



**UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO**

**Facultad de Ingeniería  
Departamento de Ingeniería Mecánica**

# **ESTUDIO DE CIRCUITO HIDRAULICO EN PESQUEROS ARTESANALES POR CERCO**

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

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

**HUGO R. POBLETE FIERRO**

**2014**

## **INTRODUCCION.**

El trabajo que se desarrolla a continuación, nace de un problema de armadores y pescadores artesanales en el arte de pesca por cerco, presentado a mecánicos e hidráulicos de la ciudad de Coronel, entendidos en trabajos de equipos de extracción de peces por naves artesanales.

Expresan no contar con un circuito hidráulico a la altura de las necesidades de extracción. Enfatizan falta de velocidad en equipos hidráulicos, temperaturas excesivas en líneas de trabajo y problemas en la ejecución de maniobras en situaciones límites.

Por estas razones se efectuará un plan de estudio de factibilidad de mejoras en circuito hidráulico. Considerando visitas en terreno, estudio y análisis de factores relevantes que influyen en la operación de sistemas hidráulicos en la extracción de peces.

La propuesta de mejoras del sistema hidráulico se respalda con un estudio de costos asociados.

La decisión de solucionar este problema dependerá tanto de la posibilidad y voluntad en invertir de los armadores, como de lo convincente que sea la propuesta que se desarrolla en este seminario de titulación, cuyo objetivo general es estudiar la factibilidad de mejorar el circuito hidráulico en pesqueros artesanales por cerco.

## **INDICE**

	<b>Páginas</b>
INTRODUCCION.	1
<b>CAPITULO I ANTECEDENTES</b>	5
1.1) DESCRIPCION EN FAENA DE PESCA EN BARCOS ARTESANALES.	
1.2) OBJETIVOS DEL SEMINARIO DE TITULACION	14
<b>CAPITULO II ESTUDIO Y ANALISIS DEL RECURSO HIDRAULICO DISPONIBLE.</b>	15
2.1) ANALISIS EN TERRENO.	
2.2) CARACTERISTICAS FUNCIONALES DE LOS EQUIPOS.	16
<b>CAPITULO III ESTUDIO Y ANALISIS DEL WINCHE DE CASCADA HPC-700.</b>	17
3.1) DESCRIPCION DEL WINCHE.	
3.2) DATOS TECNICOS WINCHE DE CASCADA HPC-700.	19
3.3) ANALISIS Y CALCULOS EN TAMBOR DEL PUNTERO.	20
3.4) ANALISIS Y CALCULOS EN TAMBOR DE LA LLAVE.	23
3.5) ANALISIS DE RESULTADOS DEL WINCHE.	26

<b>3.6)</b>	<b>ANALISIS DE MOTORES HIDRAULICOS EN CONJUNTO.</b>	<b>28</b>
<b>CAPITULO IV</b>	<b>ESTUDIO Y ANALISIS DEL POWER PPA-31</b>	<b>32</b>
<b>4.1)</b>	<b>DESCRIPCION DEL POWER.</b>	
<b>4.2)</b>	<b>DATOS TECNICOS POWER PPA-31.</b>	<b>33</b>
<b>4.3)</b>	<b>ANALISIS DE DATOS DE MOTORES HIDRAULICOS.</b>	<b>34</b>
<b>CAPITULO V</b>	<b>ESTUDIO Y ANALISIS DE BOMBA YOMA BPG-14.</b>	<b>37</b>
<b>5.1)</b>	<b>DESCRIPCION DE FUNCIONAMIENTO</b>	
<b>5.2)</b>	<b>DATOS TECNICOS YOMA BPG-14.</b>	<b>38</b>
<b>5.3)</b>	<b>ANALISIS Y CALCULOS EN YOMA BPG-14.</b>	
<b>CAPITULO VI</b>	<b>ANALISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO EXISTENTE</b>	<b>41</b>
<b>6.1)</b>	<b>ESQUEMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO.</b>	
<b>6.2)</b>	<b>COMPONENTES PRINCIPALES DEL CIRCUITO HIDRAULICO ACTUAL (60 GPM).</b>	<b>42</b>
<b>6.3)</b>	<b>RESUMEN DE NECESIDADES.</b>	<b>43</b>
<b>6.4)</b>	<b>ANALISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO.</b>	
<b>6.5)</b>	<b>CONCLUSION DEL ANALISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO.-</b>	<b>44</b>
<b>6.6)</b>	<b>PROPOSICION DE SOLUCIONES</b>	

<b>CAPITULO VII</b>	<b>ANALISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO PROPUESTO</b>	<b>46</b>
<b>7.1)</b>	<b>BOMBA HIDRAULICA VICKERS VQ 60 A</b>	
<b>7.2)</b>	<b>ESQUEMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO.</b>	<b>47</b>
<b>7.3)</b>	<b>ANALISIS DE POTENCIA NECESARIA PARA ACCIONAR EQUIPOS.</b>	<b>48</b>
<b>CAPITULO VIII</b>	<b>EVALUACION DE COSTOS DE CIRCUITOS</b>	<b>52</b>
<b>8.1)</b>	<b>CIRCUITO EXISTENTE</b>	
<b>8.2)</b>	<b>CIRCUITO PROPUESTO</b>	<b>57</b>
<b>CAPITULO IX</b>	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>59</b>

## **CAPITULO I ANTECEDENTES.**

### **1.1) DESCRIPCION DE FAENA DE PESCA EN BARCOS ARTESANALES.**



**Imagen 1.1 Vista barco artesanal.**

Los barcos pesqueros artesanales son naves estancas, con sistemas de extracción de agua, estabilidad aprobada para este trabajo, capacidad de bodega 80 toneladas y una velocidad de desplazamiento de aproximadamente 10 nudos.

La flotabilidad es posible por pulmones de aire que se encuentran a la proa y popa, la sala de máquinas sirve como pulmón de flotabilidad. Lo esencial en el proceso de pesca es mantener cada compartimiento de la nave libre de agua.

Al contar con las 80 toneladas de pesca la nave se encuentra sumida hasta la cubierta en la mar.



**Imagen 1.2 Cubierta barco artesanal.**

Las naves se encuentran supervisadas y reglamentadas por la Armada de Chile, miden un máximo de 18 m de longitud, 7 m de ancho y 2,8 m de alto desde la quilla a la cubierta. Existen de madera, acero y mixtas.

Para llevar a cabo faenas extractivas deben cumplir con todos los requerimientos de navegabilidad, equipos electrónicos, mecánicos e hidráulicos



exigidos por la Armada de Chile. Además debe poseer el permiso de captura de especies y cuota asignada por el Servicio Nacional de Pesca.

Los pesqueros deben poseer un motor de combustión interna de 425 HP como mínimo, transmisiones mecánicas e hidráulicas y un circuito hidráulico.



**Imagen 1.3 Sala de máquinas.**



Poseen una red de 50 m de alto, 450 m de largo y además una panga auxiliar, para llevar a cabo la faena de extracción.



**Imagen 1.4 Panga auxiliar de barco artesanal.**

La faena de pesca por cerco se inicia cuando se identifica un banco de peces, se deja salir un extremo de la red tirada por la panga auxiliar para rodear con la red los peces hasta llegar a la otra punta, asegurando ambos extremos a la embarcación. Luego mediante el winche se enrolla el cable de acero de 16 mm que pasa por las anillas en la parte baja de la red formando un bolsón gigante.



**Imagen 1.5 Winche cascada en operación.**

A continuación se sube la red de un extremo a través de un power a la cubierta de popa del pesquero para reducir el bolsón de peces, los que son succionados con la yoma y trasportados por una manga de 12" de diámetro a un secador para finalmente caer a las bodegas de carga.

Las fotografías siguientes ilustran las etapas mencionadas.





**Imagen 1.6 Formación de bolsón de pesca.**



**Imagen 1.7 Izamiento de la red.**





**Imagen 1.8 Power en operación.**



**Imagen 1.9 Yoma en operación.**



**Imagen 1.10 Trabajo secador de peces.**

Los pescadores expresan **falta de fuerza en equipos o máquinas hidráulicas, temperaturas excesivas en el tendido de tuberías y falta de velocidad en maniobras existentes.**

Los equipos que se utilizan en la extracción de peces se encuentran conectados en serie (POWER, WINCHE Y YOMA), uno a continuación de otro y operando uno a la vez. Dichos equipos se analizarán en capítulos separados.

Para comprender la falta de fuerza en equipos se determinará una carga promedio de tiro en el winche y power, debido a que existen fuerzas de la naturaleza que fluctúan a cada momento como la altura de la mar, el cambio de dirección del movimiento de los peces, de las corrientes marinas, etc.

En la visita a terreno se pudo apreciar la existencia de una bomba óleo hidráulica de paletas de un cuerpo excéntrico fijo, motores óleo hidráulicos de rodillo con cuerpo excéntrico fijo, válvulas direccionales de cuatro vías y tres posiciones de flujo ajustable en forma mecánica. Estos equipos se encuentran conectados en el circuito hidráulico motivos de este estudio.

**Los armadores de pesqueros artesanales y el gremio de pescadores artesanales de caleta Lo Rojas de Coronel**, desean contar con un sistema hidráulico operacionalmente confiable, asegurar la extracción de peces en menor tiempo, ya que, de esto depende el evitar hundimientos de pesqueros, poner en peligro la integridad de los trabajadores y la falla de equipos debido a fuerzas adicionales.



## **1.2) OBJETIVOS DEL SEMINARIO DE TITULACION.**

### **Objetivo general.**

Estudiar la factibilidad de mejorar el circuito hidráulico en pesqueros artesanales por cerco.

### **Objetivos específicos.**

- a) Estudiar y analizar los factores más relevantes que influyen en la operación de circuito hidráulico en la extracción de peces.
- b) Proponer mejoramiento del sistema hidráulico.
- c) Evaluar los costos asociados a la propuesta de mejorar el circuito existente.

