Ring
10b	Seal Cap Gasket
11	Stem O-Ring
12	Stem Washer
13	Graphite Packing
14	Packing Nut

SERVICE AND MAINTENANCE

Hansen hand expansion valves require minimum service or maintenance. The combination of polished stainless steel stems and reliable o-ring stem seals plus packing almost entirely eliminates stem leakage.

VALVE SEAT

To inspect or replace the valve throttling plug, isolate the valve from the system and safely pump out all refrigerant to zero pressure. With the stem open several turns, carefully remove the bonnet assembly. If the conical seat surface in the body is marred, remove the marks with emery paper. If the valve throttling plug is damaged, replace the entire throttling plug by first removing the ball retainer ring and ball bearings. Install a new throttling plug assembly including new bearings and retainer ring. Install new stem packing, stem o-ring, and bonnet o-ring/gasket, if necessary. Reassemble the bonnet into the valve body with the stem open several turns. The 3/8" through 1 1/4" valve bonnets are threaded and require a minimum torque of 75 ft-lbs (100 Nm). The 1 1/2" through 4" valve bonnets are bolted. Bonnet bolts for 1 1/2" and 2" require 40 ft-lbs (55 Nm) of torque, 2 1/2" and 3" require 60 ft-lbs (80 Nm), and 4" require 180 ft-lbs (245 Nm). Test for leaks and reset the valve to the correct number of turns open before returning it to service. Refer also to the current edition of Hansen shut-off valve bulletins:

G109 - Threaded Shut-off Valves

G209 - Socket Weld Shut-off Valves

G359 - Butt Weld Shut-off Valves.

CAUTION

Hansen valves are for refrigeration systems only. These instructions and related safety precautions must be read completely and understood before selecting, using, or servicing these valves. Only knowledgeable, trained refrigeration technicians should install, operate, or service these valves. Stated temperature and pressure limits should not be exceeded. Valves should not be opened or removed from the system unless the system has been evacuated to zero pressure. See also Safety Precautions in the current List Price Bulletin and the Safety Precautions Sheet supplied with the product. Escaping refrigerant can cause injury, especially to the eyes and lungs.

WARRANTY

Hansen valves are guaranteed against defective materials or workmanship for one year F.O.B. our plant. No consequential damages or field labor is included.

TYPICAL SPECIFICATIONS

"Refrigerant hand expansion (flow regulating) valves shall have slotted or characterized throttling plugs, tight-closing Teflon seats, stainless steel stems, back-seating design for packing replacement, exterior bonnet threads for installation of stem seal caps on any valve, and be suitable for a safe working pressure of 400 psig (27 bar), as manufactured by Hansen Technologies Corporation or approved equal."

OTHER PRODUCTS

For liquid make up applications requiring a feed rate that more closely matches the system load and minimizes fluctuations in vessel pressure, use a Hansen Level Pulse Control System. See bulletin P479.

© 2000 Hansen Technologies Corporation

Printed in USA

ORDERING INFORMATION

NOMINAL SIZE inch (mm)	DESCRIPTION	CAT. NO.
3/8 (10)	Globe, Threaded, Bar Handle	RT038H
	Globe, Threaded, Seal Cap	RT038C
	Angle, Threaded, Bar Handle	VT038H
	Angle, Threaded, Seal Cap	VT038C
1/2 (13)	Globe, Threaded, Bar Handle	RT051H
	Globe, Threaded Seal Cap	RT051C
	Globe, Socket Weld, Bar Handle	RS051H
	Globe, Socket Weld, Seal Cap	RS051C
	Angle, Threaded, Bar Handle	VT051H
	Angle, Threaded, Seal Cap	VT051C
	Angle, Socket Weld, Bar Handle	VS051H
	Angle, Socket Weld, Seal Cap	VS051C
3/4 (20)	Globe, Threaded, Bar Handle	RT076H
	Globe, Threaded, Seal Cap	RT076C
	Globe, Socket Weld, Bar Handle	RS076H
	Globe, Socket Weld, Seal Cap	RS076C
	Angle, Threaded, Bar Handle	VT076H
	Angle, Threaded, Seal Cap	VT076C
	Angle, Socket Weld, Bar Handle	VS076H
	Angle, Socket Weld, Seal Cap	VS076C
1 (50)	Globe, Threaded, Bar Handle	RT100H
	Globe, Threaded, Seal Cap	RT100C
	Globe, Socket Weld, Bar Handle	RS100H
	Globe, Socket Weld, Seal Cap	RS100C
	Angle, Threaded, Bar Handle	VT100H
	Angle, Threaded, Seal Cap	VT100C
	Angle, Socket Weld, Bar Handle	VS100H
	Angle, Socket Weld, Seal Cap	VS100C
1 1/4 (32)	Globe, Threaded, Bar Handle	RT125H
	Globe, Threaded, Seal Cap	RT125C
	Globe, Socket Weld, Bar Handle	RS125H
	Globe, Socket Weld, Seal Cap	RS125C
	Angle, Threaded, Bar Handle	VT125H
	Angle, Threaded, Seal Cap	VT125C
	Angle, Socket Weld, Bar Handle	VS125H
	Angle, Socket Weld, Seal Cap	VS125C
1 1/2 (40)	Globe, Socket Weld, Bar Handle	RS150H
	Globe, Socket Weld, Seal Cap	RS150C
	Angle, Socket Weld, Bar Handle	VS150H
	Angle, Socket Weld, Seal Cap	VS150C
2 (50)	Globe, Socket Weld, Bar Handle	RS200H
	Globe, Socket Weld, Seal Cap	RS200C
	Globe, Butt Weld, Bar Handle	RW201H
	Globe, Butt Weld, Seal Cap	RW201C
	Angle, Socket Weld, Bar Handle	VS200H
	Angle, Socket Weld, Seal Cap	VS200C
	Angle, Butt Weld, Bar Handle	VW201H
	Angle, Butt Weld, Seal Cap	VW201C
2 1/2 (65)	Globe, Butt Weld, Bar Handle	RW251H
	Globe, Butt Weld, Seal Cap	RW251C
	Angle, Butt Weld, Bar Handle	VW251H
	Angle, Butt Weld, Seal Cap	VW251C
3 (80)	Globe, Butt Weld, Bar Handle	RW301H
	Globe, Butt Weld, Seal Cap	RW301C
	Angle, Butt Weld, Bar Handle	VW301H
	Angle, Butt Weld, Seal Cap	VW301C
4 (100)	Globe, Butt Weld, Bar Handle	RW402H
	Globe, Butt Weld, Seal Cap	RW402C
	Angle, Butt Weld, Bar Handle	VW402H
	Angle, Butt Weld, Seal Cap	VW402C

HANSEN TECHNOLOGIES CORPORATION

6827 High Grove Boulevard

Burr Ridge, Illinois 60521 USA

Telephone: 630-325-1565

Toll-free: 800-426-7368

E-mail: info@hantech.com

FAX: 630-325-1572

Web Site: www.hantech.com

Pressure Ratings of Steel Pipe

Based on ASTM A53 Grade B or A106 Grade B Seamless
ANSI B31.1, 1977 with allowances for connections and fittings
reduces these working pressures approx. 25%

PIPE		PRESSURE-PSI		WATER HAMMER FACTOR	PIPE		PRESSURE-PSI		WATER HAMMER FACTOR
NOM. SIZE INCHES	SCH. NO.	WORKING	BURST		NOM. SIZE INCHES	SCH. NO.	WORKING	BURST	
1/8	40	3500	20,200		2½	160	4200	15,700	5.43
1/8	80	4800	28,000		2½	XXS	6900	23,000	7.82
1/4	40	2100	19,500		3	40	1600	7,400	2.60
1/4	80	4350	26,400		3	80	2600	10,300	2.92
3/8	40	1700	16,200		3	160	4100	15,000	3.56
3/8	80	3800	22,500		3	XXS	6100	20,500	4.64
1/2	40	2300	15,600	63.4	3½	40	1500	6,800	1.94
1/2	80	4100	21,000		3½	80	2400	9,500	2.17
1/2	160	7300	26,700		4	40	1400	6,300	1.51
1/2	XXS	12300	42,100		4	80	2300	9,000	1.67
3/4	40	2000	12,900	36.1	4	160	4000	14,200	2.08
3/4	80	3500	17,600	44.5	4	XXS	5300	18,000	2.47
3/4	169	8500	25,000		5	40	1300	5,500	.960
3/4	XXS	10000	35,000		5	80	2090	8,100	1.06
1	40	2100	12,100	22.3	5	160	3850	13,500	1.32
1	80	3500	15,900	26.8	5	XXS	4780	16,200	1.49
1	160	5700	22,300	36.9	6	40	1210	5,100	.666
1	XXS	9500	32,700	68.3	6	80	2070	7,800	.738
1¼	40	1800	10,100	12.9	6	160	3760	13,000	.912
1¼	80	3000	13,900	15.0	6	XXS	4660	15,000	1.02
1¼	160	4400	18,100	18.2	8	40	1100	4,500	.385
1¼	XXS	7900	27,700	30.5	8	80	1870	6,900	.422
1½	40	1700	9,100	9.46	8	160	3700	12,600	.529
1½	80	2800	12,600	10.9	8	XXS	3560	12,200	.519
1½	160	4500	17,700	13.7	10	40	1030	4,100	.244
1½	XXS	7200	25,300	20.3	10	*80	1800	6,600	
2	40	1500	7,800	5.74	10	160	3740	12,500	.340
2	80	2500	11,000	6.52	10	XXS	3300	11,200	
2	160	4600	17,500	8.60	12	@ 40	1000	3,800	
2	XXS	6300	22,100	10.9	12	**80	1800	6,500	
2½	40	1900	8,500	4.02	12	160	3700	12,300	.239
2½	80	2800	11,500	4.54	12	XXS	2700	9,400	

The allowable pressures were calculated by the formula in the Code for Pressure Piping, ASA B31.1-1955, Section par. 324(a),

$$P = \frac{25(t-C)}{D-2y(t-C)}$$

where P = allowable pressure in lb per sq in. (gauge)
 S = allowable working stress in lb per sq in.
 D = outside diameter in inches
 t = design thickness in inches, or 12 1/2% less than the nominal thickness shown in the table
 C = allowance in inches for corrosion and/or mechanical strength (C=0.05" has been used above for all pipe sizes)
 y = a coefficient having values for ferritic steels, as follows:

- 0.4 up to and including 900°F
- 0.5 for 950°F
- 0.7 for 1000°F and above

The allowable working stresses were obtained from the Code for Pressure Piping, ASA B31.1-1955, Table 12.

Hydraulic machinery piping is not covered by the Code for Pressure Piping, but it is current practice to use stresses comparable with those given for Refinery and Transportation Piping, Div. A. The allowable working

pressures at 100°F tabulated above accordingly may be used, provided that water hammer or shock conditions are considered by reducing these values by the product of the flow rate in gallons per minute and the Water Hammer Factor tabulated above.

Thus if the flow rate is 100 gpm in a 2" extra strong line, the shock pressure created by water hammer is 100 x 6.52 = 652 lbs. per sq. in.; by deducting this from the value of 2500 lb per sq in. shown in the table the allowable static working pressure is found to be 1848 lb per sq in.

Burst pressures for pipe were calculated using formula

$$P = \frac{25t}{OD}$$

Where P = internal burst pressure, psig
 S = allowable stress (60,000 psi)
 OD = outside diameter of tube in inches
 t = nominal wall thickness

NOTES: *Not extra strong. Schedule 60 is extra strong in this size.

** Not extra strong. Extra strong does not have a schedule number in this size! (ID of 12" XS is 11.75 inches)

@ Not standard weight. Standard weight does not have a schedule number in this size! (ID of 12" Standard is 12.00 inches).

Figure 6. ID to OD Ratio

SDR	F	SDR	F
7	0.706	13.5	0.852
7.3	0.719	15.5	0.873
9	0.774	17	0.884
9.3	0.781	21	0.909
11	0.817	26	0.928
		32.5	0.944

Example. A horizontal process water line 2,000 ft in length, 125°F water, 60 psig pressure, with a desired life of 5 years is proposed. Determine the standard pipe SDR for the application

$$60 = \frac{2 \times 1600}{\text{SDR} - 1} \times F \times F_1 \times F_2 \times F_3$$

where:

- F = design safety factor (use 0.5 for water @ 73°F)
- F₁ = operational life factor
- F₂ = temperature correction
- F₃ = environmental service factor (Figure 3)

Therefore, use SDR = 17.

Note: Using SDR 17 is conservative.

Pipe diameter

Volumetric flow, Q, can be determined from the continuity equation $Q = A \times V$ by selecting a suitable velocity from Figure 5 for a given pipe size. When modified for flow in gallons per minute, the equation becomes:

$$Q = 2.449 \times V \times d^2$$

where:

- Q = flow rate gpm
- V = velocity, in feet per second
- d = inside diameter, inches

or $d = (Q \div 2.449 \times V)^{1/2}$ for pipe size determination.

Example. If the required water flow rate for a system is 2,000 gpm and the flow velocity is to be maintained below 8 fps, the pipe diameter can be found as follows:

$$d = (Q \div 2.449 \times V)^{1/2}$$

$$d = (2000 \div 2.449 \times 8)^{1/2}$$

$$d = 10.1 \text{ in. inside diameter}$$

$$\text{OD} = \text{ID} \div F \text{ (F from Figure 6)}$$

Pressure drop

Refer to Section 13: Liquids—Hydraulics and use the Hazen-Williams equation. Use a C of 150.

Fitting equivalent length

The exact pressure loss through fittings cannot readily be calculated because of the geometry of the fitting. The values shown in Figure 7 are the result of general industry consensus.

Figure 7. Equivalent Length of Fittings

Fitting type	Equivalent length of pipe
90 deg. elbow	30 D
60 deg. elbow	25 D
45 deg. elbow	16 D
45 deg. wye	60 D
Running tee	20 D
Branch tee	50 D
Gate valve, full open	8 D
Butterfly valve (3" to 14")	40 D
Butterfly valve ≥ 14"	30 D
Swing check valve	100 D
Ball valve full bore full open	3 D

Example. A running tee has an equivalent length of 20 D. For an 18-in. SDR 11 line, this represents 20 × ID. From Figure 6, ID = OD × F = 18 × 0.817 = 14.7" × 20 = 294 ÷ 12 and is equal to 24.5 ft. In calculating the total pressure drop in the system, 24.5 ft of 18-in. pipe should be added to the total line length to account for the increased pressure loss due to the presence of the tee.

