



**UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO**

**Facultad de Ingeniería  
Departamento de Ingeniería Mecánica**

# Estudio del sistema hidráulico barcaza Guardián Brito

**Seminario de Título presentado en  
conformidad a los requisitos para  
obtener el título de Ingeniero de  
Ejecución en Mecánica.**

**Profesor Guía:  
Sr. Vicente Pita Vives**

**ANGELO PAOLO BRIONES URRUTIA**

**2014**

## **Resumen**

El trabajo realizado tuvo como finalidad estudiar el sistema y las características de los equipos accionados por el sistema hidráulico de la barcaza Guardián Brito, de la Armada de Chile, para mejorar los diferentes tipos de maniobras tales como maniobra de varada, varada con codera, maniobra de fondeo y grúa hidráulica.

Se efectuó un análisis de las capacidades de los equipos disponibles para determinar si podían satisfacer los requerimientos de las distintas maniobras, considerando como las más relevantes:

- La participación principal de los motores propulsores de la maniobra de varada, cuyo motor de babor entrega energía a la bomba hidráulica del sistema.
- La seguridad, tanto del personal como material en la maniobra de varada, al operar la rampa, debido a un deficiente sistema de frenado del equipo.

Para mejorar la seguridad en el accionamiento de la rampa, se optó por cambiar el winche hidráulico por uno con sistema de frenado, que permitiera soportar el peso de dicha rampa en la maniobra de varada, ante una eventual falla del motor propulsor y la consecuente falla del sistema hidráulico correspondiente.

Se consideró además, la implementación de un sistema hidráulico de emergencia o secundario, con el fin de terminar el proceso de arriado o izado de la rampa ante una falla del sistema principal.

Se propone también soluciones para problemas derivados de la falta de un programa de mantenimiento, la distancia excesiva que existe entre los soportes de los circuitos, los diferentes tipos de material utilizados en ellos que pueden provocar corrosión galvánica y la necesidad de seccionamiento de circuitos para facilitar trabajos de mantenimiento.

## **CONTENIDOS.**

Introducción.	1
Objetivo general.	2
Objetivos específicos.	2
<b>CAPÍTULO 1: Descripción general.</b>	
1.1 Introducción.	3
1.2 Antecedentes generales.	4
1.2.1 Maniobra de zarpe y atraque.	4
1.2.2 Maniobra de varada.	4
1.2.3 Maniobra de varada con codera.	5
1.2.4 Maniobra de fondeo.	6
1.2.5 Maniobra con grúa.	7
<b>CAPÍTULO 2: DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO.</b>	
2.1 Descripción.	8
2.2 Equipo y accesorios.	9
2.3 Descripción de equipos y accesorios.	9
2.3.1 Bomba hidráulica.	9
2.3.2 Motor propulsor.	10
2.3.3 Motores hidráulicos.	11
2.3.4 Grúa hidráulica.	14
2.3.5 Estanque de almacenamiento.	16
2.3.6 Aceite hidráulico.	16
2.3.7 Mangueras flexibles	17



<b>CAPÍTULO 3: NECESIDADES A SATISFACER.</b>	
3.1 Independizar sistema hidráulico.	18
3.2 Seguridad en la maniobra de rampa.	18
3.2.1 Operación de la rampa.	19
3.2.2 Recorrido de cable del winche.	20
3.3 Compatibilidad de material en el sistema hidráulico.	20
3.4 Seccionamiento de circuito hidráulico.	21
3.5 Distancia entre soporte.	21
3.6 mantenimiento.	21
3.7 Variables a considerar.	21
3.7.1 Mantenimiento.	21
3.7.2 Mantenimiento preventivo.	21
3.7.3 Mantenimiento planificado.	23
3.7.4 Densidad del aceite.	23
3.7.5 Gravedad específica.	23
3.7.6 Viscosidad.	24
3.7.7 N° de Reynolds.	28
<b>CAPÍTULO 4: CÁLCULOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO.</b>	
4.1 Cálculo del sistema hidráulico existente.	36
4.1.1 Winche maniobra de rampa.	36
4.1.2 Winche de maniobra de fondeo.	39
4.1.3 Winche de maniobra de codera.	41
4.1.4 Grúa hidráulica.	43
4.1.5 Cálculo de pérdidas de carga y presión.	47
4.1.6 Resumen de capacidades del sistema hidráulico.	55



CAPÍTULO 5: SOLUCIÓN DE NECESIDADES.	
5.1 Independizar sistema hidráulico.	56
5.2 Seguridad en la rampa.	56
5.2.1 Reemplazo del winche existente	57
5.2.2 Cálculo de requerimiento de potencia de la bomba	58
5.2.3 Cálculo de velocidades resultantes.	59
5.3 Instalación de un sistema de emergencia.	61
5.3.1 Cálculo de requerimiento de potencia de la bomba.	64
5.3.2 Cálculo de velocidades resultantes.	65
5.4 Compatibilidad del material.	66
5.5 Seccionamiento del circuito hidráulico.	67
5.6 Distancia entre soportes.	67
5.7 Mantenimiento.	68
CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES	69
BIBLIOGRAFÍA	70



## **INTRODUCCIÓN**

La barcaza “Guardia Brito” tiene por misión principal entregar apoyo logístico a la isla Quiriquina, permitiendo la conectividad entre el continente y la Escuela de Grumetes, transportando personas y víveres, vehículos, maquinaria pesada y mudanzas, entre otras especies, desde el varadero de la Base Naval de Talcahuano hasta el varadero de la isla Quiriquina.

Para realizar esta actividad la barcaza, además de otros sistemas, cuenta con un circuito hidráulico que es alimentado por una bomba arrastrada al motor propulsor de babor y que sirve, en especial, para:

- Accionamiento de rampa en procesos de embarque y desembarque
- Operar motores hidráulicos del cabrestante, grúa y codera.

Debido a los requerimientos de presión hidráulica (revoluciones en el motor, potencia/peso), simultaneidad de operación en los distintos equipos hidráulicos y seguridad ante una posible falla del motor propulsor, es necesario efectuar un estudio para independizar y mejorar el sistema hidráulico existente.



## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL:**

Estudiar el sistema hidráulico de la Barcaza “Guardián Brito”, de la Armada de Chile.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS:**

1. Estudiar las características del sistema hidráulico existente.
2. Estudiar las actuales necesidades que debe satisfacer el sistema hidráulico y verificar si pueden ser satisfechas con el sistema existente.
3. Si el sistema hidráulico existente no cumple requisitos, proponer soluciones para satisfacer las actuales necesidades.



## **CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN**

### **1.1.- INTRODUCCIÓN.**

La barcaza bsg-118 “Guardián Brito”, reemplazó a la antigua barcaza BRS-116 “Pisagua” que luego del tsunami del 27 de febrero del 2010 se hundiera en la dársena de Asmar en Talcahuano cuando ya se encontraba próxima a su salida de mantenimiento y reparaciones mayores.

La barcaza Guardián Brito anteriormente llamada “Rocío” terminó de construirse en enero del año 2010 en el Puerto de Coronel, por la empresa AMSU, para prestar servicios en la zona de Puerto Montt transportando alimentos y combustible hacia las áreas de cultivo y manejo del salmón.

Actualmente tiene por misión entregar apoyo logístico a la Isla Quiriquina, permitiendo la conectividad entre el continente y la Escuela de Grumetes, a través del transporte de víveres, vehículos, maquinaria pesada y mudanzas, además de otras actividades como traslado de pasajeros y apoyo a la instrucción.



## 1.2.- ANTECEDENTES GENERALES.

Para llevar a cabo las actividades que realiza es necesario describir las maniobras que se utilizan a bordo, dando mayor relevancia a las que se relacionan con el sistema hidráulico.

### 1.2.1.- Maniobra de zarpe y atraque.

El buque cuenta con dos bitas tipo crucetas, una a proa y otra a popa por banda, además cuenta con cuatro cornamusas. Sin necesidad de mayores detalles de la maniobra ya que no se utiliza el sistema hidráulico del buque.

### 1.2.2.- Maniobra de varada.

Esta maniobra se realiza para el embarco y desembarco de vehículos a través de la rampa que es arriada e izada por medio de un motor hidráulico.



Figura 1.1.- Maniobra de varada.



Figura 1.2.- Maniobra de varada.

### 1.2.3.- Maniobra de varada con codera.

Esta maniobra se realiza cuando la barcaza debe permanecer varada más tiempo de lo normal y en condiciones de viento más altas que las comunes. Y se lleva a cabo con el ancla de codera en el fondo marino para evitar desplazamientos de la popa del buque.



Figura 1.3.- Winche de codera.

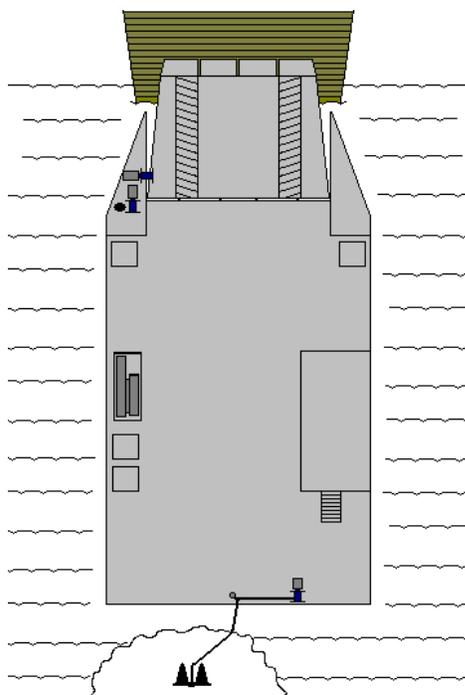


Figura 1.4.- Maniobra de varada con codera.

#### 1.2.4.- Maniobra de fondeo.

Maniobra común y corriente de buques de la Armada de Chile, en donde se deja el buque anclado al fondo marino por medio del winche del cabrestante.



Figura 1.5.- Maniobra de fondeo.

### 1.2.5.- Maniobras con Grúa.



Figura 1.6.- Maniobras con Grúa.



Figura 1.7.- Maniobras con Grúa.

## CAPÍTULO 2.- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

### 2.1.- DESCRIPCIÓN:

El sistema es alimentado por la bomba hidráulica a través de un acoplamiento flexible desde el eje cigüeñal del motor diesel propulsor de babor. La bomba hidráulica tiene una válvula bypass, controlada eléctricamente desde el puente de mando de la barcaza la cual acciona la bomba hidráulica, comunica presión y caudal a los diferentes componentes del sistema.

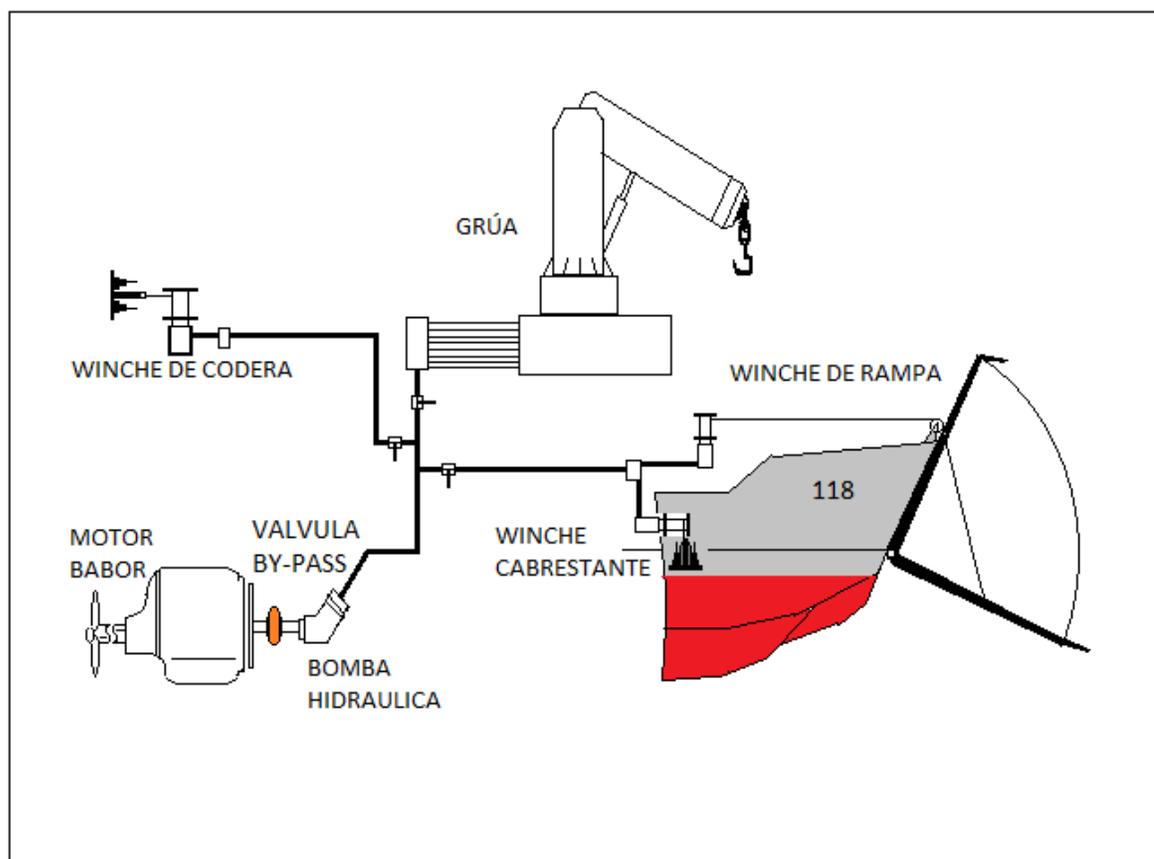


Figura 2.1.- Esquema sistema hidráulico.

