

881217

7  
20g-

**UNIVERSIDAD ANAHUAC**

**ESCUELA DE INGENIERIA**

**CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA U.N.A.M.**



Vince in Bono Malum

**"DISEÑO DE LA BOMBA HIDRAULICA DE PODER PARA  
CARRETILLA HIDRAULICA MANUAL"**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

**INGENIERO MECANICO ELECTRICO**

P R E S E N T A :

**PEDRO RAFAEL CAZENAVE - TAPIE ALCAIDE**

DIRECTOR DE TESIS: ING. JOSE ANTONIO TORRE MARINA

MEXICO, D. F.

1993

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# I N D I C E

---

INTRODUCCION	1
CAP. I DESCRIPCION GENERAL DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS CARRETIILLAS MANUALES	4
1.1 CHASIS	5
1.2 MECANISMO CINEMATICO	7
1.3 BOMBA HIDRAULICA DE PODER	8
CAP. II BOMBA HIDRAULICA DE PODER Y SUS PRINCIPALES SISTEMAS	12
2.1 DESCRIPCION DE LA BOMBA HIDRAULICA DE PODER	13
2.2 SISTEMA MECANICO II	13
2.3 SISTEMA HIDRAULICO	16
2.3.1 CAMARA DE COMPRESION	18
2.3.2 CAMARA DE LEVANTE	19
2.3.3 CAMARA DE DISTRIBUCION	21
2.3.4 VALVULAS DE CONTROL	21
CAP. III RELACIONES IMPORTANTES	24
3.1 RELACIONES MECANICAS	26
3.2 RELACIONES HIDRAULICAS	27
CAP. IV DISENO DE LA BOMBA HIDRAULICA DE PODER	31
4.1 DISPOSICION GENERAL DE LOS ELEMENTOS	32
4.1.1 DEPOSITO DE FLUIDO	34

4.1.2	CONJUNTO DE LEVANTE . . . . .	34
4.1.3	CONJUNTO DE CONTROL . . . . .	36
4.1.4	CONJUNTO DE COMPRESION . . . . .	38
4.2	CIRCUITOS DE FLUJO EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA . . . . .	41
4.2.1	CIRCUITO DE LEVANTE . . . . .	41
4.2.2	CIRCUITO DE SEGURIDAD . . . . .	44
4.2.3	CIRCUITO DE DESCENSO . . . . .	45
CAP. V	COSTOS DE FABRICACION Y VIABILIDAD . . . . .	51
5.1	PROCESOS REQUERIDOS Y TIEMPOS DE PROCESO . . . . .	52
5.2	MANO DE OBRA REQUERIDA . . . . .	53
5.3	PRODUCCION ANUAL ESTIMADA . . . . .	54
5.3.1	HORAS HOMBRE NETAS . . . . .	54
5.3.2	PRODUCCION ANUAL . . . . .	55
5.4	COSTOS DE FABRICACION . . . . .	56
5.4.1	COSTOS DE MANO DE OBRA DIRECTA . . . . .	56
5.4.2	COSTOS DE MATERIAS PRIMAS DIRECTAS . . . . .	58
5.4.3	GASTOS INDIRECTOS DE FABRICACION . . . . .	60
5.4.3.1	SUELDOS Y PRESTACIONES . . . . .	60
5.4.3.2	RENTA DE INMUEBLES Y MANTENIMIENTO . . . . .	61
5.4.3.3	MATERIAS PRIMAS AUXILIARES . . . . .	61
5.5	INVERSION REQUERIDA . . . . .	62
5.5.1	MAQUINARIA Y EQUIPO . . . . .	62
5.5.2	MOVILIARIO Y EQUIPO DE OFICINA . . . . .	63

5.5.3	INSTALACION ELECTRICA . . . . .	64
5.5.4	EQUIPO DE TRANSPORTE . . . . .	64
5.5.5	CAPITAL DE TRABAJO ANUAL . . . . .	64
5.6	VIABILIDAD DE LA FABRICACION . . . . .	65
CAP. VI	CONCLUSIONES . . . . .	67
ANEXO A	ESTUDIO DE PERDIDAS . . . . .	70
A 1	CONSTANTES . . . . .	71
A 2	ECUACIONES IMPDETANTES . . . . .	71
A 3	CALCULO DE PERDIDAS . . . . .	74
CAP. VII	BIBLIOGRAFIA . . . . .	80

## INDICE DE FIGURAS

---

1.1	CARRETILLA HIDRAULICA MANUAL . . . . .	6
1.2	CHASIS . . . . .	7
1.3	MECANISMO CINEMATICO . . . . .	8
1.4	ANGULO DE GIRO DE LA CARRETILLA . . . . .	10
1.5	PUNTOS DE APOYO DE LA CARRETILLA . . . . .	11
2.1	CONFORMACION DE LA TRANSPALETA . . . . .	14
2.2	MANERAL . . . . .	15
2.3	OPERACION DE LA CARRETILLA . . . . .	15
2.4	DISTRIBUCION ESQUEMATICA DE LA BOMBA . . . . .	17
2.5	CAMARA SURTIDORA O DEPOSITO . . . . .	18
2.6	CAMARA DE COMPRESION . . . . .	19
2.7	CIRCUITOS DE FUNCIONAMIENTO . . . . .	20
2.8	CAMARA DISTRIBUIDORA . . . . .	22
	CAMARA DE LEVANTE POSICIONES EN LA CAMARA DE LEVANTE CIRCUITOS DE FUNCIONAMIENTO REPARACION DE LOS VOLUMENES DE FLUIDO	
3.1	RELACION MANERAL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CARRETILLA . . . . .	26
4.1	DISPOSICION GENERAL DE LOS ELEMENTOS DE LA BOMBA HIDRAULICA DE PODER . . . . .	33
4.2	DEPOSITO DE FLUIDO . . . . .	35
4.3	CONJUNTO DE LEVANTE Y CONTROL . . . . .	37
4.4	CONJUNTO DE COMPRESION . . . . .	40

CONJUNTO DE LEVANTE  
CONJUNTO DE CONTROL  
CONJUNTO DE COMPRESION  
I-CIRCUITO DE LEVANTE: SUCCION

4. II-PALANCA DE MANERAL  
4. III-CIRCUITO DE DESCENSO  
IV-CIRCUITO DE DESCENSO  
PALANCA DE MANERAL  
DESPIECE GENERAL DE LA BOMBA HIDRAULICA  
DE PODER

A.2.1	PERDIDAS EN UN DUCTO CIRCULAR . . . . .	72
A.2.2	COMPORTAMIENTO EN UN DUCTO COAXIAL . . . . .	73
A.3.1	SECCIONES DE PASO DE FLUIDO PARA CALCULOS	

INDICE DE TABLAS  
-----

A.3.1	PERDIDAS EN SECCIONES RECTAS PARALELAS . . . . .	77
A.3.2	PERDIDAS EN EXPANSIONES . . . . .	78
A.3.3	PERDIDAS EN REDUCCIONES CON EJES PERPENDICULARES . . . . .	78

## INTRODUCCION Y OBJETIVOS

México, país de grandes recursos mineros agropecuarios y pesqueros no aprovechados a su máximo, muchas veces por falta de una tecnología actualizada o de un mercado suficiente, sufre un cambio en nuestra época.

Los países extranjeros reconocen las condiciones favorables existentes, y fijan su mirada en nuestro país donde grandes transnacionales instalan día con día sus plantas.

Por otro lado, el sector industrial mexicano se encuentra en un momento decisivo, pues desde nuestra entrada al GATT, está obligado a alcanzar precios y calidades competitivas mundialmente. Esto sólo lo logrará encontrando mercados que permitan fabricaciones en grandes series que a su vez financien la modernización tecnológica. Un cambio radical se acerca, y convertirá los mercados por tanto tiempo apáticos, en mercados sanos de gran movimiento. Las empresas nacionales internacionales y mixtas así como las maquiladoras, verán sus plantas y producciones aumentar, de tal forma que, la importancia del movimiento del producto, ya sea en proceso o terminado, será de gran magnitud.

El estudio y ya casi ciencia del manejo de materiales tendrá un campo de acción grande, pues la facilidad de movimiento dentro de las plantas, bodegas y almacenes será un factor determinante para la reducción de costos.

Siendo entonces un problema que fluctúa a medida que varían las producciones, el manejo de materiales cuenta ya con algunos equipos comerciales para diferentes necesidades. La carretilla hidráulica manual puede ser considerada como el comodín de estos aparatos, dada la frecuencia de su uso.

También llamada transpaleta hidráulica, la carretilla tiene dimensiones maniobrables, no requiere de motores energéticos para su funcionamiento y logra movimientos de cargas hasta de dos toneladas, mediante un solo obrero de especialización mínima.

La carretilla está provista de una bomba hidráulica de poder que transforma un esfuerzo mínimo del operario, en energía suficiente para realizar el desplazamiento. Las características de funcionalidad y de potencia dependen fundamentalmente de la bomba, corazón de la carretilla.

Dado lo anterior, la fabricación de la bomba hidráulica en México deberá de cumplir con las exigencias del mercado mundial para mantener un lugar y no ser desplazados por los productos de importación.

Por lo tanto, se seleccionó el tema "ANÁLISIS INDUSTRIAL DEL DISEÑO NACIONAL DE UNA BOMBA HIDRAULICA DE PODER PARA CARRETILLA HIDRAULICA MANUAL", el cual se desarrollará basándose en el estudio del funcionamiento de la carretilla y

sus necesidades (REF.4.), de acuerdo a su posición dentro de la transpaleta, sus dimensiones básicas, la disposición de sus elementos , las cargas importantes y zonas de mayor desgaste .

Por otro lado, se establecerá la mínima inversión necesaria para su fabricación en nuestro país, considerando la posibilidad de exportación futura.

## C A P I T U L O I

### DESCRIPCION GENERAL DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS CARRETILLAS MANUALES

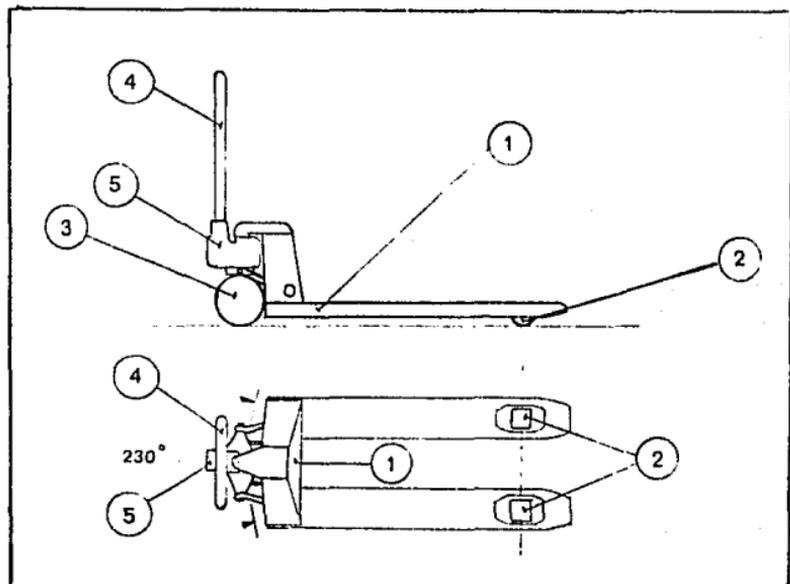
La carretilla manual es uno de los instrumentos básicos en el manejo de materiales dadas sus características: dimensiones, peso, maniobrabilidad y sobre todo capacidad suficiente para los movimientos de materiales en proceso o terminados en gran número de fábricas, almacenes y bodegas.

La carretilla o transpaleta manual es un medio de transporte de carga, con el cuál la carga generalmente en tarima, es levantada escasos centímetros del piso y posteriormente desplazada a su nueva ubicación.

### 1.1 DESCRIPCION DE LA CARRETILLA MANUAL

La carretilla (FIG.1.1) tiene un chasis de lámina (1) que recibe la carga, dos tipos de trenes de ruedas (2) y (3), un maneral (4) para maniobrar, y una bomba hidráulica de poder que genera la fuerza necesaria para los levantes de la carga.

La carretilla manual se basa en la teoría del triciclo. Su desplazamiento se logra por medio de los trenes de carga (2) y un tren directriz articulado (3) para dirigir la unidad en la dirección deseada. (FIG.1.1)



F I G . 1 . 1 CARRETILLA HIDRAULICA MANUAL

Estos trenes son a la vez tres puntos de apoyo de la carretilla, distribuidos en forma triangular, donde los trenes de carga (2) forman la base y el tren directriz (3) se encuentra en el ángulo opuesto.

Sobre el tren directriz (3) tenemos la bomba hidráulica de poder (5) y sobre ella, tenemos el maneral (4).

El chasis (1) se apoya sobre la bomba hidráulica (5) y los dos trenes de carga (2).

## 1.2 FUNCIONAMIENTO DE LA CARRETILLA MANUAL

La carretilla hidráulica manual es como se habló anteriormente para levantar cargas. Sin embargo la elevación y el descenso de la carga debe ser paralelamente al piso. Para lograr este movimiento del chasis, existe un mecanismo interno de levas (FIG.1.2).

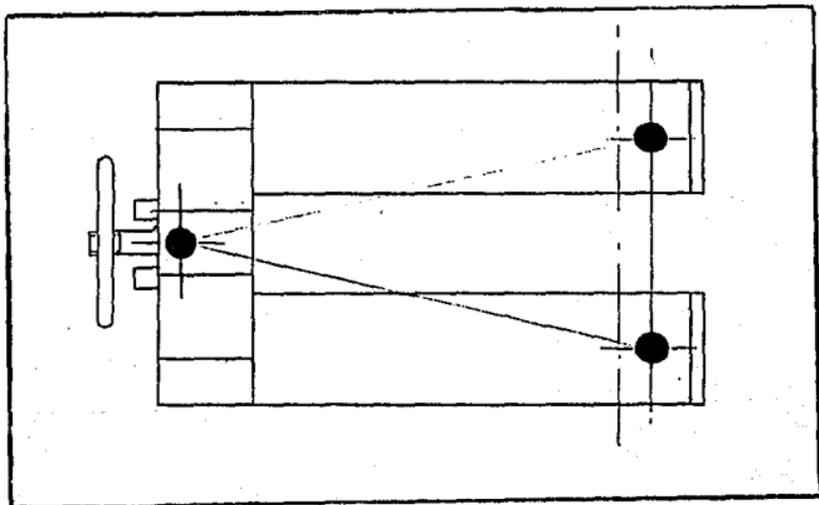


FIG. 1.2. PUNTOS DE APOYO EN LA CARRETILLA

El movimiento de la unidad se logra por medio del maneral. El operario con el maneral controla por un lado la dirección en la que quiere mover la unidad, y por el otro hace el

levante o el descenso de la carga.

El ascenso y descenso de la carga son controlados entonces en el maneral (FIG.1.3), donde tenemos una palanca de mandos (1) con dos posiciones, para elegir cualquiera de las opciones.