## **CAPITULO II ESTUDIO Y ANALISIS DEL RECURSO HIDRAULICO DISPONIBLE.**

### **2.1) ANALISIS EN TERRENO.**

En visita a terreno se pudo observar que los pesqueros artesanales son de gran tamaño, afectados por la corriente del mar, altura de olas, vientos, etc.

Los días que se procedió a la captura de peces se realizaron diversos lances, se observó que del momento de soltar la red hasta que se cargó la embarcación en un lance transcurrieron 3 horas y 10 minutos, la bomba hidráulica giró a 1200 RPM, la presión del sistema llegó a 1800 PSI, la temperatura del aceite fue de 98 grados Celsius, se percibe mucho ruido con vibración en tuberías y cuando se requiere la fuerza de los equipos del circuito hidráulico estos son incapaces de acabar su función en forma independiente.

Es importante recordar que se trabaja con 80.000 kg de pesca, más 10.000kg de red, para lo cual se necesitaría una grúa de un barco mercante. En envergadura esto sería imposible en un barco artesanal, además de la flotabilidad y estabilidad de éste. No obstante conviene recordar un principio de física que es muy empleado en las actividades marítimas.

Este principio dice: “Al sumergir un cuerpo en un líquido pierde tanto peso como el peso del líquido que desaloja”.

## **2.2) CARACTERISTICAS FUNCIONALES DE LOS EQUIPOS.**

Es importante tener presente que cada máquina trabaja una a la vez, Lo primero que presentó problemas en la visita a terreno fue el winche, al momento de ser enrollado el cable por los tambores de éste. Cuando existía una resistencia ínfima había una velocidad adecuada para lo que se desea obtener en la faena extractiva. Se pudo apreciar que esta máquina es de gran importancia debido a que opera una hora con veinte minutos del tiempo que dura el lance, además trabaja en forma intermitente en ayuda de las otras máquinas en la faena de pesca.

Con las observaciones antes mencionadas y la criticidad de esta máquina, se comenzará los cálculos a partir de la operación del winche de cascada. Considerando el principio mencionado en la página anterior se realizará el análisis con una carga de 8.000 kg, como referencia.

Como se anticipó, el cable de 16 mm de diámetro que pasa por las anillas en la parte inferior de la red, las junta hacia la embarcación para formar un bolso gigante, enrollando el cable desde los extremos en los tambores del winche.

## **CAPITULO III      ESTUDIO Y ANALISIS DEL WINCHE DE CASCADA HPC-700.**

### **3.1) DESCRIPCION DEL WINCHE.**

Esta máquina se encuentra diseñada con tambores y cabezales dispuestos en forma ascendentes unos de los otros, de coronas de engranajes adosadas a los tambores y de motores hidráulicos con piñones mecánicos que le dan el movimiento a los tambores, como al agujador automático que ordena el cable.



**Imagen 3.1 Tambores del winche y sus agujadores.**

Existe dentro del winche dos tambores de tiro, uno superior que se le llama puntero por el extremo del cable que se enrolla ubicado junto a la punta de la red, este es accionado por un motor hidráulico char-lynn 1030 de mediano torque y alto en velocidad.

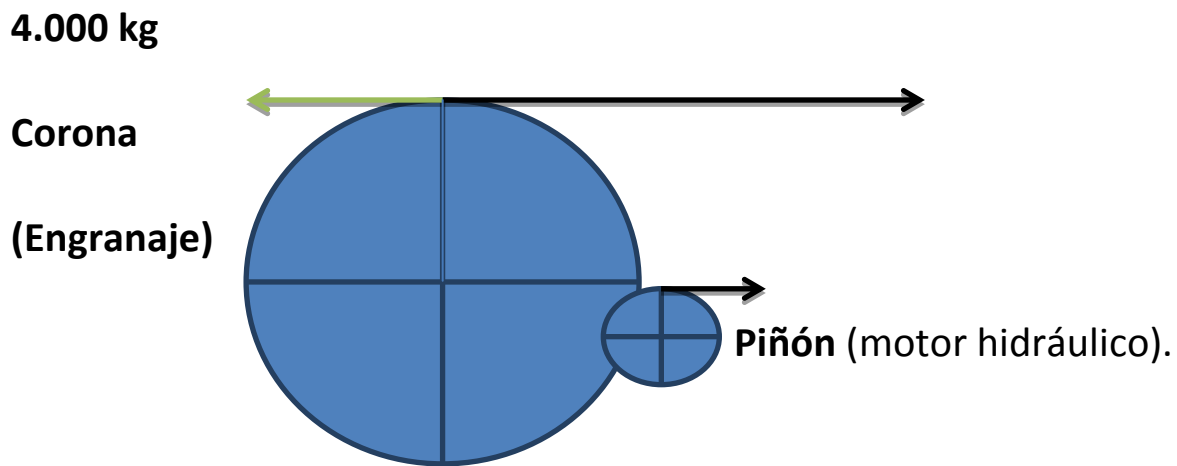
El otro extremo del cable es enrollado por el otro tambor que se encuentra más abajo se le da el nombre de llave, debido que aquí es enrollado en su totalidad el cable cuando termina el lance (al cable de acero del tipo ballena se le da la denominación de llave en el rubro de pesca), este es accionado por un motor hidráulico char-lynn 1031 de alto torque y bajo en velocidad debido a que este tambor es el último que se detiene al momento de formar el bolso con el cable de acero.

Se considera 4.000 kg de tiro en cada extremo del cable, debido a que se debe vencer 8.000 kg de carga.

El winche que se desea analizar es **fabricado por Maestranza Monsalvez**, ubicada en Parque Industrial Ciudad de Coronel. La cual facilitó datos técnicos y comerciales de sus equipos.

### 3.2) DATOS TECNICOS WINCHE DE CASCADA HPC-700.

- Winche de cascada modelo HPC-700
- Velocidad de tambor: 25 RPM
- Tiro máximo: 8 toneladas, (8.000 kg en total)
- Relación de transmisión 12:1
- Capacidad de cable tambor: 16mm de diámetro, ruptura a 17.000 kg
- Diámetros: Corona 726 mm, Piñón 121 mm.
- Número de dientes: Corona 240, Piñón 20



**Figura 3.1** Esquema de fuerzas en tambores del winche HPC-700.



### 3.3) ANALISIS Y CALCULOS EN TAMBOR DEL PUNTERO.

#### a) DATOS: MOTOR CHAR-LYNN 1030, SERIE 10.000

	Constante	Intermitente	Unidad medida
Torque	2.085 (212,7)	2.610 (266,3)	N m (kg m)
Flujo	170 (45)	265 (70)	L/min (GPM)
Presión	205 (3.000)	260 (3.750)	bar (PSI)
RPM	254	396	



**Imagen 3.2 Detalle operativo del tambor del puntero.**

**b) CALCULO DE REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM).**

<b>DP<sub>1</sub> = 726 mm</b>	<b>Z<sub>1</sub> = 240</b>	<b>n<sub>1</sub> = ?</b>
<b>DP<sub>2</sub> = 121 mm</b>	<b>Z<sub>2</sub> = 20</b>	<b>n<sub>2</sub> = 254 constante, hasta 396 intermitente.</b>

DP: Diámetro primitivo; Z: Números de dientes; n: Revoluciones por minuto.

- **RELACIÓN DE TRANSMISION (i) = Z<sub>1</sub>/Z<sub>2</sub>=240/20 = 12:1**

Esta relación de transmisión se refiere a la que existe entre la corona del tambor y el piñón del motor hidráulico. Debe considerarse esta relación no solo en revoluciones sino además en torques. El torque y las RPM permiten calcular la potencia necesaria del motor hidráulico para poder vencer la carga impuesta por la captura de peces.

$$n_1/n_2 = Z_2/Z_1; \quad n_1 = n_2 \times Z_2 / Z_1 \quad ; \quad n_1 = 254 \times 20 / 240$$

**n<sub>1</sub> = 21,16 RPM.**

Estas revoluciones son las que adquiere el tambor del puntero cuando el motor hidráulico gira a 254 RPM, con un suministro de 45 GPM de la bomba hidráulica de paletas. Las revoluciones son posibles cuando existe una carga menor a 200 kg.

Análogamente, **n<sub>1</sub> = 396 × 20 / 240 = 33RPM**, cuando el motor hidráulico opera a 396 RPM, con un suministro de 70 GPM de la bomba hidráulica de paletas. Las revoluciones son posibles cuando existe una carga menor a 200 kg.