## 2.2.- EQUIPOS Y ACCESORIOS:

- Bomba hidráulica.
- Motor Propulsor.
- Motores hidráulicos y válvulas direccionales.
- Grúa y válvula direccional.
- Estanque de almacenamiento de aceite.
- Aceite.
- Mangueras flexibles, terminales y niples.

## 2.3.- DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS Y ACCESORIOS.

### 2.3.1.- BOMBA HIDRÁULICA SUNFAB HYDRAULICS.



Figura 2.2 Bomba hidráulica.

**Modelo SCP-012-108-SAE Tipo SC 034 L.**

Tabla 2.1.- Especificaciones bomba hidráulica.

Revoluciones	Caudal (l/min)	Máxima velocidad bomba (RPM)		Desplazamiento cm <sup>3</sup> /rev.
500	17,1	Continua	2300	34,2
1000	34,2		Limitada	
1500	51,3	Máxima presión de trabajo (bar)		

**2.3.2.- MOTOR PROPULSOR.**

Motor propulsor a combustión interna diesel, Marca Mercedes Benz, Modelo 447 que entrega energía a la bomba hidráulica a través de un acoplamiento flexible marca Omega.



Figura 2.3.- Acoplamiento flexible.

### 2.3.3.- MOTORES HIDRÁULICOS.

#### a) Motor hidráulico rampa.



Figura 2.4.- Motor hidráulico rampa.

Tabla 2.2.- Especificaciones motor hidráulico rampa.

MOTOR HIDRÁULICO MODELO 109-1215 Marca Eaton de la línea Char-Lynn				
DESPLAZAMIENTO NOMINAL 625 cm <sup>3</sup> /rev				
SERVICIO	PRESIÓN (bar)	TORQUE (Nm)	RPM (máximas)	CAUDAL NOMINAL (l/min)
CONTINUO	115	970	151	95
LIMITADO	140	1180	241	150
PEAK	180			



Figura 2.5.- Válvula direccional winche rampa y maniobra de fondeo.

**b) Motor hidráulico maniobra de fondeo (Ancla).**



Figura 2.6.- Motor hidráulico maniobra de fondeo.

Tabla 2.3.- Especificaciones motor hidráulico maniobra de fondeo.

MOTOR HIDRÁULICO MODELO 112-1215 Marca Eaton de la línea Char-Lynn				
DESPLAZAMIENTO NOMINAL 490 cm <sup>3</sup> /rev				
SERVICIO	PRESIÓN (bar)	TORQUE (Nm)	RPM (máximas)	CAUDAL NOMINAL (l/min)
CONTINUO	205	1445	307	150
LIMITADO	275	1885	454	225
PEAK	310			

**c) Motor hidráulico maniobra de codera.**

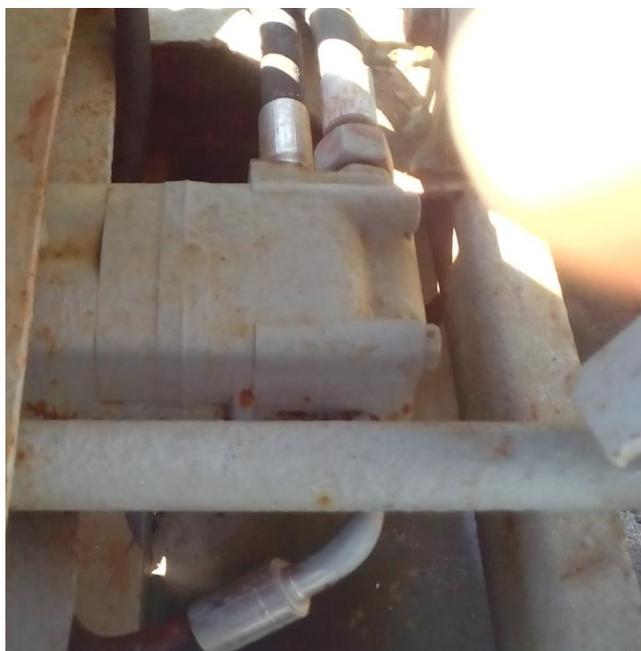


Figura 2.7.- Motor hidráulico maniobra de codera.

Tabla 2.4.- Especificaciones motor hidráulico maniobra de codera.

MOTOR HIDRÁULICO MODELO 104-1022 Marca Eaton de la línea Char-Lynn				
DESPLAZAMIENTO NOMINAL 80 cm <sup>3</sup> /rev				
SERVICIO	PRESIÓN (bar)	TORQUE (Nm)	RPM (máximas)	CAUDAL NOMINAL (l/min)
CONTINUO	205	235	908	150
LIMITADO	310	345	908	225
PEAK	310			



Figura 2.8.- Válvula direccional maniobra de codera.

### 2.3.4.- GRÚA HIDRÁULICA.

Grúa hidráulica Palfinger PKB 15500, para camiones pluma adaptada a bordo y operada en forma hidráulica a través del sistema del buque.





Figura 2.9.- Grúa hidráulica.



Figura 2.10.- Válvula direccional grúa hidráulica.

### Modelo PKB 15500 S207.

Tabla 2.5.- Especificaciones técnicas grúa hidráulica.

Datos técnicos	
Momento Máximo	14,6 tm / 143,2 kNm
Capacidad máxima	6200 kg / 60,8 kN
Alcance hidráulico máximo	12,4 m
Alcance máximo	18,4 m
Ángulo de giro	420°
Presión máxima	300 bar
Caudal bomba	40 l/min

Tabla 2.6.- Especificaciones de capacidades de carga grúa hidráulica.

Capacidades máxima de elevación:	
Alcance horizontal (m)	Capacidad (kg)
2,2	3000
4,5	2000
6,1	1500
8,0	1000
10,1	600

### 2.3.5.- ESTANQUE DE ALMACENAMIENTO DE ACEITE.

El estanque de almacenamiento tiene una capacidad de 300 litros.

### 2.3.6.- ACEITE HIDRÁULICO.

#### Especificaciones:

Aceite Mobil DTE 24

FZG Gear Test, DIN 51354 - Etapa de fallo 12

P-68

Vickers I-286-S



Vickers M-2950-S  
Denison HF-0, HF-1, HF-2

Tabla 2.7.- Especificaciones aceite.

<b>CARACTERÍSTICAS TÍPICAS</b>	
Grado ISO	32
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	98
Densidad @ 15,6°C, ASTM D 1298	0,871
Corrosión al cobre, ASTM D 130, 3 hrs @ 100°C	1B
Características de herrumbre Proc B, ASTM D 665	Pasa
Punto de congelación, °C, ASTM D 97	-27
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	220
Viscosidad, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	31,5
cSt @ 100°C	5,29

### 2.3.7.- MANGUERAS FLEXIBLES.

Flexibles de doble malla con una capacidad de 300 a 455 bar con terminales de acero inoxidable.



## **CAPÍTULO 3: NECESIDADES A SATISFACER**

### **3.1.- INDEPENDIZAR SISTEMA HIDRÁULICO.**

Con el objeto de evitar accidentes en las maniobras mencionadas anteriores y principalmente en la maniobra de la Rampa, causadas por caídas de presión ante fallas del motor propulsor, es necesario independizar el sistema hidráulico del motor propulsor con una bomba acoplada a un motor eléctrico, considerando la potencia eléctrica disponible.

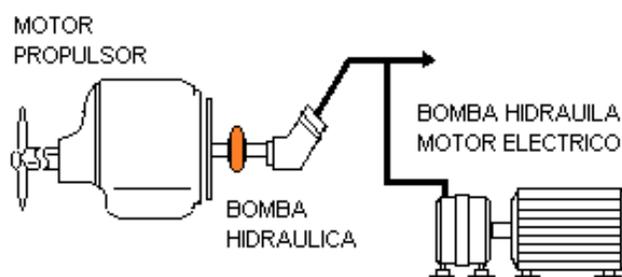


Figura 3.1 esquema hidráulico.

### **3.2.- SEGURIDAD EN LA RAMPA.**

Durante la navegación del buque la Rampa debe quedar firme, sin juego, para evitar el golpeteo producto del oleaje y para ello cuenta con tres seguros diferentes:

- Seguros de cadenas.
- Acolladores.
- Pasador.

Estos seguros son operados por dos personas que cubren la maniobra de arriado o izado según corresponda. Para cuidar la seguridad de las dos personas que

Para cubrir la maniobra en la rampa es necesario estudiar el cambio del Motor hidráulico por uno que tenga un mejor sistema de frenado.

### 3.2.1.- OPERACIÓN DE LA RAMPA.

Una vez que el sistema hidráulico se encuentra en servicio se efectúa una prueba con los seguros instalados, luego se procede a quitar los seguros en forma ordenada y secuencial.

- Se sueltan las amarras de los pasadores
- La cadena se cambia de posición para luego arriar la rampa y permitir la visibilidad de varada desde puente de mando.
- Se sueltan los acolladores.



Figura 3.2 operación de seguros

### 3.2.2.- RECORRIDO DEL CABLE DEL WINCHE.

El recorrido del cable es a través de seis roldanas desde el winche de la rampa hasta un cáncamo fijo ubicado en la rampa.

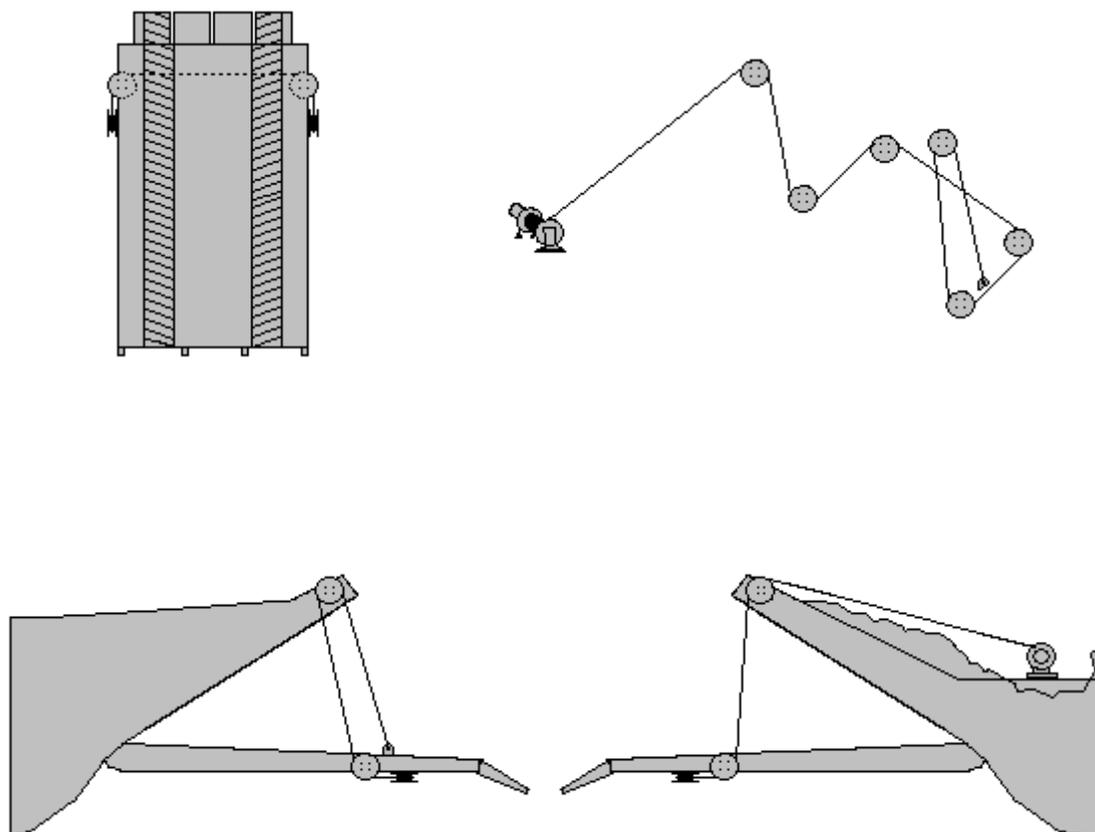


Figura 3.3.- Recorrido del cable.

### 3.3.- COMPATIBILIDAD DEL MATERIAL EN EL SISTEMA.

Las cañerías del circuito son de acero negro y los terminales de todos los flexibles son de acero inoxidable. Se requiere uniformar el tipo de material y así evitar la corrosión galvánica. Corrosión que genera demasiada herrumbre en el fluido pudiendo dañar los equipos hidráulicos. Considerando que no hay circuitos

hidráulicos libres de contaminación, uno de los factores mas importes en esta materia es la condensación que se produce en las paredes del estanque de almacenamiento.

### **3.4.- SECCIONAMIENTO DE CIRCUITO.**

Con el objeto de seccionar tramos del circuito y evitar perdidas de aceite ante averías.

### **3.5.- DISTANCIA ENTRE SOPORTES.**

Mejorar la distribución de soportes en el circuito hidráulico cuidando la distancia entre estos para evitar averías principalmente producto de las vibraciones que genera el funcionamiento de los motores diesel propulsores y el movimiento de las hélices.

### **3.6.- MANTENIMIENTO.**

El buque no cuenta con un sistema de mantenimiento programado para el sistema hidráulico, así nace la necesidad de incluir un sistema de mantenimiento para el circuito y sus componentes.

### **3.7.- VARIABLES A CONSIDERAR.**

#### **3.7.1.- MANTENIMIENTO.**

Basado en una serie de actividades que se realizan con el propósito que el material empleado pueda encontrarse en todo momento en perfecto estado de utilización.