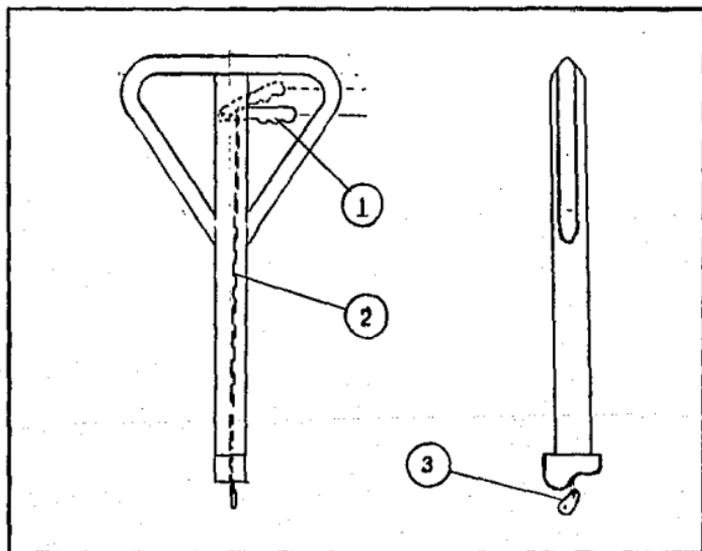


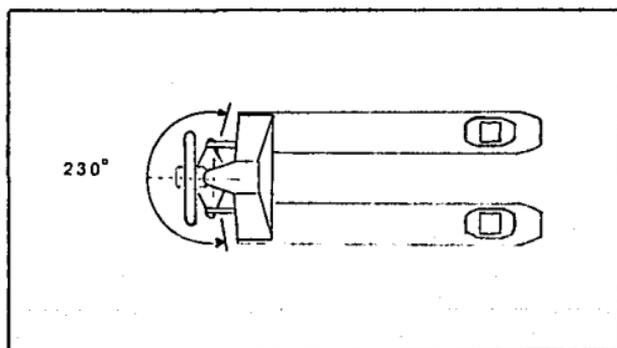
FIG. 1.3. MANERAL Y CONTROL ASCENSO-DESCENSO

La palanca de mandos comunica con la bomba hidráulica de poder por medio de un cable de mandos (2) y una palanca de control (3).

Así la bomba hidráulica de poder, por su colocación tiene las funciones de generar la fuerza necesaria para levantar y bajar la carga, y además ser la base para la maniobrabilidad de la carretilla.

Las dimensiones generales de la bomba están restringidas por el espacio libre en el chasis y por el ángulo de giro necesario para los movimientos de la carretilla (FIG.1.4) .

La capacidad de la misma esta en función de la fuerza resultante necesaria para levantar los 2000 Kg de carga.



F I G . 1 . 4 .      A N G U L O   D E   G I R O   D E   L A   C A R R E T I L L A

Con el propósito de diseñar una bomba hidráulica de fabricación nacional, tomaremos los datos exigidos por el chasis y la carga, como valores dados.

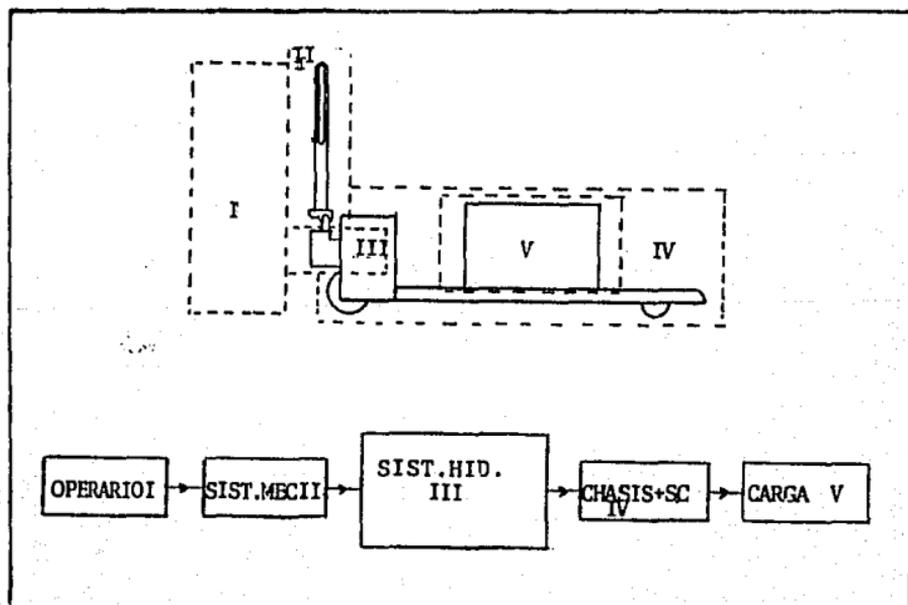
## CAPITULO II

### BOMBA HIDRAULICA DE PODER Y SUS PRINCIPALES SISTEMAS

## 2.1 DESCRIPCION DE LA BOMBA HIDRAULICA DE PODER

La bomba hidráulica de poder de la carretilla tiene por objeto, transformar la pequeña fuerza inicial aportada por el operario (I) en una mayor, capaz de levantar la carga máxima de 2000 Kg (V). ( FIG.2.1) y ( FIG.2.3)

En un cuerpo de dimensiones adecuadas, se logra la multiplicación de la fuerza por una combinación de dos sistemas : un sistema mecánico (II) y un sistema hidráulico (III)

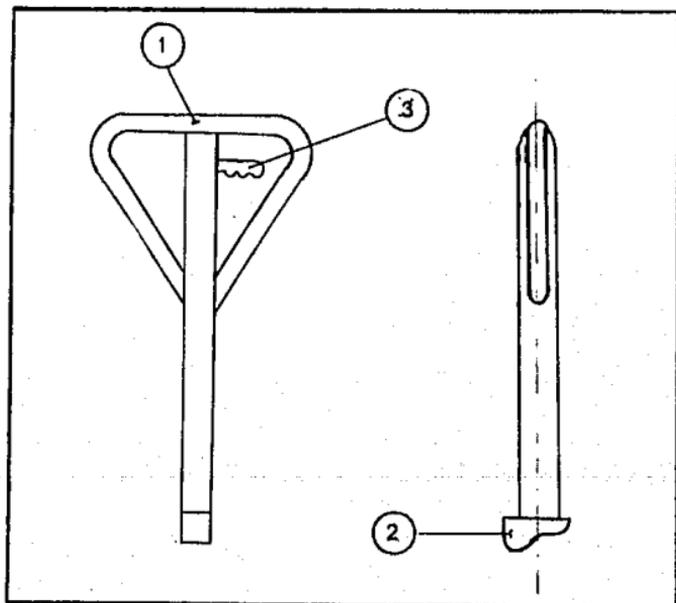


F.I.G. 2 . 1 . CONFORMACION DE LA TRANSPALETA

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## 2.2 SISTEMA MECANICO

El sistema mecánico de la carretilla hidráulica manual está formado por un maneral y un timón para remolque, que sirven a la vez para accionar la bomba hidráulica en la elevación y para arrastrar la carretilla durante el movimiento.



F.I.G. 2 . 2 . MANERAL

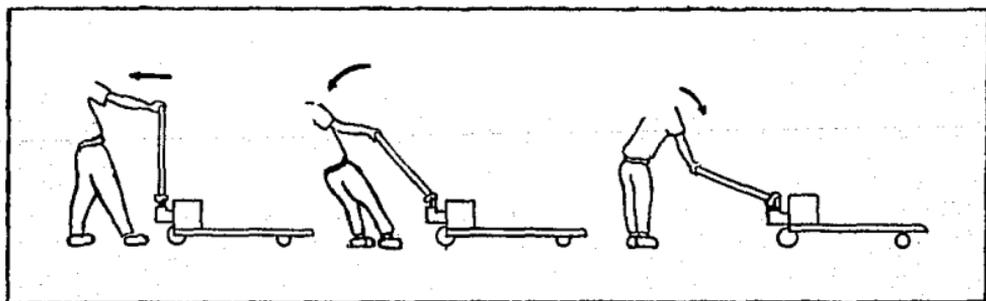
El maneral tiene en su extremo superior y a una altura promedio con respecto a las carretillas existentes, el timón

(1), que lo hace maniobrable por el operador. En su extremo inferior, se une a la palanca (2) de la bomba hidráulica.

El maneral también tiene la palanca de mandos (3), con la que determinamos la función deseada, elevación o descenso de la carga ( FIG.2.2)

El ascenso de la carga se hace de la siguiente manera:

En el balanceo inicial (a), el operador aprovecha su peso para mover el timón. En el punto intermedio(b), se detiene su movimiento para que en el balanceo final(c) recargue todo su cuerpo sobre el maneral ( FIG.2.3)



(a)

(b)

(c)

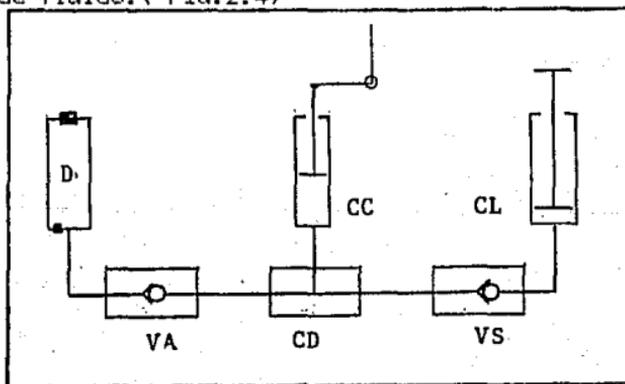
F.I.G. 2 . 3 .

OPERACION DE LA CARRETILLA

### 2.3. EL SISTEMA HIDRAULICO

Con base en la teoría de Bramah y Euler acerca de la transmisión de la fuerza por los fluidos en recipientes cerrados y la relación de fuerzas en función a áreas de aplicación, el sistema hidráulico proporciona la respuesta para un sistema compacto y confiable. (REF.18)

La bomba hidráulica de poder esta dividida en su interior por diferentes cámaras: Cámara de levante, Cámara de compresión, Cámara distribuidora y la Cámara surtidora o Depósito de fluido. ( FIG.2.4)



CC : Cámara de compresión	D : Depósito
CL : Cámara de levante	VA : Válvula de admisión
CD : Cámara distribuidora	VS : Válvula de descarga

F.I.G. 2 . 4 . DISTRIBUCION ESQUEMATICA DE LA BOMBA

Las cámaras se separan entre si por 2 válvulas de control, de admisión y descarga que restringen o liberan el paso de liquido entre cámaras. ( FIG.2.4). Gracias a estas válvulas obtenemos los cambios de volumen dentro de las diferentes cámaras.

La finalidad de la bomba hidráulica, es tomar el líquido guardado en el depósito e inyectarlo a la cámara de levante, de tal forma que el volumen dentro de la cámara de levante aumente provocando el ascenso del pistón de levante y por consiguiente del chasis y de la carga sobre él.

Nuestro sistema tiene un volumen constante dentro de la bomba, pero el volumen de liquido en cada cámara varía según la etapa de trabajo en la que estemos.

Estudiaremos las diferentes cámaras y como se va repartiendo el fluido en ellas , el funcionamiento de las válvulas de admisión y descarga, y finalmente, como se reparte el fluido gracias a ellas.

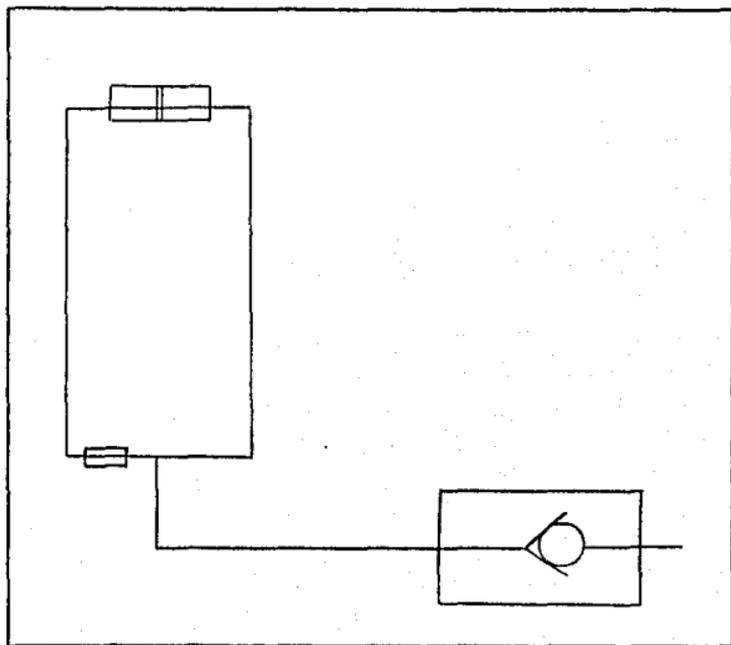
### 2.3.1 CAMARA SURTIDORA O DEPOSITO

La cámara distribuidora o depósito de fluido, es una cámara con un volumen de espacio suficiente para guardar en ella la cantidad de aceite necesaria que mantendrá siempre el circuito hidráulico lleno.

Aún cuando el pistón de levante este en su posición máxima, todo el circuito debe estar libre de aire, para que la transmisión de la fuerza sea completa.

El volumen de aceite que cede el depósito a las diferentes cámaras durante la operación, es reemplazado por aire que entra al depósito por un orificio en la parte superior de este.

Por otro lado, el depósito se comunica con el circuito hidráulico por un ducto que termina en la válvula de admisión, cuya función es no permitir el regreso a tanque del fluido durante la inyección. ( FIG.2.5)

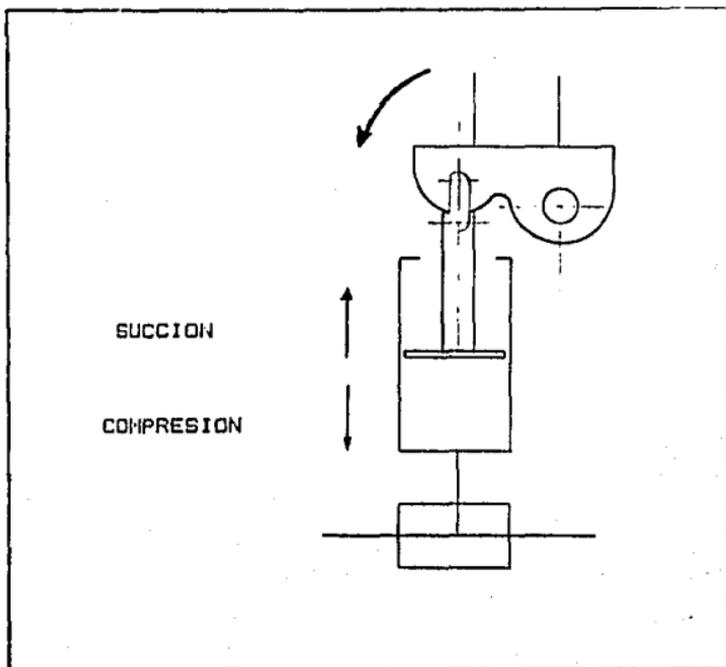


F.I.G. 2 . 5 . CAMARA SURTIDORA O DEPOSITO DE FLUIDO

### 2.3.2 CAMARA DE COMPRESION

La cámara de compresión comunica directamente con la cámara de distribución y tiene un pistón compresor móvil por lo que el volumen dentro de ella es variable. ( FIG.2.6.)