Published with permission—CSR™ PolyPipe

Reuse of polyethylene pipe in liquid hydrocarbon service

When polyethylene pipe has been permeated with liquid hydrocarbons, joining should be joined by use of mechanical connections. Joining by means of fusion bonding may produce a low-strength joint.

Gravity or nonpressure service above 180°F is not recommended.

Pressure service above 140°F is not recommended.

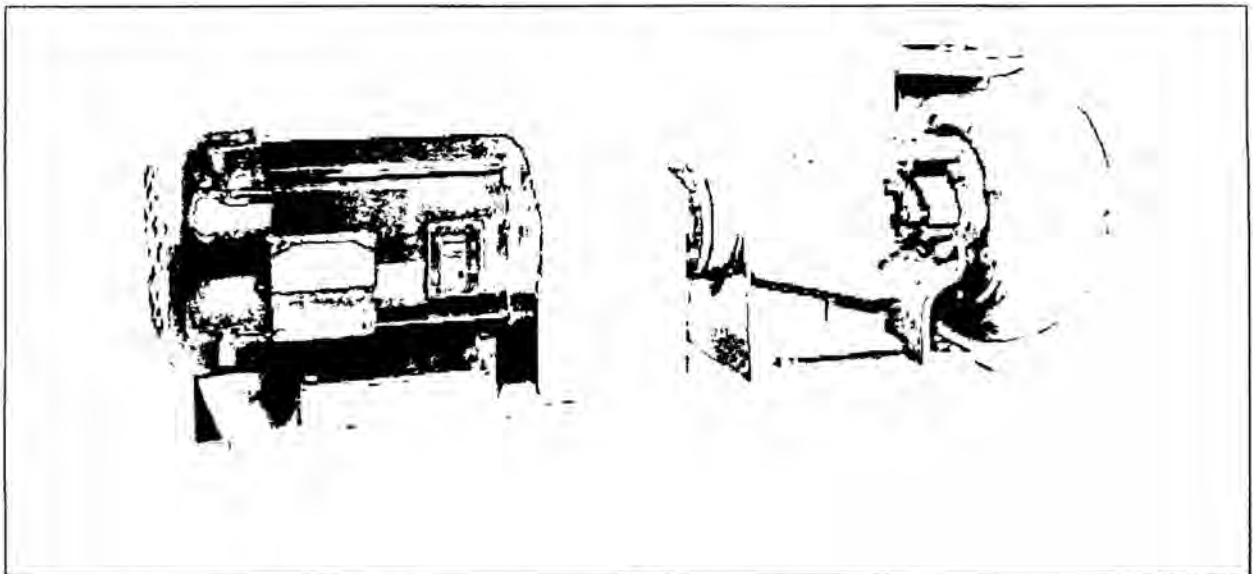
Table 91.1 Hazen-Williams Roughness Coefficient (C) Value

Type of Material	C
Asbestos cement	140
Brass	140
Brick sewer	100
Cast iron (10 yr. old)	110
Cast iron (20 yr. old)	90
Ductile iron (cement lined)	140
Concrete (Smooth)	140
Concrete (Rough)	110
Copper	140
Fire hose (rubber lined)	135
Galvanized iron	120
Glass	140
Lead	130
Masonry conduit	130
Plastic	150
Steel (Coal-tar enamel lined)	150
Steel (Unlined)	140
Steel (Riveted)	110
Steel (Vitrified)	120

Fuente: The Engineering Handbook 1998

VERTIFLO SERIES 1400 Models 1420/1424

Quality Design Features Assure Long, Trouble-Free Service

**WIDE RANGE OF APPLICATIONS:**

- Industrial Process
- Pollution Control
- General Pumping
- Spray Systems
- Deionized Water
- Waste Water
- Clear Liquids
- Corrosive Liquids
- Chemicals
- Acids
- Water

CAPABILITIES

- Capacities to 1800 GPM
- Heads To 275 Feet TDH
- Temperature to 250° F
- Back Pull-Out Construction
- Semi-Open Impeller
- External Impeller Adjustment
- Packing or Mechanical Seal

CONSTRUCTION:

- Cast Iron
- 316 Stainless Steel Fitted
- All 316 Stainless Steel
- Alloy 20CD4MC_u

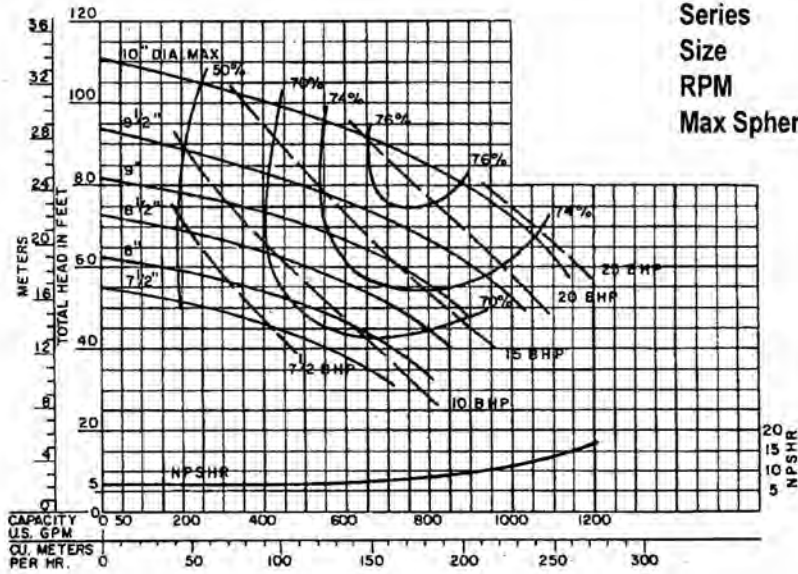
1400

Series 1400 horizontal base-mounted end suction pumps are designed for use with any T or U frame motor, or with virtually any type of drive. VERTIFLO's base-mounted pumps are designed with back pull-out feature. This important feature allows for easy inspection or service/ maintenance (if ever needed) without disturbing the piping to the pump: an important cost saving feature.

Packing or various mechanical seal arrangements are available as standard options of this rugged, dependable product.

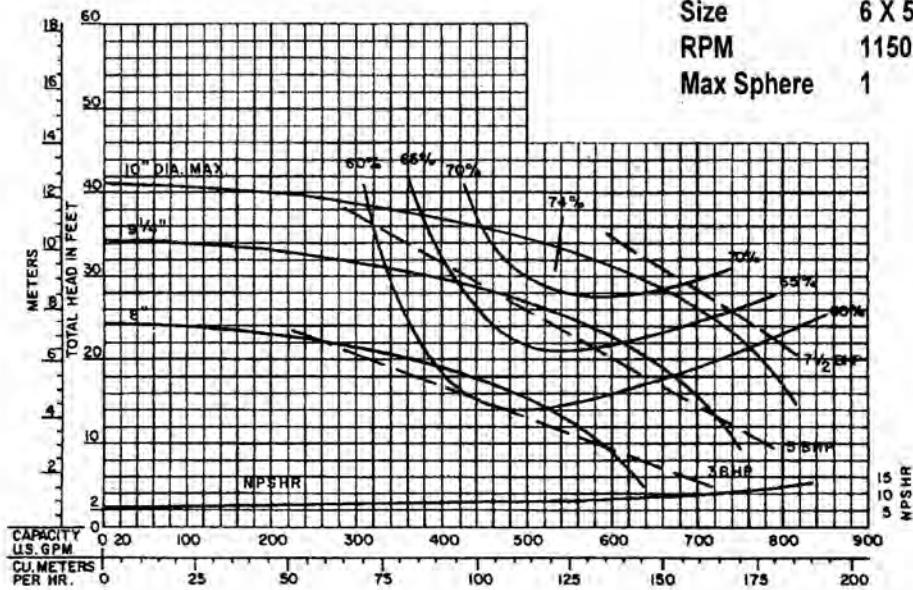
VERTIFLO PUMP COMPANY Performance Curves

Curve UM-1750



Series 1300 / 1400
 Size 6 X 5 X 10
 RPM 1750
 Max Sphere 1

Curve VM-1750



Series 1300 / 1400
 Size 6 X 5 X 10
 RPM 1150
 Max Sphere 1

Performance at Casing Discharge Flange

Curves Show Performance with Liquid Having Specific Gravity 1.0 Viscosity • 30 SSU

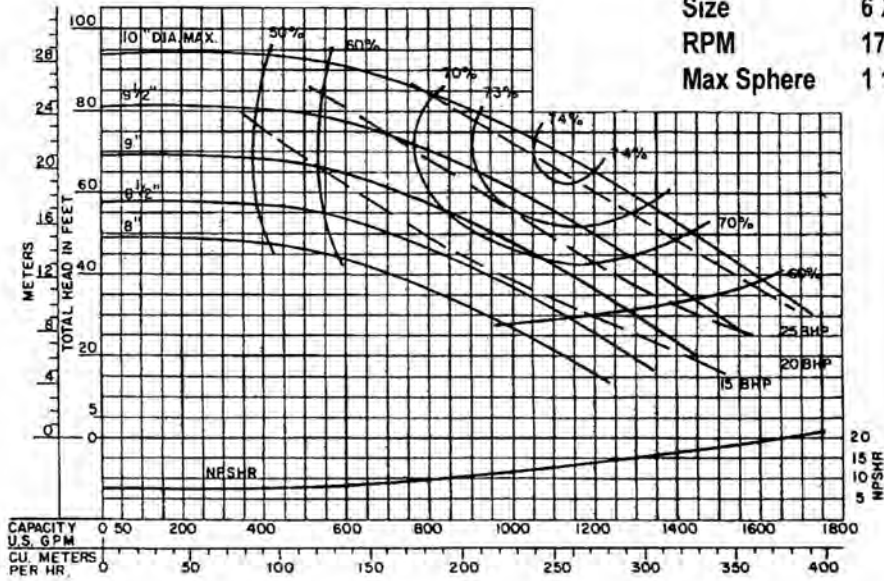
CUSTOMER _____ CUSTOMER NO. _____
 PROJECT _____
 ENGINEER _____
 CONTRACTOR _____
 CONDITIONS: _____ GPM _____ TDH _____ HP _____ EFF% _____ IMP. DIA _____

1300

VERTIFLO PUMP COMPANY Performance Curves

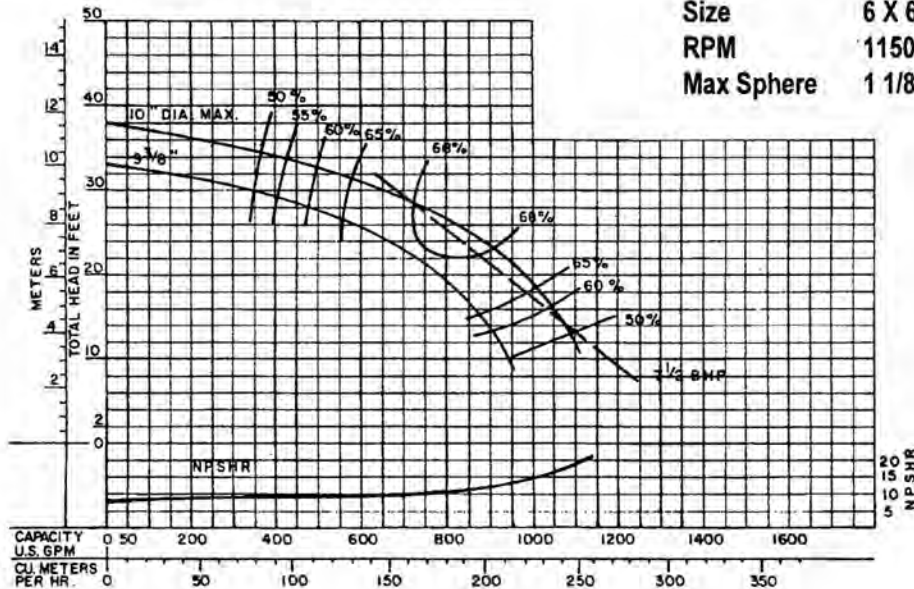
Curve TM-1760

Series 1300 / 1400
 Size 6 X 6 X 10
 RPM 1750
 Max Sphere 1 1/8



Curve UM-1760

Series 1300 / 1400
 Size 6 X 6 X 10
 RPM 1150
 Max Sphere 1 1/8



1300

Performance at Casing Discharge Flange

Curves Show Performance with Liquid Having Specific Gravity 1.0 Viscosity • 30 SSU

CUSTOMER _____ CUSTOMER NO. _____
 PROJECT _____
 ENGINEER _____
 CONTRACTOR _____
 CONDITIONS: _____ GPM _____ TDH _____ HP _____ EFF% _____ IMP. DIA _____

Presión Atmosférica vs Altitud

Altitude (Above Sea Level)	Atmospheric Pressure	
	Feet of Water	PSIA
0	33.9	14.7
1000	32.8	14.2
2000	31.6	13.7
3000	30.5	13.2
4000	29.4	12.7
5000	28.3	12.3
6000	27.3	11.8
7000	26.2	11.3
8000	25.2	10.9
9000	24.3	10.5
10,000	23.4	10.1