#### **3.7.2.- MANTENIMIENTO PREVENTIVO.**



Actividades que se aplican para la conservación del material, reducir su desgaste natural y evitar mala utilización, con el propósito de adelantarse a la ocurrencia de fallas y su aplicación debe ser permanente.

Atendiendo a su objetivo el mantenimiento preventivo puede clasificarse como sigue:

- **Mantenimiento de operación u operacional:** incluye todos los procedimientos secuenciales que se ejecutan al poner en marcha, operar o detener un equipo. Son acciones lógicas que tienen como objetivo lograr una buena operación del equipo o sistema.
- **Mantenimiento de seguridad:** son aquellas acciones que tienden a evitar que un equipo sobrepase condiciones que están mas allá de sus especificaciones y que en caso de ser transgredidas ocasionaran riesgos al operador y/o al equipo. Tienen directa relación con las precauciones de seguridad. Este tipo de mantenimiento se materializa en el cumplimiento de ciertas prohibiciones y disposiciones.
- **Mantenimiento de conservación:** son acciones que evitan que equipos maquinarias o dispositivos se deterioren por agentes adversos existentes en el medio ambiente (humedad, salinidad, aceite, polvo, etc.). dispone trabajos de preservación sobre el material.
- **Mantenimiento sintomático o de comprobación:** consiste en la utilización sistemática de técnicas de comprobación y análisis de sistemas, que se efectúan en los equipos instalados para apoyar y complementar las acciones de mantenimiento de inspecciones y cuidados. Persigue evitar al máximo los desarmes que de otro modo obligarían a dejar inoperante los equipos con la consiguiente posibilidad de perdida de piezas, mal arme, etc.
- **Mantenimiento de inspecciones y cuidados:** comprende un conjunto de acciones que persiguen mantener controlado el estado de un equipo por



medio de inspecciones periódicas de detalle y preservarlo en su operación mediante la ejecución previa de cuidados especiales.

### **3.7.3.- MANTENIMIENTO PLANIFICADO**

Se puede definir como la ejecución sistemática, programada, racional, estandarizada y concienzuda de un conjunto de acciones de mantenimiento, que deliberadamente se aplican para preservar al máximo la vida útil de equipos y sistemas instalados en buques de la Armada de Chile.

Existen sistemas de mantenimiento planificado que permiten desarrollar esta función en forma computacional. Actualmente el SIMPLA es el sistema de mantenimiento oficial de la Armada de Chile.

### **3.7.4.- DENSIDAD DE UN ACEITE**

La densidad es la razón entre la masa de un volumen dado de aceite y un volumen igual de agua.

La densidad esta relacionada con la naturaleza del crudo de origen y el grado de refino.

En ocasiones, se usan otras características para definir el aceite en lugar de su densidad, aunque están directamente relacionadas con ella.

### **3.7.5.- GRAVEDAD ESPECÍFICA**

Es adimensional y se define como la densidad de un fluido y la densidad del agua destilada a 4°C.



En Estados Unidos suele usarse la gravedad API. Esta es una escala arbitraria que expresa la gravedad o densidad del aceite, medida en grados API.

En Estados Unidos la temperatura estándar para el agua y el aceite es de 60° F. En otros países la temperatura es de 15°C (59 °F) para el aceite y 4°C para el agua, si bien en algunos casos se utilizan 15°C para el agua y el aceite.

### **3.7.6.- VISCOSIDAD**

La viscosidad es una de las propiedades más importantes de un lubricante. De hecho, buena parte de los sistemas de clasificación de los aceites están basados en esta propiedad.

La viscosidad se define como la resistencia de un líquido a fluir. Esta resistencia es provocada por las fuerzas de atracción entre las moléculas del líquido. El esfuerzo necesario para hacer fluir el líquido (esfuerzo de desplazamiento) estará en función de esta resistencia. Los fluidos con alta viscosidad ofrecen mayor resistencia a fluir, mientras que los poco viscosos lo hacen con facilidad.

La viscosidad de los líquidos se ve afectada por las condiciones ambientales, especialmente por la temperatura, y por la presencia de aditivos modificadores de la misma, que varían la composición y estructura del aceite.

La fricción entre moléculas genera calor; la cantidad de calor generado está en función de la viscosidad. Esto también afecta a la capacidad sellante del aceite y a su consumo.

La viscosidad también tiene que ver con la facilidad para ponerse en marcha de las máquinas, particularmente cuando operan en temperaturas bajas. El funcionamiento óptimo de una máquina depende en buena medida del uso del



aceite con la viscosidad adecuada para la temperatura ambiente. Además es uno de los factores que afecta a la formación de la capa de lubricación.

### A.- Viscosidad dinámica o absoluta

Los términos viscosidad absoluta y viscosidad dinámica se usan intercambiabilmente para distinguirla de la viscosidad cinemática o comercial. Se

define, como ya hemos dicho como la resistencia de un líquido a fluir.

Matemáticamente se expresa como la relación entre el esfuerzo aplicado para mover una capa de aceite (tensión de corte) y el grado de desplazamiento conseguido.

El concepto de viscosidad puede entenderse con ayuda de la figura 3.4

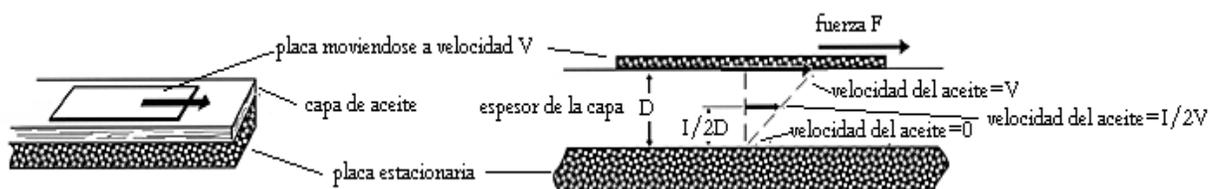


Fig. 3.4.- Concepto de viscosidad.

La figura representa dos placas, una fija y otra móvil, separadas una distancia  $D$ . La placa móvil se mueve con velocidad constante  $V$ . El aceite adherido a la placa se mueve a la misma velocidad que ella. Entre ambas placas vemos que las capas de aceite situadas entre las dos placas se mueven a velocidad inversamente proporcional a su separación de la placa móvil. Para vencer la fricción entre placas será necesario aplicar una fuerza  $F$ . Dado que la fricción entre capas está relacionada con la viscosidad, Newton demostró que la fuerza  $F$  es una medida de

la fricción interna del fluido, siendo proporcional a la superficie de la placa móvil  $S$  y al gradiente de velocidad  $V/D$

Por tanto la viscosidad absoluta de un fluido se puede determinar conociendo la fuerza necesaria para vencer la resistencia del fluido en una capa de dimensiones conocidas.

### **B.- Viscosidad cinemática o comercial**

La viscosidad cinemática se define como la resistencia a fluir de un fluido bajo la acción de la gravedad.

En el interior de un fluido, dentro de un recipiente, la presión hidrostática (la presión debida al peso del fluido) esta en función de la densidad.

Por otra parte, el tiempo que tarda en fluir un volumen dado de fluido es proporcional a su viscosidad dinámica.

Podemos expresar la viscosidad cinemática como:

$$\text{Viscosidad cinemática} = \nu / \rho$$

Donde  $\nu$  es el coeficiente de viscosidad dinámica y  $\rho$  la densidad, todo ello medido a la misma temperatura.

Por lo dicho anteriormente, la viscosidad cinemática puede definirse como el tiempo requerido por un volumen dado de fluido en fluir a través de un tubo capilar por acción de la gravedad

### **C.- Viscosidad aparente**



La viscosidad aparente es la viscosidad de un fluido en una determinada condición de temperatura y agitación (no normalizadas).

La viscosidad aparente no depende de las características del fluido, sino de las condiciones ambientales, y por tanto variará según las condiciones.

#### **D.- Factores que afectan a la viscosidad.**

Aunque en la mayor parte de los casos sería deseable que la viscosidad de un lubricante permaneciese constante, ésta se ve afectada por las condiciones ambientales y de servicio. Para reducir dichos efectos se usan aditivos, llamados mejoradores del índice de viscosidad.

#### **E.- Efecto de la temperatura**

Cuando aumenta la temperatura de un líquidos, sus moléculas adquieren mayor movilidad y su cohesión disminuye, al igual que disminuye la acción de las fuerzas intermoleculares.

Por ello, la viscosidad en los líquidos varía con la temperatura, aumentando cuando baja la temperatura y disminuyendo cuando se incrementa.

#### **- Efecto de la velocidad de corte**

No todos los fluidos responden igual a la variación de la velocidad de corte. Debido a su naturaleza, la mayoría de los fluidos no varían su viscosidad al variar la velocidad de corte. Son los llamados fluidos newtonianos. En estos, el grado de desplazamiento de las capas de líquido es proporcional a la fuerza que se aplica. Ejemplo de ello son los aceites monogrado.



Los fluidos en los que no se cumple esta condición son llamados no-newtonianos, y dentro de ellos podemos establecer varios tipos:

**-Fluidos plásticos o de Bingham:** Estos fluidos no fluyen mientras que la fuerza que se les aplica no supere un cierto nivel (umbral). Una vez rebasado dicho umbral, el desplazamiento conseguido es proporcional a la fuerza aplicada. Este es el caso de los aceites multigrado.

**-Fluidos seudos plásticos:** En estos no aparece ningún umbral, pero el desplazamiento conseguido no es proporcional a la fuerza, sino que aumenta en una proporción mucho mayor.

**-Fluidos dilatantes:** En estos la viscosidad aumenta al aumentar la fuerza aplicada. Es como si el fluido fuera frenándose al aplicar la fuerza.

**-Fluidos tixotrópicos:** En estos la viscosidad va disminuyendo al aplicar una fuerza y acto seguido vuelve a aumentar al cesar la fuerza. El efecto contrario se conoce como reopexia. Las variaciones tixotrópicas son debidas a la destrucción de los enlaces intermoleculares a causa del corte, y a su reconstrucción progresiva al cesar este. Como por ejemplo en la grasa.

### 3.7.7- NÚMERO DE REYNOLDS.

Cuando un líquido fluye en un tubo y su velocidad es baja, fluye en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo; a este régimen se le conoce como “flujo laminar”. Conforme aumenta la velocidad y se alcanza la llamada “velocidad crítica”, el flujo se dispersa hasta que adquiere un movimiento de torbellino en el que se forman corrientes cruzadas y remolinos; a este régimen se le conoce como



“flujo turbulento” (ver la fig. 3.5). El paso de régimen laminar a turbulento no es inmediato, sino que existe un comportamiento intermedio indefinido que se conoce como “régimen de transición”.

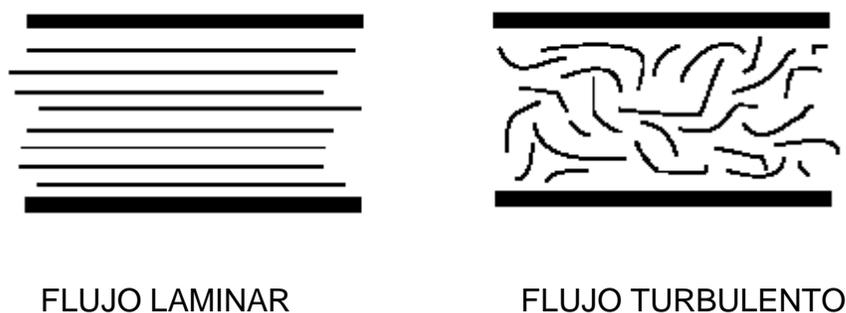


Fig. 3.5.- Régimen de flujo.

Si se inyecta una corriente muy fina de algún líquido colorido en una tubería transparente que contiene otro fluido incoloro, se pueden observar los diversos comportamientos del líquido conforme varía la velocidad (véase la fig.3.6). Cuando el fluido se encuentra dentro del régimen laminar (velocidades bajas), el colorante aparece como una línea perfectamente definida (fig.3.6..1), cuando se encuentra dentro de la zona de transición (velocidades medias), el colorante se va dispersando a lo largo de la tubería (fig.3.6.2) y cuando se encuentra en el régimen turbulento (velocidades altas) el colorante se difunde a través de toda la corriente (fig.3.6.3).

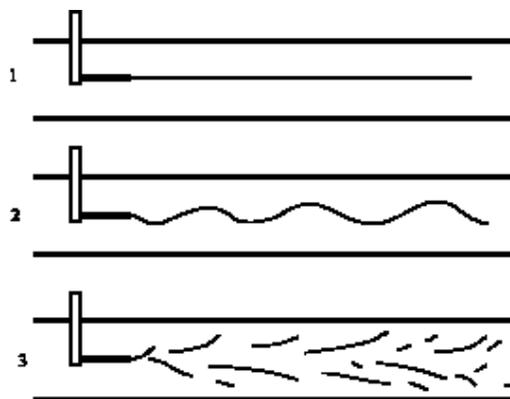


Fig.3.6.-Características del flujo.

Las curvas típicas de la distribución de velocidades a través de tuberías se muestran en la figura 3.7.

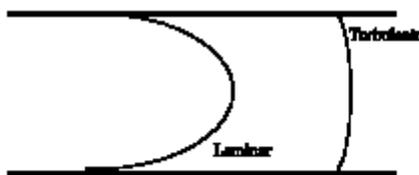


Fig.3.7.- Curva de velocidad.

Para el flujo laminar, la curva de velocidad en relación con la distancia de las paredes es una parábola y la velocidad promedio es exactamente la mitad de la velocidad máxima.

Para el flujo turbulento la curva de distribución de velocidades es más plana (tipo pistón) y el mayor cambio de velocidades ocurre en la zona más cercana a la pared.