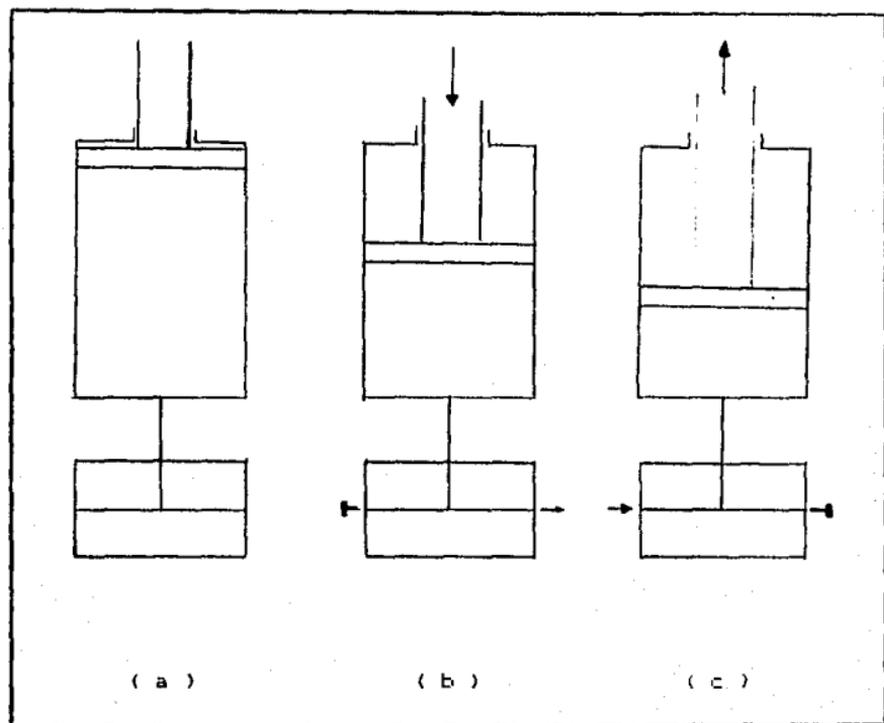
En la posición inicial( FIG.2.7. (a)), la cámara de compresión se encuentra llena. En la operación de ascenso de



F.I.G. 2 . 6 : CAMARA DE COMPRESION

la carga( FIG.2.7. (b)), el operador balancea el maneral hacia abajo y provoca que la palanca de bomba apoye al pistón compresor que desciende inyectando el aceite hidráulico hacia la cámara de distribución. Posteriormente el operador regresa el maneral a su posición normal y la palanca de bomba arrastra al pistón que crea un vacío y succiona aceite de la cámara distribuidora para volver a llenar la cámara de compresión.( FIG.2.7. (c)).

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



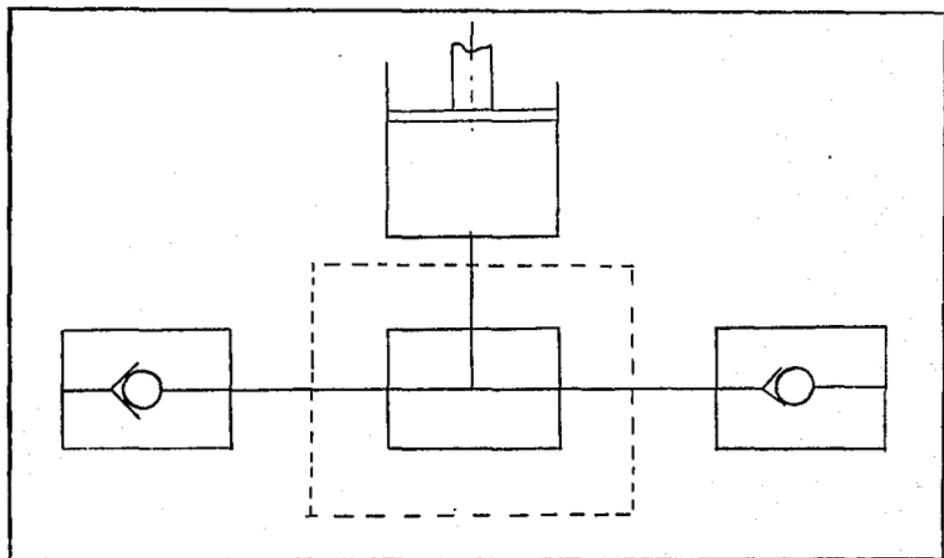
F.I.G. 2 . 7 . OPERACION DE COMPRESION

### 2.3.3 CAMARA DISTRIBUIDORA

El elemento central y participante en cualquier movimiento de la unidad, es la cámara de distribución. El fluido hidráulico pasará siempre por la cámara distribuidora en su viaje de una cámara a otra.

El paso de la cámara de distribución es directo con la

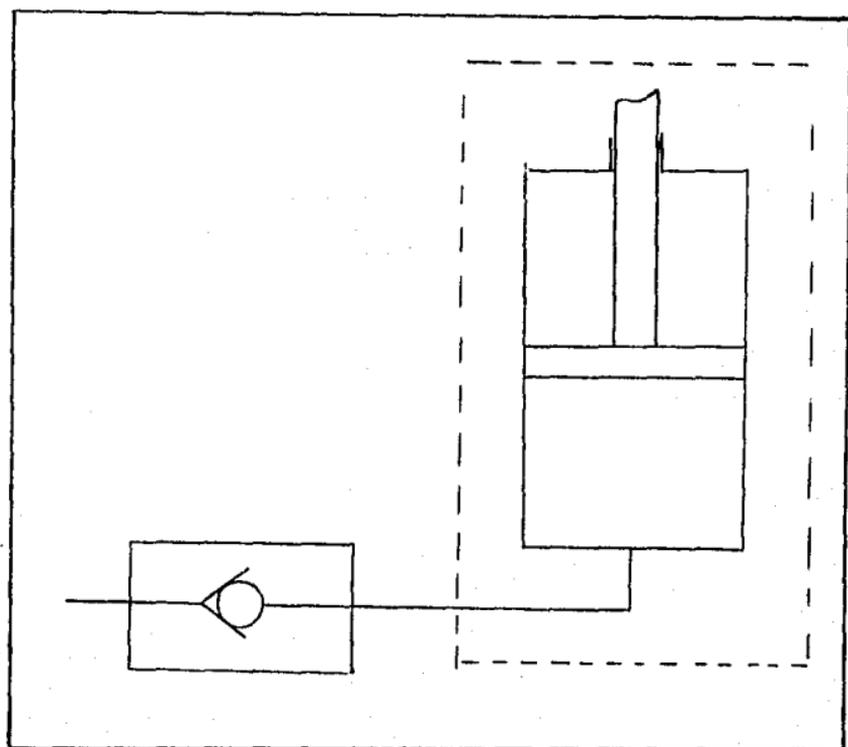
cámara de compresión y es restringido con el depósito de fluido por la válvula de admisión y con la cámara de levante por la válvula de descarga. ( FIG.2.8)



F.I.G. 2 . 8 . CAMARA DISTRIBUIDORA

#### 2.3.4 CAMARA DE LEVANTE

La cámara de levante comunica con el circuito hidráulico por medio de un ducto terminado con la válvula de descarga y por el otro lado tiene un pistón de levante móvil, por lo que el volumen dentro de ella es variable. ( FIG.2.9)

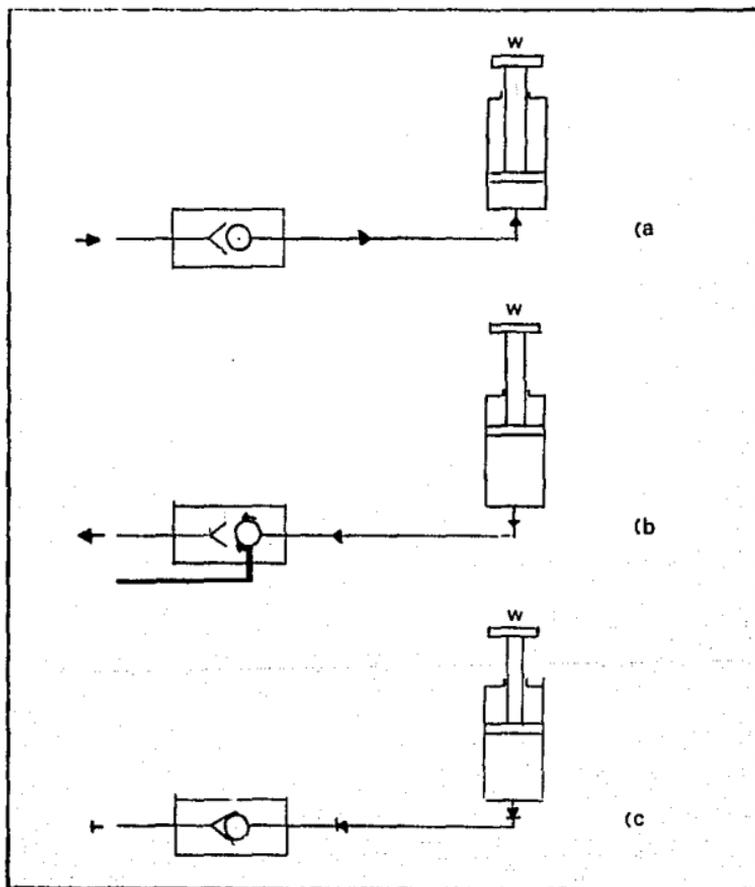


F.I.G. 2 . 9 . CAMARA DE LEVANTE

La cámara de levante aumenta su volumen cuando deseamos el ascenso del pistón de levante y por lo tanto de la carga soportada por la carretilla ( FIG.2.10.(a)). Inversamente, cuando deseamos el descenso de la carga el volumen de líquido dentro de la cámara se reducirá ( FIG.2.10.(b)).

Dado el peso soportado por el pistón de levante, el fluido dentro de la cámara siempre esta a presión, razón por la cuál

la válvula de descarga está normalmente cerrada manteniendo la carga en su posición. ( FIG.2.10. (C)).



F.I.G. 2 . 10 . POSICIONES EN LA CAMARA DE LEVANTE

### 2.3.5 VALVULAS DE CONTROL

Las válvulas de control son el alma de la bomba hidráulica, pues sin ellas no existiría tal, siendo de vital importancia su sentido y colocación.

La bomba hidráulica de poder tiene dos válvulas de control que son: la válvula de admisión y la válvula de descarga. (FIG.2.4). Las dos son válvulas de retención o válvulas check que permiten flujo libre en una dirección y obstruyen el paso en la otra dirección. (REF.18)

La válvula de admisión se encuentra en el ducto que comunica al depósito con la cámara de distribución. Esta válvula debe permitir el paso libre del depósito a la cámara de compresión durante la succión ( FIG.2.11.(b)) y restringirlo en la compresión. ( FIG.2.11.(a)).

La válvula de descarga deberá actuar inversamente, abriéndose al momento de la compresión para permitir el paso de fluido a la cámara de levante ( FIG.2.11.(a)) y cerrándose al momento de la succión ( FIG.2.11.(b))

Durante la compresión, la presión alcanzada en la cámara de compresión es superior a la presión existente en la cámara de levante, y por lo tanto tenemos flujo de líquido hacia ella.

( FIG.2.11.(a)).Al terminar la compresión, la válvula de descarga vuelve a cerrarse para mantener al pistón de levante en su nueva posición.

Para lograr el descenso de la carga (fig.2.11.(c)), tenemos que obligar a las dos válvulas a mantenerse abiertas un tiempo suficiente para permitir que el fluido en la cámara de levante atraviese el circuito y regrese al tanque.

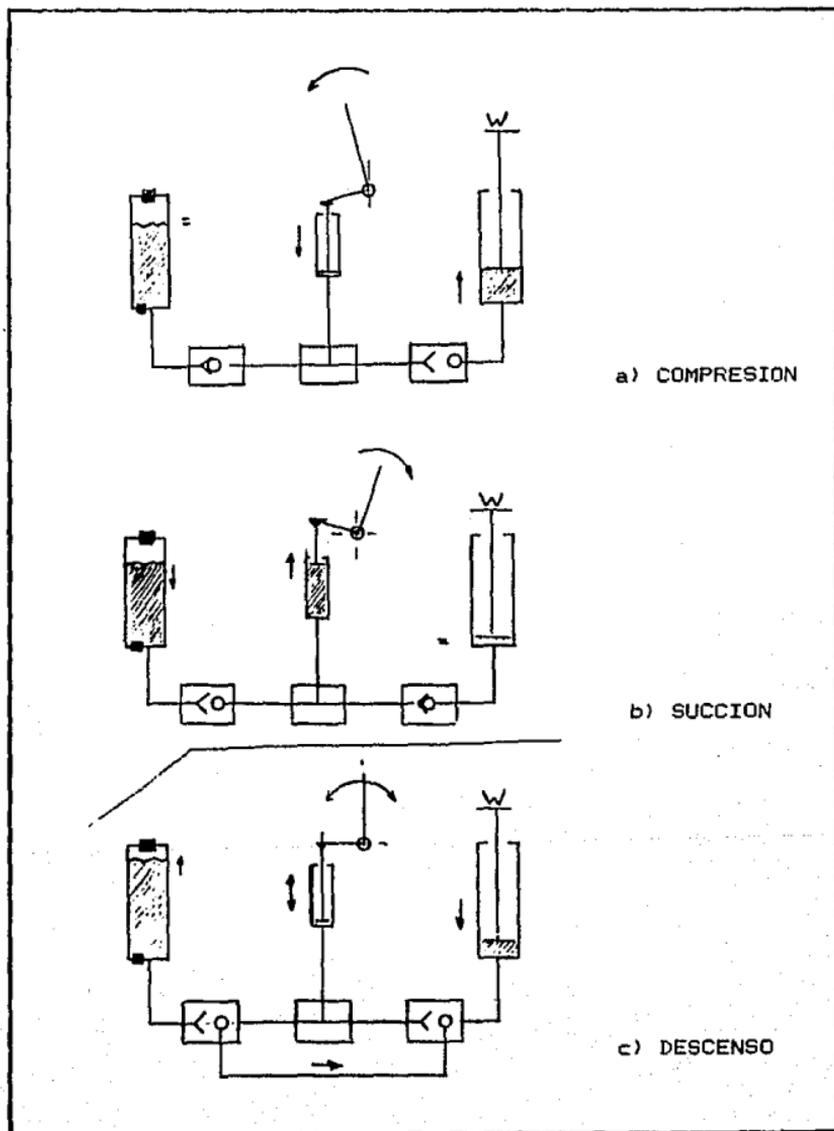
Por medio de un sistema mecánico, obligamos la apertura de las dos válvulas. La carga sobre el pistón de levante ( $w$ ) hará que el pistón descienda sacando el aceite hidráulico de la cámara de levante e inyectándolo hacia el depósito. ( FIG.2.11.(C)).

### 2.3.6. REPARTICION DE LOS VOLUMENES DE FLUIDO

Como se dijo al principio del capítulo, el sistema siempre mantiene su mismo volumen de líquido, pero se reparte de manera diferente.

Cuando tenemos succión, el pistón compresor llena la cámara de compresión con un volumen de líquido que llamaremos volumen de trabajo. ( FIG.2.12.)