Fuente: Grundfos Whitepaper

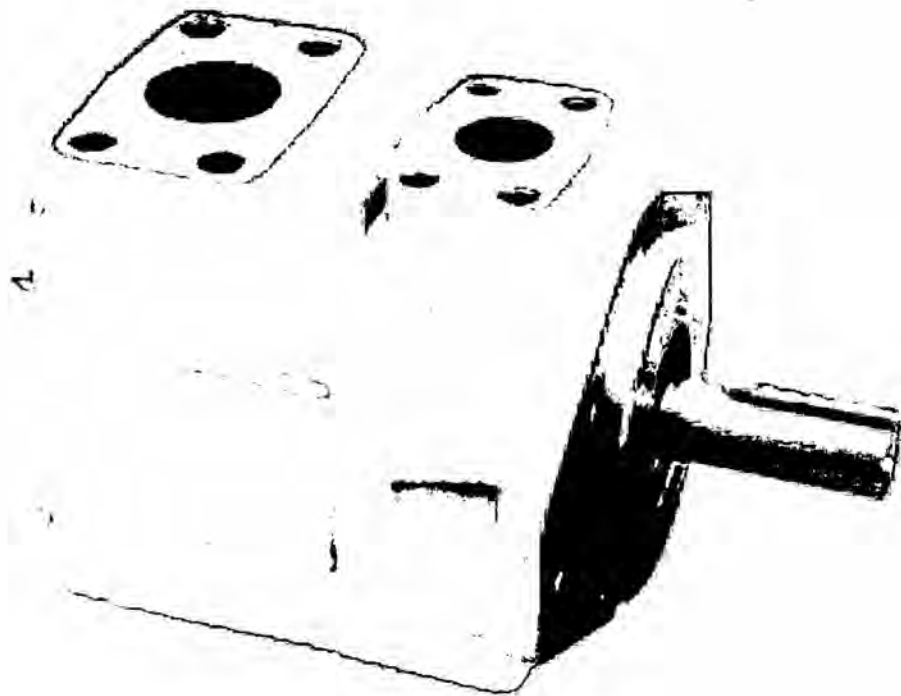
Presión del Vapor de Agua

Vapor Pressure		Temperature (Degrees)	
Ft. of Water	PSIA	C°	F°
0.2	0.0866	0	32
0.29	0.126	5	41
0.4	0.173	10	50
0.56	0.242	15	59
0.78	0.338	20	68
2.47	1.07	40	104
6.68	2.89	60	140
15.87	6.87	80	176
33.96	14.7	100	212
66.53	28.8	120	248
121.04	52.4	140	284
206.98	89.6	160	320
334.95	145	180	356
519.75	225	200	392
773.85	335	220	428

Fuente: Grundfos Whitepaper



Vane pumps single, double & triple T6 mobile application



Publ. 1 - AM0701 - A 11 / 98 / 2000 / FB Replaces : 1 - AM 075 - A

DENISON | Hydraulics

ANEXO 15

ORDERING CODE - T6ED* SERIES MOBILE APPLICATION

Model No. T6ED* - 066 - B38 - 1 R 00 - C 1 -

Series M = Mobile 1 shaft seal
Series P = Mobile 2 shaft seals

Cam ring for "P1"
(Delivery at 0 PSI & 1200 r.p.m.)
042 = 41.94 GPM 062 = 62.36 GPM
045 = 45.15 GPM 066 = 67.62 GPM
050 = 50.25 GPM 072 = 72.00 GPM
052 = 52.25 GPM

Cam ring for "P2"
(Delivery at 0 PSI & 1200 r.p.m.)
B14 = 15.09 GPM B35 = 35.19 GPM
B17 = 18.45 GPM B38 = 38.14 GPM
B20 = 20.93 GPM B42 = 43.12 GPM
B24 = 25.20 GPM B45 = 46.19 GPM
B28 = 28.44 GPM B50 = 50.09 GPM

Modification
Seal class
1 = S1 (for mineral oil)
4 = S4 (for the resistant fluids)
5 = S5 (for mineral oil and fire resistant fluids)

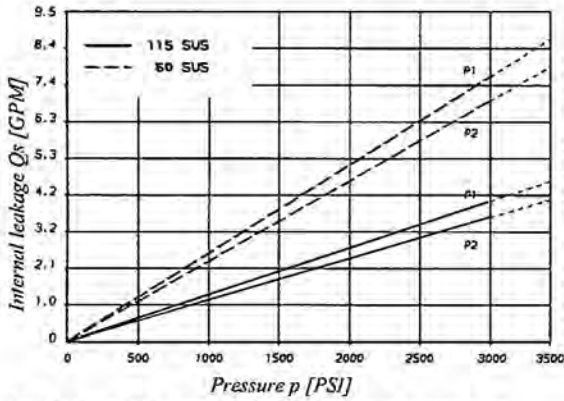
Design letter
Porting combination (see page 34)
00 = standard

Direct. of rotation (view on shaft end)
R = clockwise
L = counter-clockwise

Type of shaft
P version
3 = splined (no SAE)

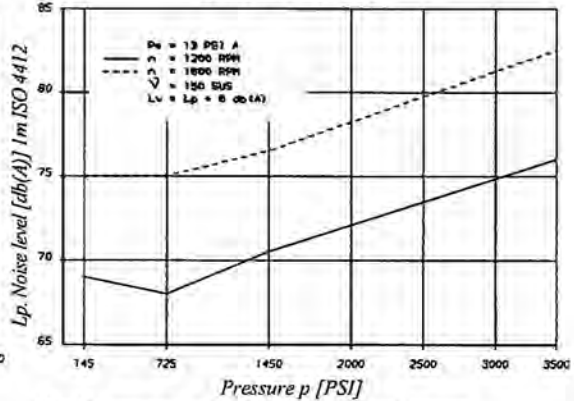
Type of shaft
M version
1 = keyed (SAE CC)
2 = keyed (no SAE)
3 = splined (SAE C)
4 = splined (SAE CC)
T = splined (SAE J718c)

INTERNAL LEAKAGE (TYPICAL)



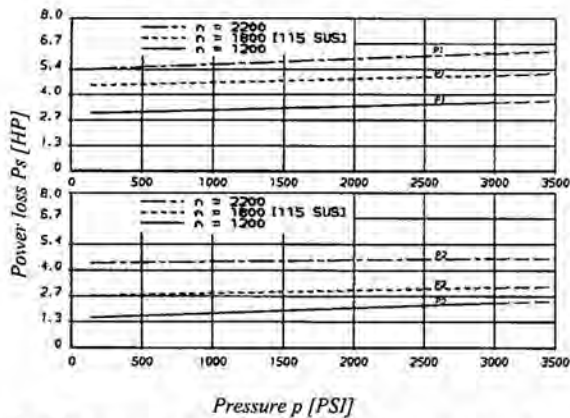
Total leakage is the sum of each section loss at its operating conditions.

NOISE LEVEL (TYPICAL)
T6EDM - 050 - B38



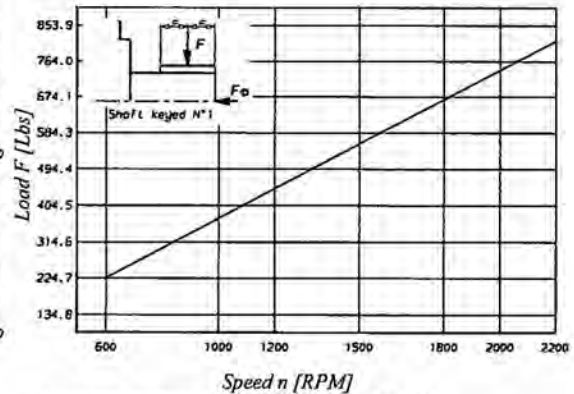
Double pump noise level is given with each section discharging at the pressure noted on the curve.

POWER LOSS HYDROMECHANICAL (TYPICAL)



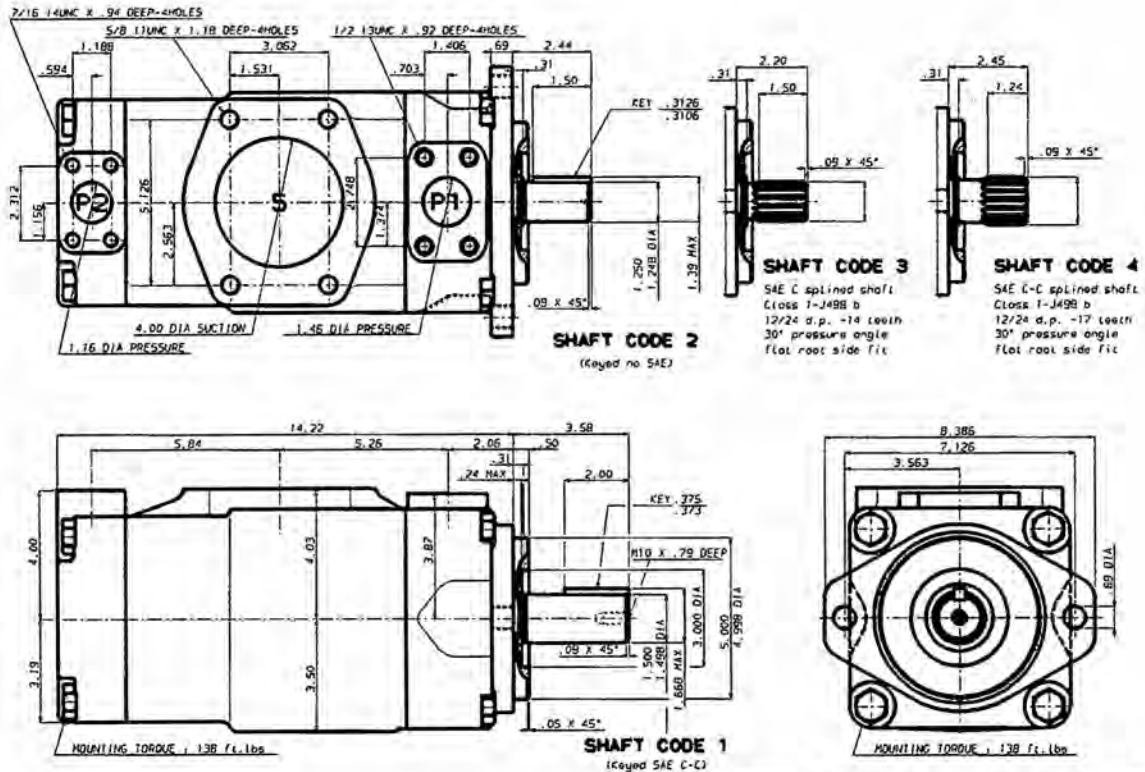
Total hydrodynamic power loss is the sum of each section at its operating conditions.

PERMISSIBLE RADIAL LOAD



Maximum permissible axial load Fa = 449 Lbs

DIMENSIONS & OPERATING CHARACTERISTICS - Weight : 145.5 Lbs - T6ED* SERIES MOBILE APPLICATION



Shaft torque limits (in ³ /rev x PSI)		
Pump	Shaft	V x p max. P1 + P2
T6EDM	1	64044
	2	30638
	3	54207

Additional T6EDM shaft code T: see page 33
 Additional T6EDP shaft version shaft see page 33

OPERATING CHARACTERISTICS - TYPICAL [115 SUS]

Pressure port	Series	Volumetric Displacement Vp	Flow Q [GPM] & n = 1800 RPM			Input power P [HP] & n = 1800 RPM		
			p = 0 PSI	p = 2000 PSI	p = 3500 PSI	p = 100 PSI	p = 2000 PSI	p = 3500 PSI
P1	042	8.07 in ³ /rev	62.92	60.37	58.52	8.09	78.44	133.80
	045	8.70 in ³ /rev	67.72	65.17	63.32	6.87	82.09	141.51
	050	9.67 in ³ /rev	75.38	72.83	70.98	7.32	91.02	157.15
	052	10.00 in ³ /rev	78.37	75.82	73.97	7.49	94.52	163.27
	062	12.00 in ³ /rev	93.54	90.99	89.14	8.38	112.22	194.25
	066	13.00 in ³ /rev	101.44	98.89	97.04	8.84	121.43	210.37
	072	13.86 in ³ /rev	108.00	105.45	103.60	9.22	129.09	223.77
P2	B14	2.90 in ³ /rev	22.64	20.46	18.82	4.02	29.31	49.34
	B17	3.55 in ³ /rev	27.68	25.50	23.86	4.31	35.20	59.64
	B20	4.00 in ³ /rev	31.39	29.21	27.57	4.53	39.52	67.21
	B24	4.80 in ³ /rev	37.82	35.63	33.99	4.91	47.02	80.32
	B28	5.50 in ³ /rev	42.66	40.48	38.84	5.19	52.68	90.23
	B31	6.00 in ³ /rev	46.75	44.57	42.93	5.43	57.45	98.58
	B35	6.80 in ³ /rev	52.79	50.61	48.97	5.78	64.50	110.91
	B38	7.30 in ³ /rev	57.21	55.03	53.39	6.04	69.66	119.94
	B42	8.30 in ³ /rev	64.68	62.50	60.86	6.47	78.37	135.19
	B45	8.90 in ³ /rev	69.29	67.11	65.47	6.74	83.75	144.61
	B50	9.64 in ³ /rev	75.14	72.96	71.78 ¹⁾	7.08	90.58	134.54 ¹⁾

¹⁾ B50 = 3000 PSI max. int. Port connection can be furnished with metric threads.

ORDERING CODE - T6DC* SERIES MOBILE APPLICATION

Model No.

T6DC* W - B38 - B22 - 1 R 00 - C 1

Series M = Mobile 1 shaft seal

Series P = Mobile 2 shaft seals

Use for severe duty shaft only*

Cam ring for "P1"

(Delivery at 0 PSI & 1200 r.p.m.)

B14 = 15.09 GPM B35 = 35.19 GPM
 B17 = 18.45 GPM B38 = 38.14 GPM
 B20 = 20.93 GPM B42 = 43.12 GPM
 B24 = 25.20 GPM B45 = 46.19 GPM
 B28 = 28.44 GPM B50 = 50.09 GPM
 B31 = 31.16 GPM

Cam ring for "P2"

(Delivery at 0 PSI & 1200 r.p.m.)