**c) CALCULO DEL TORQUE NECESARIO EN EL TAMBOR PUNTERO (T).**

Se calcula el torque necesario en el tambor del puntero para vencer una fuerza de tiro de **4.000 kg**.

$$T = (DP_1/2) \times \text{fuerza}; \quad T = (0,726 / 2) \times 4.000 \quad ; \quad T = 1.452 \text{ kg m.}$$

**d) CALCULO DE POTENCIA NECESARIA EN TAMBOR PUNTERO (N).**

La potencia necesaria en el tambor del puntero se puede calcular con la siguiente ecuación.

$$N = (T \times n) / 716, 2 \quad N = \text{HP} \quad T = \text{kg m} \quad n = \text{RPM}$$

$$N = (1.452 \times 21,16) / 716,2 \quad ; \quad N = 42,89 \text{ HP Trabajo continuo.}$$

$$N = (1.452 \times 33) / 716,2 \quad ; \quad N = 66,9 \text{ HP Trabajo intermitente.}$$

**e) CALCULO DEL TORQUE DEL MOTOR DEL TAMBOR PUNTERO (T).**

Para efectos de un cálculo de aproximación, se supone que la potencia del motor hidráulico que acciona el tambor puntero es la misma que requiere el tambor, lo que permite obtener un valor base que cumple con la necesidad del tambor.

$$N = (T \times n) / 716, 2 \quad N = \text{HP} \quad T = \text{kg m} \quad n = \text{RPM}$$

$$42, 89 = (T \times 254) / 716, 2; \quad T = 120, 93 \text{ kg m}$$

$$66, 9 = (T \times 396) / 716, 2; \quad T = 120, 99 \text{ kg m}$$

### 3.4) ANALISIS Y CALCULOS EN TAMBOR DE LA LLAVE.

#### a) DATOS: MOTOR CHAR-LYNN 1031, SERIE 10.000

	Constante	Intermitente	Unidad medida
Torque	2.700 (275,5)	3.440 (351,0)	N m (kg m)
Flujo	170 (45)	265 (70)	L/min (GPM)
Presión	190 (2.750)	240 (3.500)	bar (PSI)
RPM	179	279	



**Imagen 3.3 Detalle operativo del tambor de la llave.**

**b) CALCULO DE REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM).**

<b>DP<sub>1</sub> = 726 mm</b>	<b>Z<sub>1</sub> = 240</b>	<b>n<sub>1</sub> = ?</b>
<b>DP<sub>2</sub> = 121 mm</b>	<b>Z<sub>2</sub> = 20</b>	<b>n<sub>2</sub> = 179 constante hasta 279 intermitente</b>

DP: Diámetro primitivo; Z: Números de dientes; n: Revoluciones por minuto.

- **RELACIÓN DE TRANSMISION (i) = Z<sub>1</sub>/Z<sub>2</sub>=240/20 = 12:1**

La geometría de diámetros primitivos, el número de dientes de los engranajes y la relación de transmisión es igual que para el tambor del puntero, pero las RPM son diferentes.

$$n_1/n_2 = Z_2/Z_1; \quad n_1 = n_2 \times Z_2 / Z_1 \quad ; \quad n_1 = 179 \times 20 / 240$$

$$n_1 = 14.92 \text{ RPM}$$

Estas revoluciones son las que adquiere el tambor de la llave cuando el motor hidráulico gira a 179 RPM. Las revoluciones son posibles cuando existe una carga menor a 200 kg.

Análogamente,  $n_1 = 279 \times 20 / 240 = 23,25 \text{ RPM}$ , cuando el motor hidráulico opera a 279 RPM, con un suministro de 70 GPM de la bomba hidráulica de paletas. Las revoluciones son posibles cuando existe una carga menor a 200 kg.

**c) CALCULO DEL TORQUE NECESARIO EN EL TAMBOR DE LA LLAVE.**

La situación es la misma que para el tambor del puntero, en consecuencia:

$$T = (DP_1/2) \times \text{fuerza}; \quad T = (0,726 / 2) \times 4.000 \quad ; \quad T = 1.452 \text{ (kg m)}$$

En este caso también es necesario calcular la potencia del motor hidráulico para saber cuánta potencia debe ser aportada por el circuito hidráulico.

**d) CALCULO DE POTENCIA NECESARIA EN TAMBOR DE LA LLAVE (N).**

$$N = (T \times n) / 716, 2 \qquad N = \text{HP} \quad T = (\text{kg m}) \quad n = \text{RPM}$$

$$N = (1.452 \times 14,92) / 716,2; \qquad N = 30,23 \text{ HP} \quad \text{Trabajo continuo.}$$

$$N = (1.452 \times 23,25) / 716,2; \qquad N = 41,13 \text{ HP} \quad \text{Trabajo intermitente.}$$

**e) CALCULO DEL TORQUE DEL MOTOR DEL TAMBOR DE LA LLAVE.**

De igual forma, para efectos de un cálculo de aproximación, se supone que la potencia del motor hidráulico que acciona el tambor de la llave es la misma que requiere el tambor, lo que permite obtener un valor base que, obviamente cumple con la necesidad del tambor.

$$N = (T \times n) / 716, 2 \qquad N = \text{HP} \quad T = \text{kg m} \quad n = \text{RPM}$$

$$30, 23 = (T \times 179) / 716, 2; \qquad T = 120, 95 \text{ kg m} \quad \text{Trabajo continuo.}$$

$$41, 13 = (T \times 279) / 716, 2; \qquad T = 105, 58 \text{ kg m} \quad \text{Trabajo intermitente.}$$



### **3.5) ANALISIS DE RESULTADOS DEL WINCHE.**

#### **a) RPM DE TAMBORES.**

Las RPM con que giran los tambores dependen de las RPM del engranaje piñón unido al eje del respectivo motor hidráulico, cuyas RPM son una función directa del caudal que impulsa la bomba de paletas. A su vez el caudal de la bomba disminuye a medida que aumenta la presión de trabajo por mayor recirculación interna de la bomba.

La información de catálogo indica las RPM de la bomba para una carga de 200 kg, a mayor carga se requiere mayor presión. En consecuencia, a medida que aumenta la presión de trabajo se debe ir aumentando las RPM de la bomba, si se desea que los tambores operen con RPM constantes.

#### **b) TORQUES NECESARIOS.**

Para la carga estimada en 8.000 kg para el cable, se observa que los torques necesarios son adecuados a los que pueden proporcionar los motores hidráulicos. Aumentar el torque implica aumentar la presión de la bomba, ya que existe una presión media de 1.800 PSI en el circuito hidráulico, por debajo de la presión máxima de catálogo de cada motor analizado en los tambores del Winche.

**c) POTENCIA QUE DEBEN APORTAR LOS MOTORES HIDRAULICOS.**

Obviamente la potencia que debe aportar el motor hidráulico de cada tambor debe ser mayor que las calculadas en los puntos 3.3 (e) y 3.4 (e). No es posible aumentar la potencia debido a que se utilizó el máximo de revoluciones que puede aportar el motor hidráulico analizado, al aumentar la presión quizás los valores no excedan a lo máximo permitido, pero disminuyen las revoluciones.

**d) SUGERENCIAS DE ANALISIS PARA SOLUCIONES DEL WINCHE.**

- Analizar en forma conjunta los dos motores hidráulicos del Winche, con datos ya obtenidos para buscar un máximo rendimiento de estos en el circuito ya existente.
- Analizar el Winche con un tiro de 8.000 kilogramo en el tambor de la llave, para determinar el comportamiento de éste cuando se opere en su límite de esfuerzo.
- Comparar resultados con la ficha técnica de los motores hidráulicos.

### 3.6) ANÁLISIS DE MOTORES HIDRAULICOS EN CONJUNTO.

#### a) CÁLCULO DE POTENCIAS Y TORQUES MÁXIMOS

$$N_{\text{TOTAL}} = N_{\text{CHAR-LYNN 1030}} + N_{\text{CHAR-LYNN 1031}}$$

$$N_{\text{TOTAL}} = 42,89 + 30,23 ; N_{\text{TOTAL}} = 73,12 \text{ HP.}$$

La potencia total de 73,12 HP es el resultado de la suma de potencia de los dos motores hidráulicos, esto resulta algo satisfactorio al momento de trabajar. Si fuese en forma proporcional a la potencia del motor de combustión interna, existiría a lo menos la mitad de potencia (425 HP/2).

$$T_{\text{TOTAL}} = T_{\text{CHAR-LYNN 1030}} + T_{\text{CHAR-LYNN 1031}}$$

$$T_{\text{TOTAL}} = 120,93 + 120,99 ; T_{\text{TOTAL}} = 241,92 \text{ (kg m)}$$

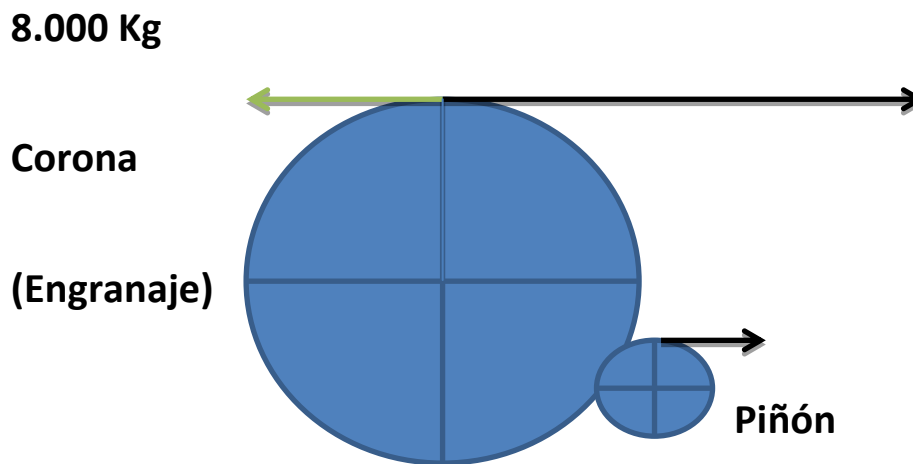
Al recordar cálculos anteriores y características técnicas de los motores, estos motores giran a su máximo de velocidad para poder mover 8.000 kg de tiro. Esto es imposible debido a que cada motor necesita 45 GPM., el máximo de rendimiento suma un total de 90 GPM y la bomba hidráulica solo aporta 60 GPM.

Además a medida que se acercan las anillas a la embarcación aumenta la carga de tiro de 8.000 kg a un considerable porcentaje adicional de carga. Cuando las anillas se acercan solo se utiliza el motor Char-lynn 1031 de alto torque, esto se debe a que la red arrastra sedimentos del fondo del mar y también deja de ser soportada por los corchos para ser levantada desde el fondo con peces, venciendo la corriente, altura de olas y la fuerza distribuida por los peces al querer escapar.

Es importante recordar que al aumentar la carga disminuyen las revoluciones del motor hidráulico, provocándose una oposición al paso del fluido hidráulico formando una presión de 1800 PSI que es limitada por la válvula de alivio, esta presión es la máxima que puede soportar los elementos del circuito hidráulico.