Cada vez que el operario comprime o inyecta, está transfiriendo a su vez un volumen de trabajo a la cámara de



F.I.G. 2 . 11 . CIRCUITOS DE FUNCIONAMIENTO

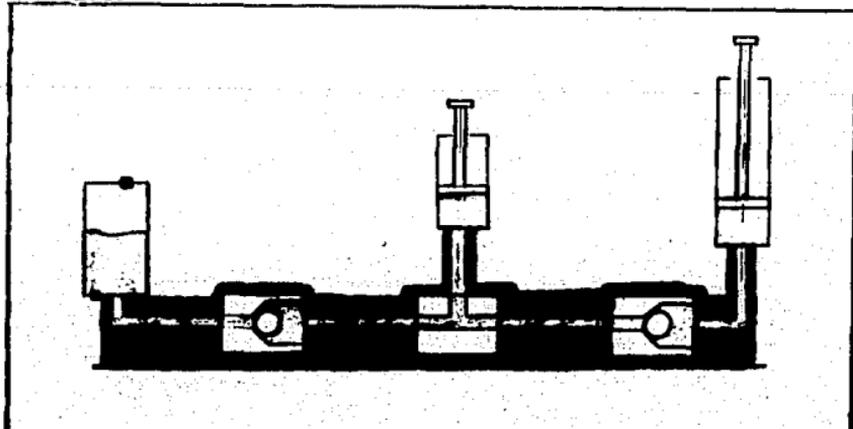
levante.

Cada vez que el operario provoca la succión, la cámara de compresión adquiere un volumen de trabajo del depósito de fluido.

Entonces podemos decir que cada vez que el volumen de fluido en la cámara de levante aumenta un volumen de trabajo, es porque lo ha cedido el depósito anteriormente a la cámara de compresión.

Para lograr la transmisión inmediata de la fuerza en la bomba hidráulica de poder, debemos de tener siempre el circuito lleno de fluido hidráulico. Por lo tanto, el circuito de ductos y la cámara de distribución tendrán que estar siempre llenos, con el mismo volumen de líquido.

( FIG.2.12.)



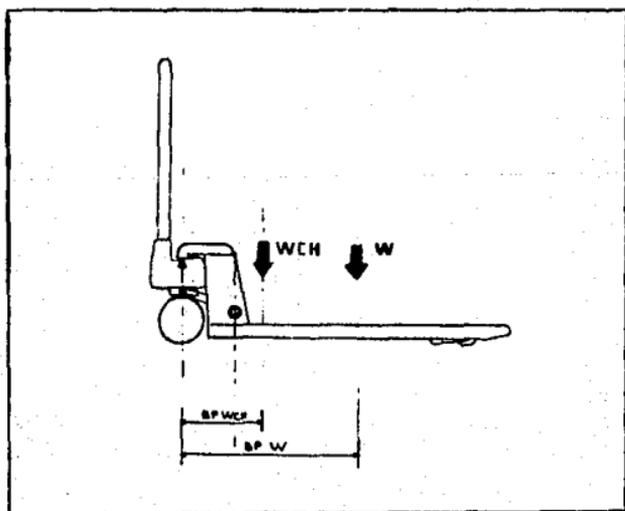
F.I.G. 2 . 12 . REPARTICION DE LOS VOLUMENES DE FLUIDO

CAPITULO III

RELACIONES IMPORTANTES

El diseño de la bomba hidráulica de poder cumple las funciones básicas de ascenso y descenso, sin embargo, estas ventajas solo son posibles gracias a la posición de la bomba con respecto a sus sistemas aledaños, chasis, sistema interno de levas y sistema mecánico o maneral.

El chasis eleva una carga máxima de dos toneladas uniformemente repartidas. (FIG.3.1) Debido a la posición de la bomba, en la punta del triangulo. Tenemos fuerzas de palanca a vencer, por lo que la carga real aplicada sobre la bomba es superior a las dos toneladas.



F.I.G. 3 . 1 .      DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CARRETIILLA

En nuestro diagrama de cuerpo libre, existen dos fuerzas verticales que actúan opuestamente al ascenso del pistón de levante que son: el peso de la carga (w) y el peso del chasis (WCH).

Por otro lado, vemos la posición en la que trabaja nuestro pistón y los brazos de palanca que intervienen.

Para determinar la fuerza necesaria, se hizo una prueba física. Tomándose una carretilla actualmente en servicio y mediante un manómetro se determinó la presión interna dentro de la cámara de levante de la bomba hidráulica actual y mediante la fórmula de presión,

$$\text{Fuerza} = \text{Presión} \times \text{Área (Pistón)}$$

obtuvimos que la carga real sobre el pistón de la bomba hidráulica de poder (KPL) puede variar entre 2800 y 3200 Kg según la posición de la carga sobre las horquillas. (REF.4.)

Para vencer la carga máxima (KPL) de 3200 kg. existen dos relaciones importantes, que son:

- 1) R(m-pc) : Relación maneral-pistón compresor
- 2) R(pc-pl) : Relación pistón compresor - pistón levante

Mediante pruebas físicas, se determinó que un esfuerzo cómodo a realizar por un operario de la carretilla, llega a ser de 30 kg como máximo. Por lo tanto un valor de 20 kg de la fuerza ejercida por el operario (  $F_o$  ) en condiciones límite será ideal.

La relación necesaria para este desarrollo es de 160 a 1 ya que,

$$\text{Relación necesaria "Rn"} = \frac{\text{KPL (Máx)}}{F_o} = \frac{3200}{20} = 160$$

después de eliminar pérdidas, lo que implica que la combinación de las dos relaciones  $R(pc-p1)$  y  $R(m-pc)$  debe ser superior a la relación necesaria  $R_n$ .

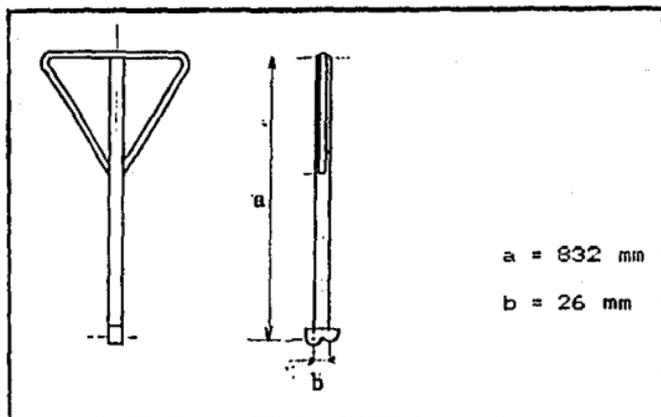
$$R(pc-p1) * R(m-pc) > 160$$

### 3.1 RELACIONES MECANICAS

El sistema mecánico o maneral, crea la primera relación importante  $R_m-pc$ .

El diseño del maneral aprovecha al máximo el brazo de palanca ( FIG.3.2) y nos da una relación  $R(m-pc)$  igual a

$$R(m-pc) = \frac{a}{b} = \frac{832}{26} = 32$$



F.I.G. 3 . 2 . RELACION DE MANERAL " R(m-pc) "

Así pues, el diseño de la bomba hidráulica de poder tendrá que cumplir con una relación entre pistones  $R(pc-pl)$  de,

$$R(pc-pl) > \frac{R_n}{R(m-pc)} = \frac{160}{32} = 5$$

### 3.2 RELACIONES HIDRAULICAS

El diseño del sistema hidráulico considera las relaciones

anteriores en su cálculo de tal forma que,  $R(pc-p1) > 5$  y por lo tanto siendo la carga sobre el pistón de 3200 Kg la fuerza a la entrada será de

$$\text{Fuerza a la entrada de la unidad hidráulica.} = \frac{KPL}{R(pc-p1)} = \frac{3200 \text{ kg}}{5} = 640 \text{ kg.}$$

La relación  $R(pc-p1)$  se obtiene gracias a las aplicaciones de Bramah y a los principios de Pascal para prensas hidráulicas y la ley ( Lavoisier ) " La energía no puede ser creada, ni destruida, solo transformada ". (REF.18)

Con este principio podemos hablar de la creación de un sistema de palanca hidráulico, al referirnos a la bomba hidráulica.

Los pistones de levante y compresión se enlazan por medio de tuberías, y el aceite hidráulico que está en el circuito cerrado y transmite la misma presión a todos los puntos (REF .18.). Así, la relación de palanca Hidráulica es únicamente función de las áreas de los pistones en contacto con el fluido, y por lo tanto de sus diámetros. (REF.18)

$$\text{Presión} = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area}} \quad \text{y} \quad P_f = \frac{F_{p1}}{A_{p1}} = \frac{F_{pc}}{A_{pc}}$$

Donde:

$P_f$  = Presión de fluido

$F_{pl}$  = Fuerza en pistón de levante

$F_{pc}$  = Fuerza en pistón compresor

$A_{pl}$  = Área del pistón de levante en contacto  
con el fluido

$A_{pc}$  = Área del pistón compresor en contacto  
con el fluido

Por lo tanto

$$\frac{F_{pl}}{A_{pl}} = \frac{F_{pc}}{A_{pc}}$$

De donde :

$$F_{pl} = \frac{A_{pl}}{A_{pc}} \times F_{pc}$$

$$\text{Dado que Área de círculo} = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Obtenemos que :

$$\frac{A_{pl}}{A_{pc}} = \left( \frac{D_{pl}}{D_{pc}} \right)^2$$

y

$$R(p1-pc) = \frac{A_{p1}}{A_{pc}} = \left( \frac{D_{p1}}{D_{pc}} \right)^2 > 5$$

Dp1 = Diámetro del pistón de levante

Dpc = Diámetro del pistón compresor

La bomba hidráulica de poder tiene, como se indicó en el capítulo uno, las funciones de generar la fuerza necesaria para levantar la carga y además ser la base para la maniobrabilidad de la carretilla.

La relación de diámetros R(p1-pc) debe de ser superior a 5.

El pistón de levante debe tener un mínimo de robustez para soportar la carga en su posición más alta sin que hayan deformaciones. ( REF.4.) Por otro lado, buscamos dimensiones económicas .

Así, refiriéndose a pistones existentes en el mercado, se escogió un diámetro del pistón de levante de 30 mm.

Manteniendo un margen de seguridad, se escogió un diámetro del pistón compresor de 13 mm, con lo cuál la relación R(p1-pc) queda como sigue,

$$R(p1-pc) = \left( \frac{D_{p1}}{D_{pc}} \right)^2 = \left( \frac{30}{13} \right)^2 = 5.32 > 5$$

El estándar de levante "Lpl" de las carretillas manuales es de 110 a 120 mm \* y por ende el volumen de líquido necesario para tal fin , ( VLL ) es :

$$VLL = A_{pl} \times L_{pl}$$

$$VLL = \left( \frac{\pi \times D_{pl}^2}{4} \right) \times 110$$

$$= 77,754.4 \text{ mm}^3 \text{ o } 77.7 \text{ cm}^3$$

Lpl se alcanza en varios bombeos, siendo un número adecuado 18, ya que por lo general la carga no se levanta a la máxima altura, sino que se mantiene a 2 o 3 cm del suelo, lo que corresponde a 4 o 5 bombeos.

Una constante muy importante en el diseño, es la presión hidráulica que se manejará dentro de la bomba.

Llamaremos Pt la presión de trabajo en la bomba

$$P_t = \frac{\text{Fuerza Realizada por el pistón de levante}}{\text{Area activa del pistón}}$$

numéricamente igual a :

$$P_t = \frac{K_{p1} \times 4}{PI \times D_{p1}^2} = \frac{3200 * 4}{PI \times 30^2} = 452 \text{ kg / cm}^2$$

Cuando se habla de sistemas hidráulicos industriales comerciales, las presiones de trabajo que se manejan son cercanas a los  $210 \text{ kg. / cm}^2$ , lo que indica que la presión manejada en nuestro caso puede considerarse alta.

Las relaciones y las constantes anteriores son básicas para el diseño de la bomba hidráulica y sus subsistemas. Pero, la organización de las distintas cámaras en el cuerpo de la bomba otorgará a la bomba la funcionalidad y sobre todo un costo adecuado.

## C A P I T U L O   I V

ANALISIS CONCEPTUAL DEL DISEÑO NACIONAL DE

UNA BOMBA HIDRAULICA DE PODER PARA CARRETILLA

HIDRAULICA MANUAL

El diseño de la bomba hidráulica de poder tiene la finalidad de obtener dicho producto a un precio accesible, sin menospreciar su calidad y su eficiencia.

Los puntos importantes del diseño son:

- a) Bajo costo de materiales  
Alcanzándolo con poco peso en las piezas y materiales comerciales accesibles.
- b) Bajo costo de mano de obra  
Simplificando los procesos de fabricación y reduciendo al mínimo el número de piezas.
- c) Funcionalidad  
Optimizar los dos puntos anteriores manteniendo la maniobrabilidad necesaria.

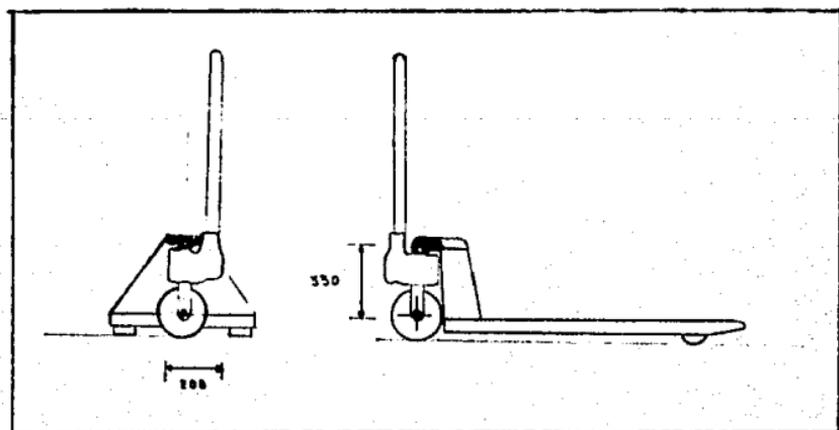
Considerando los tres puntos anteriores se llega a la delimitación de la bomba hidráulica de poder. Primeramente, se prestará atención a la disposición general de sus elementos, posteriormente se analizarán los circuitos de funcionamiento para terminar con una síntesis de los materiales y los acabados necesarios.

#### 4.1 DISPOSICION GENERAL DE LOS ELEMENTOS

Considerando los puntos importantes del diseño de la bomba hidráulica de poder, se obtuvo la siguiente conformación basada en un eje de simetría longitudinal. ( FIG.4.2)

La bomba debe tener unas dimensiones que le permitan trabajar en el chasis actual, pues solo estamos buscando un reemplazo a la bomba hidráulica actual.