B03 = 3.42 GPM B17 = 18.48 GPM
 B05 = 5.45 GPM B20 = 20.23 GPM
 B06 = 6.76 GPM B22 = 22.28 GPM
 B08 = 8.36 GPM B25 = 25.14 GPM
 B10 = 10.81 GPM B28 = 27.90 GPM
 B12 = 11.76 GPM B31 = 31.70 GPM
 B14 = 14.58 GPM

Modification

Seal class
 1 = S1 (for mineral oil)
 4 = S4 (for the resistant fluids)
 5 = S5 (for mineral oil and fire resistant fluids)

Design letter

Porting combination (see page 34)
 00 = standard

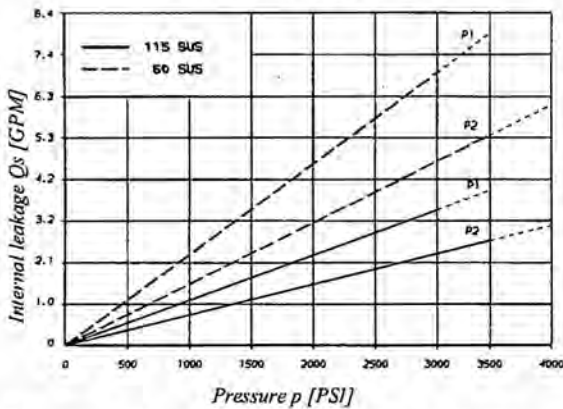
Direct. of rotation (view on shaft end)
 R = clockwise
 L = counter-clockwise

Type of shaft

M version
 1 = keyed (SAE C)
 2 = keyed (no SAE)
 3 = splined (SAE C)
 4 = splined (no SAE)
 MW severe duty
 *5 = keyed (no SAE)
 *T = splined (SAE J718c)

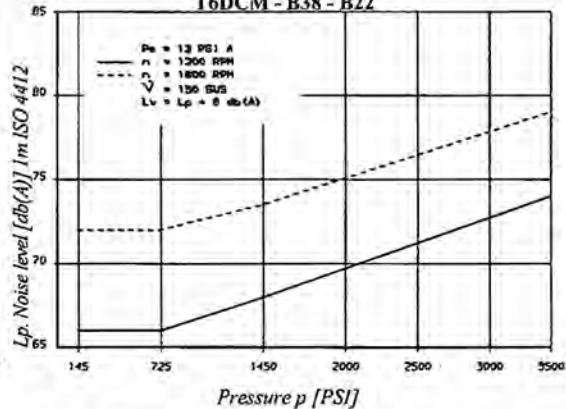
Type of shaft
 P version
 3 = splined (no SAE)

INTERNAL LEAKAGE (TYPICAL)



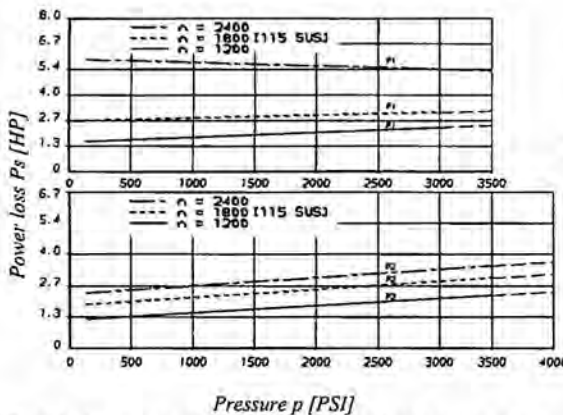
Do not operate the pump more than 5 seconds at any speed or viscosity if internal leakage is more than 50% of theoretical flow. Total leakage is the sum of each section loss at its operating conditions.

NOISE LEVEL (TYPICAL)



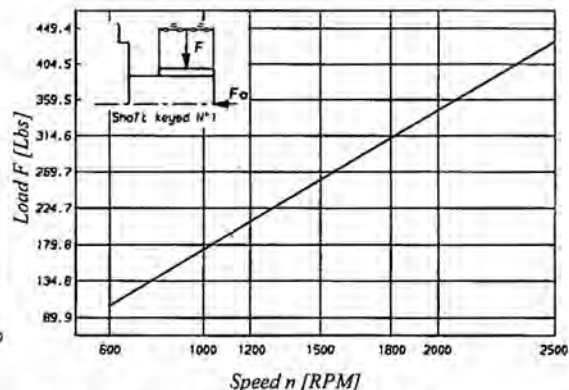
Double pump noise level is given with each section discharging at the pressure noted on the curve.

POWER LOSS HYDROMECHANICAL (TYPICAL)



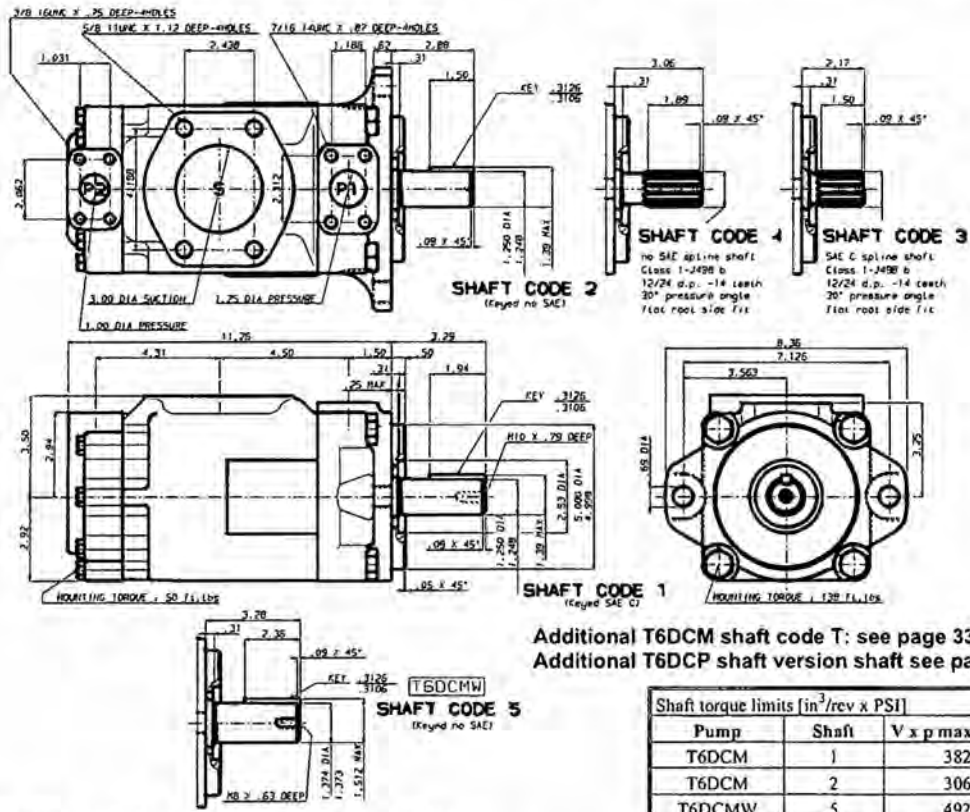
Total hydrodynamic power loss is the sum of each section at its operating conditions.

PERMISSIBLE RADIAL LOAD



Maximum permissible axial load Fa = 270 Lbs

DIMENSIONS & OPERATING CHARACTERISTICS - Weight : 80.7 Lbs - T6DC* SERIES MOBILE APPLICATION



Additional T6DCM shaft code T: see page 33
Additional T6DCP shaft version shaft see page 33

Shaft torque limits [in ³ /rev x PSI]		
Pump	Shaft	V x p max. P1 + P2
T6DCM	1	38299
T6DCM	2	30638
T6DCMW	5	49247

OPERATING CHARACTERISTICS - TYPICAL [115 SUS]

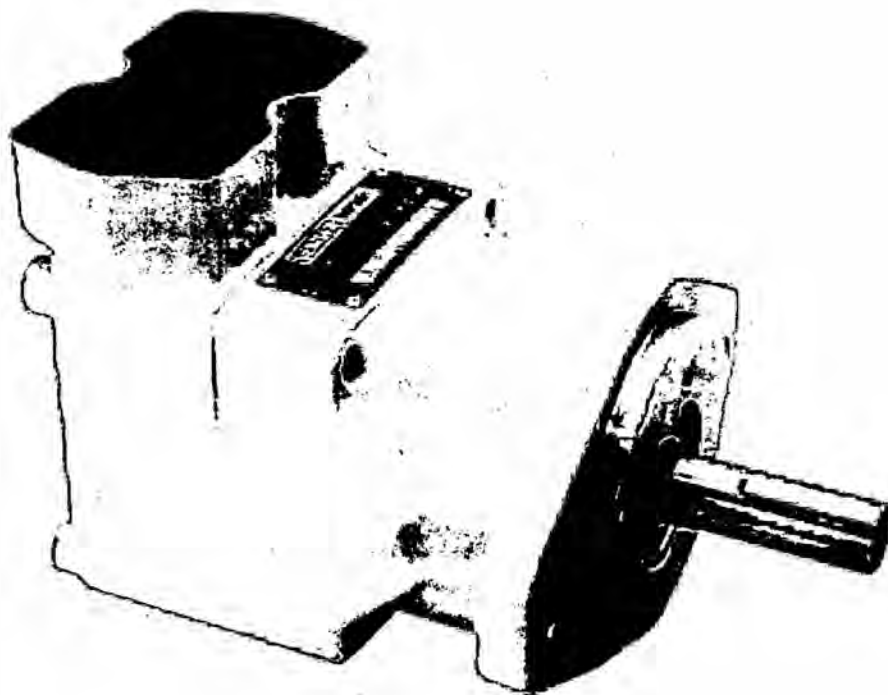
Pressure port	Series	Volumetric Displacement Vp	Flow Q [GPM] & n = 1800 RPM			Input power P [HP] & n = 1800 RPM		
			p = 0 PSI	p = 2000 PSI	p = 3500 PSI	p = 100 PSI	p = 2000 PSI	p = 3500 PSI
P1	B14	2.90 in ³ /rev	22.64	20.46	18.82	4.02	29.31	49.34
	B17	3.55 in ³ /rev	27.68	25.50	23.86	4.31	35.20	59.64
	B20	4.00 in ³ /rev	31.39	29.21	27.57	4.53	39.52	67.21
	B24	4.80 in ³ /rev	37.82	35.63	33.99	4.91	47.02	80.32
	B28	5.50 in ³ /rev	42.66	40.48	38.84	5.19	52.68	90.23
	B31	6.00 in ³ /rev	46.75	44.57	42.93	5.43	57.45	98.58
	B35	6.80 in ³ /rev	52.79	50.61	48.97	5.78	64.50	110.91
	B38	7.30 in ³ /rev	57.21	55.03	53.39	6.04	69.66	119.94
	B42 ²⁾	8.30 in ³ /rev	64.68	62.50	60.86	6.47	78.37	135.19
	B45 ²⁾	8.90 in ³ /rev	69.29	67.11	65.47	6.74	83.75	144.61
B50 ²⁾	9.64 in ³ /rev	75.14	72.96	71.78 ¹⁾	7.08	90.58	134.54 ¹⁾	
P2	B03	.66 in ³ /rev	5.14	3.61	-	2.11	8.45	-
	B05	1.05 in ³ /rev	8.18	6.65	5.56	2.29	12.00	19.59
	B06	1.30 in ³ /rev	10.13	8.60	7.51	2.40	14.28	23.57
	B08	1.61 in ³ /rev	12.55	11.02	9.93	2.54	17.11	28.53
	B10	2.08 in ³ /rev	16.22	14.69	13.60	2.76	21.38	36.00
	B12	2.26 in ³ /rev	17.64	16.11	15.02	2.84	23.05	38.92
	B14	2.81 in ³ /rev	21.88	20.35	19.26	3.09	27.99	47.56
	B17	3.56 in ³ /rev	27.73	26.20	25.11	3.43	34.81	59.51
	B20	3.89 in ³ /rev	30.34	28.81	27.42	3.58	37.86	64.85
	B22	4.29 in ³ /rev	33.43	31.90	30.81	3.76	41.47	71.16
	B25	4.84 in ³ /rev	37.71	36.18	35.09	4.01	46.46	79.90
	B28	5.42 in ³ /rev	42.23	40.70	39.94 ¹⁾	4.27	51.74	76.73 ¹⁾
	B31	6.10 in ³ /rev	47.56	46.03	45.27 ¹⁾	4.58	57.95	86.06 ¹⁾

¹⁾ B28 - B31 - B50 = 3000 PSI max. int. ²⁾ B42 - B45 - B50 = 2200 R.P.M. max

- Not to use because internal leakage greater than 50% theoretical flow Port connection can be furnished with metric threads.



**Vane motors
Single & double
M3B - M4 / M4S series**



Publ. 2 - AM 157 - B

07 / 97 / FB

Replaces : 2 - AM 157 - A

DENISON Hydraulics

ANEXO 16

TECHNICAL DATA - M3B AND M4* SERIES

Series	Size	Displ.	Theor. Displ. V_i	Torque T	Power at 100 Rev/min	Torque T	Power P	
			$\text{in}^3/\text{rev.}$	in.lbf/PSI	HP/100 PSI	$n = 2000 \text{ RPM at } \Delta p \text{ 2500 PSI}$	in.lbf	HP
M3	B B1	009	.56	0.08	0.014	174.3	5.8	
		012	.75	0.11	0.018	236.3	7.8	
		018	1.13	0.19	0.030	412.4	13.4	
		027	1.70	0.30	0.046	680.5	21.8	
		036	2.26	0.38	0.060	902.6	28.3	
M4	C C1 SC SC1	024	1.49	0.24	0.037	535.4	17.0	
		027	1.72	0.28	0.043	619.5	19.7	
		031	2.11	0.33	0.054	768.0	24.1	
		043	2.84	0.45	0.072	1062.0	33.6	
		055	3.59	0.57	0.091	1318.6	41.8	
		067	4.34	0.69	0.111	1504.5	47.7	
		075	4.89	0.78	0.120	1752.2	55.6	
		062	3.97	0.63	0.102	1460.0	46.4	
	D D1 SD SD1	074	4.69	0.75	0.120	1770.0	56.2	
		088	5.56	0.88	0.139	2088.5	66.2	
		102	6.44	0.96	0.166	2336.3	74.1	
		113	7.12	1.13	0.185	2655.0	84.2	
		128	8.08	1.28	0.203	3009.0	95.5	
		138	8.81	1.40	0.222	3292.0	104.5	
	E E1 SE/SE1	153	9.67	1.54	0.240	3522.0	111.8	
		185	11.69	1.86	0.296	4283.2	136.0	
		214	13.55	2.16	0.342	5017.7	159.3	
	DC DC1 SDC SDC1	See M4C/C1/SC/SC1 and M4D/D1/SD/SD1						

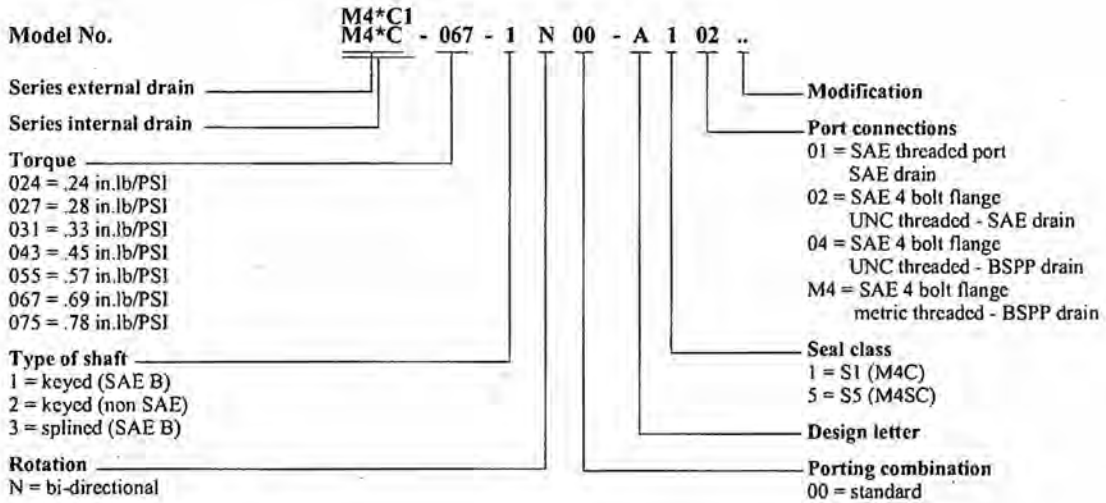
Internal drain : All these motors may be equipped with internal drain. Then the model numbers will be M3B1, M4C1, M4SC1, M4D1, M4SD1, M4E1, M4SE1, M4DC1, M4SDC1.