Se efectuará un cálculo de torque y de potencia en el motor Char-lynn 1031 para comprender la incidencia que tiene el aumento de carga.

**b) FUERZA EN TAMBOR DEL WINCHE (AL LÍMITE DE ESFUERZO).**



**Figura 3.2 Esquema de fuerzas en tambor llave winche HPC-700.**

**c) CÁLCULO DE TORQUE EN EL TAMBOR DE LA LLAVE.**

$$T = (DP_1/2) \times ft. \quad ; \quad T = (0,726 /2) \times 8.000 \text{ kg} \quad ; \quad T = 2.904 \text{ kg m /6}$$

$$T = 48400 \text{ kg cm.}$$

**d) CÁLCULO DE POTENCIA EN EL TAMBOR DE LA LLAVE.**

$$N = (T \times n) / 716.2$$

$$N = (2.904 \times 179) / 716.2 \quad ; \quad N = 725,8 \text{ HP Trabajo continuo.}$$

**e) CALCULO DE TORQUE DEL MOTOR DEL TAMBOR DE LA LLAVE.**

De igual forma, para efectos de un cálculo de aproximación, se supone que la potencia del motor hidráulico que acciona el tambor de la llave es la misma que requiere el tambor, lo que permite obtener un valor base que, obviamente, no cumple con la necesidad del tambor.

$$N = (T \times n) / 716, 2 \quad N = \text{HP} \quad T = \text{kg m} \quad n = \text{RPM}$$

$$725,8 = (T \times 179) / 716, 2; \quad T = 2.904 \text{ kg m Trabajo continuo.}$$

$$725,8 = (T \times 279) / 716, 2; \quad T = 1.863 \text{ kg m Trabajo intermitente.}$$

**Conclusión:** Este resultado de torque muestra claramente que es imposible para un solo motor vencer la carga de 8.000 kg en el tambor de la llave.

**f) COMPARAR RESULTADOS CON FICHA TECNICA DE MOTORES.**

Estos son los datos que deberían existir en la potencia del fluido, para poder vencer la fuerza impuesta en el bolsón de pesca con un máximo de 8.000 kg de tiro.

En los datos técnicos del motor hidráulico CHAR-LYNN 1031, el máximo de torque que puede aportar éste es de 351 kg m. Debido a esto es necesario el cálculo de potencia del fluido y con un máximo de caudal.

**Conclusión:** El máximo torque intermitente que puede aportar el motor hidráulico CHAR-LYNN 1031 es de 351 kg m, esto es posible con un aporte de la bomba hidráulica Vickers de 70 GPM. Estos datos muestran anticipadamente que no es posible contar con este caudal en el circuito existente.

## **CAPITULO IV ESTUDIO Y ANALISIS DEL POWER PPA-31.**

### **4.1) DESCRIPCION DEL POWER.**

Este equipo se encuentra diseñado con una corona adosada al rodete y accionada por un piñón adosado a un motor hidráulico CHAR-LYNN 1030.



**Imagen 4.1 POWER PPA-31.**

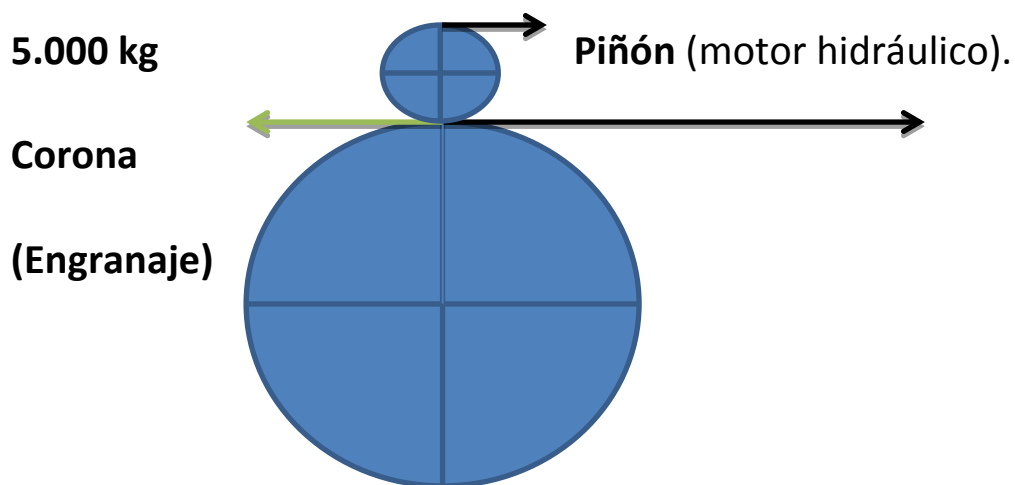


El Power es accionado por un motor hidráulico char-lynn 1030 de mediano torque y velocidades altas, este debe tirar la red a través del rodete cubierto en goma.

Se considera 5.000 kg de tiro en la red, este es el máximo esfuerzo que puede soportar el equipo. El POWER es **fabricado por Maestranza Monsalvez.**

#### 4.2) DATOS TECNICOS POWER PPA-31.

- Power modelo PPA-31.
- Velocidad rodete: 15 RPM.
- Tiro máximo: 5 toneladas.
- Relación de transmisión 10,6:1
- Diámetros: Corona 690 mm, Piñón 79 mm.
- Numero de dientes: Corona 160, Piñón 15.



**Figura 4.1 Esquema de fuerzas en POWER PPA-31.**

### 4.3) ANALISIS Y CALCULOS EN POWER PPA-31.

#### a) DATOS: MOTOR CHAR-LYNN 1030, SERIE 10.000.

	Constante	Intermitente	Unidad medida
Torque	2.085 (212,7)	2.610 (266,3)	N m (kg m)
Flujo	170 (45)	265 (70)	L/min (GPM)
Presión	205 (3.000)	260 (3.750)	bar (PSI)
RPM	254	396	



**Imagen 4.2 Detalle operativo del POWER PPA-31.**

**b) CALCULO DE REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM).**

<b>DP<sub>1</sub> = 690 mm</b>	<b>Z<sub>1</sub> = 160</b>	<b>n<sub>1</sub> = ?</b>
<b>DP<sub>2</sub> = 79 mm</b>	<b>Z<sub>2</sub> = 15</b>	<b>n<sub>2</sub> = 254 constante, hasta 396 intermitente.</b>

DP: Diámetro primitivo; Z: Números de dientes; n: Revoluciones por minuto.

- **Relación de transmisión (i) =  $Z_1/Z_2 = 160/15 = 10.6:1$**

Esta relación de transmisión se refiere a la que existe entre la corona del rodete y el piñón del motor hidráulico. Debe considerarse esta relación no solo en revoluciones sino además en torques. El torque y las RPM permiten calcular la potencia necesaria del motor hidráulico para poder vencer la carga impuesta por el bolsón de peces.

$$n_1/n_2 = Z_2/Z_1; \quad n_1 = n_2 \times Z_2 / Z_1 \quad ; \quad n_1 = 254 \times 15 / 160$$

**n<sub>1</sub> = 23,81 RPM.**

Estas revoluciones son las que adquiere el rodete cuando el motor hidráulico gira a 254 RPM, con un suministro de 45 GPM de la bomba hidráulica de paletas. Las revoluciones son posibles cuando existe una carga menor a 200 kilogramos. En cargas superiores aumenta la presión en fluido, disminuye el caudal y como consecuencia disminuyen las revoluciones del motor hidráulico.

**c) CALCULO DEL TORQUE NECESARIO EN EL RODETE DEL POWER (T).**

Se calcula el torque necesario en el rodete del Power para vencer una fuerza de tiro de **5.000 kg**.

$$T = (DP_1/2) \times \text{fuerza}; \quad T = (0,690 /2) \times 5.000 \quad ; \quad T = 1.725 \text{ kg m.}$$

**d) CALCULO DE POTENCIA NECESARIA EN EL RODETE DEL POWER (N).**

La potencia necesaria en el rodete del Power se puede calcular con la siguiente ecuación.

$$N = (T \times n) / 716, 2 \quad N = \text{HP} \quad T = \text{kg m} \quad n = \text{RPM}$$

$$N = (1.725 \times 23,81) / 716,2 \quad ; \quad N = 57,34 \text{ HP Trabajo continuo.}$$

**e) CALCULO DEL TORQUE DEL MOTOR DEL POWER PPA-31 (T).**

Para efectos de un cálculo de aproximación, se supone que la potencia del motor hidráulico que acciona el rodete del Power es la misma que requiere el Power, lo que permite obtener un valor base que cumple con las necesidades.

$$N = (T \times n) / 716, 2 \quad N = \text{HP} \quad T = \text{kg m} \quad n = \text{RPM}$$

$$57, 34 = (T \times 254) / 716, 2; \quad T = 161, 68 \text{ kg m}$$

**Conclusión:** La potencia y el torque obtenidos del motor hidráulico en estudio son suficientes para la necesidad del esfuerzo límite del equipo llamado Power. Existe un excedente de potencia del motor que pueden ser usadas en situaciones extremas.



## **CAPITULO V ESTUDIO Y ANALISIS DE BOMBA YOMA BPG-14.**

### **5.1) DESCRIPCION DE FUNCIONAMIENTO.**

Esta máquina se encuentra diseñada como una bomba de turbina abierta accionada por un motor hidráulico CHAR-LYNN 1029, de la serie 10.000. Este acciona directamente la turbina a través de un cuerpo de rodamientos.



**Imagen 5.1 YOMA BPG-14.**



La Yoma es accionada por un motor hidráulico char-lynn 1029 de bajo torque y velocidades altas, esta debe enviar los peces a las bodegas a través de una manga de goma.

Se considera una capacidad de bombeo de 300 toneladas/ horas, 50% agua. Este es el máximo esfuerzo que puede soportar el equipo.