Los diferentes regímenes de flujo y la asignación de valores numéricos de cada uno fueron reportados por primera vez por **Osborne Reynolds** en 1883. Reynolds observó que el tipo de flujo adquirido por un líquido que fluye dentro de una tubería depende de la velocidad del líquido, el diámetro de la tubería y de algunas propiedades físicas del fluido.

Así, el número de Reynolds es un número adimensional que relaciona las propiedades físicas del fluido, su velocidad y la geometría del ducto por el que fluye y está dado por:

$$Re = v * d_H / V$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

v = Velocidad del flujo en (m/s)

d<sub>H</sub> = diámetro hidráulico

- en secciones circulares es el diámetro interior del tubo.
- en otras secciones reducir

$$d_H = 4 * A/P_m$$

A = superficie de la sección.

P<sub>m</sub> = perímetro mojado.

V = viscosidad cinemática en (m<sup>2</sup>/s)

Generalmente cuando el número de Reynolds se encuentra por debajo de 2100 se sabe que el flujo es laminar, el intervalo entre 2100 y 4000 se considera como flujo



de transición y para valores mayores de 4000 se considera como flujo turbulento. Este grupo adimensional es uno de los parámetros más utilizados en los diversos campos de la Ingeniería Química en los que se presentan fluidos en movimiento.

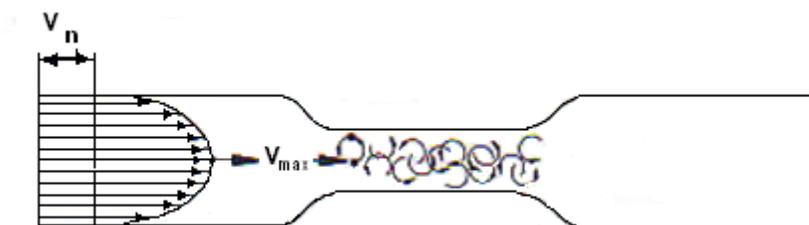


Figura 3.8.- Flujo laminar turbulento.

Si el caudal es laminar, el líquido fluye en el tubo en capas cilíndricas y ordenadas. Las capas interiores fluyen a velocidades mayores que las capas exteriores. A partir de determinada velocidad del fluido (velocidad crítica), las partículas que fluyen en el centro del tubo se desvían lateralmente, con lo que se provoca una perturbación e inhibición recíproca de las partículas formándose remolinos. En consecuencia, el caudal se vuelve turbulento. Por lo que pierde energía.

El coeficiente de Reynolds (Re) permite calcular el tipo de caudal que fluye en un tubo liso. Dicho coeficiente está en función de los siguientes parámetros.

- La velocidad del flujo del líquido  $v$  (m/s).
- El diámetro del tubo  $d$  (m).
- La viscosidad cinemática  $\nu$  ( $m^2/s$ )

$$Re = \frac{v \times d}{\nu}$$

La variable física “viscosidad cinemática” se conoce también simplemente como “viscosidad”.

Forma de interpretar el valor  $Re$  con esta formula:

Flujo laminar:  $Re < 2300$

Flujo turbulento:  $Re > 2300$

El valor de 23300 es denominado coeficiente critico de Reynolds ( $Re_{crit}$ ) en tubos redondos y lisos.

Un caudal turbulento no vuelve a ser inmediatamente laminar si baja del valor de  $Re_{crit}$ . El caudal solo vuelve a ser laminar al bajar hasta  $\frac{1}{2} Re_{crit}$ .



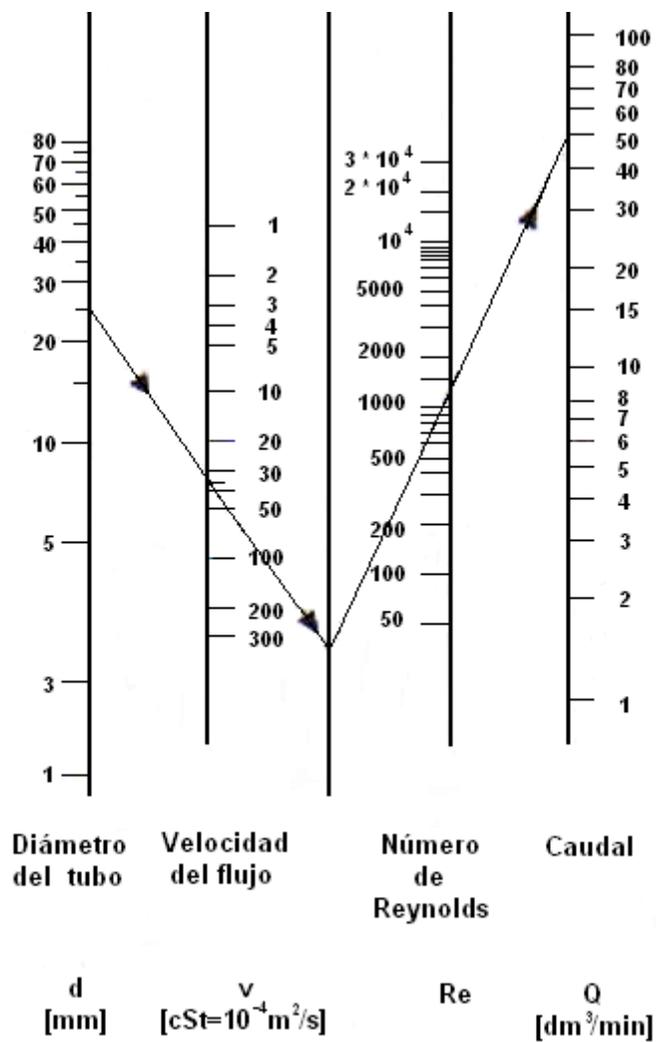


Figura 3.9.- Nomograma para determinar numero de Reynolds

Ejemplo:

$$Q = 50 \text{ l/min}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$v = 36 \text{ cSt}$$

$$Re = 1165$$



La velocidad crítica es, en consecuencia, la velocidad a partir de la cual el flujo pasa de laminar a turbulento.

$$V_{crit} = \frac{Re_{crit} \cdot \nu}{d} = \frac{2300 \nu}{d}$$

Es recomendable no rebasar  $Re_{crit}$  con el fin de evitar pérdidas por fricción en los sistemas hidráulicos.

La velocidad crítica no es un valor fijo, ya que depende de la viscosidad del fluido y del diámetro del tubo. Por esa razón suelen aplicarse valores empíricos en la práctica. En ese sentido, se aplican los siguientes valores estándar de velocidad  $V_{crit}$ :

Tuberías de impulsión:

Hasta 50 bar de presión de trabajo: 4,0 m/s  
hasta 100 bar de presión de trabajo: 4,5 m/s  
hasta 150 bar de presión de trabajo: 5,0 m/s  
hasta 200 bar de presión de trabajo: 5,5 m/s  
hasta 300 bar de presión de trabajo: 6,0 m/s

Tuberías de aspiración: 1,5 m/s

Tuberías de retorno: 2,0 m/s



**CAPÍTULO 4: CÁLCULOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO.**

**4.1.- CÁLCULOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO EXISTENTE.**

**4.1.1.- WINCHE DE MANIOBRA DE LA RAMPA.**

**a) Cálculo de la tensión del cable:**

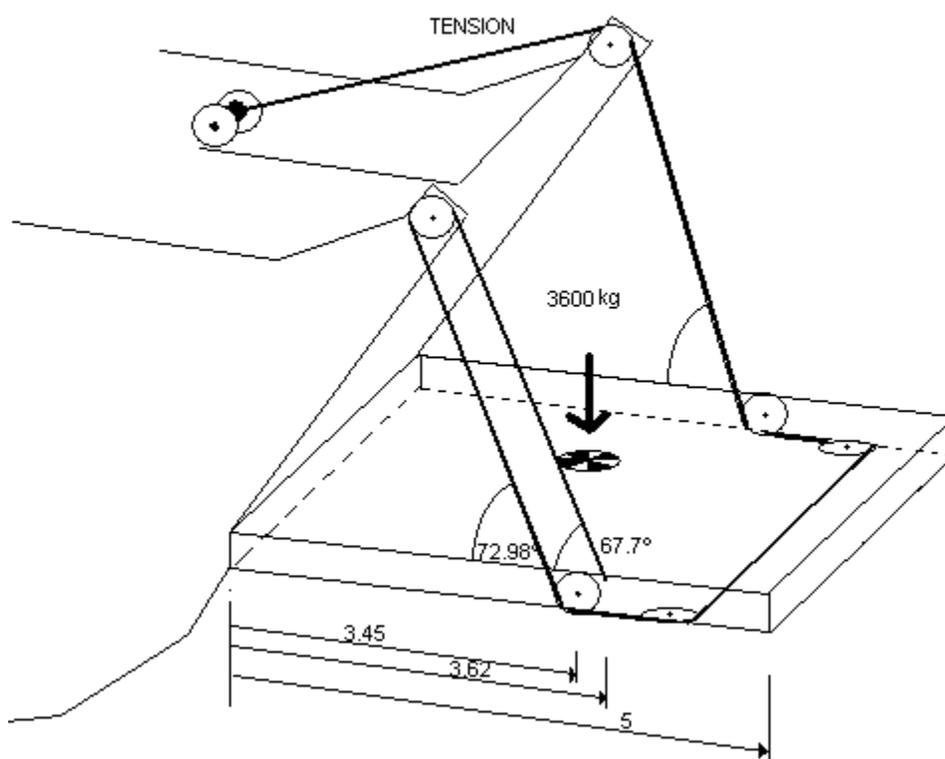


Figura 4.1.- Rampa.

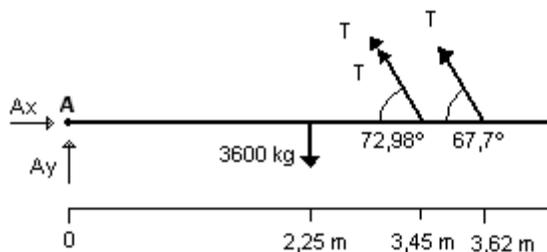


Figura 4.2.- DCL rampa.

T= tensión del cable

$$(\sum MA=0)$$

$$-3.600 \text{ kg} \cdot 2,25 \text{ m} + 2T \text{ sen } 72,98^\circ \cdot 3,45 \text{ m} + T \text{ sen } 67,7^\circ \cdot 3,62 \text{ m} = 0$$

$$T = 1.097,8 \text{ kg}$$

**b) Velocidad del recorrido del cable:** El cable efectúa un recorrido de 11 metros en 15 segundos aproximadamente, lo que implica una velocidad de 44 m/min.

Diámetro medio winche= 0,164 m

**c) RPM del winche =  $\frac{\text{velocidad del recorrido del cable}}{\text{Perímetro del winche}}$**

$$\text{RPM del winche} = \frac{44 \text{ m/min}}{\pi \cdot 0,164 \text{ m}} = 85,4 \text{ RPM}$$

RPM = 85 aproximadamente.

Tabla 4.1.- Especificaciones motor hidráulico winche rampa.

MOTOR HIDRÁULICO MODELO 109-1215 Marca Eaton de la línea Char-Lynn				
DESPLAZAMIENTO NOMINAL 625 cm <sup>3</sup> /rev				
SERVICIO	PRESIÓN (bar)	TORQUE (Nm)	RPM (máximas)	CAUDAL NOMINAL (l/min)
CONTINUO	115	970	151	95
LIMITADO	140	1180	241	150
PEAK	180			



**d) Caudal que debe recibir el motor:**

$Q$  = caudal  
 $V$  = desplazamiento  
 $P$  = potencia  
 $p$  = presión  
 $n$  = RPM  
 $M$  = momento de giro  
 $r$  = radio  
 $\omega$  = velocidad angular  
 $\eta$  = rendimiento

$$Q = V \times n$$

$$Q = 625 \text{ cm}^3/\text{rev} \times 85 \text{ RPM} \times 1 \text{ l}/1000 \text{ cm}^3$$

$$Q = 53 \text{ l}/\text{min}$$

El motor hidráulico debe recibir 53 litros por minuto para que gire 85 revoluciones en un minuto.

**e) Potencia hidráulica que debe recibir el motor hidráulico.**

$$= 2 \cdot \pi \cdot n$$

$$= \frac{2 \cdot \pi \cdot 85 \text{ RPM}}{60 \text{ s}}$$

$$= 8,9 \text{ rad/s}$$

$$M = T \cdot r$$

$$M = 1097,8 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ N/kg} \cdot 0,164 \text{ m} / 2$$

$$M = 882,3 \text{ Nm}$$

$$P = \omega \cdot M$$

$$P = 8,9 \text{ rad/s} \cdot 882 \text{ Nm}$$

$$P = 7.850 \text{ W}$$

$$P = 7,85 \text{ kW} \text{ Potencia útil en el eje del motor hidráulico.}$$

$$\eta = 0,85 \text{ Rendimiento}$$



**f) Cálculo de la presión que debe recibir el motor hidráulico**

$$\rho = \frac{M \cdot 2 \pi}{V \cdot \eta}$$

$$\rho = \frac{882,3 \text{ Nm} \cdot 10^6 \text{ cm}^3 \cdot 2 \pi \cdot 10^{-5} \text{ bar/Pa}}{625 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot \text{m}^3 \cdot 0,85}$$

$$\rho = 104,35 \text{ bar}$$

**4.1.2.- WINCHE DE MANIOBRA DE FONDEO.**

**a) Tensión del cable.**

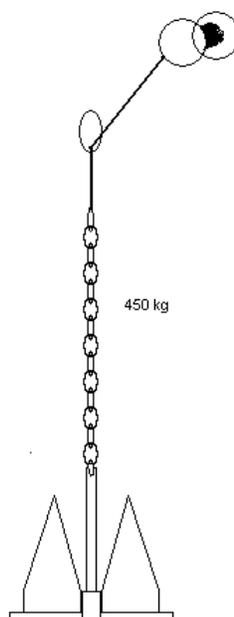


Figura 4.3.- Maniobra de fondeo.