For further information or if the performance characteristics outlined above do not meet your own particular requirements, please consult your local DENISON Hydraulics office.

GENERAL CHARACTERISTICS

	Mounting standard	Weight without connector and bracket - lbs	Moment of inertia lb.in^2	Option for inlet and outlet port
M3B	SAE J744c ISO/3019-1 SAE A	17.6	1.03	SAE threaded SAE 4 bolt J718c ISO/DIS 6162-1 - 3/4" BSPP threaded
M4C/SC	SAE J744c ISO/3019-1 SAE B	34.0	2.7	SAE threaded SAE 4 bolt J718c ISO/DIS 6162-1 - 1"
M4D/SD	SAE J744c ISO/3019-1 SAE C	59.5	1.4	SAE threaded SAE 4 bolt J718c ISO/DIS 6162-1 - 1 1/4"
M4E/SE	SAE J744c ISO/3019-1 SAE C	99.0	20.0	SAE threaded SAE 4 bolt J718c ISO/DIS 6162-1 - 2"
M4DC/SDC	SAE J744c ISO/3019-1 SAE C	88.0	10.0	SAE 4 bolt J718c ISO/DIS 6162-1 - 1 1/4" P2 = See M4C/M4SC

ORDERING CODE - M4C - M4SC SERIES



* = S = Severe duty motor.

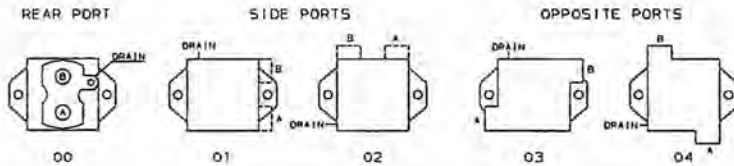
M4C1 - M4SC1 : Drain port is plugged.

Porting combination

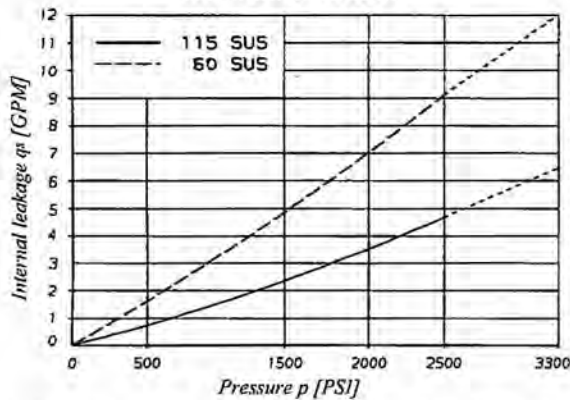
View from shaft end :

CW rotation A = inlet
B = outlet

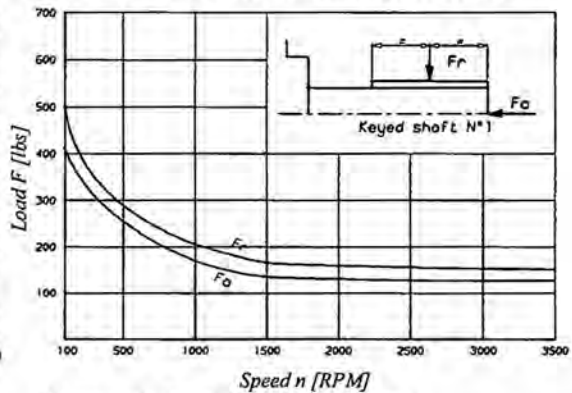
CCW rotation A = outlet
B = inlet



INTERNAL LEAKAGE



PERMISSIBLE RADIAL AND AXIAL LOADS



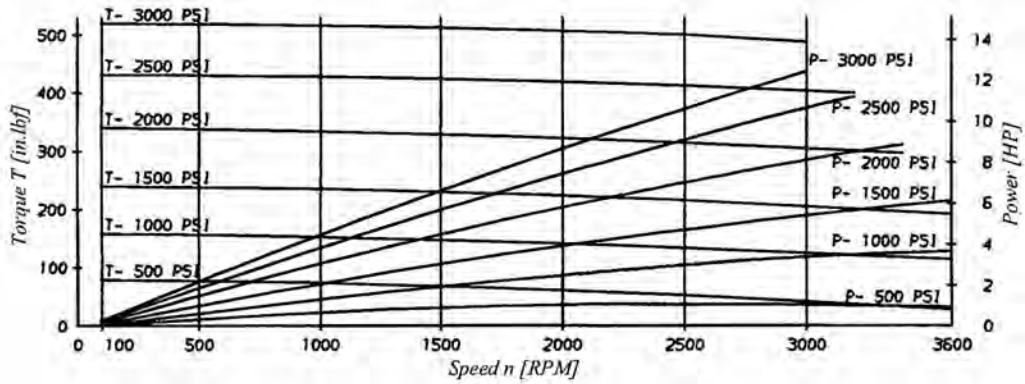
Do not apply F_r and F_a loads simultaneously

OPERATING CHARACTERISTICS - TYPICAL [115 SUS]

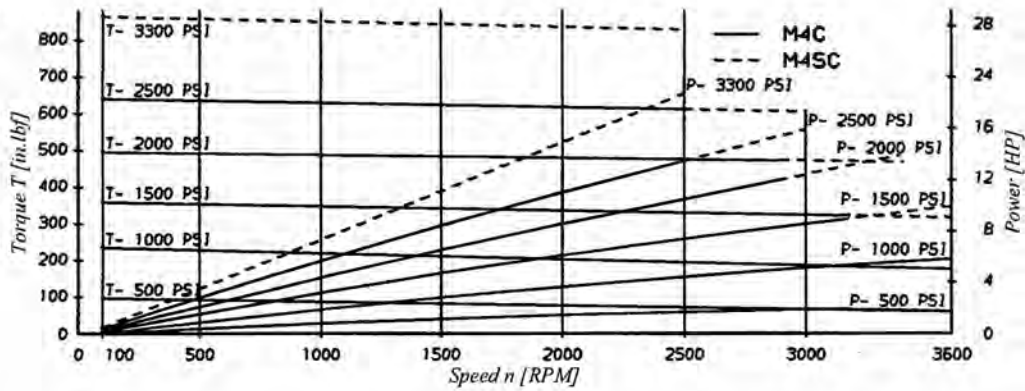
Model	Volumetric displacement V_i in ³ /rev.	Input flow at $n = 2000$ RPM		Torque T	Power output
		Theoretical GPM	at 2500 PSI Δp GPM	at $n = 2000$ RPM	at $n = 2000$ RPM
				at 2500 PSI Δp in.lbf	at 2500 PSI Δp HP
M4C - M4SC 024	1.49	13.0	17.7	535.4	17.0
M4C - M4SC 027	1.72	14.8	19.5	619.5	19.7
M4C - M4SC 031	2.11	18.5	23.2	768.0	24.0
M4C - M4SC 043	2.84	24.6	29.3	1062.0	33.6
M4C - M4SC 055	3.59	31.2	36.0	1318.6	41.8
M4C - M4SC 067	4.34	37.5	42.3	1504.5	47.7
M4C - M4SC 075	4.89	42.3	47.0	1752.2	55.6