**La YOMA es fabricada por Maestranza Monsalvez.**

### **5.2) DATOS TECNICOS YOMA BPG-14.**

- YOMA modelo BPG-14.
- Velocidad turbina: 300 RPM.
- capacidad de bombeo de 300 toneladas/ horas, 50% agua.
- Relación de transmisión 1:1
- Presión máxima de trabajo: 2200 PSI
- Caudal requerido: 70 GPM

### **5.3) ANALISIS Y CALCULOS EN YOMA BPG-14.**

#### **a) DATOS: MOTOR CHAR-LYNN 1029, SERIE 10.000.**

	Constante	Intermitente	Unidad medida
Torque	1.475 (150,5)	1.965 (200.5)	N m (kgm)
Flujo	170 (45)	265 (70)	L/min (GPM)
Presión	205 (3.000)	275 (4000)	bar (PSI)
RPM	354	552	



**Imagen 5.2 Detalle operativo de la YOMA BPG-14.**

**b) CALCULO DE REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM).**

La relación de transmisión es de 1:1, por lo cual la turbina girará a las mismas revoluciones del motor hidráulico CHAR-LYNN 1029, con un máximo continuo de trabajo de 355 RPM.

**c) CALCULO DEL TORQUE NECESARIO EN TURBINA DE LA YOMA (T).**

El torque existente para mover la turbina de la Yoma es el que posee el motor hidráulico, debido a la energía que proporciona el fluido hidráulico. Lo que debe vencer este equipo es la columna de agua y pesca, producida desde el equipo al secador de la embarcación, (la carga es baja respecto en relación al torque que posee el motor hidráulico en referencia, torque continuo de 150,5 kg m).

**d) CALCULO DE POTENCIA NECESARIA EN TURBINA DE LA YOMA(N).**

La potencia necesaria en la turbina de la Yoma se puede calcular con la siguiente ecuación.

$$N = (T \times n) / 716,2 \quad N = \text{HP} \quad T = \text{kg m} \quad n = \text{RPM}$$

$$N = (150 \times 354) / 716,2 ; \quad N = 74,1 \text{ HP Trabajo continuo.}$$

**Conclusión:** La potencia calculada en trabajo continuo es de 74,1 HP., Lo cual es el máximo que puede aportar el motor hidráulico a 354 RPM. Esto sería suficiente, no obstante la oposición de la columna produce una reducción de las RPM, además del límite impuesto por el equipo analizado.

El equipo debe ser trabajado a velocidades medias y con un mayor aporte de energía del fluido.

## CAPITULO VI ANALISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO EXISTENTE

### 6.1) ESQUEMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO.

#### CIRCUITO DE 60 GPM

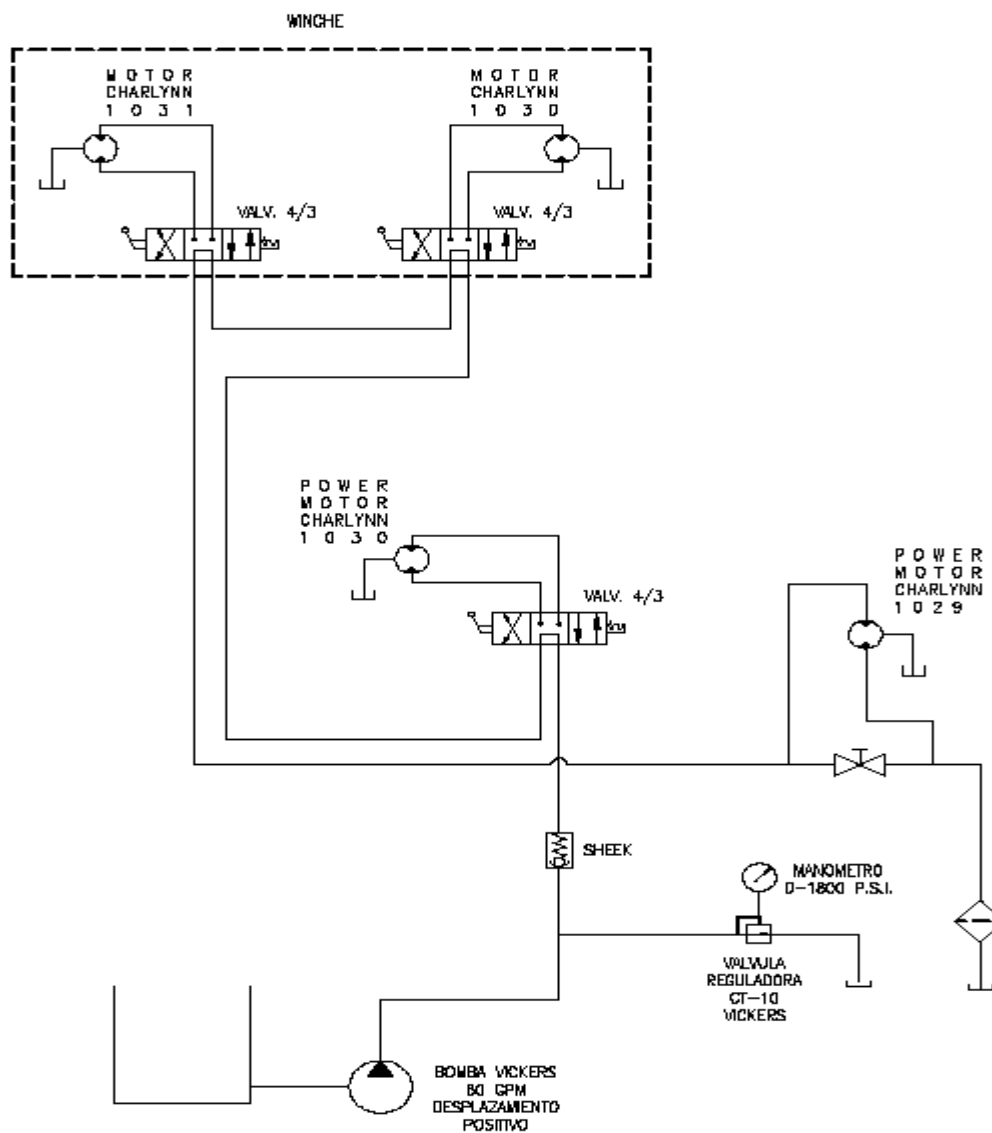


Figura 6.1 Circuito hidráulico existente de 60 Gpm.

## **6.2) COMPONENTES PRINCIPALES DEL CIRCUITO HIDRAULICO ACTUAL** **(60 GPM).**

- 01 bomba hidráulica Vickers de paletas de 60 galones por minutos.
- 01 válvula Relief CT 10.
- 03 mandos hidráulicos Hidronort de alto flujo, retorno por resorte.
- 01 válvula de corte rápido de alta presión.
- 01 motor Char-lynn, serie 1030 medio torque (power).
- 01 motor Char-lynn, serie 1030 medio torque (winche).
- 01 motor Char-lynn, serie 1031 alto torque (winche).
- 01 motor Char-lynn, serie 1029 bajo torque (Yoma).
- 01 soporte filtro con elemento para retorno.
- 01 estanque de capacidad de 500 litros.
- 02 válvulas de corte rápido de 3" NPT (inoxidable).
- 03 codos a 90 grados galvanizados de 3" NPT.
- 36 m de tubería hidráulica de 42 mm.
- 30 abrazaderas de 42 mm.
- 10 udas de 42 l.
- 80 m de flexible hidráulico 1 ¼" en R9.
- Etc.

Los elementos, equipos y máquinas mencionados en el punto 6.2 han sido diseñados para cumplir con los requerimientos de exigencia impuestas por el arte de pesca por cerco y cumplen con los estándares de calidad de mercado.



### 6.3) RESUMEN DE NECESIDADES.

EQUIPO	PRESION (PSI)	CAUDAL (GPM) (continuo)	CAUDAL (GPM) (intermitente)
WINCHE	1800	90	140
POWER	1800	45	70
YOMA	1800	45	70

### 6.4) ANALISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO.

a) En cálculos realizados en el **Winche** de cascada se muestra que los motores hidráulicos son capaces de aportar la potencia necesaria para vencer en forma independiente el tiro de 4.000 kilogramo por tambor. Pero en forma conjunta es imposible por la falta de caudal y potencia aportada por la bomba hidráulica de paletas.

Experimentalmente se aprecia una falta de caudal cuando los dos motores hidráulicos funcionan en serie al mismo tiempo, provocando burbujas, ruidos excesivos e incremento de la temperatura.

b) El motor hidráulico del **Power** se comporta en forma satisfactoria hasta cargas de 5.000 kilogramo, pero al verse afectada por el medio ambiente de trabajo este se muestra con falta de fuerza. Esto no debe preocupar debido a que el cálculo se encuentra en el máximo referencial del equipo.

- c) Los cálculos de la **Yoma** demuestran que el motor hidráulico CHAR-LYNN 1029 necesita un mayor aporte de energía del que puede producir la bomba hidráulica de 60 GPM.