T= tensión máxima del cable del ancla y cadena en péndulo.  
 T = 450 kg

**b) Velocidad del cable:**

El cable efectúa un recorrido de 10 metros en 10 segundos aproximadamente lo que implica 60 m/min.  
 Diámetro medio winche= 0,20 m



c) **RPM winche** =  $\frac{\text{velocidad del recorrido del cable}}{\text{Perímetro del winche}}$

$$\text{RPM winche} = \frac{60 \text{ m/min}}{0,20 \text{ m}} = 95,4 \text{ RPM}$$

$$\text{RPM} = 95 \text{ aprox.}$$

Tabla 4.2.- Especificaciones motor hidráulico winche maniobra de fondeo.

MOTOR HIDRÁULICO MODELO 112-1215 Marca Eaton de la línea Char-Lynn				
DESPLAZAMIENTO NOMINAL 490 cm <sup>3</sup> /rev				
SERVICIO	PRESIÓN (bar)	TORQUE (Nm)	RPM (máximas)	CAUDAL NOMINAL (l/min)
CONTINUO	205	1445	307	150
LIMITADO	275	1885	454	225
PEAK	310			

d) **Caudal que debe recibir el motor hidráulico:**

$$Q = V \cdot n$$

$$Q = 490 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot 95 \text{ RPM} \cdot 1 \text{ l}/1000 \text{ cm}^3$$

$$Q = 46,5 \text{ l/min}$$

El motor hidráulico debe recibir 68,6 litros por minuto para que gire 95 revoluciones en un minuto.

e) **Potencia que debe recibir el motor hidráulico.**

$$= 2 \cdot \pi \cdot n$$

$$= \frac{2 \cdot \pi \cdot 95 \text{ RPM}}{60 \text{ s}}$$

$$= 9,94 \text{ rad/s}$$

$$M = T \cdot r$$

$$M = 450 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ N/kg} \cdot 0,2 \text{ m} / 2$$

$$M = 441 \text{ Nm}$$



$$P = \frac{\omega \cdot M}{\eta}$$

$$P = \frac{9,94 \text{ rad/s} \cdot 441 \text{ Nm}}{0,85}$$

$$P = 4.383 \text{ W}$$

P= 4,3 kW potencia útil en el eje del motor hidráulico.

$$\rho = \frac{M \cdot 2 \pi}{V \cdot \eta}$$

$$\rho = \frac{441 \text{ Nm} \cdot 10^6 \text{ cm}^3 \cdot 2 \pi \cdot 10^{-5} \text{ bar/Pa}}{490 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot \text{m}^3 \cdot 0,85}$$

$$\rho = 66,51 \text{ bar}$$

#### 4.1.3.- WINCHE DE MANIOBRA DE CODERA.

##### a) Tensión del cable.

T= tensión máxima del cable del ancla y cadena en péndulo.

T= 150 kg.

##### b) Velocidad del cable:

El cable efectúa un recorrido de 15 metros en 10 segundos aprox.

Diámetro medio del winche 0,26 m

##### c) RPM del winche = $\frac{\text{velocidad del recorrido del cable}}{\text{Perímetro del winche}}$

$$\text{RPM del winche} = \frac{90 \text{ m/min}}{0,26 \text{ m}}$$

$$\text{RPM} = 110$$

$$\text{Relación de transmisión} = 3.8$$



Tabla 4.3.- Especificaciones motor hidráulico winche maniobra de codera.

MOTOR HIDRÁULICO MODELO 104-1022 Marca Eaton de la línea Char-Lynn				
DESPLAZAMIENTO NOMINAL 80 cm <sup>3</sup> /rev				
SERVICIO	PRESIÓN (bar)	TORQUE (Nm)	RPM (máximas)	CAUDAL NOMINAL (l/min)
CONTINUO	205	235	908	150
LIMITADO	310	345	908	225
PEAK	310			

$$\text{RPM del motor} = \frac{\text{RPM winche}}{\text{Relación de transmisión.}}$$

$$\text{RPM del motor} = \frac{110}{3,8} = 28,9$$

$$\text{RPM} = 29 \text{ aproximadamente.}$$

**d) Caudal que debe recibir el motor hidráulico:**

$$Q = V \cdot n$$

$$Q = 80 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot 29 \text{ RPM} \cdot 1 \text{ l}/1000 \text{ cm}^3$$

$$Q = 2,32 \text{ l}/\text{min}$$

El motor hidráulico debe recibir 2,32 litros para que gire 29 revoluciones en 01 minuto.

**e) Cálculo de potencia hidráulica que debe recibir el motor hidráulico.**

$$= 2 \cdot \pi \cdot n$$

$$= \frac{2 \cdot \pi \cdot 29 \text{ RPM}}{60 \text{ s}}$$

$$= 3,03 \text{ rad/s}$$

$$M = T \cdot r$$

$$M = 150 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ N/kg} \cdot 0,26 \text{ m} / 2$$

$$M = 191,1 \text{ Nm}$$



$$P = \omega \cdot M = 3,03 \text{ rad/s} \cdot 191,1 \text{ Nm} = 579 \text{ W}$$

$$P = 0,58 \text{ kW}$$

$$\rho = \frac{M \cdot 2 \pi}{V \cdot \eta}$$

$$\rho = \frac{191,1 \text{ Nm} \cdot 10^6 \text{ cm}^3 \cdot 2 \pi \cdot 10^{-5} \text{ bar/Pa}}{80 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot \text{m}^3 \cdot 0,85}$$

$$\rho = 176,57 \text{ bar}$$

#### 4.1.4.- GRÚA HIDRÁULICA.

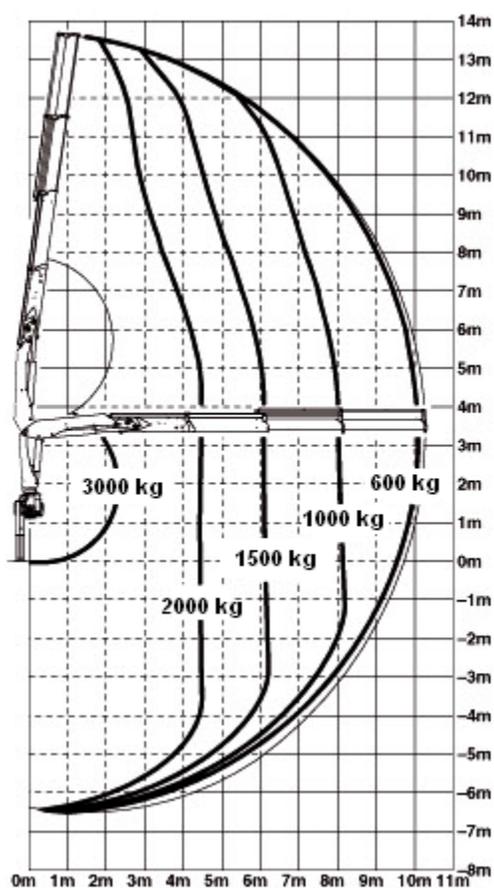


Figura 4.4.- Capacidades de carga y elevación grúa hidráulica



Diámetro interior del cilindro (D) 0,13 m  
 Carrera del cilindro (L) 0,7 m  
 Tiempo de levante impuesto (t) 14 segundos

a) **Cálculo para primera condición de la grúa:  
 Alcance 2,2 m carga máxima de 3.600 kg.**

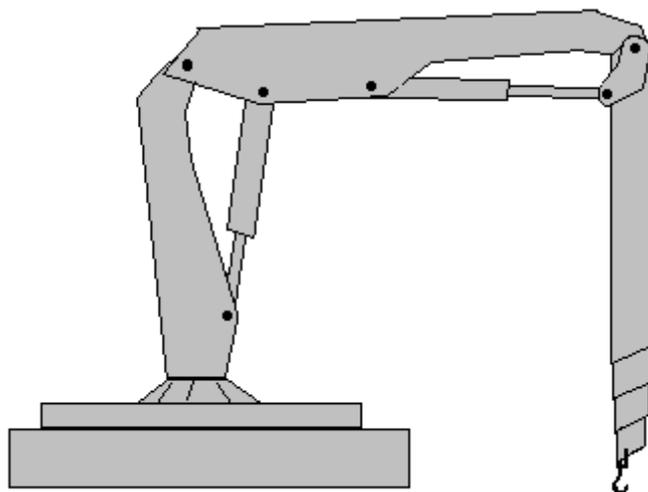


Figura 4.5.- Grúa hidráulica extendida a 2,2 metros.

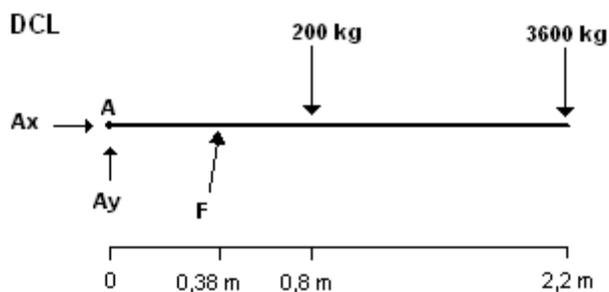


Figura 4.6.- DCL grúa hidráulica.

$$(\sum MA=0)$$

$$F \text{ sen } 75^\circ \cdot 0,38 \text{ m} - 200 \text{ kg} \cdot 0,8 - 3.600 \text{ kg} \cdot 2,2 \text{ m} = 0$$

$$F = 22.013 \text{ kg}$$

$$Q = \underline{\pi \cdot D^2 \cdot L}$$



$$Q = 4 \cdot t$$

$$Q = 663,66 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q = 39,82 \text{ l/min}$$

$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \frac{22.013 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ N/kg}}{0,01327 \text{ m}^2} = 16.252.819,9 \text{ Pa}$$

$$p = 162,5 \text{ bar}$$

$$P = Q \cdot p$$

$$P = \frac{39,82 \text{ l/min} \cdot 162,5 \text{ bar} \cdot 10^5}{1000 \text{ l} \cdot 60 \text{ s}}$$

$$P = 10.784 \text{ W}$$

$$P = 10,8 \text{ kW}$$

**b) Cálculo para la segunda condición de la grúa:  
Alcance de 4,5 m y carga máxima de 2.000 kg**

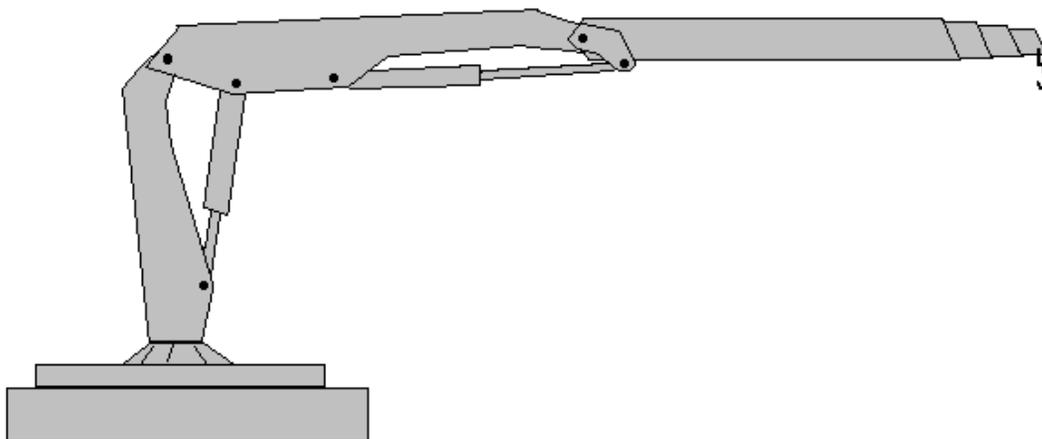


Figura 4.7.- Grúa hidráulica extendida a 4,5 metros.

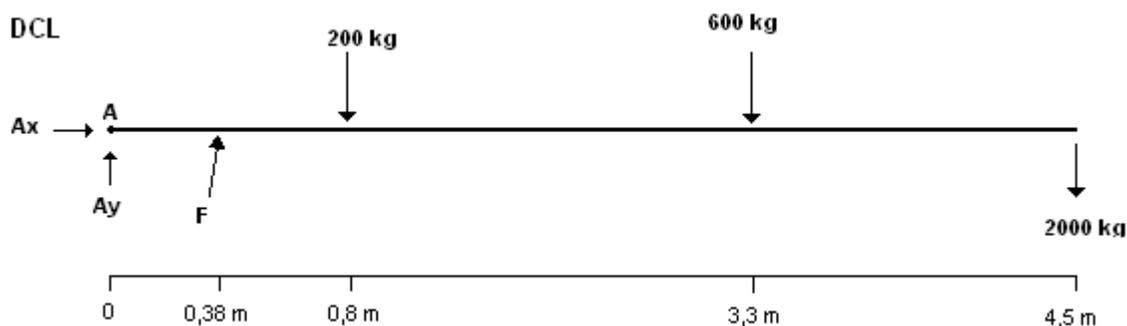


Figura 4.8.- DCL grúa hidráulica.

$$(\sum MA=0)$$

$$F \text{ sen } 75^\circ \cdot 0,38 \text{ m} - 200 \text{ kg} \cdot 0,8 - 600 \text{ kg} \cdot 3,3 \text{ m} - 2.000 \text{ kg} \cdot 4,5 \text{ m} = 0$$

$$F = 30.350 \text{ kg}$$

$$p = \frac{30.350 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ N/kg}}{0,01327 \text{ m}^2}$$

$$p = 22.413.715 \text{ Pa}$$

$$p = 224 \text{ bar}$$

$$P = Q \cdot p$$

$$P = \frac{39,82 \text{ l/min} \cdot 224 \text{ bar} \cdot 10^5}{1000 \text{ l} \cdot 60 \text{ s}}$$

$$P = 14.866 \text{ W} = 14,87 \text{ kW}$$

Tabla 4.4.- Resumen de cálculos grúa hidráulica para un tiempo de levante de 14 segundos.