PERFORMANCE CURVES - OIL VISCOSITY : 115 SUS (45°) - M4* SERIES

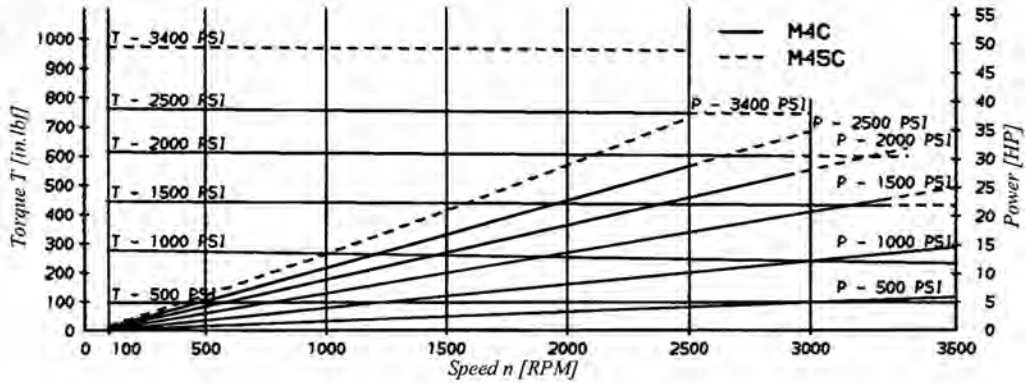
M4C 024



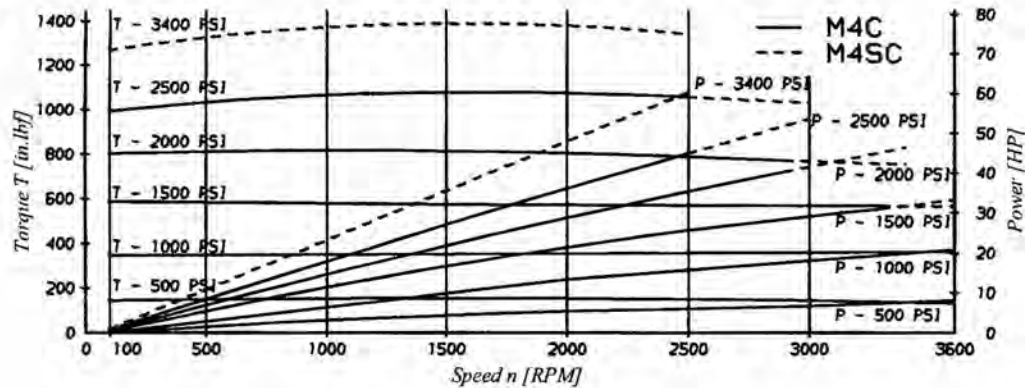
M4C 027



M4C 031



M4C 043

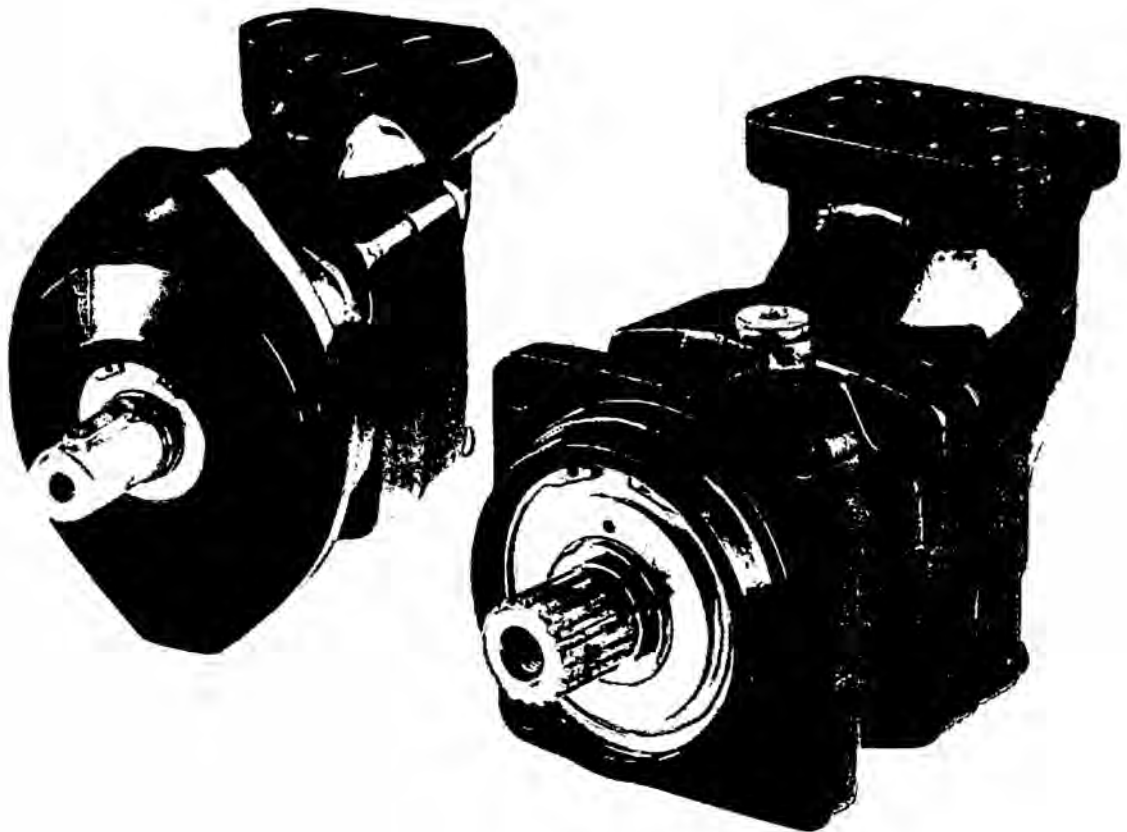




Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12

Fixed Displacement

*Catalogue HY17-8249/US
March 2004*



Specifications

Frame size	F11-5	-10	-14	-19	F12-30	-40	-60	-80	-110	F11-150	-250	
Displacement [cm ³ /rev]	4.9	9.8	14.3	19.0	30.0	40.0	59.8	80.4	110.1	150	242	
[cu in/rev]	0.30	0.60	0.87	1.16	1.83	2.44	3.65	4.91	6.72	9.15	14.8	
Operating pressure												
max intermittent ¹⁾ [bar]	420	—————			420	480	—————			480	420	420
[psi]	6 000	—————			6 000	7 000	—————			7 000	6 000	6 000
max continuous [bar]	350	—————			350	420	—————			420	350	350
[psi]	5 000	—————			5 000	6 000	—————			6 000	5 000	5 000
Motor operating speed [rpm]												
max intermittent ¹⁾	12 000	11 000	10 000	9 000	7 100	6 400	5 600	5 200	4 700	3 000	2 700	
max continuous	10 800	9 900	9 000	8 100	5 600	5 000	4 300	4 000	3 600	2 600	2 400	
min continuous	50	—————			—————						50	
Max pump selfpriming speed²⁾												
L or R function; max [rpm]	4 600	4 200	3 900	3 500	3 150	2 870	2 500	2 300	2 290	1 700	1 500	
Motor input flow												
max intermittent ¹⁾ [l/min]	58	108	143	171	213	256	335	418	517	450	650	
[gpm]	15.3	28.5	37.8	45.2	56.3	67.6	88.5	110.4	136.6	119.0	172.8	
max continuous [l/min]	52	97	128	153	168	200	257	322	396	390	580	
[gpm]	13.7	25.6	33.8	40.4	44.4	52.8	67.9	85.1	104.6	103.0	153.6	
Main circuit temp.³⁾, max [°C]	80	—————			—————						80	
[°F]	175	—————			—————						175	
min [°C]	-35	-35	-30	-35	-35	—————			-35	-35	-35	
[°F]	-31	-31	-22	-31	-31	—————			-31	-31	-31	
Mass moment of inertia												
(x10 ⁻³) [kg m ²]	0.16	0.39	0.42	1.1	1.7	2.9	5	8.4	11.2	40	46	
(x10 ⁻²) [lbf ft ²]	0.38	0.92	1.00	2.61	4.03	6.88	11.86	19.93	26.58	94.92	109.16	
Weight [kg]	5	7.5	8.3	11	12	16.5	21	26	36	70	77	
[lb]	11	16.5	18.8	24	26	36	46	57	79	154	170	

- 1) Intermittent: max 6 seconds in any one minute.
- 2) Selfpriming speed valid at sea level.
- 3) See also installation information, operating temperature.

Basic formulas for hydraulic motors

Flow (q)

$$q = \frac{D \times n}{1000 \times \eta_v} \text{ [l/min]}$$

D - displacement [cm³/rev]

n - shaft speed [rpm]

η_v - volumetric efficiency

Δp - differential pressure [bar]
(between inlet and outlet)

η_{hm} - mechanical efficiency

η_t - overall efficiency

$$(\eta_t = \eta_v \times \eta_{hm})$$

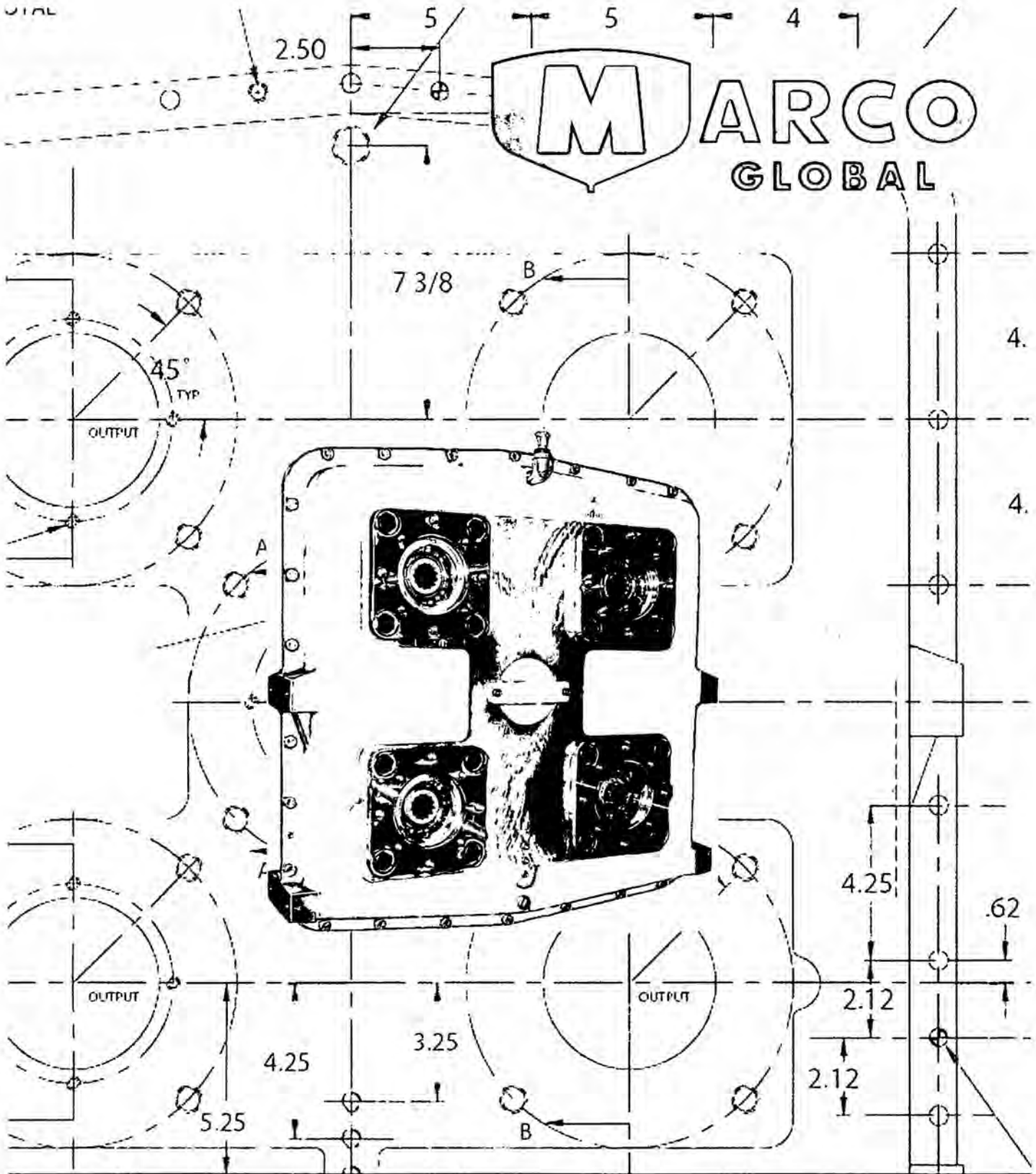
Torque (M)

$$M = \frac{D \times \Delta p \times \eta_{hm}}{63} \text{ [Nm]}$$

Power (P)

$$P = \frac{q \times \Delta p \times \eta_t}{600} \text{ [kW]}$$

STEEL



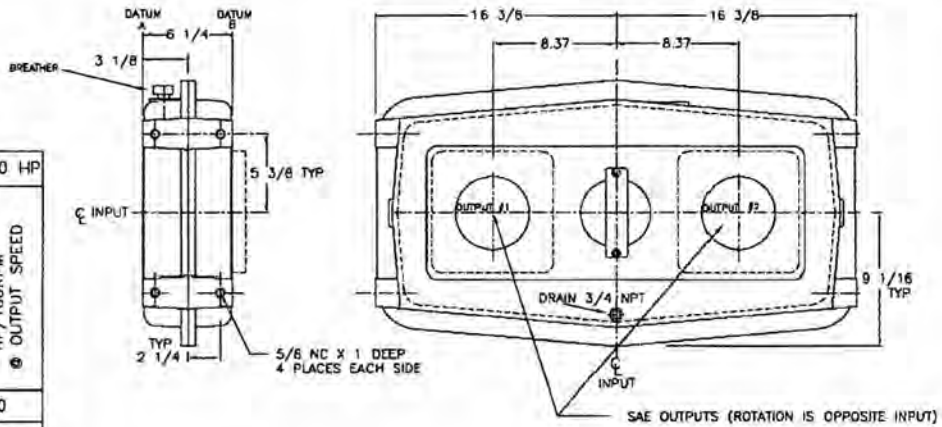
Hydraulic Pump Drives

ANEXO 18

Large Two Pump Drives

CONTINUOUS THERMAL RATING: 550 HP

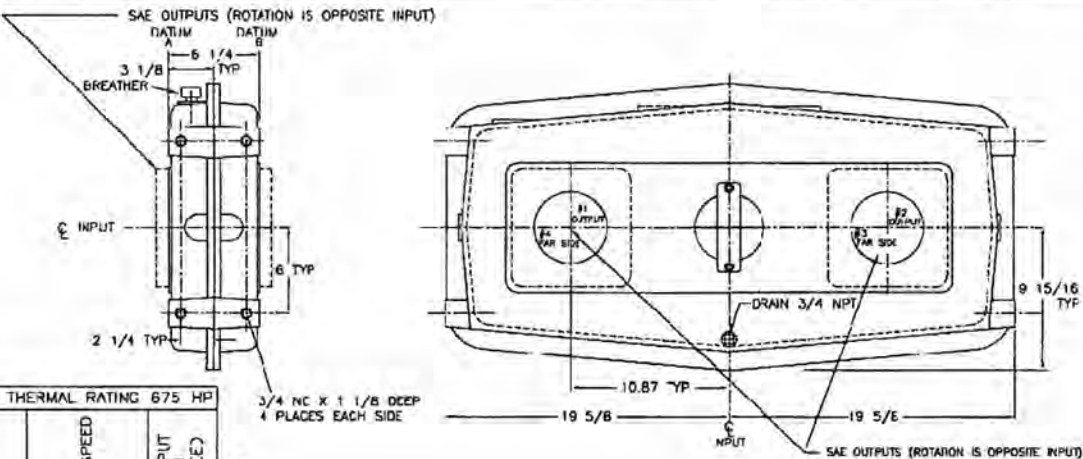
RATIO (INCREASING) U=UP (DECREASING) D=DOWN	MAXIMUM INPUT SPEED (RPM)	MAXIMUM OUTPUT HP/1000RPM @ OUTPUT SPEED
1:1	2700	20
1.13U, 1.13D	2550, 2900	19, 21
1.27U, 1.27D	2400, 3100	18, 23
1.44U, 1.44D	2300, 3300	16, 24
1.64U, 1.64D	2200, 3500	15, 24
1.87U, 1.87D	2100, 3900	14, 26
2.14U, 2.14D	1950, 4250	12, 27
2.47U, 2.47D	1800, 4500	11, 27
2.88U	1550	9
3.4U	1300	7
4.08U	1100	6



Model 28
Two outputs with 8.37 Gear Centers

CONTINUOUS THERMAL RATING 675 HP

RATIO (INCREASING) U=UP (DECREASING) D=DOWN	MAXIMUM INPUT SPEED (RPM)	MAXIMUM OUTPUT HP/1000RPM @ OUTPUT SPEED
1:1	2000	27
1.10U, 1.10D	1900, 2100	26, 29
1.21U, 1.21D	1800, 2200	25, 30
1.32U, 1.32D	1800, 2400	23, 31
1.46U, 1.46D	1700, 2500	22, 32
1.61U, 1.61D	1600, 2600	21, 33