## **6.5) CONCLUSION DEL ANALISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO.**

**El caudal disponible de 60 GPM es insuficiente para satisfacer las necesidades.**

## **6.6) PROPOSICION DE SOLUCIONES.**

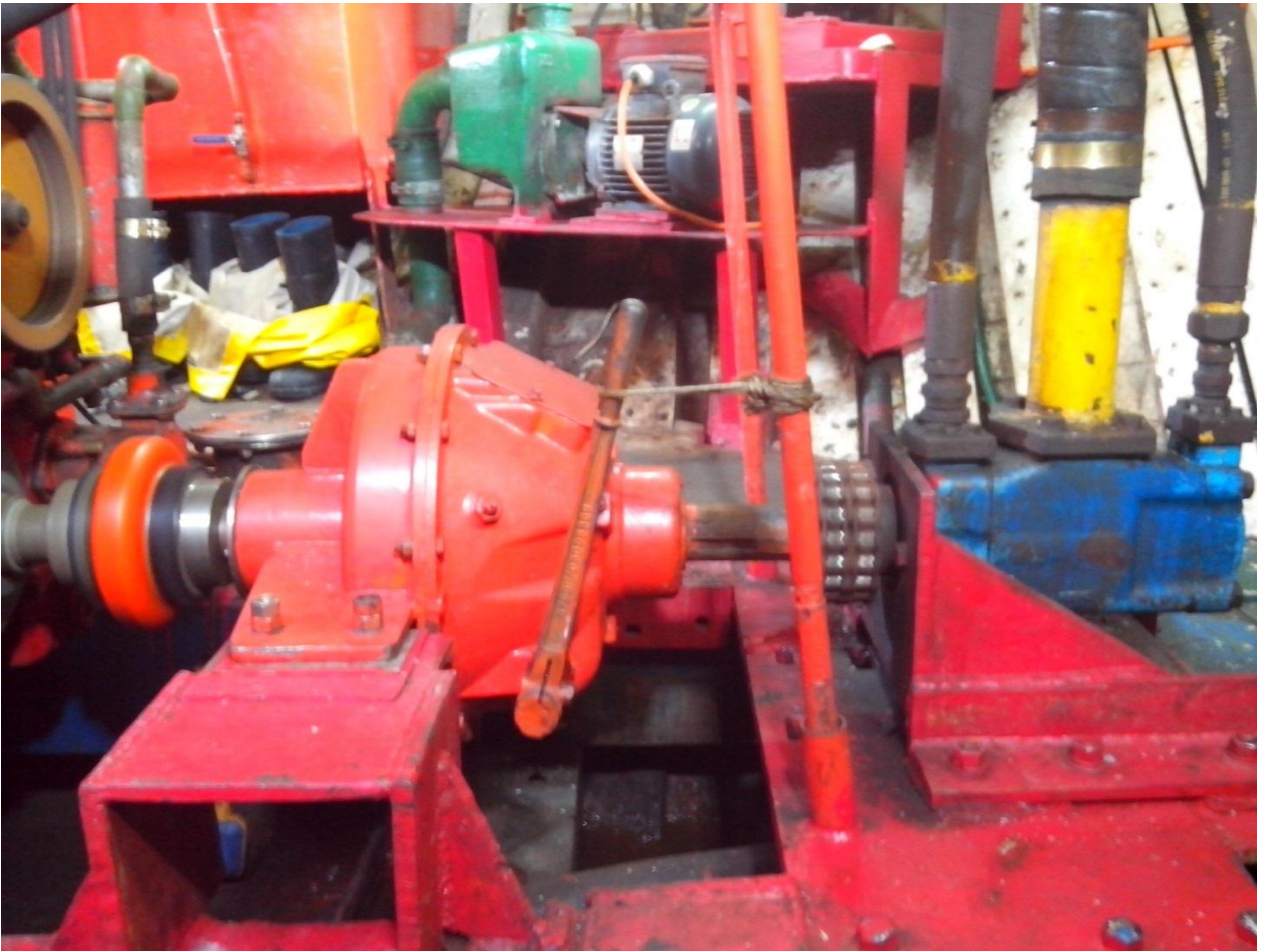
- a) Existen ventajas en el circuito analizado, como son: estanque existente, ducto de succión, motores hidráulicos empleados, tuberías, Winche, Power, Yoma, etc. Lo antes mencionado posee condiciones superiores a la exigencia impuesta en este circuito hidráulico.
- b) Los cálculos y análisis efectuados anteriormente, demuestran una evidente falta de caudal y potencia de la bomba hidráulica.
- c) Recordando la petición de pescadores artesanales de no contar con mucho recurso y el deseo de mejorar sus equipos como fuente laboral, se apuntó el mejoramiento a un equipo crítico que es la bomba hidráulica.
- d) La bomba hidráulica que posee el circuito es de 60 GPM, pero su construcción permite el intervenir con un cartridge adicional de 38 GPM. Con ello se puede llegar a una suma de 98 GPM en forma continua.

- e)** El aumento de caudal nos permite transferir una mayor cantidad potencia en el fluido hidráulico.
- f)** Existe además la necesidad de modificar el circuito hidráulico, no solo en tuberías y en equipos, sino también en agregar elementos que son indispensables en el buen funcionamiento de un circuito hidráulico a plena potencia de trabajo.
- g)** Al final del seminario se agregará una evaluación de costos existente del circuito y otra evaluación de costos de modificación del circuito hidráulico.

## **CAPITULO VII ANALISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO PROPUESTO**

### **7.1) BOMBA HIDRAULICA VICKERS 45 35 VQ 60 A.**

El accionamiento de la bomba hidráulica se puede apreciar con claridad en la imagen 7.1. El traspaso del movimiento es una toma de fuerza de accionamiento mecánico de doble balata dentada de marca twin disc de procedencia U.S.A.



**Imagen 7.1 Detalle operativo de BOMBA HIDRAULICA VICKERS45 35 VQ 60 A.**

## 7.2) ESQUEMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO.

### CIRCUITO DE 98 GPM

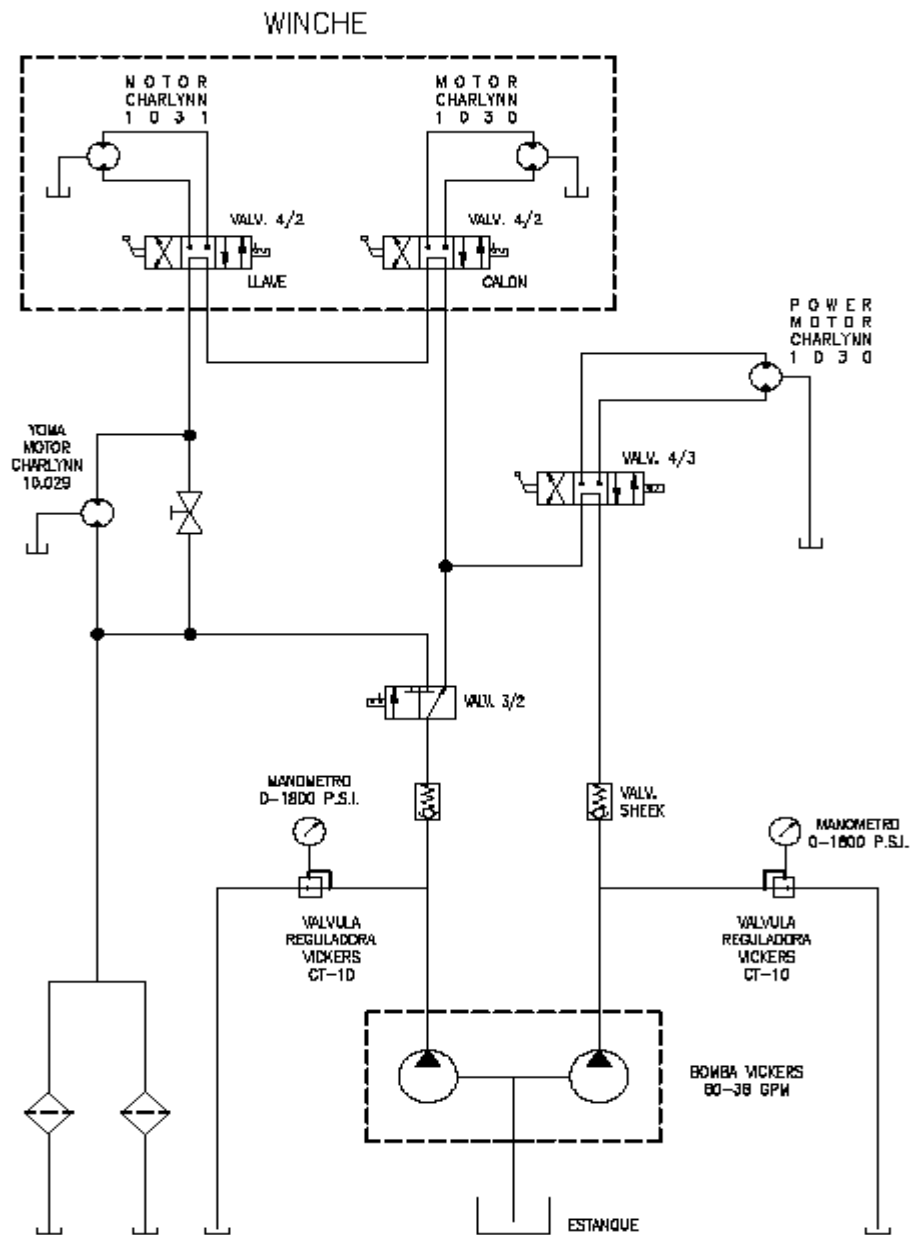


Figura 7.1 Circuito hidráulico de 98 GPM.



### 7.3) ANÁLISIS DE POTENCIA NECESARIA PARA ACCIONAR EQUIPOS.

El otro equipo crítico es el WINCHE, cuyo motor en operación continua requiere 90 GPM y 1800 PSI, en la condición más desfavorable. En consecuencia, la potencia de fluido necesaria a la entrada del motor hidráulico para el caudal máximo disponible (98 GPM) y dicha potencias:  $Nf_{98 \text{ galones}} = 102,52 \text{ HP}$

Si bien la experiencia indica que las pérdidas de carga son relativamente pequeñas, se realiza un cálculo de verificación.