ALCANCE EN METROS	Carga máx.	F	Q	p	P
	kg	kg	l/min	bar	kW
2,2	3.000	22.013	39,82	162,5	10,8
4,5	2.000	30.350	39,82	224	14,8
6,1	1.500	31.502	39,82	232	15,4
8,0	1.000	29.772	39,82	220	14
10,1	600	26.724	39,82	197	13



Tabla 4.5.- Resumen de cálculos grúa hidráulica para un tiempo de levante de 22 segundos.

ALCANCE EN METROS	carga	F	Q	p	P
	kg	kg	l/min	bar	kW
2,2	3.000	22.013	25,34	162,5	6,9
4,5	2.000	30.350	25,34	224	9,5
6,1	1.500	31.502	25,34	232	9,8
8,0	1.000	29.772	25,34	220	9,3
10,1	600	26.724	25,34	197	9.1

#### 4.1.5.- CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA (Perd. 1-2) Y DE PRESIÓN (PP).

##### a) Ecuaciones y antecedentes.

$$\text{Perd. 1-2} = \left( f \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad (\text{m})$$

$$\text{Perd. 1-2} = f \cdot \frac{L_{\text{total}}}{D} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad \quad L_{\text{total}} = L + \sum \text{Leq. Acc.}$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad \quad f = \frac{64}{\text{Re}} \quad \quad v = \frac{Q}{A}$$

$$\text{PP} = (\text{Perd. m} \cdot 871 \text{ kg/m}^3) \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 10^{-5} \quad (\text{bar})$$

f = coeficiente de fricción.

v = velocidad del fluido.

D = diámetro interior del conducto.

$\nu$  = viscosidad cinemática = 31,5 cSt

Re= Número de Reynolds.

A = área sección transversal del conducto.

L = largo del conducto con diámetro interior constante.

K = coeficiente característico de accesorios.

Leq acc. = longitud equivalente de accesorios

Q = caudal volumétrico



Cada sistema posee dos conductos cuyo diámetro interior de 16 y 25,4 mm.

Tabla 4.6.- Resumen de velocidad, número de Reynolds, fricción y caudal.

Sistema	D (mm)	v (m/s)	Re	f	Q (l/min)
RAMPA	16	4,39	2230	0,028	53
	25,4	1,74	1403	0,045	
GRÚA	16	3,3	1676	0,038	25,34
	25,4	1,3	1048	0,061	
CODERA	16	0,19	965	0,066	2,32
	25,4	0,076	61	1,049	
FONDEO	16	3,85	1955	0,032	46,5
	25,4	1,5	1233	0,052	

Tabla 4.7.- Longitud de conductos según tramos y sistema.

LONGITUD DE CONDUCTOS (m)				
TRAMOS	RAMPA	GRÚA	FONDEO	CODERA
I	5,2	5,2	5,2	5,2
II	18,7	16,5	17,5	13,7

El tramo I comprendido en el punto 1 y 1.i mostrado en la figura 4.9 es el mismo para los circuitos hidráulicos de la rampa, fondeo, codera y grúa, por lo tanto la longitud equivalente de los accesorios de dicho tramo es idéntica e igual a 2,95 m en los cuatro sistemas.



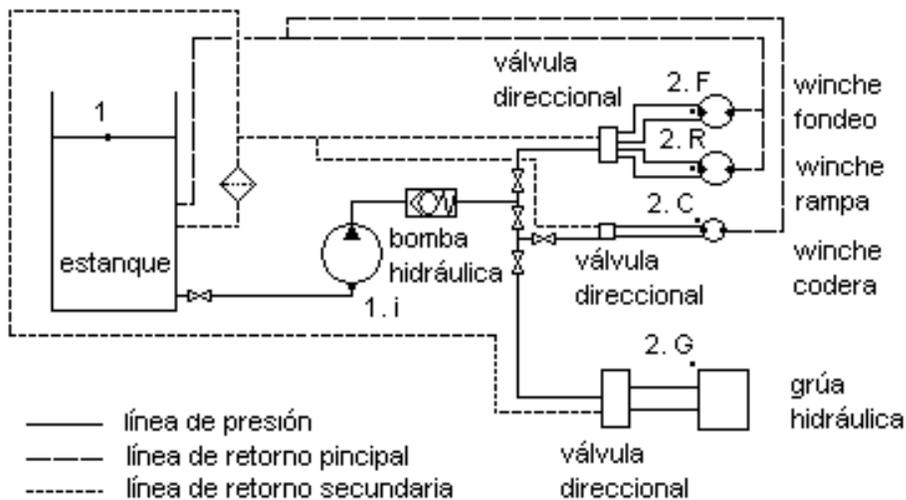


Figura 4.9.- Esquema hidráulico para cálculo de pérdidas de carga y presión.

**Pérdidas de presión según caudal en válvulas direccionales.**

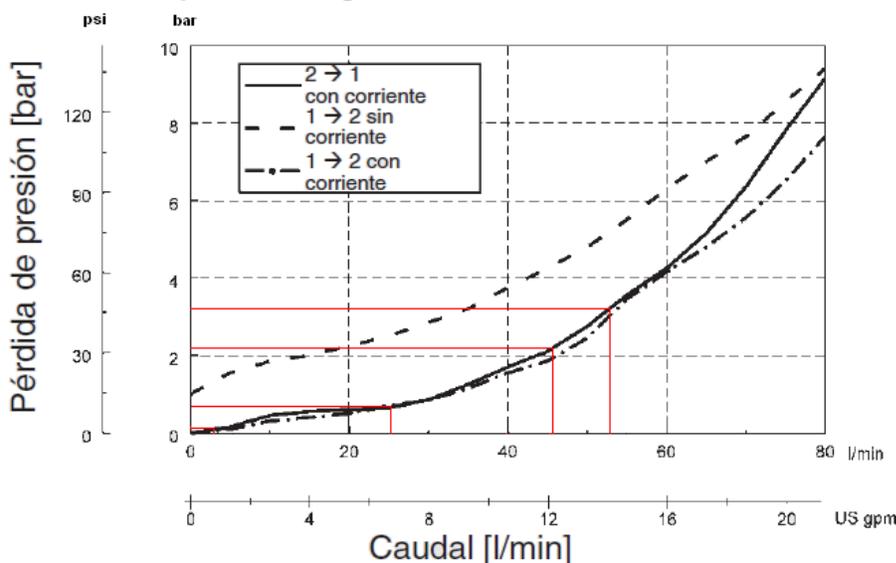


Figura 4.10.- Pérdidas de presión en válvulas direccionales según caudal.

Tabla 4.8.- Pérdidas de presión en válvulas direccionales según caudal.

	RAMPA	FONDEO	GRÚA	CODERA
PÉRDIDAS DE PRESIÓN (bar)	3,2	2,3	0,7	0,2



**b) Pérdidas de carga y de presión en sistema rampa.**

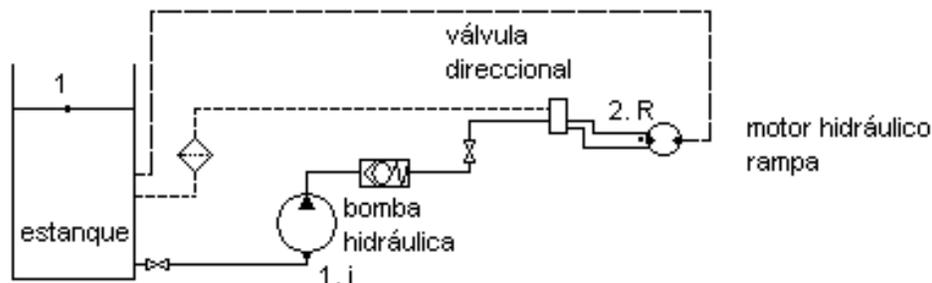


Figura 4.11.- Esquema hidráulico para cálculo de pérdidas de carga en rampa.

Tabla 4.9.- Longitud equivalente primer tramo rampa

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONG. EQUIV. UNITARIA	LONG. EQUIV. TOTAL
1	VÁLVULA 1"	0,20	0,20
1	FLEXIBLE 1,5 m · 1,7	2,55	2,55
1	ENTRADA DESDE ESTANQUE	0,20	0,20
<b>TOTAL</b>			<b>2,95 m</b>

$$\text{Pérd.} = \frac{0,045 \cdot (5,2 \text{ m} + 2,95 \text{ m})}{0,0254 \text{ m}} \cdot \frac{(1,74 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$\text{Pérd.} = 2,23 \text{ m}$$

Tabla 4.10.- Longitud equivalente segundo tramo rampa.

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONG. EQUIV. UNITARIA	LONG. EQUIV. TOTAL
4	CODO RECTO 90°	0,60	2,40
5	CURVA 90°	0,30	1,50
1	TE	0,30	0,30
1	VÁLVULA DE BOLA 3/4"	0,10	0,10
1	VÁLVULA NO RETORNO	0,30	0,30
1	FLEXIBLE 1,2 m · 1,7	2,04	2,04
1	FLEXIBLE 0,6 m · 1,7	1,02	1,02
1	FLEXIBLE 0,9 m · 1,7	1,53	1,53
<b>TOTAL</b>			<b>9,19 m</b>



$$\text{Pérd.} = 0,028 \cdot \frac{(18,7 \text{ m} + 9,19 \text{ m})}{0,016 \text{ m}} \cdot \frac{(4,39 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$\text{Pérd.} = 47,99 \text{ m}$$

$$\text{Pérd.} = 47,99 \text{ m} + 2,23 \text{ m}$$

$$\text{Pérd.} = 50,22 \text{ m}$$

PP = pérdidas de presión.

$$\text{PP} = (50,22 \text{ m} \cdot 871 \text{ kg/m}^3) \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 10^{-5} + 3,2 \text{ bar}$$

$$\text{PP} = 7,48 \text{ bar}$$

**c) Pérdidas de carga y de presión en maniobra de fondeo.**

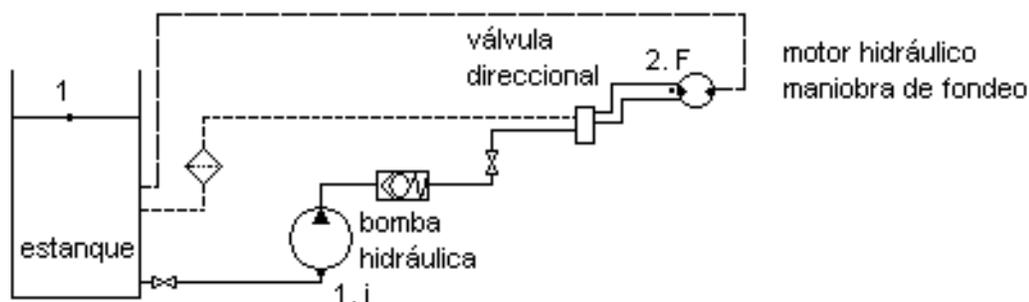


Figura 4.12.- Esquema hidráulico para cálculo de pérdidas de carga y de presión en maniobra de fondeo.

L equiv. total en primer tramo = 2,95 m

$$\text{Pérd.} = 0,052 \cdot \frac{(5,2 \text{ m} + 2,95 \text{ m})}{0,0254 \text{ m}} \cdot \frac{(1,5 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$\text{Pérd.} = 1,91 \text{ m}$$

L equiv. total en segundo tramo = 9,19 m

$$\text{Pérd.} = 0,032 \cdot \frac{(17,5 \text{ m} + 9,19 \text{ m})}{0,016 \text{ m}} \cdot \frac{(3,35 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$\text{Pérd.} = 30,56 \text{ m}$$



$$\text{Pérd.} = 30,56 \text{ m} + 1,91 \text{ m}$$

$$\text{Pérd.} = 50,22 \text{ m}$$

$$\text{PP} = (32,47 \text{ m} \cdot 871 \text{ kg/m}^3) \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 10^{-5} + 2,3 \text{ bar}$$

$$\text{PP} = 5,07 \text{ bar.}$$

**d) Pérdidas de carga y de presión en grúa hidráulica.**

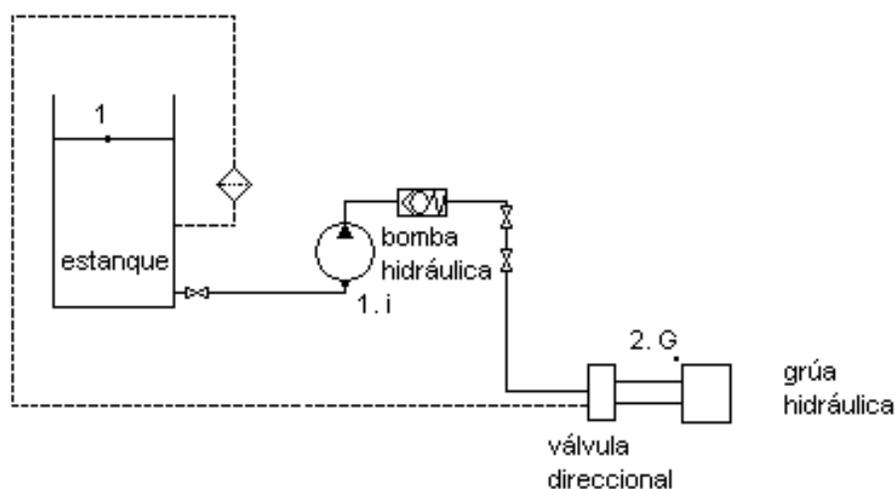


Figura 4.13.- Esquema hidráulico para cálculo de pérdidas de carga y de presión en grúa hidráulica.

$$L \text{ equiv. total en primer tramo} = 2,95 \text{ m}$$

$$\text{Pérd.} = 0,061 \cdot \frac{(5,2 \text{ m} + 2,95 \text{ m})}{0,0254 \text{ m}} \cdot \frac{(1,3 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$\text{Pérd.} = 1,68 \text{ m}$$



Tabla 4.11.- Longitud equivalente segundo tramo grúa hidráulica.