1 RATING IS FOR OUTPUT PAIR; FOR EXAMPLE OUTPUTS #1 AND #4 COMBINED OR #2 AND #3 COMBINED

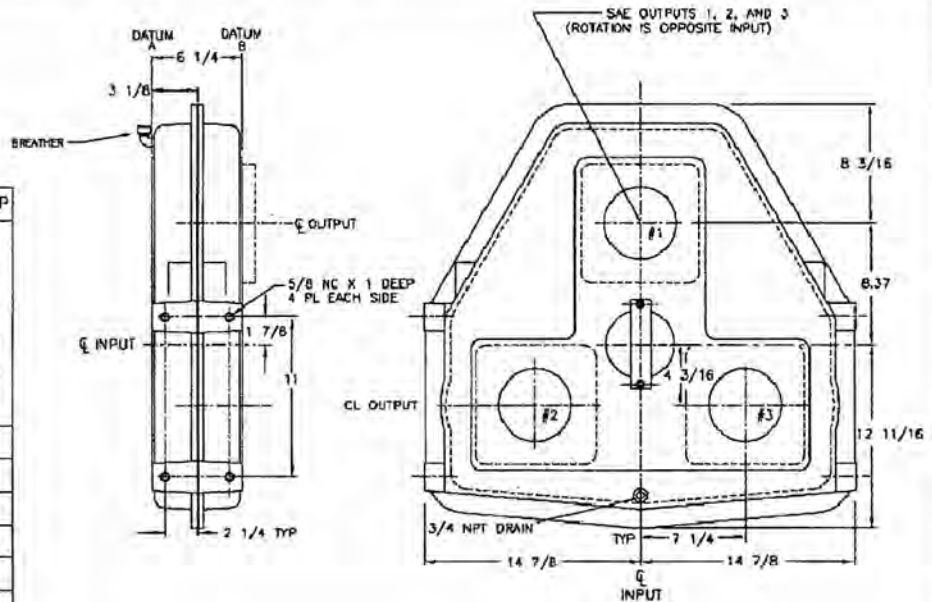
WHEN OUTPUTS ON #3 AND #4 ARE REQUIRED, ONLY S AND SX MAY BE USED AT INPUT

Model 20
Two or four outputs with 10.87 Gear Centers

Large Three Pump Drive

CONTINUOUS THERMAL RATING: 550 HP

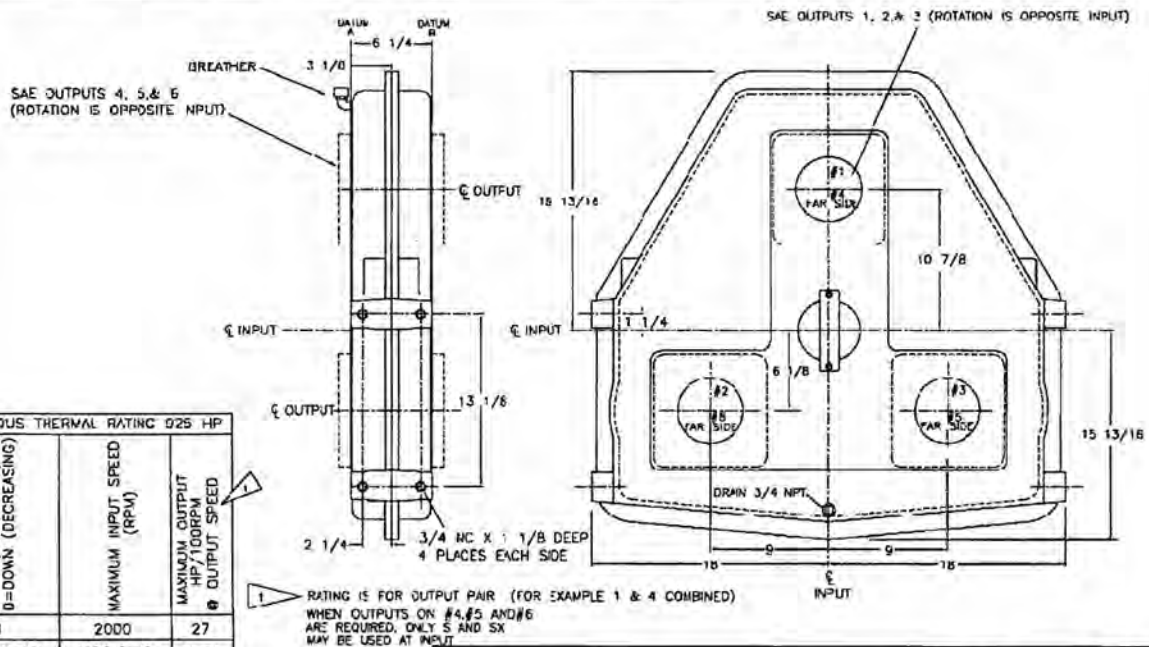
RATIO U=UP (INCREASING) D=DOWN (DECREASING)	MAXIMUM INPUT SPEED (RPM)	MAXIMUM OUTPUT HP/100RPM @ OUTPUT SPEED
1:1	2700	20
1.13U, 1.13D	2550, 2900	19.21
1.27U, 1.27D	2400, 3100	18.23
1.44U, 1.44D	2300, 3300	16.24
1.64U, 1.64D	2200, 3500	15.24
1.87U, 1.87D	2100, 3900	14.26
2.14U, 2.14D	1950, 4250	12.27
2.47U	1800	11
2.88U	1550	9
3.4U	1300	7
4.08U	1100	6



Model 38
Three outputs with 8.37 Gear Centers

CONTINUOUS THERMAL RATING 925 HP

RATIO U=UP (INCREASING) D=DOWN (DECREASING)	MAXIMUM INPUT SPEED (RPM)	MAXIMUM OUTPUT HP/100RPM @ OUTPUT SPEED
1:1	2000	27
1.10U, 1.10D	1900, 2100	26.29
1.21U, 1.21D	1800, 2200	25.30
1.32U, 1.32D	1800, 2400	23.31
1.46U, 1.46D	1700, 2500	22.32
1.61U, 1.61D	1600, 2600	21.33



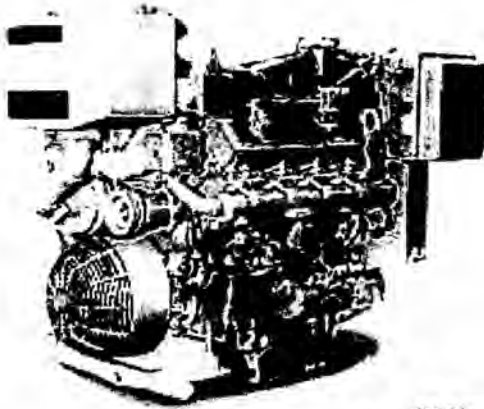
Model 30
Three or six outputs with 10.87 Gear Centers

CATERPILLAR®

Marine Engine

3408C

455-570 hp
1800-2100 rpm



TA Shown with
Accessory Equipment

SPECIFICATIONS

V8, 4-Stroke-Cycle-Diesel
 Bore—mm (in) 137 (5.4)
 Stroke—mm (in)..... 152 (6.0)
 Displacement—L (cu in) 18.0 (1,099)
 Rotation (from flywheel end) Counterclockwise
 Compression Ratio..... 14.5:1
 Capacity for Liquids — L (U.S. gal)
 Cooling System 142.0 (37.5)
 Lube Oil System (refill) 45.4 (12.0)
 Oil Change Interval 250 hrs
 Engine Weight, Net Dry (approx)—kg (lb) .. 1,681 (3,705)



PERFORMANCE DATA

Turbocharged-Aftercooled

Rating Level	D	C	B	B	A
Rated rpm	2100	2100	2100	1800	1800
Engine Power @ rpm	425 kW (570 bhp) 578 mhp	403 kW (540 bhp) 548 mhp	384 kW (515 bhp) 522 mhp	358 kW (480 bhp) 487 mhp	339 kW (455 bhp) 461 mhp

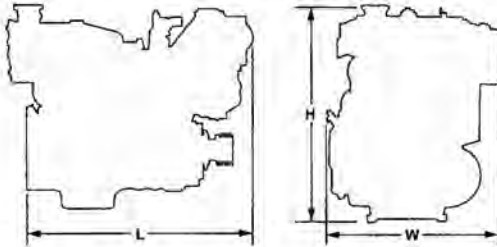
rpm	2100	1800	1400	2100	1800	1400	2100	1800	1400	1800	1600	1200	1800	1600	1200
kW	425	268	126	403	254	119	384	242	114	358	251	106	339	238	100
g/kW-hr	228	217	230	226	218	231	225	219	232	214	217	233	215	218	235
L/hr	115.6	69.3	34.5	108.5	65.9	32.9	103.0	63.0	31.5	91.4	65.1	29.5	86.7	61.9	28.2

bhp	570	359	169	540	340	160	515	324	153	480	337	142	455	319	135
lb/hp-hr	.375	.357	.378	.372	.358	.380	.370	.360	.381	.352	.357	.383	.353	.358	.386
gal/hr	30.5	18.3	9.1	28.7	17.4	8.7	27.2	16.6	8.3	24.1	17.2	7.8	22.9	16.4	7.4

RATING LEVEL DEFINITIONS

- D**—For use in patrol, customs, police and some fire boats.
- C**—For use in yachts with displacement hulls, as well as ferries with trips less than one hour, fish boats with higher speed journey out and back (e.g., some lobster, crayfish, and tuna), and short trip coastal freighters.
- B**—For use in midwater trawlers, purse seiners, crew and supply boats, ferry boats with trips longer than one hour, and towboats in rivers where locks, sandbars, curves, or traffic dictate frequent slowing.
- A**—For use with little load cycling in oceangoing displacement hulls such as freighters, tugboats, and bottom-drag trawlers, and deep river towboats.

DIMENSIONS



L		H		W	
mm	in	mm	in	mm	in
1481.6	58.33	1389.5	54.70	1328.1	52.29

STANDARD ENGINE EQUIPMENT

- Air intake
 - single-stage, dry, panel-type air cleaner with service indicator
- Cooling
 - expansion tank, auxiliary sea water pump, thermostats, lube oil and transmission oil cooler
- Exhaust
 - watercooled exhaust manifold and turbocharger
- Flywheel housing, SAE #1
- Fuel
 - priming and transfer pumps, filter
- Governor
 - hydra-mechanical
- Instruments and gauges
 - fuel pressure, lubricating oil, water temperature, service meter
- Lubricating
 - oil pump, oil filters

ACCESSORY EQUIPMENT

- Air cleaner adapter
- Alternator
- Control system
 - remote-mounted pilot house controls
- Cooling
 - auxiliary pump, heat exchanger
- Exhaust
 - muffler, watercooled elbow
- Fuel
 - primary filter
- Instruments and gauges
 - engine-mounted premium panels, pilot house panels, tachometer
- Power takeoffs
 - auxiliary drive, front enclosed clutch, hydraulic pump drive
- Protection devices
 - coolant temperature and oil pressure contactors, overspeed and solenoid shutoffs
- Starting
 - air, electric

RATING CONDITIONS

Ratings are based on SAE J1349 standard conditions of 100 kPa (29.61 in Hg) and 25° C (77° F). These ratings also apply at ISO 3046/1, DIN 6271 and BS 5514 standard conditions of 100 kPa (29.61 in Hg), 27° C (81° F) and 60% relative humidity.

Fuel rates are based on fuel oil of 35° API [16° C (60° F)] gravity having an LHV of 42 780 kJ/kg (18,390 Btu/lb) when used at 29° C (85° F) and weighing 838.9 g/liter (7.001 lbs/U.S. gal).

Materials and specifications are subject to change without notice.
LEHM4242 (4-94)
Supersedes LEHM3212

The International System of Units (SI) is used in this publication.

© 1994 Caterpillar

Printed in U.S.A.

EQUIPAMIENTO DE SISTEMA DE REFRIGERACION

ítem	Descripción	Cant.	Uni	USD/Un	USD
1	Vilter recciprocating Compressor model A12K4512XL	1	un	33,250.00	33,250.00
2	Alfa Laval Sea Water Condenser	1	un	20,000.00	20,000.00
3	Thermofluid Ammonia Receiver (Part# RH-2010),	1	un	2,110.00	2,110.00
4	Thermofluid Suction Traps (Part # AV-1 807)	1	un	2,025.00	2,025.00
5	Thermofluid Sea Water Chiller	3	un	25,650.00	76,950.00
6	Tablero de Control y Sistema de alarma	1	un	4,200.00	4,200.00
7	Motor Caterpillar 3408C	1	un	40,000.00	40,000.00
8	Caja reductora de dos salidas Marco Global	1	un	2,700.00	2,700.00
9	Caja de transmisión tres salidas Marco Global	1	un	3,500.00	3,500.00
10	Bomba Hidráulica Denison T6ED	1	un	2,610.00	2,610.00
11	Bomba Hidráulica Denison T6CC	2	un	2,610.00	5,220.00
12	Volvo Hydraulic Motors,(Part# F-11-250-QF-SH-F)	2	un	4,070.00	8,140.00
13	Motor Hidráulico Denison M4SC	4	un	1,950.00	7,800.00
14	Vertiflo Centrifugal Pump model 1424 (6x6x10)	3	un	4,500.00	13,500.00
15	Vertiflo Centrifugal Pump model 1424 (6x5x10)	1	un	4,500.00	4,500.00
16	Enfriador de placas Ti. Aceite Hidráulico- Alfa Laval	1	un	3,000.00	3,000.00
				Total	229,505.00

VALVULAS Y ELEMENTOS DE CONTROL

Item	Descripción	Can.	u.m	USD/u.m	USD
1	Vilter Level Gauges (Part # 1731 U)	1	un	365.50	365.50
2	Vilter Valve Sets (Part # 1732B)	1	un	200.50	200.50
3	Hansen Modular Pressure Regulator 2-1/2SW, 120VAC	3	un	743.85	2,231.55
4	Hansen Solenoid Valve HS4A-1SW 120 VAC W/Strainer	3	un	268.75	806.25
5	Hansen Float Switches (type LL)	7	un	245.10	1,715.70
6	Henry Expansión Valve (Part # 340 FM)	3	un	73.35	220.05
7	Danfoss Thermostat (Part # RT-3)	3	un	70.55	211.65
8	Henry Shut Off Valves 4' Part # 1 57B)	1	un	296.15	296.15
9	Henry ShutOff Valves 2 1/2" (Part # 154B)	10	un	177.35	1,773.50
10	Henry Shut Off Valves 2 "(Part # 1 53B)	4	un	106.75	427.00
11	Henry Shut Off Valves 1 1/4 "(Part # 151 B)	17	un	89.00	1,513.00
12	Henry Shut Off Valves 3/4 " (Part # 330G) Globe	14	un	33.95	475.30
13	Henry Shut Off Valves 3/4 " (Part # 320G) Globe	10	un	27.90	279.00
14	Henry Socket Weld 4" (Part # S2SW4)	14	un	72.25	1,011.50
15	Henry Socket Weld 2 -1/2" (Part# S2SW2-1/2)	20	un	39.40	788.00
16	Henry Socket Weld 1 -1 1/2" (Part # S2SW -2x1-1/2)	8	un	24.10	192.80
17	Henry Socket Weld 1-1/4" (Part# S2SW-1 1/4)	12	un	22.00	264.00
18	Henry Socket Weld 1-1/4 X 1," (Part # S2SW-1- 1/4)	14	un	21.35	298.90
19	Henry Socket Weld 1" (Part # O2SW-1)	14	un	16.00	224.00
20	Henry Socket Weld 3/4" (Part # O2SW-1 X 3/4)	14	un	16.00	224.00
21	Henry Socket Weld 1/2" (Part # O 2SW-1X 1/2")	14	un	15.00	210.00
22	Henry Gauge Valve, (Part # 965)	12	un	10.00	120.00
23	Henry Three Way, (Part # 8022A)	2	un	54.75	109.50
24	Henry Pressure Relief Valve, (Part #5602-250 PSI)	5	un	74.00	370.00
25	Henry Pressure Relief Valve, (Part # 5602-1 75 PSI)	5	un	104.10	520.50
26	Henry Strainer, (Part # V8144-1-1/2SW)	1	un	118.00	118.00
27	Henry Strainer, (Part # 848-ST)	4	un	13.65	54.60
28	Henry Bulls Eye, (Part # LT-50-2W)	12	un	39.40	472.80
29	Tel Thru Thermometer, (Part # GT300-1/2NPT)	8	un	40.15	321.20
30	Rango Hi Pressure Switch, (Part # 016-120-70)	4	un	50.00	200.00
31	Honeywel Insert (Part # 1 1262200)	4	un	18.05	72.20
32	McDonnel Liquid Float Switch (Part # FS74SW)	6	un	328.00	1,968.00
33	Nibco Butterfly Valves, (Part # WD-2000-3-6)	36	un	230.00	8,280.00
34	Denison Relief Valve R5V12 - W/solenoid	2	un	690.00	1,380.00
35	Denison Relief Valve R5V08 - W/solenoid	4	un	690.00	2,760.00
36	Marion Hydraulic Filter MS-150	3	un	560.00	1,680.00
37	Gresen Hydraulic Filter FLR-415	4	un	180.00	720.00
				Total	32,875.15