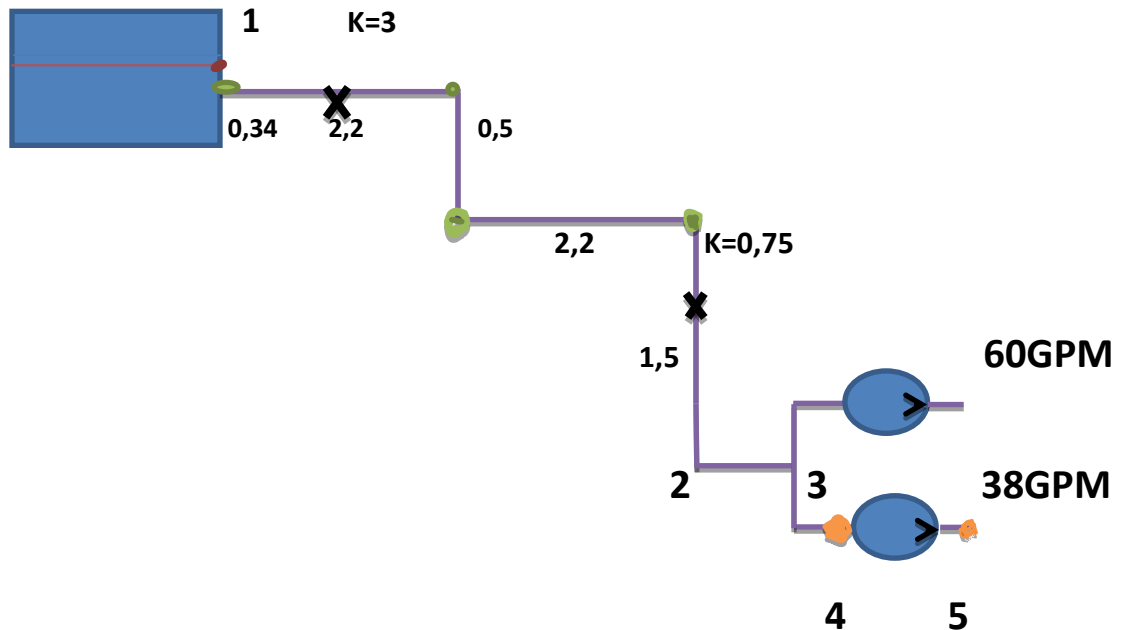


Figura 7.2 Esquema operativo entre estanque de alimentación y salida de la Bomba hidráulica Vickers.

**a) PERDIDAS DE CARGA ENTRE LOS PUNTOS 1 Y 3.**

$$Q = 60 \text{ GPM} = 0,00378 \text{ m}^3/\text{s}; Q = 98 \text{ GPM} = 0,00617 \text{ m}^3/\text{s}; \gamma_{20^\circ\text{C}} = 894 \text{ kg/m}^3$$

$$D_{3''} = 0,0762 \text{ m, (antes de la bomba); } D_{35 \text{ mm}} = 0,035 \text{ m, (después de la bomba);}$$

$$L = 6,4 \text{ m, (desde el estanque a la bomba).}$$

**b) DATOS NECESARIOS A LA SALIDA DE LA BOMBA.**

$$\text{Velocidad} = Q/A = (3,78 \times 10^{-3}) / ((\pi \times (0,035)^2) / 4)$$

$$V_{60} = 3,928 \text{ m/s}; V_{98} = 1,353 \text{ m/s}; F_{60} = 0,123; F_{98} = 0,075$$

El fluido viaja a una velocidad adecuada, debido a que existen parámetros que limitan la velocidad del fluido entre 0,5 y 5 m/s. Con esto se evitan turbulencias en el aceite.

El coeficiente de fricción se debe calcular a través de la velocidad del fluido, debido a que las pérdidas son en el ducto de succión y aquí el fluido llega por gravedad a la bomba, además de formarse una especie de vacío a la entrada de la bomba debido a los cambios de carga del circuito hidráulico.

Para poder obtener el **f**, hay que entrar a tablas del **SCHAUM (MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA, páginas 404 y 405, tercera edición año 1996).**

El **f** está en función de  **$\epsilon/D$**  para cañerías comerciales, su unidad de medida es requerida en centímetros para entrar al gráfico y de **Re**.

$\xi = 0,006$  cm, para cañerías comerciales de 3", donde  $\xi$  es la *rugosidad interior de la cañería* ;  $Re =$  Numero de Reynolds.

$\nu_{20^{\circ}\text{C}} = 122 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s (Aceite hidráulico medio), Viscosidad cinemática del aceite.

**c) CONSIDERANDO VELOCIDADES EXTREMAS (MÍNIMA Y MÁXIMA LIBRE DE CAVITACIÓN).**

$$Re_{\text{MIN.}} = (V \times D) / \nu = (0,5 \times 0,0762) / (122 \times 10^{-6}) ; Re_{\text{MIN.}} = 312,295$$

$$Re_{\text{MAX.}} = (5 \times 0,0762) / (122 \times 10^{-6}) ; Re_{\text{MAX.}} = 3.122,95$$

$$\xi / D = 0,006 \text{ cm} / 7,62 \text{ cm} ; \xi / D = 7,87 \times 10^{-4}$$

El gráfico arroja dos  $f$  uno para un  $Re_{\text{MIN.}}$  De  $f = 0,064$  y para un  $Re_{\text{MAX.}}$

De  $f = 0,042$ . Para facilitar el cálculo se sacará un  $f_{\text{PROM}} = (0,064 + 0,042) / 2$

$f_{\text{PROM.}} = 0,053$ . En velocidades bajas el fluido hidráulico viaja a través de la zona liza, ubicándose entre la zona laminar y la zona de transición.

$$\text{Perd. (1-3)} = (1 + f \times L/D + \xi K \text{ sing.}) \times V^2/2g.$$

$$\text{Perd. (1-3)} = (1 + 0,053 \times 6,4/0,0762 + ((0,34 \times 2) + (3 \times 2) + (3 \times 0,75)) \times Q^2 / (A^2 \times 2g).$$

$$\text{Perd. (1-3)} = 161,03 \times Q^2$$

$$\text{Perd. (1-3)} = 161,03 \times (3,78 \times 10^{-3})^2 = 12,3 \text{ m.}$$

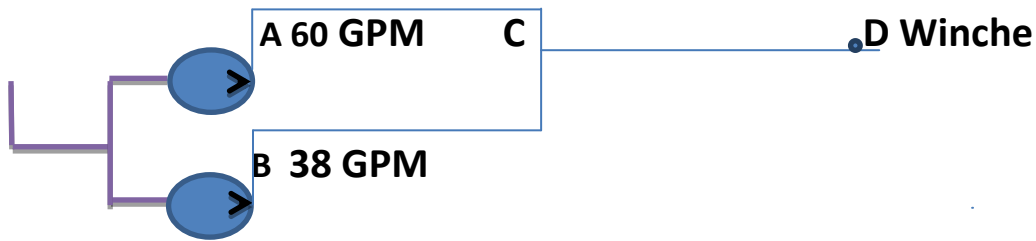


Figura 7.3 Esquema de circuito en 98 galones desde salida de bomba al Winche.

$$L_{a-c} = 12,6\text{m}; L_{c-d} = 6\text{m}.$$

Perd. entre (A y D) = Perd. (A y C) con 60 GPM + Perd. (C y D) con 98 GPM

$$\text{Perd. Entre (A y D)} = 45 + 1,42 = 46,42 \text{ m}$$

Perd. Entre (1 y D) = Perd. entre (1 y 3) + Perd. entre (A y D)

$$\text{Perd. Entre (1 y D)} = 12,3 \text{ m} + 46,42\text{m} = 58,72 \text{ m}$$

$$N_{\text{perd}} = 894 \text{ kg/m}^3 \times 0,00618 \text{ m}^3/\text{s} \times 58,72 \text{ m} / 76 \text{ (HP)}$$

$$N_{\text{perd}} = 4,2 \text{ HP}$$

Por lo tanto, la potencia que debe entregar la bomba al fluido, en la condición más desfavorable es:

$$Nf_{\text{bomba}} = Nf_{98 \text{ galones}} + N_{\text{perd}} = 102,52 + 4,2 = 106,72 \text{ HP}$$

**Conclusión:** Considerando que el motor de combustión interna que acciona la bomba tiene una potencia nominal de 425 HP, se concluye que satisface holgadamente las necesidades.

## **CAPITULO VIII EVALUACION DE COSTOS DE CIRCUITOS.**

### **8.1) CIRCUITO EXISTENTE**

<b>Cant.</b>	<b>Detalles</b>	<b>Valor IVA Incluido</b>
<b>1</b>	Winche de cascadaHPC-700 Maestranza Monsalvez	<b>\$8.330.000.-</b>
<b>1</b>	Power PPA- 31 Maestranza Monsalvez	<b>\$3.570.000.-</b>
<b>1</b>	Yoma BPG-14 Maestranza Monsalvez	<b>\$2.975.000.-</b>
<b>1</b>	Bomba Vickers 45 35 VQ 60A (catrich de 60 GPM)	<b>\$2.448.444.-</b>
<b>1</b>	VálvulaRelief CT-10	<b>\$ 424.171.-</b>
<b>3</b>	Mandos Hidronort (válvula, 4 vías y 3 posiciones)	<b>\$5.355.000.-</b>
<b>1</b>	Válvula de corte rápido (Alta presión)	<b>\$ 180.000.-</b>
<b>1</b>	Soporte filtro con elemento de 1 1/2" retorno	<b>\$ 88.933.-</b>
<b>1</b>	Soporte filtro con elemento de 3/4" drenaje	<b>\$ 59.952.-</b>
<b>1</b>	Estanque de 1,3 × 1 × 0,4 M, con filtro succión	<b>\$ 300.000.-</b>
<b>6</b>	Metros de cañería en 3" galvanizada	<b>\$ 98.000.-</b>
<b>1</b>	Conjunto de flanges con 6 perforaciones de 1/2"	<b>\$ 75.000.-</b>