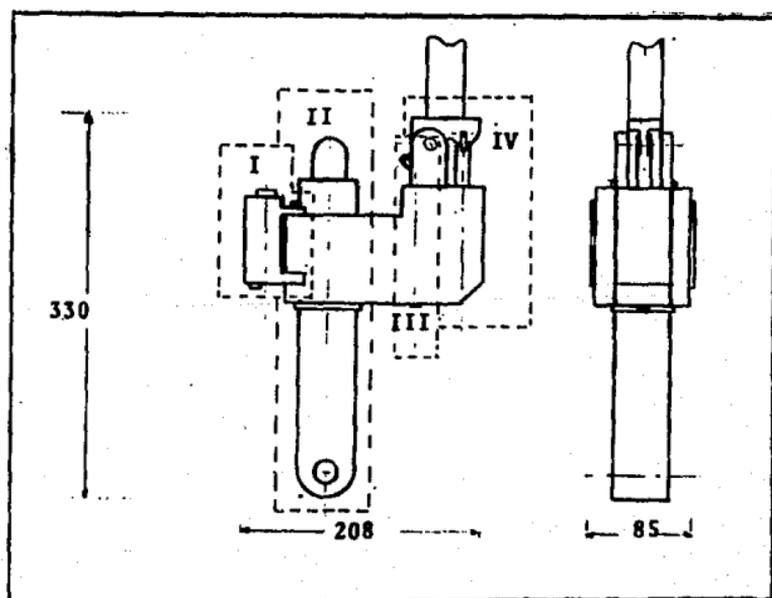
El chasis tiene una altura que exige a nuestra nueva bomba cumplir con los 330 mm de altura entre el eje para el tren directriz y el punto de apoyo del chasis sobre el pistón de levanta. ( FIG.4.1.)



F.I.G. 4 . 1 . MEDIDAS CRITICAS PARA LA BOMBA

Las dimensiones en el ancho y el largo de la bomba son menos críticas, por lo que se definieron basándose principalmente en la economía de un cuerpo de bomba compacto. (REF.4.)

La disposición general de los elementos de la bomba, está dividida en sus cuatro partes fundamentales : Depósito de fluido (I) , conjunto de levante (II) , conjunto de control (III) y conjunto de compresión (IV). ( FIG.4.2.)



F.I.G. 4 . 2 .      DISPOSICION GENERAL DE LOS ELEMENTOS DE LA BOMBA HIDRAULICA DE PODER.

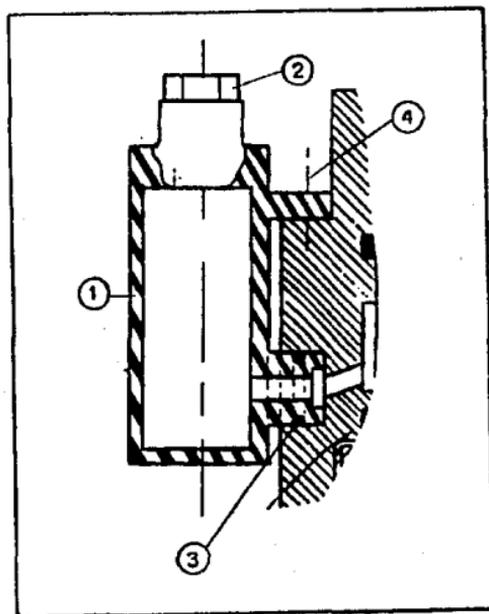
Realizaremos una descripción de los diferentes conjuntos de la bomba hidráulica diseñada, con sus dimensiones y materiales escogidos, partiendo del plano general. ( FIG.4.3.)

#### 4.1.1 DEPOSITO DE FLUIDO

El depósito de fluido es de polietileno alta densidad con una capacidad de 120 cm<sup>3</sup>, que se utiliza de la siguiente manera: 77.7 cm<sup>3</sup> cubrirán las necesidades de levante VLL = 32.68 CM<sup>3</sup> para mantener cubierto el orificio de succión y evitar así la entrada de aire al sistema y 10 cm<sup>3</sup> para prever un volumen auxiliar en el caso de mal llenado o purgado.

El depósito se compone del cuerpo principal del depósito(1) y del tapón de vaciado(2). Este último cumple las funciones de llenado y cerrado del tanque, respiración durante la succión de los pistones y finalmente el filtrado del aire muchas veces contaminado en las industrias. ( FIG.4.4.)

La unión al cuerpo principal se logra por medio de un orificio circular en el cuerpo principal, sellado por un arosello(3) y cuatro tornillos de sujeción(4). ( FIG.4.3.)



F.I.G. 4 . 4 . DEPOSITO DE FLUIDO

#### 4.1.2 CONJUNTO DE LEVANTE II

El conjunto de levante se compone de pistón de levante (4), el cuerpo principal (1), el cuerpo inferior (2) y los órganos de sellado que forman dos cámaras, una de paso y otra de levante. ( FIG.4.3 )

El pistón de levante(4) levanta la carga de 3200 kg.y es fabricado en acero (AISI-4140) tratado con dureza BRINELL

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

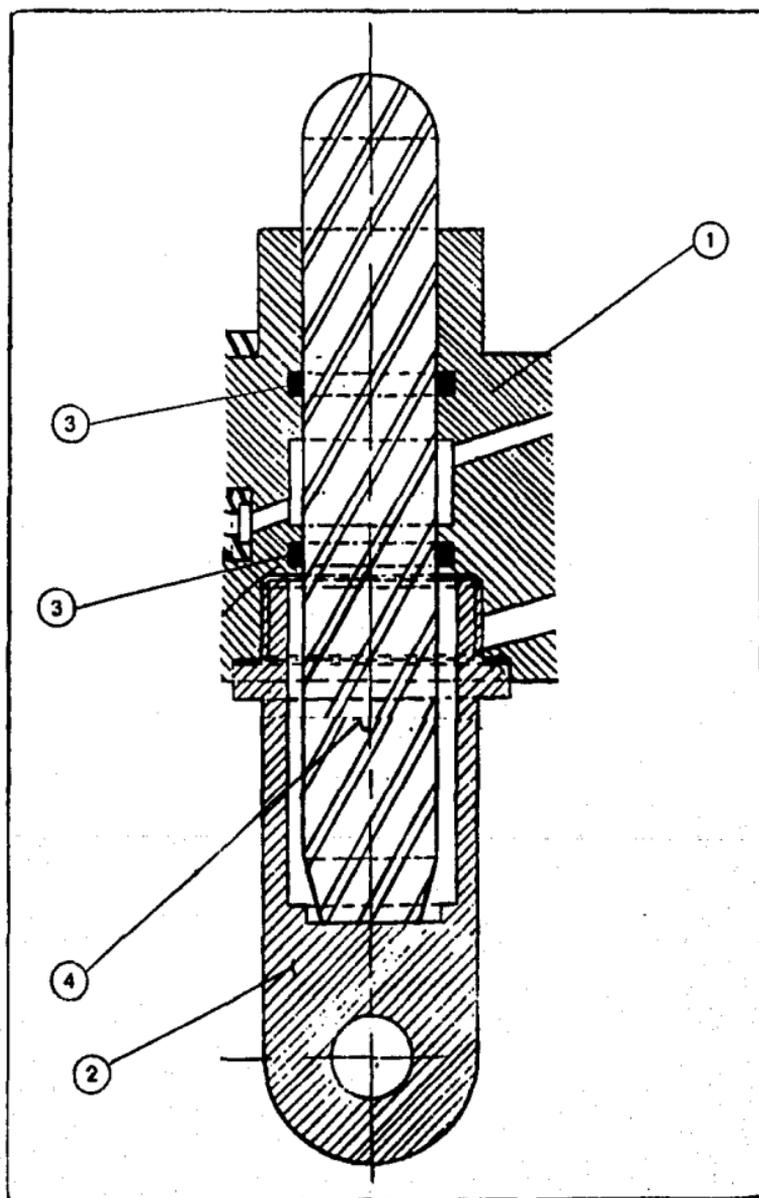


B 223 para resistir las fuertes cargas sin deformación con un acabado ED, Ra = 0.4 y R = 2, según las normas NFE 05-015 y NFE 05-016 (REF.7.) logrado por rectificado para evitar el desgaste de los arosellos(3).

El cuerpo principal(1) también debe de tener el mismo acabado, además de un ajuste con el pistón de levante de H7 g6 según normas NFE 02-000 y NFE 02-118. (REF.7.) Las cajas de los dos arosellos se maquinan según normas de fabricación ( PARKER SEAL. REF.14. ). La ranura de paso permite un flujo libre del aceite hidráulico y se comunica con el tanque. Y por último, en el cuerpo principal se maquinan la entrada y la cuerda para el cuerpo inferior con un diámetro de rosca de 52 mm y un paso de 3 ( M.52 \* 3 - 6H según NFE 03-100 ). (REF.14.)

El cuerpo principal es fabricado en aluminio inyectado (ASM -355-T6) utilizado para cuerpos de bomba de gasolina, pues buscamos poca posibilidad de porosidad y aprovechamos la posibilidad de tolerancias estrechas de fabricación. (REF.13.)

El cuerpo inferior(2) se fábrica también en aluminio inyectado , que dadas sus características, reduce la manufactura al maquinado de la cuerda ( M.52 \* 3 - 6g ) (REF.8.), al escuadrado de la superficie que sella contra el cuerpo principal y al barrenado del orificio para el eje de las ruedas delanteras de la carretilla. ( FIG.4.5.)



F.I.G. 4 . 5 . CONJUNTO DE LEVANTE

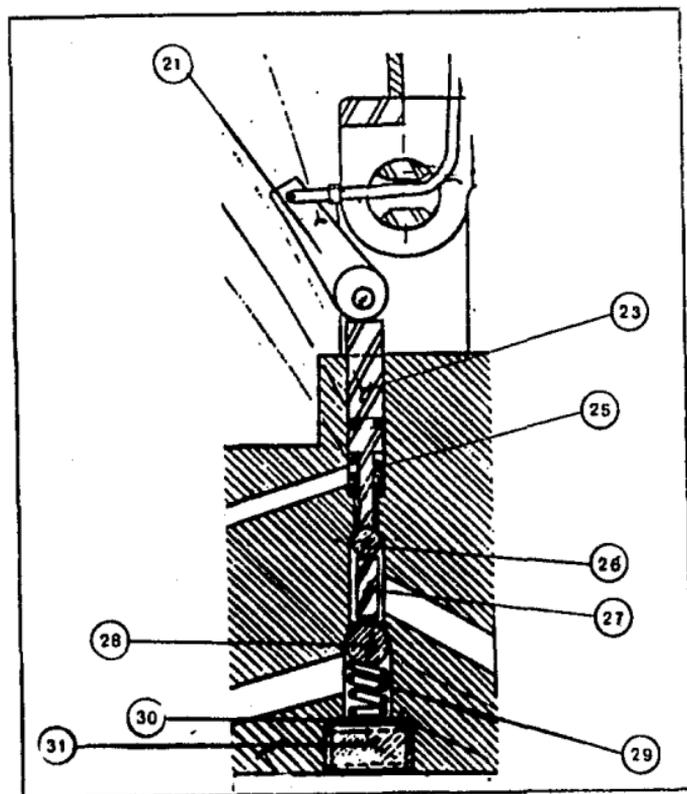
#### 4.1.3 CONJUNTO DE CONTROL

El conjunto de control procede a cambiar el accionar de la bomba hidráulica de poder logrando mediante él, nuestro propósito: Ya sea el levante de la carga o el descenso de la misma. Así, la intercomunicación entre cámaras se consigue mediante su accionar.

El conjunto de control se forma de las siguientes piezas:

Dentro de la primera cámara tenemos el pistón de control (23) y al resorte pistón de control (25), accionados por la palanca de control (21) que se encuentra en el exterior de la bomba. En la segunda cámara ( cámara de distribución ) se incluyen la válvula de admisión (26) y el eje intermedio (27) . Y por ultimo en la tercera cámara ( descarga ), se encuentra la válvula de compresión (28), el resorte de bala de compresión (29) y el tapón opresor (31). ( FIG.4.6.)

La palanca empujadora (21) y el pistón de control (23) están en contacto severo, pues para lograr el descenso de la carga tenemos que vencer la fuerza "Fd" producida por la presión interna en la cámara de levante sobre el área de la válvula de compresión(28) (  $F_d = 185\text{kg}$  (CAP.5.2.3) ). Para dar una mayor vida a la palanca y al pistón, las dos piezas



F.I.G. 4 . 6 . CONJUNTO DE CONTROL

llevarán un tratamiento superficial de cianurado en la sección en contacto. La palanca es fabricada en acero (AISI-1035) fundido mientras que el pistón en acero (AISI-1045) con acabado similar al pistón de levante. El pistón de control tiene también una ranura para arosello de nitrilo buna(24).

Los resortes del pistón de control (25) y de la bala de compresión (29) se fabrican en acero cuerda de piano con

calibres ( W & M ) 19 y 21 respectivamente .

Las válvulas de admisión (26) y de compresión (28) son balas de acero con diámetros de 6 y 8 mm respectivamente.

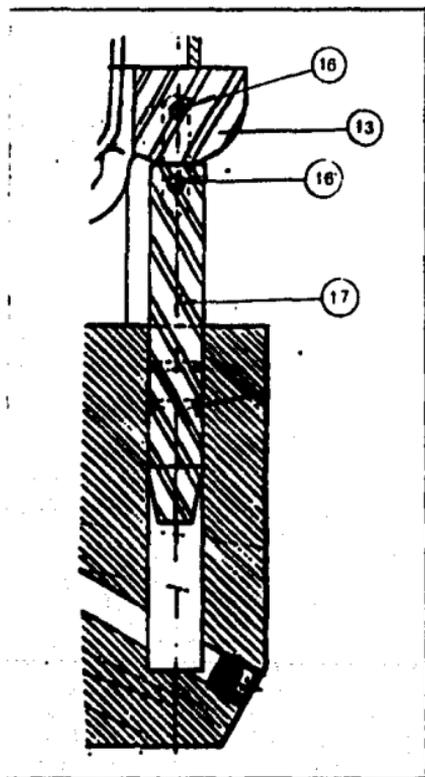
El eje intermedio (27) por su parte, se fabrica en acero plata templado al agua de 5.55 mm de diámetro.

El tapón opresor (31) con designación M 20 \* 2.5 - 12 (REF.8.) termina con punta recta a 90 grados para hacer presión sobre la rondana de cobre (30).

#### 4.1.4 CONJUNTO DE COMPRESION

El conjunto de compresión constituido por la palanca de bomba (13), el eje de la palanca (12), el pistón (17) y el los ejes del pistón compresor (16) y (16') , es el conjunto sometido a las mayores cargas. ( FIG.4.7 )

La palanca y la relación entre su eje de giro y el punto de aplicación de la fuerza sobre el pistón compresor, son los factores para obtener una R(m-pc) de 32 (4.1). Unida al maneral, la palanca gira 18 veces cada vez que levantamos la carga, es por ello que sus órganos en contacto con el eje de la palanca , llevan bujes de bronce autolubricados incertados en el cuerpo de la palanca.



F.I.G. 4 . 7 .      CONJUNTO DE COMPRESION

El sistema de succión del pistón, trabaja únicamente por medio del eje pistón compresor (16') pues no se requiere mayor fuerza para vencer a la válvula de admisión durante la succión. Sin embargo, durante la compresión el eje pistón compresor (16) no actúa, solo se desliza en la ranura y el contacto se hace directamente entre la palanca (13) y el pistón compresor (17).

La palanca esta fabricada en fundición de acero (AISI-1035) , con tratamiento superficial en la zona de contacto con el pistón compresor.