Análisis Económico Financiero del Proyecto de Mejora de la Calidad de Pesca en una Embarcación de 490 m³

COMPORTAMIENTO DE VARIABLES CON PROYECTO Y SIN PROYECTO

DATOS

	Pesca refrigerada	Pesca sin refrigerar
Sobre la embarcación y la captura		
Volumen de Bodega	490 M3	0 USD
Factor de Estiba	0.91 M3 x TM	0 Años
Días Promedio de Pesca	150 Días	70%
Precios de mercado		105 Días
Combustible Diesel	1.35 USD x GL	4
Precio de harina de pozcado	440 USD x TM	0 GL x HR
Laborales		0 M3
Comisión de tripulación	8.00%	446 TM
Beneficios laborales	55.00%	11,704.88 TM
Para la construcción del flujo		90 USD x TM
Impuesto a la Renta	30.00%	1,053,438.75 USD
Tasa de intereses	10.00%	18.00%
Tasa de descuento	12.00%	74,162.09 USD

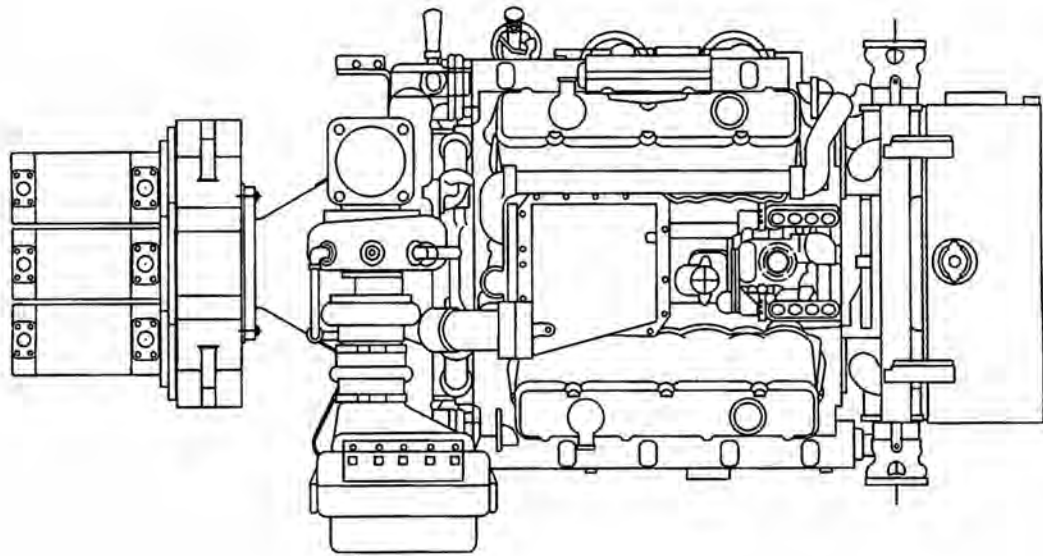
	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5	AÑO 5	AÑO 7	AÑO 8	AÑO 9	AÑO 10
RUBROS	INICIO	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Flujo de Inversión	404,711.15	337,769.25	337,769.25	337,769.25	337,769.25	337,769.25	337,769.25	337,769.25	337,769.25	337,769.25
Diferencia de Ingresos Totales	0	109,995.14	109,995.14	109,995.14	109,995.14	109,995.14	109,995.14	109,995.14	109,995.14	119,995.14
Diferencia de Egresos Totales	0	27,369.34	27,369.34	27,369.34	27,369.34	27,369.34	27,369.34	27,369.34	27,369.34	27,369.34
Costo Participación de Pesca	0	17,657.64	17,657.64	17,657.64	17,657.64	17,657.64	17,657.64	17,657.64	17,657.64	17,657.64
Diferencias por tripulación	0	9,711.70	9,711.70	9,711.70	9,711.70	9,711.70	9,711.70	9,711.70	9,711.70	9,711.70
Diferencias de beneficios laborales	0	4,720.00	4,720.00	4,720.00	4,720.00	4,720.00	4,720.00	4,720.00	4,720.00	4,720.00
Costo Mantenimiento	0	2,400.00	2,400.00	2,400.00	2,400.00	2,400.00	2,400.00	2,400.00	2,400.00	2,400.00
Técnico en refrigeración	0	1,320.00	1,320.00	1,320.00	1,320.00	1,320.00	1,320.00	1,320.00	1,320.00	1,320.00
Beneficios laborales	0	1,000.00	1,000.00	1,000.00	1,000.00	1,000.00	1,000.00	1,000.00	1,000.00	1,000.00
Repuestos	0	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80
Overhaul	0	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80	77,905.80
Costo Combustible	0	227,774.11	227,774.11	227,774.11	227,774.11	227,774.11	227,774.11	227,774.11	227,774.11	227,774.11
Combustible	0	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)
Utilidad	0	187,302.99	187,302.99	187,302.99	187,302.99	187,302.99	187,302.99	187,302.99	187,302.99	187,302.99
Depreciación	0	(56,190.90)	(56,190.90)	(56,190.90)	(56,190.90)	(56,190.90)	(56,190.90)	(56,190.90)	(56,190.90)	(56,190.90)
Utilidad antes de impuestos	0	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)	(40,471.12)
Impuesto a la Renta	0	(28,329.78)	(28,329.78)	(28,329.78)	(28,329.78)	(28,329.78)	(28,329.78)	(28,329.78)	(28,329.78)	(28,329.78)
Amortización	0	(36,424.00)	(36,424.00)	(36,424.00)	(36,424.00)	(36,424.00)	(36,424.00)	(36,424.00)	(36,424.00)	(36,424.00)
Gastos Financieros	0	94,688.09	94,688.09	94,688.09	94,688.09	94,688.09	94,688.09	94,688.09	94,688.09	94,688.09
Flujo de Fondos Económico Financiero	-404,711.15	90,640.98	98,735.20	102,782.31	99,829.43	110,876.54	114,923.65	118,970.76	123,017.87	120,064.98
VANI(12%)	183,175.36									
TIR	21.59%									

ANEXO 21

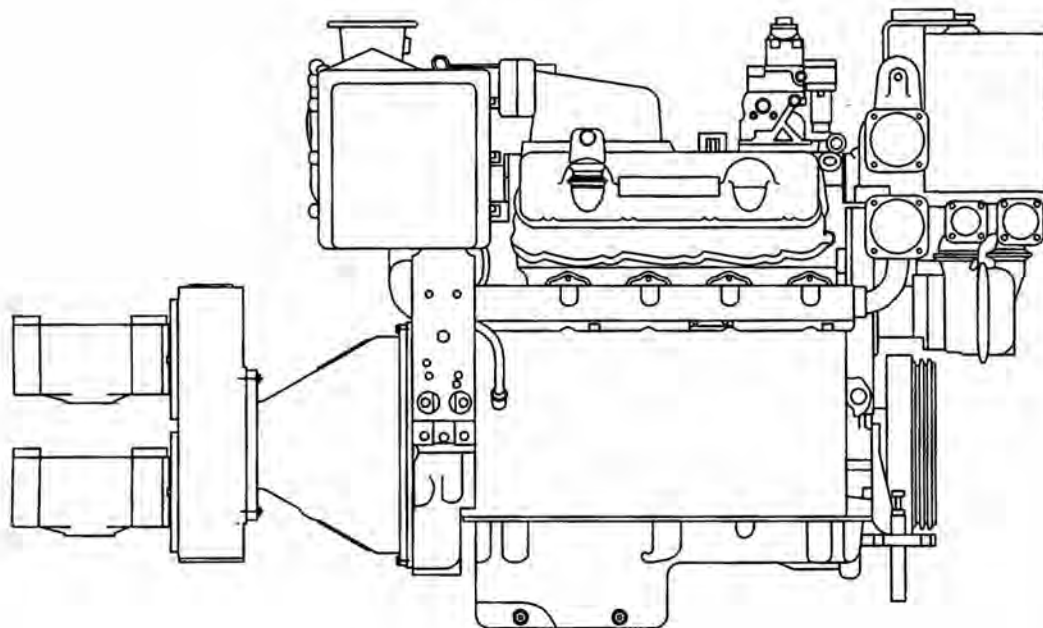
BOMBAS
HIDRAULICAS

CAJA DE
TRANSMISION

MOTOR
CAT 3508B



VISTA DE PLANTA



VISTA EN ELEVACION

PESQUERA AUSTRAL SAA

Embarcación Pesquera de 490 m³
Ensamble de Motor Diesel y Caja de Transmisión



Fecha:
26-11-97

Dibujado:
J.Blas

Revisado:
C.Paredes

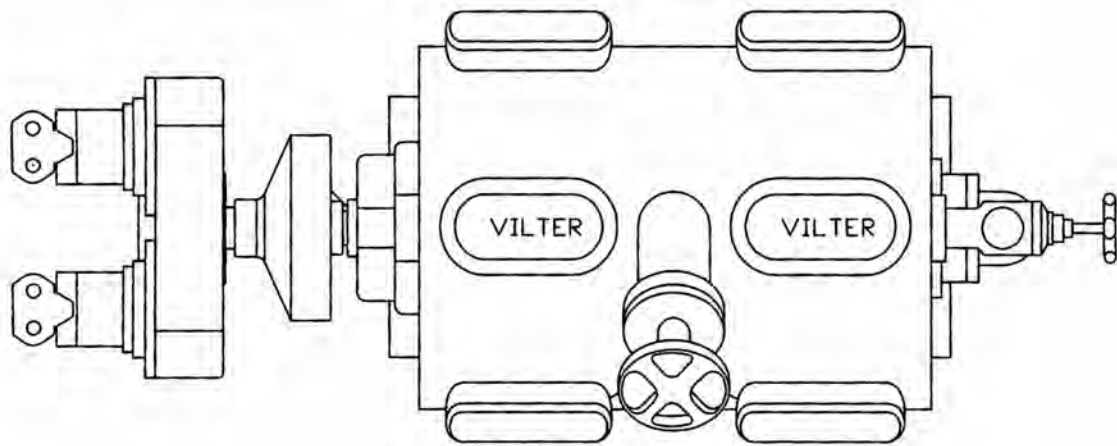
Escala:
1:16

Plano:
No. 97-11-MC

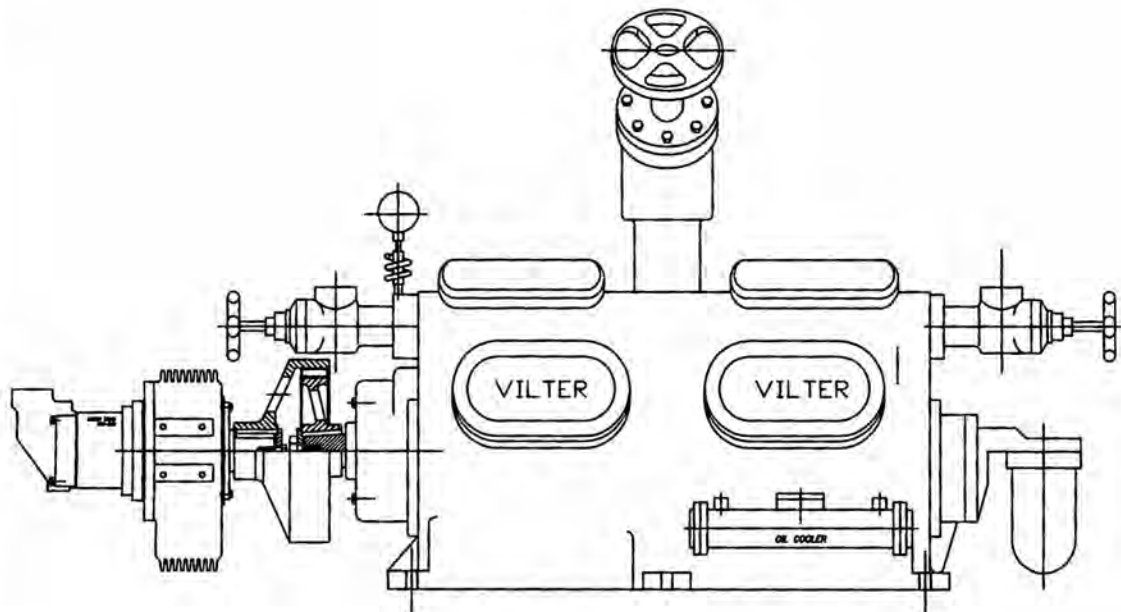
MOTORES
HIDRAULICOS

CAJA DE
TRANSMISION

COMPRESOR
VILTER 4512



VISTA DE PLANTA



VISTA DE ELEVACION

PESQUERA AUSTRAL SAA

Embarcación Pesquera de 490m³
Ensamble de Compresor y Caja de Transmisión



Fecha:
26-11-97

Dibujado:
J.Blas

Revisado:
C.Paredes

Escala:
1:16

Plano:
No. 97-11-CC