<b>2</b>	Válvulas de corte rápido de 3"	\$ 120.000.-
<b>3</b>	Curvas a 90° so-so de 3"	\$ 75.000.-
<b>0,5</b>	Metros de manguillo de goma en 3 1/2"diámetro interior	\$ 35.000.-
<b>2</b>	Abrazaderas con pernos 4" (T-517).	\$ 20.000.-
<b>42</b>	Metros de tubo de 42 MM, (espesor 3,5mm).	\$ 999.600.-
<b>2</b>	Flexibles R9, 1 1/4" × 2,10 M. Term. M-M. 1 1/4" NPT (Winche).	\$ 120.000.-
<b>4</b>	Flexibles R9, 1 1/4" × 12 M. Term. M-M. 1" NPT (Power-Yoma).	\$ 960.000.-
<b>1</b>	Flex. R9, 1 1/4" × 1,5 M. Term. M-M. 1 1/4" NPT (Val.Winche).	\$ 51.000.-
<b>2</b>	Flex. R9, 1 1/4" × 2,3 M. Term. M-M. 1 1/4" NPT (Winche).	\$ 130.000.-
<b>1</b>	Flex. R9, 1 1/4" × 1,8 M. Term. M-H 1 1/4" NPT (Bomba hid.).	\$ 56.000.-
<b>1</b>	Flange con hilo interior de 1 1/4" NPT, Bomba hidráulica.	\$ 20.000.-
<b>1</b>	Flange ciego Bomba hidráulica Vickers.	\$ 15.000.-
<b>1</b>	Flexibles R2, 1/2" × 2,30 m. Term. M-M. 1/2" NPT.	\$ 19.000.-

<b>1</b>	Flexibles R2, 1/2" × 6 M. Term. M-M. 1/2" NPT.	<b>\$ 34.000.-</b>
<b>2</b>	Flexibles R2, 1/2" × 0,6 M. Term. M-M. 1/2" NPT.	<b>\$ 24.000.-</b>
<b>2</b>	Flexibles R2, 1/2" × 12 M. Term. M-M. 1/2" NPT.	<b>\$ 116.000.-</b>
<b>1</b>	Flexibles R2, 1/2" × 4 M. Terminales macho-macho 1/2" NPT.	<b>\$ 25.000.-</b>
<b>1</b>	Manómetro con vaselina, rango 0-3500 PSI.	<b>\$ 9.000.-</b>
<b>7</b>	Uniones rectas macho 42L × macho 1 1/4" NPT.	<b>\$ 126.000.-</b>
<b>9</b>	Udas 42L.	<b>\$ 144.000.-</b>
<b>1</b>	Pasa muro 42L, macho-macho.	<b>\$ 19.000.-</b>
<b>5</b>	Uniones rectas macho × macho 1 1/4" NPT.	<b>\$ 47.000.-</b>
<b>2</b>	Adaptadores rectos macho 1 1/4" × hembra 1" NPT.	<b>\$ 22.000.-</b>
<b>7</b>	Adaptadores rectos macho-hembra 1" NPT.	<b>\$ 52.500.-</b>
<b>1</b>	Flexibles R2, 3/8" × 0,2 M. Term. M 1/4" o´ring × H 1/2" NPT.	<b>\$ 12.000.-</b>
<b>2</b>	Uniones rectas macho 42L × hembra 1 1/4" NPT.	<b>\$ 36.000.-</b>
<b>11</b>	Adaptadores rectos macho-hembra 1 1/4" NPT.	<b>\$ 121.000.-</b>

<b>4</b>	Adaptadores a 90° macho 1" NPT × hembra 1 1/4" NPT.	<b>\$ 40.000.-</b>
<b>1</b>	Adaptador a 90° macho-hembra 1/2" NPT.	<b>\$ 4.500.-</b>
<b>1</b>	TEE H-M-H 1/2"NPT.	<b>\$ 7.000.-</b>
<b>2</b>	Adaptadores rectos macho-hembra 1/2" NPT.	<b>\$ 7.000.-</b>
<b>1</b>	TEE H-H-H 1/2"NPT.	<b>\$ 7.000.-</b>
<b>1</b>	Uniones rectas macho × macho 1/2" NPT.	<b>\$ 2.500.-</b>
<b>1</b>	Uniones rectas macho × macho 3/4" NPT.	<b>\$ 3.800.-</b>
<b>1</b>	Adaptador rectos macho 3/4" NPT × hembra 1/2" NPT.	<b>\$ 3.800.-</b>
<b>2</b>	TEE H-H-H 42L.	<b>\$ 64.000.-</b>
<b>2</b>	Uniones rectas macho 42L × hembra 1" NPT.	<b>\$ 48.000.-</b>
<b>2</b>	Adaptadores a 90° macho-hembra 1" NPT.	<b>\$ 19.000.-</b>
<b>1</b>	Adaptador rectos macho 3/8" NPT × hembra 1/2" NPT.	<b>\$ 3.500.-</b>
<b>1</b>	Válvula Cheek 42 M.	<b>\$ 68.000.-</b>
<b>3</b>	Bushing 1 1/2" × 1 1/4" NPT.	<b>\$ 28.500.-</b>
<b>2</b>	JLA 42.	<b>\$ 38.000.-</b>

<b>2</b>	TEE 42 (TIA).	<b>\$ 64.000.-</b>
<b>1</b>	Motor Char-Lyn 1031.	<b>\$ 1.060.670.-</b>
<b>1</b>	Motor Char-Lyn 1030.	<b>\$ 1.026.342.-</b>
<b>1</b>	Motor Char-Lyn 1029.	<b>\$ 1.005.166.-</b>
<b>1</b>	Mano de obra hidráulica.	<b>\$ 2.500.000.-</b>
<b>1</b>	Mano de obra soldador (trabajo vendido).	<b>\$ 1.500.000.-</b>
<b>1</b>	Maestranza.	<b>\$ 800.000.-</b>
	<b>TOTAL</b>	<b>\$35.613.378.-</b>

- **conclusión:** Este resultado es la cantidad de dinero que deben gastar los dueños de embarcaciones para poder contar con un sistema hidráulico como el que se analizó al principio de este seminario de titulación.

## 8.2) CIRCUITO PROPUESTO

<b>Cant.</b>	<b>Detalles</b>	<b>Valor IVA Incluido</b>
<b>1</b>	Cartridge de 38 GPM Vickers.	\$ 654.500.-
<b>1</b>	Válvula Relief CT-10.	\$ 424.171.-
<b>2</b>	Válvulas check M-42L.	\$ 68.000.-
<b>1</b>	Soporte filtro con elemento de 1 1/2" retorno.	\$ 88.000.-
<b>30</b>	Metros de tubo de 42mm, (espesor 3,5mm).	\$ 714.000.-
<b>7</b>	Udas 42L.	\$ 121.000.-
<b>2</b>	Flexibles R9, 1 1/4" × 1,5 m. Terminales hembra-hembra 42L.	\$ 102.000.-
<b>1</b>	Manómetro con vaselina, rango 0-3500 PSI.	\$ 9.000.-
<b>1</b>	Flexibles R9, 1 1/4" × 1,8 m. Term. macho-hembra 1 1/4" NPT.	\$ 56.000.-
<b>1</b>	Flange con hilo interior de 1" NPT, Bomba hidráulica.	\$ 20.000.-
<b>2</b>	Adaptadores rectos macho 1" × hembra 1 1/4" NPT.	\$ 44.000.-
<b>1</b>	Pasa muro 42L, macho-macho.	\$ 19.000.-
<b>1</b>	Uniones rectas macho × macho 1 1/4" NPT.	\$ 9.400.-
<b>1</b>	Válvula selectora (3 vías, 2 posiciones), de 1 1/2"NPT.	\$ 1.200.000.-

<b>3</b>	Buching 1 1/2" a 1 1/4" NPT.	<b>\$ 28.500.-</b>
<b>7</b>	Uniones rectos macho 1 1/4"NPT × macho 42L.	<b>\$ 126.000.-</b>
<b>2</b>	JLA 42L.	<b>\$ 38.000.-</b>
<b>2</b>	TEE M-M-M 42L.	<b>\$ 64.000.-</b>
<b>1</b>	Mano de obra hidráulica.	<b>\$ 1.200.000.-</b>
<b>1</b>	Mano de obra soldador (trabajo vendido).	<b>\$ 400.000.-</b>
<b>1</b>	Maestranza.	<b>\$ 200.000.-</b>
	<b>TOTAL</b>	<b>\$ 5.585.571.-</b>

- **Conclusión:** Este es el costo monetario que se debe cubrir para poder modificar el sistema hidráulico, al más bajo costo posible y a una menor modificación del circuito hidráulico.



## **CAPITULO IX CONCLUSIONES.**

El seminario de titulación que se desarrolla tiene la finalidad de expresar en forma ordenada una temática muy interesante del arte de pesca por cerco, así lo muestra el capítulo I y II. Aquí se analizaron factores relevantes que influyen en la operación de un circuito hidráulico incorporado a un barco pesquero artesanal.

Se estudiaron y analizaron los equipos hidráulicos más importantes que afectan el normal trabajo de captura de peces, como lo son la Bomba hidráulica, Winche, Power y Yoma con sus respectivos motores hidráulicos. A lo largo de los capítulos III al V.

Con datos obtenidos y tablas de referencia de los capítulos ya mencionados, se pudo analizar el circuito existente en el esquema figura 6.1 del capítulo VI de este seminario. Aquí se presenta un resumen de necesidades, conclusiones referentes al análisis del circuito y una propuesta de soluciones para mejorar el circuito hidráulico existente.

La propuesta creada se desarrolla en el capítulo VII, con un esquema de circuito en 98 GPM, el cual satisface las necesidades de potencia, velocidades y torque que presentaban los equipos hidráulicos en criticidad. Esta potencia adicional es aportada por la Bomba hidráulica, la cual a su vez es movida por un motor de combustión interna de 425 HP que posee el barco artesanal.

Finalmente en el capítulo VIII es efectuada una evaluación real de costos asociados a lo existente, como así también a la propuesta de mejoras. Esta muestra valores accesibles a los inversionistas como fue sugerido.