El pistón compresor es de acero tratado y tiene acabado rectificado, además de un ajuste H7 g6 (REF.8.) con el cuerpo principal debido a que la presión en la cámara de compresión es la más alta del sistema hidráulico.

El eje de la palanca es de cold rolled ( AISI-1045 ) y esta barrenado en el centro para dejar paso al cable de mandos del maneral y también transversalmente en su costado, con un barreno para pasador o "spiroll pin " de fijación (11). (REF.13.)

Los ejes del pistón de compresión (16) y (16') se fabricarán en acero (AISI-4140) 6.35 mm templado al agua. El

eje (16) se sujeta a las dos orejas del pistón (17) y atraviesa la palanca de bomba (13), la sujeción se hace por medio de dos candados. (REF.13.)

El cuerpo principal es nuevamente el sostén de este conjunto y es maquinado en la parte superior con un acabado y ajuste igual al que tenemos en el sistema de levante, y en su parte inferior con barrenos terminados en ángulos de 60 grados que servirán de asiento a las válvulas, y una caja a 90 grados con cuerda para el tapón válvula de compresión (31)

La intercomunicación del conjunto de control es realizada por tres ductos, cada uno de los cuales se dirige a una cámara.

#### 4.2 CIRCUITOS DE FLUJO EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA

El funcionamiento de la bomba se restringe al uso de tres circuitos primordiales que son: El circuito de levante, el de seguridad y el circuito de descenso.

##### 4.2.1 CIRCUITO DE LEVANTE

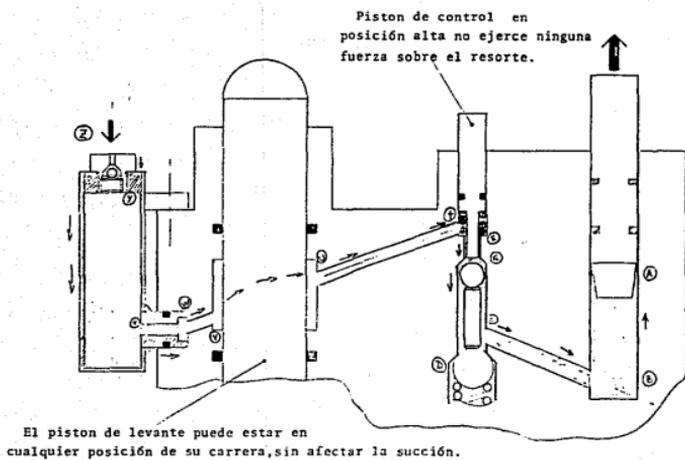
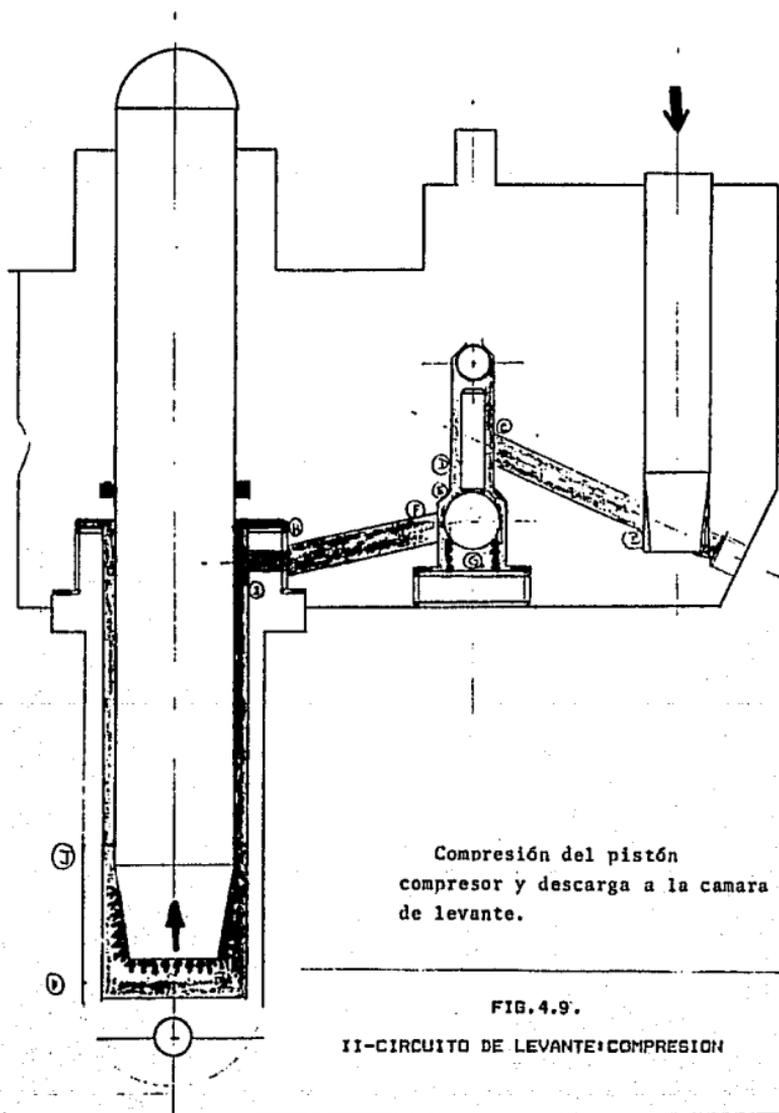


FIG. 4.8. 1-CIRCUITO DE LEVANTE+SUCCION



La ascensión del pistón de levante se lleva a cabo en dos tiempos: la succión y la descarga.

La cámara de compresión (A) ( FIG.4.8. ) , alcanza su llenado máximo cuando el pistón compresor termina la succión, debido al giro del maneral, hacia su posición vertical. El vacío creado, abre la válvula de admisión (R), y por medio del circuito abastecedor atrae el líquido al depósito de fluido (Z). El recorrido del aceite debe ser fluido y rápido, por lo que los ductos deben ser de diámetro aceptable y sin contracciones bruscas.

La válvula de admisión, abre el paso de líquido cuando tenemos succión y lo cierra cuando tenemos presión en la cámara distribuidora. Entonces la fuerza ejercida por la succión y la presión durante la compresión mueven a la válvula de un lado a otro sin necesidad de algún contacto mecánico, por lo que podemos decir que la válvula se encuentra loca y no ejerce resistencia. ( FIG.4.8 )

En la descarga los papeles se invierten. (FIG.4.9) El pistón compresor es empujado por la palanca provocando una alza en la presión del fluido para vencer las pérdidas y subir el pistón de levante. El aceite hidráulico llega a la cámara de distribución, cerrando la válvula de admisión y venciendo al

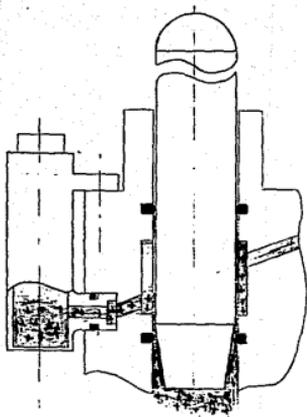
resorte restablecedor (G) y pasa a través de un ducto al punto (I) donde circula alrededor del pistón de levante realizando la presión sobre la parte cónica del pistón (K), consiguiendo así el levante del mismo. ( FIG.4.9 )

El circuito de levante es mas critico en la descarga que en la succión, pues tiene que vencer la carga, al resorte restablecedor y a las contracciones de área de paso, por lo que se diseñaron ductos grandes y un mínimo de reducciones de paso de fluido. ( FIG.A.3.1.)

Bajo la cámara de compresión tenemos un ducto que la conecta con la cámara de distribución de la válvula de control y es sellada por medio de un opresor y un sellador liquido hidráulico.

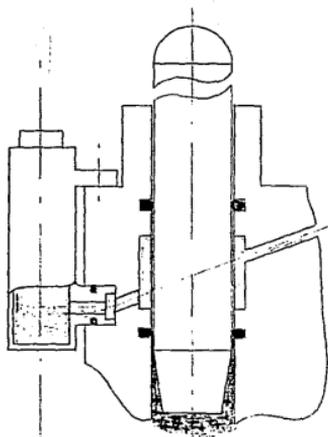
Realizando el estudio de perdidas en los ductos (Anexo A), se determinó un trabajo con flujo laminar, siendo el mayor número de Reynolds 332 (REF TABLA A.3.1 Y A.2) Por lo tanto las perdidas por fricción son despreciables y solo se consideran las formas de los ductos: PDD perdidas en ductos y la presión necesaria para vencer el resorte PRR dentro de las perdidas PDP.

$$\begin{aligned}
 PDP &= PDD + PRR + \text{otras perdidas} \\
 &= 0.066 + \frac{0.0219}{2} + 0.03 \\
 &= 0.117 \text{ kg / cm}
 \end{aligned}$$



a)

Desahogo debido al exceso de líquido.



b)

Posición Máxima permisible para  
mantener el sellado.

FIG. 4.10. III-CIRCUITO DE SEGURIDAD

Por lo tanto la presión necesaria se incrementa en una forma despreciable de  $4.52 \text{ kg / cm}^2$  a  $4.63 \text{ kg / cm}^2$  redondeando, lo que es insignificante. El diseño es por lo tanto correcto.

#### 4.2.2 CIRCUITO DE SEGURIDAD

El ascenso de la carga soportada por la carretilla tiene una altura de 110 mm. Sin embargo, el operador puede en un momento dado distraerse y seguir el bombeo provocando daños en los mecanismos cinemáticos de la carretilla. Para evitar un problema de tal magnitud, el diseño de la bomba hidráulica prever un sistema de seguridad. (FIG.4.10.)

El sistema de seguridad se basa en el regreso del líquido sobrante en la cámara de levante al depósito. Para tal fin, el circuito de seguridad se abre al paso de aceite cuando se produce una altura del pistón de levante superior a los 120 mm. El pistón tiene una longitud cilíndrica recta que en el momento en cuestión, rebasa al arosello (REF.14.) separador de las cámaras de paso y de levante, provocando el paso de fluido a). El pistón, ejerce una presión sobre el aceite y cuando desaloja el excedente vuelve a sellar el pasaje de

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

fluido b).

El circuito de seguridad es corto y no afecta a las demás tuberías, manteniéndose así una respuesta inmediata en el sistema.

#### 4.2.3 CIRCUITO DE DESCENSO

El circuito de descenso se abre al accionar la palanca de control que vence la presión del líquido en la válvula de descarga, y a las fuerzas ejercidas por los resortes de control, restablecedor y del pistón de control. (FIG.4.11)

La fuerza necesaria para lograr el descenso  $F_d$ , es entonces superior a la suma de las fuerzas realizada por la presión sobre la válvula de descarga  $F_{vd}$ , con la fuerza debida a la contracción del resorte restablecedor  $F_{rr}$  y con la fuerza debida a la contracción del resorte del pistón de control  $F_{rpc}$ . Así :

$$F_d > F_{vd} + F_{rr} + F_{rpc}$$

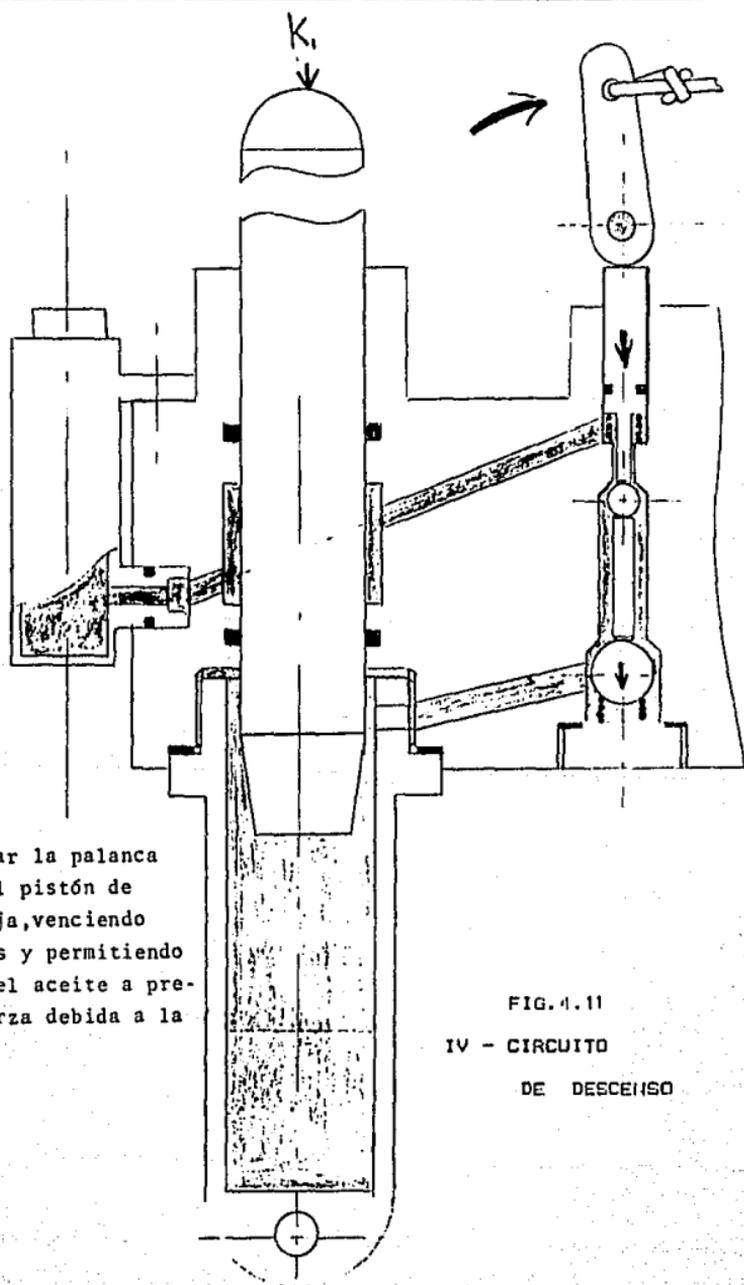
Donde,

$$F_{vd} = P_t * A_{vd} = 452 * 0.5 = 226 \text{ kg. (4.2)}$$

$$F_{rr} = 1.1 \text{ kg}$$

$$F_{rpc} = 9.2 \text{ kg}$$

$$F_d > 236.3$$



Al accionar la palanca de control, el pistón de control empuja, venciendo los resortes y permitiendo el regreso del aceite a presión ( $K_1$  Fuerza debida a la carga).