CANTIDAD	DESCRIPCION	LONG. EQUIV. UNITARIA	LONG. EQUIV. TOTAL
4	CODO RECTO 90°	0,60	2,40
3	CURVA 90°	0,30	0,90
2	TE	0,30	0,60
2	VÁLVULA DE BOLA 3/4"	0,10	0,20
1	VÁLVULA NO RETORNO	0,30	0,30
1	FLEXIBLE 1,2 m · 1,7	2,04	2,04
1	FLEXIBLE 0,4 m · 1,7	0,68	0,68
1	FLEXIBLE 2,5 m · 1,7	4,25	4,25
<b>TOTAL</b>			<b>11,37 m</b>

$$\text{Pérd.} = 0,038 \cdot \frac{(16,5 \text{ m} + 11,37 \text{ m})}{0,016 \text{ m}} \cdot \frac{(3,3 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$\text{Pérd.} = 36,77 \text{ m}$$

$$\text{Pérd.} = 36,77 \text{ m} + 1,68 \text{ m} = 38,45 \text{ m}$$

$$\text{PP} = (38,45 \text{ m} \cdot 871 \text{ kg/m}^3) \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 10^{-5} + 0,7 \text{ bar}$$

$$\text{PP} = 3,98 \text{ bar.}$$

**e) Pérdidas de carga y de presión en maniobra de codera.**

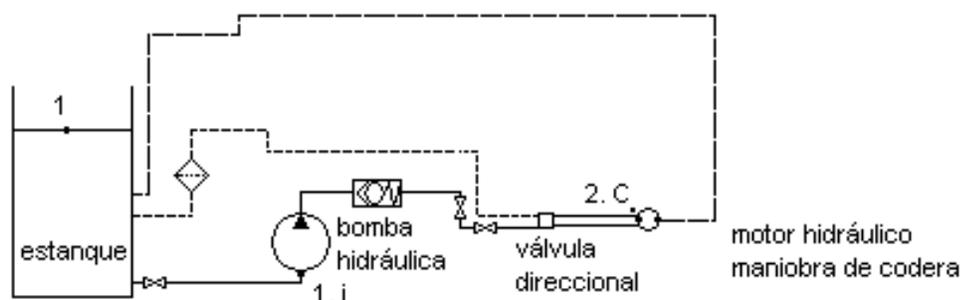


Figura 4.14.- Esquema hidráulico para cálculo de pérdidas de carga y de presión en maniobra de codera.

L equiv. total en primer tramo = 2,95 m

$$\text{Pérd.} = 1,049 \cdot \frac{(5,2 \text{ m} + 2,95 \text{ m})}{0,0254 \text{ m}} \cdot \frac{(0,076 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

Pérd. = 0,09 m

Tabla 4.12.- Longitud equivalente primer tramo maniobra de codera.

CANTIDAD	DESCRIPCION	LONG. EQUIV. UNITARIA	LONG. EQUIV. TOTAL
4	CODO RECTO 90°	0,60	2,40
3	CURVA 90°	0,30	0,90
2	TE	0,30	0,60
2	VÁLVULA DE BOLA 3/4"	0,10	0,20
1	VÁLVULA NO RETORNO	0,30	0,30
1	FLEXIBLE 1,2 m · 1,7	2,04	2,04
1	FLEXIBLE 0,4 m · 1,7	0,68	0,68
<b>TOTAL</b>			<b>7,12 m</b>

$$\text{Pérd.} = 0,066 \cdot \frac{(13,7 \text{ m} + 7,12 \text{ m})}{0,016 \text{ m}} \cdot \frac{(0,19 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

Pérd. = 0,16 m

Pérd. = 0,16 m + 0,09 m

Pérd. = 0,25 m

$$\text{PP} = (0,25 \text{ m} \cdot 871 \text{ kg/m}^3) \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 10^{-5} + 0,2 \text{ bar}$$

PP = 0,22 bar



#### 4.1.6.- RESUMEN DE CAPACIDADES DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

Tabla 4.13.- Capacidades de los sistemas.

SISTEMA	PRESIÓN NECESARIA	PÉRDIDAS DE PRESIÓN	PRESIÓN TOTAL	CAUDAL	POTENCIA
	(bar)	(bar)	(bar)	(l/min)	(kW)
RAMPA	104	7,48	111,48	53	9,85
MANIOBRA DE FONDEO	67	5,07	72,07	46,5	5,59
GRÚA HIDRÁULICA	232	3,98	235,98	25,34	9,97
MANIOBRA DE CODERA	177	0,22	177,22	2,32	0,68

#### CONCLUSIÓN:

Los datos obtenidos en los cálculos del sistema hidráulico existente, resumido en la tabla 4.13, sirven de base para determinar el curso de acción a fin de asegurar el funcionamiento y seguridad del sistema ante la posibilidad de caídas de presión o falla del motor propulsor que debe sostener el sistema hidráulico.

En el próximo capítulo se abordaran las soluciones a esta problemática en base al análisis realizado.



## **CAPÍTULO 5: SOLUCIÓN DE NECESIDADES.**

### **5.1.- INDEPENDIZAR SISTEMA HIDRÁULICO.**

Una de las alternativas para terminar con el problema de independizar el circuito hidráulico es instalar un conjunto electro-hidráulico con capacidades de sostener los requerimientos de los equipos accionados hidráulicamente. Pero hay un factor que es determinante a la hora de elegir un equipo, capaz de sostener dichos requerimientos, y este es la Potencia Eléctrica Disponible.

Para el requerimiento de un sistema principal o auxiliar eléctrico, el buque cuenta con un grupo electrógeno de 380 (V), 16 (kW) con una potencia disponible de 9,5 (kW), gracias a que hay equipos eléctricos que se pueden dejar sin operar cuando se utilice el sistema hidráulico y así asegurar el funcionamiento en cuanto a la potencia de éste.

Según la tabla 4.13 la potencia máxima necesaria corresponde al sistema de grúa hidráulica y es de 9,97 (kW) pero, por lo dicho recién no es factible.

### **5.2.- SEGURIDAD EN LA RAMPA.**

Lo que se pretende hacer es cambiar el motor hidráulico de la maniobra de Rampa por un motor que sea capaz de mantener la posición de ésta, es decir, soportando el peso de la rampa propiamente tal, ante una eventual falla de alimentación hidráulica. Por lo tanto, se requiere un motor con un sistema de frenado por presión hidráulica.

Solucionando el problema de la seguridad en el accionamiento de la rampa, ya no es necesario independizar el circuito, debido que, ante una falla, la rampa no caería por su propio peso y quedaría frenada.



De acuerdo a lo expuesto en los puntos anteriores se determina que en virtud de los requerimientos del sistema y la potencia eléctrica disponible, a fin de cumplir con el objetivo del sistema, se requiere:

- cambiar el winche existente por uno de similares características que posea sistema de frenado.
- Instalar una bomba de emergencia.

### 5.2.1 REEMPLAZO DEL WINCHE EXISTENTE.

Se realiza una revisión de información comercial y se determina que el **WINCHE PULLMASTER PL5-12-210-1**, permite satisfacer las necesidades planteadas, cuyas características se presentan en la Tabla 5.1

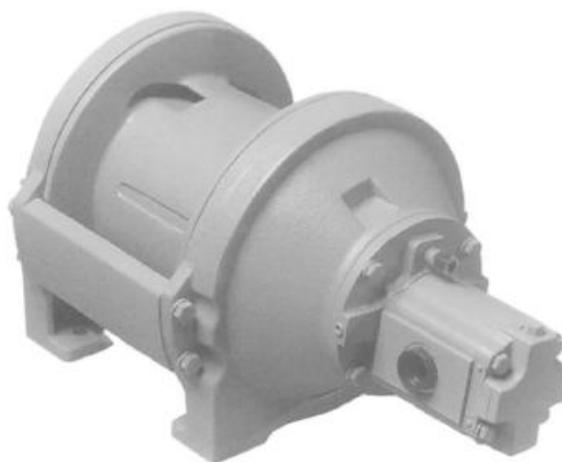


Figura 5.1.- Winche Pullmaster.

Winche Pullmaster con freno aplicado a resorte y liberado de forma hidráulica con embrague de patín unidireccional.

Tabla 5.1.- Datos winche PL5-12-210-1.

Peso	67	kg
Carga máxima (1 capa)	2.041	kg
Carga máxima (2 capa)	1.861	kg
Carga máxima (3 capa)	1.710	kg
Carga máxima (4 capa)	1.581	kg
Volumen máximo de operación	91	l/min
Volumen mínimo de operación	23	l/min
Presión máxima de operación	145	bar
Velocidad lineal tambor vacío	41	m/min
Velocidad lineal tambor lleno	56	m/min
Diámetro tambor vacío	187	mm
Desplazamiento motor	33	cm <sup>3</sup> /rev
Relación de transmisión	39	(39:1)

### 5.2.2.- CÁLCULO DE REQUERIMIENTO DE POTENCIA DE LA BOMBA.

P = Potencia (kW).

Q = caudal (l/min).

p = presión (bar).

V = desplazamiento (cm<sup>3</sup>/rev).

n = RPM

El desplazamiento de la bomba hidráulica es de 34,2 cm<sup>3</sup>/rev según tabla 2.1.

$$Q = V \cdot n$$

$$Q = 34,2 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot 1500 \text{ rpm} \cdot 1 \text{ l}/1000 \text{ cm}^3$$

$$Q = 51,3 \text{ l/min}$$

$$P = Q \cdot p$$

$$P = \frac{51,3 \text{ l/min} \cdot 145 \text{ bar} \cdot 10^5}{1000 \text{ l} \cdot 60 \text{ s}}$$

$$P = 12,4 \text{ kW}$$



$$P_{\text{real}} = P / \eta$$

$$P_{\text{real}} = \frac{12,4 \text{ kW}}{0,95}$$

$$P_{\text{real}} = 13,8 \text{ kW}$$

Considerando las características del winche seleccionado, en la Tabla 5.2 se resume los requerimientos de potencias de la bomba.

Tabla 5.2.- Requerimientos de potencias.

Carga máxima (1 capa)	2.041	kg
Presión de operación máxima	145	bar
Caudal de operación	51,3	l/min
Potencia hidráulica requerida	12,4	kW
Rendimiento real	90	%
Potencia mecánica requerida en el eje	13,8	kW

### 5.2.3.- CÁLCULO DE VELOCIDADES RESULTANTES.

Q= Caudal (l/min)

$\mathcal{P}$ = Perímetro (m)

n = RPM

v = Velocidad lineal (m/s)

D = Diámetro (m)

t = tiempo (s)

L = longitud (m)

$$Q = V \cdot n \quad n = \frac{Q}{V}$$

$$n_{\text{motor}} = \frac{51,3 \text{ l/min} \cdot 1000 \text{ cm}^3}{33 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot 1 \text{ l}}$$



$$n_{\text{motor}} = 1.554,55 \text{ RPM}$$

$$n_{\text{winche}} = \frac{n_{\text{motor}}}{\text{relación de transmisión}}$$

$$n_{\text{winche}} = \frac{1.554,55 \text{ RPM}}{39}$$

$$n_{\text{winche}} = 39,86 \text{ RPM}$$

$$v = n_{\text{winche}} \cdot \mathcal{P}$$

$$\mathcal{P} = \pi \cdot D$$

$$v = \frac{39,9 \text{ RPM} \cdot \pi \cdot 0,187 \text{ m} \cdot 1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$v = 0,39 \text{ m/s}$$

Considerando que la longitud del cable útil es de 11 metros aproximadamente.

$$t = \frac{L}{v}$$

$$t = \frac{11 \text{ m}}{0,39 \text{ m/s}}$$

$$t = 28 \text{ s}$$

Tabla 5.3.- Velocidades resultantes.

Desplazamiento motor winche	33	cm <sup>3</sup> /rev
Relación de transmisión	39	39:1
Caudal que debe recibir el motor	51,3	l/min
RPM motor	1.554,6	RPM
RPM winche	39,9	RPM
Desplazamiento lineal	0,39	m/s
Tiempo total de desplazamiento	28	s



### 5.3.- INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE EMERGENCIA.

Ante una falla del motor propulsor o la bomba, el sistema dejaría de funcionar sin dar la posibilidad de terminar la maniobra en ejecución debiendo esperar la reparación de los componentes dañados o reemplazo de estos, lidiando con los retrasos y dificultades de logística inherentes a la adquisición de los repuestos, causando un problema si es que se llevara vehículos y carga importante a bordo.

Para la solución del caso anterior sería necesario entonces, instalar a bordo un sistema eléctrico de emergencia que sea capaz de izar y arriar la rampa hidráulicamente. No con la misma velocidad que usando el motor propulsor, sino que a una baja velocidad debido a la potencia disponible a bordo.