FIG. 4.11  
IV - CIRCUITO  
DE DESCENSO

Donde

$A_{vd} =$  Area de la válvula de descarga ( útil )

$$A_{vd} = ( 0.8^2 * \text{PI} ) / 4 = 0.5 \text{ cm}^2$$

La palanca de control, desarrolla una ventaja mecánica de 3.35 debido a su excentricidad y su longitud, por lo que la fuerza a realizar en la palanca del maneral FPM será :

$$FPM > F_d / 3.75 = 236.3 / 3.75 = 63 \text{ kg}$$

La palanca de maneral puede darnos una ventaja mecánica  $V_{mm}$  de 17 debido a su forma,

Donde

$$V_{mm} = 170 / 10 = 17$$

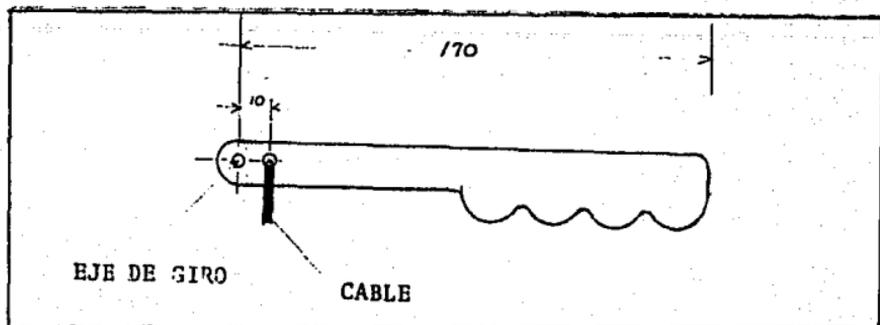


FIG. 4.12 PALANCA DE MANERAL

Por lo que la fuerza máxima a realizar por el operario sobre el maneral  $F_{om}$ , es de :

$$F_{om} = 63 / 17 = 3.7 \text{ kg}$$

en condiciones de trabajo máximas.



## CAPITULO V

### COSTOS DE FABRICACION Y VIABILIDAD

Para lograr la fabricación de la unidad hidráulica en nuestro país buscaremos la mínima inversión posible que pueda ser amortizada por el volumen de ventas a nivel nacional.

(REF.4.)

Buscando una compañía con inversión fija suficiente para duplicar fácilmente la producción, con un simple aumento de mano de obra, se estudio la rentabilidad y metas a cumplir en el primer año de trabajo.

El diseño de la bomba hidráulica de poder exige de un número de procesos específico, para los cuales se requerirán mano de obra y materias primas. Partiendo de lo mínimo necesario, obtenemos una producción estimada y sus relativos costos de fabricación.

Por otro lado, los gastos administrativos en sueldos y prestaciones, renta de inmuebles, y materiales auxiliares forman nuestros gastos indirectos de fabricación.

Finalmente, la inversión necesaria nos determina el capital de trabajo necesario y así mismo la utilidad a alcanzar para la viabilidad de la fabricación.

#### 5.1 PROCESOS REQUERIDOS Y TIEMPOS POR PROCESO.

La fabricación de la bomba hidráulica de poder y de sus

partes internas demanda los siguientes procesos:

- |                           |                      |
|---------------------------|----------------------|
| a) Torneado               | f) Troquelado        |
| b) Barrenado en taladro   | g) ensamble          |
| c) Fresado                | h) Acabados          |
| d) Rectificado cilindrico | i) ajustes y pruebas |
| e) Soldadura              |                      |

Los tiempos estimados de fabricación por proceso de cada unidad elaborada han sido determinados en base a las experiencias adquiridas en el desarrollo de prototipos similares (REF.4.) y en base al método de cálculo de tiempos de fabricación (REF.7.) y quedan como sigue:

PROCESO	TIEMPO NECESARIO ( Hrs )
Torneado	4
Barrenado	2
Fresado	2.7
Rectificado	1.5
Soldadura	0.25
Troquelado	0.08
Ensamble	1
Acabados	1
...	

Ajuste v pruebas

0.33

Total

12.86 (aprox.13)

Por lo tanto podremos fabricar una unidad hidráulica cada 13 Hrs considerando la máxima eficiencia.

## 5.2 MANO DE OBRA REQUERIDA

Para realizar la fabricación, contaremos con mano de obra especializada y ayudantes. La cuadrilla de trabajo se formará de distintos tipos de obreros cuyos salarios, para fines de simplificación en los cálculos se anotarán en porcentajes, teniendo como 100 % el salario mínimo general.

La mano de obra necesaria es :

CANTIDAD (Personas)	ESPECIALIDAD	SALARIO EN %
1	Tornero	160
1	Fresador	160
1	Ajustador	160
2	Mecánicos generales	130

...

2	Ayudantes generales	100
-----		-----
7		940

Así, el salario promedio dedicado a la mano de obra en fabricación directa es

$$\text{Salario promedio} = 940 \% / 9 = 134 \%$$

del salario mínimo oficial

### 5.3 PRODUCCION ANUAL ESTIMADA

La producción anual estimada se determinará con base en la cantidad de personal necesario y a las horas-hombre netas disponibles en el año.

#### 5.3.1 HORAS-HOMBRE NETAS DISPONIBLES

Si a los 365 días por año, restamos los 52 domingos no laborables, los 13 días festivos obligatorios y el ausentismo normal ( 10 días por año ) obtenemos los días laborables netos del año por cada obrero.\*

\* Este estudio fue obtenido de datos estadísticos proporcionados por MEXTRASA. S.A.

Días por año		365	
Domingos	-	52	
Días festivos	-	13	
Ausentismo	-	10	
		-----	
Días no laborables		290	Días

Por lo tanto contamos con un número de horas disponibles de

Días netos laborables		290	
Horas diarias de trabajo	x	8	
		-----	
		2320	Hrs disponibles

### 5.3.2 PRODUCCION ANUAL

La producción anual se calculará considerando la eficiencia promedio del 80 % considerando los rechazos.

Horas disponibles por operario por año	2320	Horas
Personal productivo	7	Personas
	16240	Hrs por año

Dado el tiempo necesario de fabricación de 13 Horas tenemos que la producción posible es de

Horas disponibles	16240	Horas
Horas por unidad	* 13	Horas
	-----	
Producción posible	1249	Unidades

Considerando el 80 % de la eficiencia, la producción real esperada será :

Producción posible	1249	Unidades
Porcentaje perdido (20 %) -	250	Unidades
	-----	
Producción real anual	999	Unidades

#### 5.4 COSTOS DE FABRICACION

Dentro de los costos de fabricación debemos obtener los gastos directos de mano de obra y materia prima por unidad además de los gastos administrativos de fabricación. (REF.1.)

## 5.4.1 COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA

El costo de la mano de obra directa se estimará mediante el salario mínimo anual integrado y el número real de horas laborables \*\*. Así, el salario integrado se forma de:

Salario mínimo mensual	250 000	pesos
Prestaciones de ley	67 500	pesos
	-----	
Salario mínimo mensual int.	317 500	pesos
Salario mínimo anual int.	3 810 000	pesos

y por lo tanto, con 2320 horas laborables al año, obtenemos el costo mínimo de la hora-hombre

Salario mínimo anual int.	3 810 000	pesos
Número de horas laborables	2 320	Hrs
	-----	
Costo mínimo de la hora-hombre	1 642	pesos

De la misma manera calculamos el costo de la mano de obra

\*\* Estudio proporcionado por departamento de proyectos de MEXTRASA, S.A.

por unidad. Considerando nuevamente la eficiencia del 80 %, podríamos producir una unidad cada 16.25 hrs, y siendo el salario promedio de 134 % del salario mínimo obtenemos primero el costo por hora-hombre promedio de la planta,

Costo mínimo de la hora-hombre	1 642	pesos
Salario promedio	x 1.34	
	-----	
Costo promedio de la hora-hombre	2 200.64	pesos

y en segundo termino el costo directo de la mano de obra por unidad.

Tiempo de producción por unidad	16.25	hrs.
Costo hora-hombre promedio	x 2 200.64	pesos
	-----	
Costo directo de la mano de obra por unidad	35 759.77	pesos

#### 5.4.2 COSTO DE MATERIA PRIMA DIRECTA

Partiendo del despiece general de la bomba hidráulica de poder ( FIG 5.4.2 ) reagrupamos sus partes según tipos de material en fundiciones de aluminio, fundiciones de acero,

materiales plásticos inyectados, aceros, arosellos y empaques y tornillería general con sus respectivos costos. (Enero 1988)

MATERIALES	COSTO/UNIDAD	
Fundiciones de aluminio	46 500	pesos
Fundiciones de acero	4 750	pesos
Materiales plásticos iny.	15 000	pesos
Aceros	9 738	pesos
Arosellos y empaques	772	pesos
Tornillería y otros	4 573	pesos
	-----	
Costo total de M.P / unidad	81 333	pesos

Así, el costo directo de fabricación es de :

Costo directo de M.O / unidad	35 759.77	pesos
Costo directo de M.P / unidad	81 333	pesos
	-----	
Costo directo de fabricación por unidad	117 092	pesos

#### 5.4.3 GASTOS INDIRECTOS DE FABRICACION

Los gastos indirectos de fabricación se dividen en sueldos y prestaciones al personal administrativo, rentas de inmuebles y mantenimiento y materias primas auxiliares.

#### 5.4.3.1 SUELDOS Y PRESTACIONES

Los sueldos del sector administrativo se estimarán también con base en porcentajes sobre el salario mínimo, considerándose el mismo tipo de prestaciones de ley.

Estudiando el personal base necesario, se obtuvieron los siguientes sueldos:

CANTIDAD (personas)	TIPO DE EMPLEADO	SUELDO %
1	Administrador y contador	450
1	Ingeniero de producción	350
1	Secretaria y compras	150
1	Chofer	130
1	Mensajero	130
1	Velador	130
-----		-----
6	Total	1 340

De tal forma que los gastos anuales debido a sueldos y prestaciones ascienden a :

Salario mínimo integrado anual	3 810 000	pesos
Porcentaje acreditado	x 13.4	
	-----	
Gastos anuales en sueldos y prestaciones.	51 054 000	pesos

#### 5.4.3.2 RENTA DE INMUEBLES Y MANTENIMIENTO

Para la fabricación de las unidades hidráulicas se proyecta un local de 500 metros cuadrados, con oficinas. La renta mensual promedio del metro cuadrado de los locales de este género esta en 2000 pesos metro cuadrado mensual y considerando un mantenimiento del local, los servicios y otros, calculamos los gastos anuales en rentas

Renta anual del inmueble	12 000 000	pesos
Mantenimiento del local	1 200 000	pesos
Servicios	2 400 000	pesos
Varios	18 000 000	pesos
	-----	
Total en renta y mantenimiento	33 600 000	pesos

#### 5.4.3.3 MATERIAS PRIMAS AUXILIARES

Dentro de las materias primas auxiliares se consideran todas las materias primas que no se pueden cuantificar por unidad como trapo de limpieza, lija, aceite soluble etc... Un valor aproximado será de 2 000 000 de pesos mensuales, por lo tanto:

Gastos en materias primas auxiliares anuales	24 000 000	pesos
---	------------	-------

Por lo tanto los gastos indirectos anuales ascienden a

1) Sueldos y prestaciones	51 054 000	pesos
2) Renta y mantenimiento	33 600 000	pesos
3) Materias primas auxiliares	24 000 000	pesos
	-----	
Gastos indirectos anuales	108 654 000	pesos

## 5.5 INVERSION REQUERIDA

La inversión siguiente planea lograr una producción de 999 unidades anuales en un principio. La maquinaria seleccionada podrá alcanzar el doble de producción con el aumento de personal y una mínima inversión en equipo.

La inversión necesaria o capital de trabajo se divide en

inversión en activos fijos, inventarios y flujo de caja.

### 5.5..1 MAQUINARIA Y EQUIPO

La maquinaria y equipo se enumera a continuación,

MAQUINARIA Y EQUIPO	COSTO (US.DLLS)
Torno revolver (diam. 40 mm)	13 000.00
Fresadora tipo Bridgeport	10 000.00
Taladro de columna	2 000.00
Rectificadora cilíndrica	10 500.00
Soldadora eléctrica	400.00
Esmeril para afilados	100.00
Equipo de pintura	500.00
Mesas de trabajo	500.00
Herramental precisión	16 000.00
Moldes y matrices	12 000.00
	-----
Total en maquinaria y equipo	65 000.00

total en maquinaria y equipo  
en moneda nacional con

US DLLS = 2500 pesos

162 500 000 pesos

## 5.5.2 MOBILIARIO Y EQUIPO DE OFICINA

El mobiliario y equipo de oficina tiene un costo aproximado de:

Costo mobiliario y equipo de oficina	30 000 000	pesos
--------------------------------------	------------	-------

## 5.5.3 INSTALACIONES ELECTRICAS

Costo de instalación eléctrica	20 000 000	pesos
--------------------------------	------------	-------

## 5.5.4 EQUIPO DE TRANSPORTE

Costo del equipo de transporte	50 000 000	pesos
--------------------------------	------------	-------

De donde el total de activo fijo será

Maquinaria y equipo	162 500 000	pesos
Mobiliario y equipo	30 000 000	pesos
Instalaciones eléctricas	20 000 000	pesos

Equipo de transporte	50 000 000	pesos
	-----	
Total de activo fijo	262 500 000	pesos

### 5.5.5 CAPITAL DE TRABAJO ANUAL

Como capital de trabajo consideramos 30 días de inventario de material en proceso, equivalente al mes de producción, 20 , días para tiempo de abastecimiento por proveedores y un flujo de caja de aproximadamente 40 000 000 de pesos. Así,

Inventario 30 días	6 770 972	pesos
Inventario 20 días	4 513 981	pesos
Flujo de caja	40 000 000	pesos
	-----	
Total de inventarios	51 547 453	pesos

Por lo que nuestro capital de trabajo será de

Activo fijo	262 500 000	pesos
Total de inventarios	51 547 453	pesos
	-----	
Capital de trabajo	314 047 453	pesos

### 5.6 VIABILIDAD DE LA FABRICACION

Para lograr la viabilidad de la fabricación de las bombas hidráulicas de poder en México, calcularemos un rédito sobre el capital invertido del 19 % anual. Por lo tanto, considerando los impuestos en el país, el precio de venta de la bomba deberá ser:

Capital de trabajo	314 047 453	pesos
Rédito deseado ( 19 % )	59 669 016	pesos
Reserva contra impuesto	+ 59 669 016	pesos
	-----	
Utilidad antes de impuesto	119 338 032	pesos
Costos de fabricación anual	108 693 907	pesos
Utilidad antes de impuesto	+ 119 338 032	pesos
	-----	
Contribución	228 031 939	pesos

Siendo la contribución la suma lograda por ventas podemos aproximar el factor de venta sobre el costo directo de fabricación de la siguiente manera:

Costo directo de fabricación (Cdf = 999 * 117 092 )	116 974 908	pesos
Contribución	228 031 939	pesos
	-----	
Factor de ventas ( Réditos / Costos )		1.94

Por lo tanto tendremos que vender con un factor de 1.94 sobre costo directo para obtener las ganancias deseadas. El factor de 1.94 es un factor muy común en México, por lo que parece un negocio factible.

El precio de venta de la unidad será:

Costo directo unitario	117 092	pesos
Factor de ventas	1.94	
	-----	
Precio de venta de la unidad	228 260	pesos

## CONCLUSIONES

En México, contamos con la tecnología suficiente para poder elaborar la bomba hidráulica de poder, por lo que la principal meta será lograr lotes económicos adecuados al mercado.

Aunque la tecnología es suficiente no debemos olvidar el control de calidad pues las presiones de trabajo exigen precisión en los ajustes y en los acabados para evitar fugas.