Efectuada una revisión comercial, se determina que la **Bomba hidráulica Sauer Danfoss VOC-14**, permite satisfacer las necesidades planteadas, cuyas características se presentan en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4.- Especificaciones bomba hidráulica.

Bomba hidráulica SAUER DANFOSS		
Modelo VOC-14		
Desplazamiento	14,4	cm <sup>3</sup> /rev
RPM máxima	3.500	RPM
Presión máxima	250	bar
Caudal máximo	50,4	l/min
Peso	2,9	kg





Figura 5.2.- Bomba hidráulica de engranajes.

En conjunto con la bomba hidráulica se determina la instalación de un motor eléctrico de acuerdo a las capacidades necesarias para el funcionamiento del sistema hidráulico de emergencia.

Tabla 5.5.- Especificaciones motor eléctrico.

Motor eléctrico ABLE flange B3		
Potencia	7,5	kW
Voltaje	380	Volt
RPM	1450	RPM



Figura 5.3.- Motor eléctrico.

Es sabido que los motores trifásicos consumen en la partida seis veces la corriente normal de operación, lo que en este caso no sería un inconveniente, debido a que el motor eléctrico efectuará el arranque en vacío.

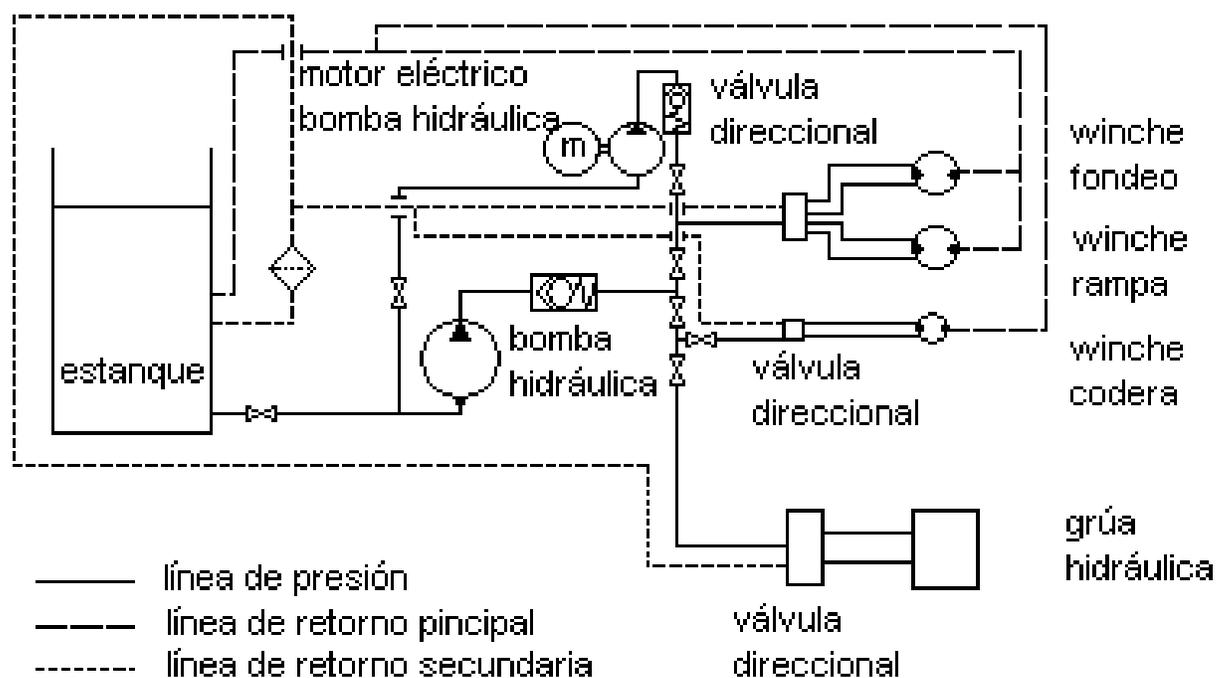


Figura 5.4.- Esquema hidráulico con bomba de emergencia.

### 5.3.1.- CÁLCULO DE REQUERIMIENTO DE POTENCIA DE LA BOMBA.

P = Potencia (kW)

Q = caudal (l/min)

P = presión (bar).

V = desplazamiento (cm<sup>3</sup>/rev)

n = RPM

$$Q = V \cdot n$$

$$Q = 14,4 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot 1450 \text{ rpm} \cdot 1 \text{ l}/1000 \text{ cm}^3$$

$$Q = 20,88 \text{ l/min}$$

$$P = Q \cdot p$$

$$P = \frac{20,88 \text{ l/min} \cdot 145 \text{ bar} \cdot 10^5}{1000 \text{ l} \cdot 60 \text{ s}}$$

$$P = 5,05 \text{ kW}$$

$$P_{\text{real}} = P / \eta$$

$$P_{\text{real}} = \frac{5,05 \text{ kW}}{0,95}$$

$$P_{\text{real}} = 5,32 \text{ kW}$$

Considerando las características de la bomba seleccionada, en la Tabla 5.4 y las características del winche, en la tabla 5.2 se resume los requerimientos de potencias de la bomba.



Tabla 5.6.- Requerimientos de potencias de la bomba.

Carga máxima (1 capa)	2.041	kg
Presión de operación máxima	145	bar
Caudal de operación	20,88	l/min
Potencia que se entrega al fluido	5,05	kW
Rendimiento real	95	%
Potencia requerida en el eje	5,32	kW

### 5.3.2.- CÁLCULO DE VELOCIDADES RESULTANTES.

Q= Caudal (l/min)

$\mathcal{P}$ = Perímetro (m)

n = RPM

v = Velocidad lineal (m/s)

D = Diámetro (m)

t = tiempo (s)

L = longitud (m)

$$Q = V \cdot n \quad n = \frac{Q}{V}$$

$$n_{\text{motor}} = \frac{20,88 \text{ l/min} \cdot 1000 \text{ cm}^3}{33 \text{ cm}^3/\text{rev} \cdot 1 \text{ l}}$$

$$n_{\text{motor}} = 632,7 \text{ RPM}$$

$$n_{\text{winche}} = \frac{n_{\text{motor}}}{\text{relación de transmisión}}$$

$$n_{\text{winche}} = \frac{632,7 \text{ RPM}}{39}$$

$$n_{\text{winche}} = 16,22 \text{ RPM}$$

$$v = n_{\text{winche}} \cdot \mathcal{P}$$



$$\mathcal{P} = \pi \cdot D$$

$$v = \frac{16,22 \text{ RPM} \cdot \pi \cdot 0,187 \text{ m} \cdot 1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$v = 0,16 \text{ m/s}$$

Considerando que la longitud del cable útil es de 11 metros aproximadamente.

$$t = \frac{L}{v}$$

$$t = \frac{11 \text{ m}}{0,16 \text{ m/s}}$$

$$t = 69 \text{ s}$$

Tabla 5.7.- Velocidades resultantes.

Desplazamiento motor winche	33	cm <sup>3</sup> /rev
Relación de transmisión	39	39:1
Caudal que debe recibir el motor	20,88	l/min
RPM motor	632,7	RPM
RPM winche	16,22	RPM
Desplazamiento lineal	0,16	m/s
Tiempo total de desplazamiento	69	s

#### 5.4.- COMPATIBILIDAD DEL MATERIAL.

Con el objeto de evitar la corrosión galvánica en el circuito y que esta dañe los equipos, es necesario uniformar el material del circuito hidráulico.

El circuito hidráulico esta conformado por tubería de acero al carbono y flexibles con terminales de acero inoxidable. En donde se determinó cambiar todos los flexibles por uno con terminales de acero galvanizados.



### 5.5.- SECCIONAMIENTO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.

Para este tipo de circuito hidráulico es necesaria la inclusión de válvulas para el posible mantenimiento de los elementos, seccionando tramos del circuito hidráulico debido a la longitud de estos.

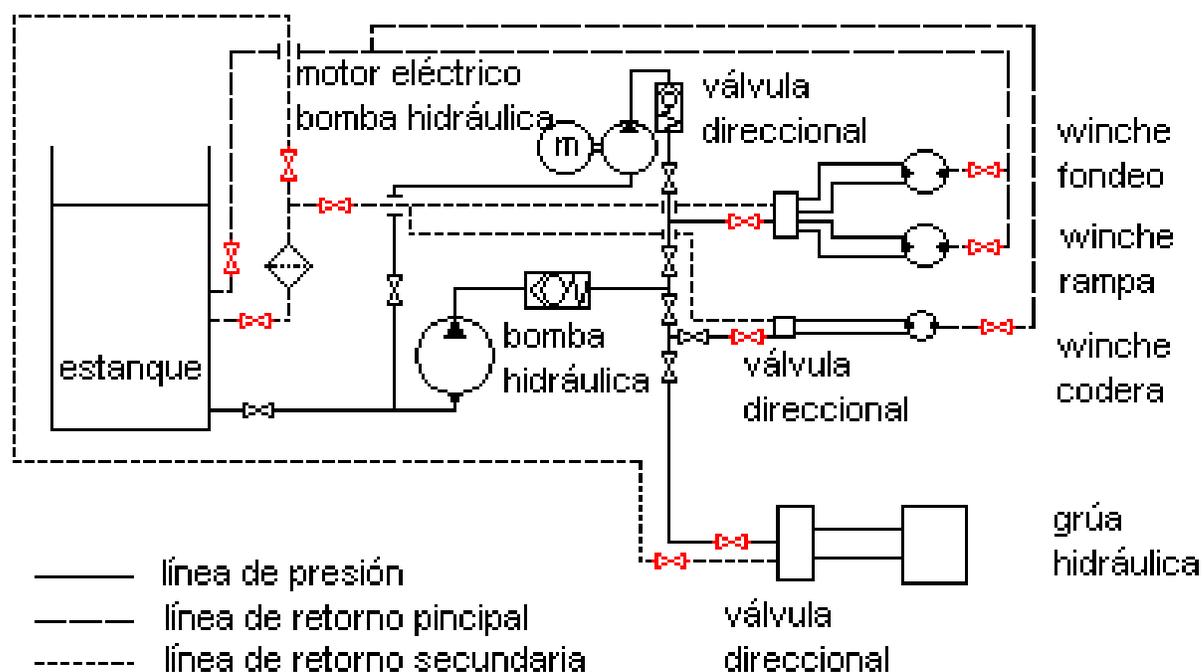


Figura 5.5.- Esquema hidráulico con válvulas de seccionamiento.

La figura 5.5 muestra las válvulas que deben instalarse en el circuito hidráulico con el objeto de seccionar los tramos.

### 5.6.- DISTANCIA ENTRE SOPORTES.

Debido a las vibraciones producidas por el funcionamiento de los motores propulsores y el movimiento de las hélices, a bordo se propone aumentar el



número de soportes, disminuyendo la distancia entre estos. Actualmente la distancia máxima en algunos tramos del circuito hidráulico es de 2,5 metros, lo que produce un juego en las tuberías a simple vista.

La distancia propuesta entre soportes es de un metro.

### **5.7.- MANTENIMIENTO.**

Una vez finalizadas las modificaciones en el sistema hidráulico es necesario incluir, en el sistema de mantenimiento administrado en línea que posee la Armada de Chile, los requerimientos de mantenimiento según las disposiciones de los fabricantes, normas y directivas que existan sobre el mantenimiento de los equipos y los circuitos. Ejemplo: Revisiones periódicas, pruebas operacionales, limpieza de circuitos y estanque, entre otras.



## **CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES.**

Con el objeto de mantener la operatividad del sistema hidráulico y aumentar la seguridad ante la ocurrencia de una falla del sistema hidráulico principal, se efectuó un estudio de las condiciones actuales del sistema hidráulico de la Barcaza Guardián Brito de la Armada de Chile, teniendo en consideración factores tales como:

- la potencia de los equipos
- el diseño del circuito
- la potencia disponible a bordo
- la seguridad de la rampa ante una caída de presión.

A partir de estos estudios se determinó, respaldado con cálculos, que la mejor solución desde el punto de vista práctico, tratando de mantener la mayor cantidad de elementos del sistema actual, radica principalmente en:

- El cambio del winche de la rampa, con sistema de frenado, para proveer de mayor seguridad.

Solucionando el problema de la seguridad en el accionamiento de la rampa, ya no fue necesario independizar el circuito, debido que, ante una falla, la rampa no caería por su propio peso y quedaría frenada. La potencia máxima necesaria para la operación del winche nuevo es de 13,8 kW, una presión máxima de operación de 145 bar y un caudal proporcionado por la bomba del sistema existente de 51,3 litros por minuto máximo, para un tiempo total de izado o arriado de la rampa de 28 segundos.

En base a estas soluciones se optó por la instalación de un sistema electro-hidráulico de emergencia o secundario, con el objeto de terminar con el proceso de desembarco de carga ante una falla. Con una potencia máxima requerida de 5,32 kW para una presión máxima de 145 bar y un caudal de 20,88 litros por minuto, para un izado o arriado de la rampa con un tiempo total de 69 segundos.

Se propone también soluciones para problemas derivados de la falta de un programa de mantenimiento, la distancia excesiva que existe entre los soportes de los circuitos, los diferentes tipos de material utilizados en ellos que pueden provocar corrosión galvánica y la necesidad de seccionamiento de circuitos para facilitar trabajos de mantenimiento.



## **BIBLIOGRAFÍA.**

- 1- Hidráulica Festo.  
D. Markle.  
D. Shrader  
M. Thomes  
Año: 1995
  
- 2.- Apunte sobre instalaciones oleohidráulicas.  
INACAP  
Año: 1986.
  
- 3.- Manual de oleohidráulica.  
ASMAR  
Año: 1985