Por otro lado, el mercado nacional de las carretillas hidráulicas ha sufrido una intervención extranjera desde nuestra entrada al G.A.T.T., pues ahora existen varias marcas de importación en el mercado. Sin embargo, la calidad no es siempre la óptima, señal de que la tendencia a comprar al extranjero por decreto sigue vigente en el país. México tendrá que aprender a comprar calidad y no precio. El anterior será un punto álgido para alcanzar una producción rentable en el país, o definitivamente entrar a la exportación.

Dentro de la fabricación de la unidad hidráulica, podrían haber mejoras en un futuro, pues la falta de algunas materias primas que en otros países son estándares, no permite la optimización de procesos y una notable mejoría en calidad.

Afortunadamente, al aumentar la planta industrial del país y nuevamente con la apertura económica, tendremos materias

primas de mejor calidad además de variedad.

El gobierno mexicano tiene previsto una ayuda al fabricante nacional con la implementación de los SEPROFIS que podrían en un momento dado hacer la diferencia frente al producto extranjero.

En condiciones de trabajo, también podrían implementarse, de acuerdo al volumen, aditamentos de control numérico en las máquinas escogidas con anterioridad, lo que permitiría reducir considerablemente la supervisión en el control de calidad y los problemas laborales, además de aumentar el rendimiento horario de la planta.

**A N E X O    A**

**ESTUDIO DE PERDIDAS**

## A 1 - CONSTANTES

Aceite SAE-10-LUBE a temperatura de 20 a 30 grados centigrados.

$$= \text{Viscosidad dinámica} = 4.59 * 10^{-6} \text{ kg / cm}^2$$

$$= \text{Densidad} = 875.3 * 10^{-6} \text{ kg / cm}^3$$

$$= \text{Peso específico} = 0.876 \text{ kg / cm}^2 \text{ s}$$

$$= \text{Viscosidad cinemática} = 5.24 * 10^{-3} \text{ cm}^2 / \text{s}$$

$$g = \text{Gravedad} = 981 \text{ cm}^2 / \text{s}$$

K = Perdidas irreversibles

Re = Número de Reynolds

A = Area de la tubería  $\text{cm}^2$

L = Longitud del ducto  $\text{cm}$

## A 2 - ECUACIONES IMPORTANTES

Flujo incompresible:

$$P_1 - P_2 = 1/2 (U_2^2 - U_1^2) + 1/2 * U K + g (Z_2 - Z_1)$$

Donde

$P$  = Presión estática  $\frac{2}{\text{kg} / \text{cm}^2}$

$\rho$  = Densidad de fluido  $\frac{3}{\text{kg} / \text{cm}^3}$

72

$U$  = Velocidad promedio del fluido  $\text{cm} / \text{s}$

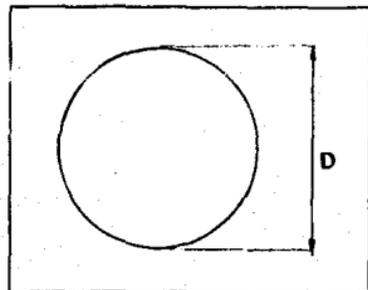
$Z$  = Elevación  $\text{cm}$

$k$  = Coeficiente de fricción  
para flujo laminar  $= f \text{ Re}$  -

donde  $K$  y  $k$  son función del número de Reynolds y de la geometría del elemento.

$\text{Re} = \text{Número de Reynolds} = U \times D / \nu$  -

y  $D$  diámetro hidráulico de la sección.



En flujo laminar,

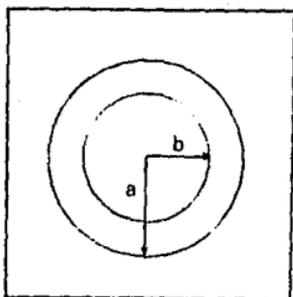
$$A = f \times D^2 / 4 \quad \text{cm}^2$$

$$k = f \text{ Re} = 64$$

$$K = 1.2 + (38 / \text{Re})$$

FIG.A.2.1 PERDIDAS EN UN DUCTO CIRCULAR

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



$$A = \pi (a^2 - b^2)$$

$$D = 2(a - b)$$

$$k = f Re \quad y$$

K se muestran enseguida para un flujo laminar.

b / a	k	K
0.0	64.0	1.25
0.05	66.27	0.83
0.10	69.37	0.76
0.50	95.25	0.68
0.75	95.87	0.67
1.00	96.00	0.66

FIG.A.2.2 COMPORTAMIENTO EN UN DUCTO COAXIAL

$$Q = \text{Caudal} = A \times L / T \quad \text{cm}^3 / \text{s}$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

A = Área de la sección =  $\frac{\pi d^2}{4}$  cm<sup>2</sup>

L = Longitud de misma  
área cm

T = Tiempo de recorrido de la longitud seg

74

d = Diámetro de la  
sección. cm

### A 3 - CALCULO DE PERDIDAS

La bomba hidráulica de poder es manual y por lo tanto los factores para el cálculo de perdidas variarán con cada operario. Consideraremos entonces la situación mas crítica, las condiciones mas desfavorables, para determinar la eficiencia del sistema.

Siendo un sistema hidráulico de respuesta inmediata, todos sus ductos y cámaras trabajan sin aire en el sistema, de donde la principal variable es la velocidad de paso a través de los ductos.

La velocidad de paso cambiará en la medida en que el bombeo

se realice mas o menos rápido.

Para determinar la mayor probabilidad de perdidas supondremos el caso de mayor carga y mayor velocidad de bombeo:

$$T = \text{Tiempo por un bombeo a plena carga.} = 4 \quad \text{seg}$$

$$d_{cc} = \text{Diámetro de la cámara de compresión} = 1.3 \quad \text{cm}$$

$$L_{cc} = \text{Carrera dentro de la cámara de compresión} = 3.3 \quad \text{cm}$$

Así, la velocidad inicial máxima es :

$$\begin{aligned} \text{Velocidad máxima de bombeo} &= 3.3 / 4 \\ &= 0.825 \quad \text{cm / seg} \end{aligned}$$

de donde el caudal será,

$$\begin{aligned} Q &= A * L / T = A * V = \text{PI} ( 1.3 )^2 / 4 * V \\ &= 1.095 \quad \text{cm}^3 / \text{seg} \end{aligned}$$

La velocidad de flujo en cada sección se determinará como:

$$V_y = Q / A_y \quad \text{cm / seg}$$

donde  $A_y$  = Area de la sección ( y ).

Dado el recorrido poco uniforme del fluido asimilaremos algunos pasos de liquido a situaciones similares, aunque no idénticas para tener un cálculo aproximado. Así las siguientes ecuaciones se usarán en :

$$1) \quad AP = 1/2 (U_2^2 - U_1^2) + 1/2 U^2 K \quad (\text{en secciones paralelas rectas})$$

$$2) \quad AP = 1/2 U_1^2 \left( \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right) + K + F L^2 / d^2$$

( expansiones en ductos coaxiales )

$$3) \quad AP = 1/2 U^2 ( 1 + K + fL / d ) \quad (\text{Reducciones en ejes perpendiculares})$$

Con las ecuaciones elaboramos tres tablas respectivamente para el cálculo de perdidas en los diferentes casos. (ver tablas A.3.1, A.3.2, A.3.3 )

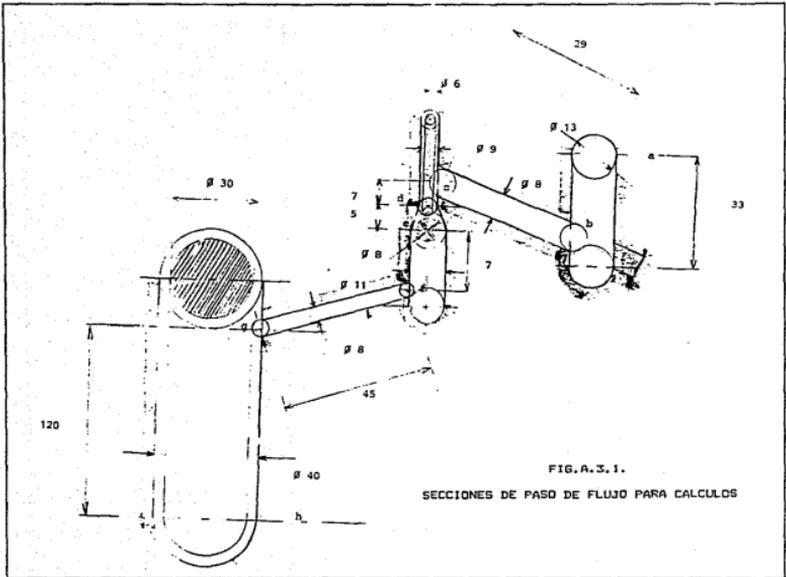
Así obtenemos el total de perdidas

$$\text{Perdidas en secciones rectas} = 32.53 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^2$$

...

Perdidas en reducciones con ejes perpendiculares	=	25.59 × 10 <sup>-3</sup>	kg/cm <sup>2</sup>
Perdidas en expansiones	=	8.16 × 10 <sup>-3</sup>	kg/cm <sup>2</sup>
		-----	
Total de perdidas en ductos	=	66.28 × 10 <sup>-3</sup>	kg/cm <sup>2</sup>

Así las perdidas calculables a través de los ductos ascienden a 66.28 × 10<sup>-3</sup> kg/cm<sup>2</sup>. Podemos en el caso máximo, decir que las fricciones y las perdidas podrían ser iguales, suponiendo entonces perdidas de 132.6 × 10<sup>-3</sup> kg/cm<sup>2</sup>, lo que corresponde al 3.2 % de la carga, por lo tanto se puede considerar despreciable.



PERDIDAS EN SECCIONES RECTAS PARALELAS =  $1/2\rho(U_2^2 - U_1^2) + 1/2\rho U^2 K$

SECCION	d1 (cm)	d2 (cm)	DH (cm)	AREA (cm <sup>2</sup> )	U (cm/s)	RE	K	k	PERD (x10 <sup>-3</sup> Kg/cm <sup>2</sup> )
a-b	1.3	1.3	1.3	1.33	0.824	204.4	1.38	64	3.61
b-c	0.8	0.8	0.8	0.502	2.178	332.5	1.31	64	0.01
c-d	0.6	0.9	0.3	0.353	3.098	177.4	0.68	95.65	0.109
e-f	1.1	1.1	1.1	0.950	1.152	126.7	1.5	64	1.07
f-g	0.8	0.8	0.8	0.502	2.178	332.5	1.31	64	23.7
g-h	3.2	4	0.8	4.52	0.242	36.95	0.677	95.6	4.03

32.53 x10<sup>-3</sup> Kg/cm<sup>2</sup>

TABLA A.3.1

PERDIDAS EN EXPANSIONES  $=1/2\rho U^2 \left( (A2/A1)^2 - 1 + K + f L2/D2 \right)$

SECCION	U (cm/s)	K	f	L2 (cm)	D2 (cm)	(A2/A1) <sup>2</sup>	PERD. X 10 <sup>-3</sup> Kg/cm <sup>2</sup>
d	3.09	1.32	0.54	0.7	1.1	1.6	1.58
g	2.17	1.31	2.59	12	0.8	81	6.58
							<u><u>8.16 X 10<sup>-3</sup></u></u>

TABLA A.3.2

PERDIDAS EN REDUCCIONES CON EJES PERPENDICULARES  $=1/2\rho U^2 (1+K+fL/D)$

SECCION	U (cm/s)	K	f	L (cm)	D (cm)	PERD. (X 10 <sup>-3</sup> Kg/cm <sup>2</sup> )
b	2.178	1.31	0.19	2.9	0.8	6.25
c	3.098	0.68	0.539	0.7	0.3	12.3
f	2.178	1.31	0.19	4.5	0.8	7.04
						<u><u>25.59 X 10<sup>-3</sup> Kg/cm<sup>2</sup></u></u>

TABLA A.3.3

## B I B L I O G R A F I A

- 1 - Alford L.P., Banas Jhon R. y Hagemann G.E.  
MANUAL DE LA PRODUCCION  
Ed. UTEHA  
1987  
México, D.F.
- 2 - Baumeister Theodore, Avallone Eugene A. y  
Baumeister Theodore III  
MANUAL DEL INGENIERO MECANICO , MARKS  
Ed. Mc Graw-hill  
Mayo 1989  
México, D.F.
- 3 - Blevins, Robert D.  
APPLIED FLUID DYNAMICS HANDBOOK  
Ed. Van Nostran Reinhold  
1984  
Nueva York, U.S.A
- 4 - Cazenave -Tapie Pedro  
APUNTES SOBRE EL ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO DE LA  
CARRETILLA HIDRAULICA MANUAL Y SUS NECESIDADES

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Propiedad de Mextrasa, S.A  
México D.F. 1987

- 5 - Compañía francesa de información para las empresas  
BUREAU D'ETUDES  
Edit. C.F.I.E.  
Diciembre 1983  
Paris, FRANCIA.
- 6 - Crane CO.  
FLOW OF FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPES  
Edit. Crane CO.  
1986  
Nueva York, U.S.A.
- 7 - A. Chevalier y J. Bohan  
GUIDE DU TECHNICIEN EN FABRICACIONES MECANIKES  
Edit. Hachette Technique  
1a Edición  
1979  
FRANCIA.
- 8 - A. Chevalier

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## GUIDE DU DESINATEUR INDUSTRIEL

Edit. Hachette

10 a Edición

1979

FRANCIA.

## 9 - Disogrin Industries

HIDRAULIC SEALS ENGEENIRING MANUAL AND CATALOG

5a Edición

Mayo 1975

U.S.A.

## 10 - Fairas Virgil Moring

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

Edit. Montaner y Simon ,S.A.

1a Edición

1977

ESPAÑA

## 11 - Hansen. Arthur G.

MECANICA DE LOS FLUIDOS

Edit. Mac Graw Hill

2a Edición

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

1979

MEXICO

- 12 - H. Jutz, E. Echnarkus & R. Lobert

PRONTUARIO DE METALES.

Edit. Reverte

3a Edición

1984

ESPAÑA.

- 13 - R. C. Juvinall

FUNDAMENTALS OF MACHINE COMPONENT DESIGN

Edit. Jhon Wiley &amp; Sons

1a Edición

1983

U.S.A.

- 14 - Parker Seal de México.

CATALOGO PARKER SEAL (arosellos, ligas y o.rings.)

Edit. Parker Seal México.

Enero, 1988

MEXICO

- 15 - Penton Publishing Company.

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## MACHINE DESIGN

Penton Publicacion

Vol 58, número 8

Abril 17 1986

U.S.A.

## 16 - Ranaid y Giles

MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA

Edit. Mac Graw Hill

2a Edición

1979

MEXICO

## 17 - Rothbart ,Harold A.

MECHANICAL AND DESIGN INGENEERING HANDBOOK.

Ed. Mac Graw Hill.

1964

MEXICO.

## 18 - Sperry Rand Corporation

INDUSTRIAL HIDRAULICS MANUAL

Edit. Vickers hydraulic school.

14 Edición

Septiembre 1970

Troy Michigan, U.S.A.

19 - M. F. Spotts

PROYECTO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS.

Edit. Reverté. S. A.

1a edición en Español

1983

ESPAÑA

20 - Victor L. Streeter & E. Benjamin Wylie

MECANICA DE LOS FLUIDOS

Edit. Mac Graw Hill.

6a Edición

1979

MEXICO