

Universidad Nacional de Ingenieria

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Diseño de una Compactadora de Chatarra para Formar Paquetes de 40 Kilogramos ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO

VICTOR MANUEL MACHICADO ZAMALLOA

PROMOCION: 1990 - 2

LIMA . PERU . 1992

INDICE

	Páginas.
PROLOGO	
CAPITULO 1: INTRODUCCION.	1
CAPITULO 2: CARACTERISTICAS DE LA CHATARRA.	
2.1 Clasificación de la chatarra	2
2.2 Condiciones generales de la chatarra	8
2.3 Métodos para el manipuleo de la chatarra	10
CAPITULO 3: EQUIPOS EMPLEADOS EN LA COMPACTACION DE LA CHATARRA.	
3.1 Características de los equipos de compactación.	14
3.2 Características de operación de los equipos de compactación.	15
3.2.1 Prensa de acción doble (ciclo de trabajo).	15
3.2.2 Prensa de acción doble con cizallamiento (ciclo de trabajo).	19
3.2.3 Prensa de acción triple (ciclo de trabajo).	21
3.2.4 Prensa de acción triple con cizallamiento (ciclo de trabajo).	24
3.2.5 Prensa de acción cuádruple (ciclo de trabajo).	25

CAPITULO 4: PARAMETROS PARA EL DISEÑO.

4.1	Determinación del tipo de prensa y de su accionamiento.	27
4.1.1	Principales necesidades de la prensa enfardadora.	28
4.2	Determinación de la potencia de accionamiento.	31
4.3	Selección de la forma y medidas principales.	36

CAPITULO 5: DISEÑO DE LA COMPACTADORA DE CHATARRA.

5.1	Diseño de la camara de compactación.	39
5.1.1	Cálculo del espesor de las paredes de la camara.	39
5.1.2	Cálculo de la soldadura	45
5.2	Diseño de la puerta de escape de paquete.	53
5.2.1	Cálculo del espesor de la puerta y los refuerzos.	54
5.2.2	Cálculo de las correderas.	59
5.2.3	Cálculo de la soldadura.	63
5.3	Diseño de la tapa prensora.	67
5.3.1	Transmición articulada de la tapa.	68
5.3.2	Articulación de la tapa prensora.	80
5.3.3	Articulación del cilindro hidráulico de la tapa prensora.	83
5.3.4	Apoyo del cilindro hidráulico de la tapa prensora.	89

5.3.5	Seguros de la tapa prensora.	98
5.4	Diseño de los empujadores horizontales.	101
5.4.1	Unión vastago-empujador.	102
5.4.2	Unión de los cilindros horizontales con la prensa.	111
5.5	Diseño del sistema hidráulico.	118
5.5.1	Sistema hidráulico apropiado.	118
5.5.2	Cálculo de los cilindros hidráulicos.	120
5.5.3	Equipos accesorios complementarios.	135
5.5.4	Depósito de aceite.	138
5.5.5	Tuberías, mangueras y acoplamientos.	143
5.6	Diseño del sistema eléctrico.	145
5.6.1	Selección de motor eléctrico.	145
5.6.2	Mando y protección del motor.	146
5.6.3	Esquema de corriente de la prensa.	148

CAPITULO 6: ANALISIS DE COSTOS

6.1	Costos de materiales.	151
6.2	Costos de fabricación.	153

CONCLUSIONES Y RECOMENDACION.

BIBLIOGRAFIA.

PLANOS.

APENDICE.

CAPITULO I

INTRODUCCION

INTRODUCCION

El manipuleo y el transporte de la chatarra se realiza casi siempre de una manera ineficiente, debido a las características físicas de la chatarra.

Mediante el uso de grúas y camiones se traslada hacia las fundiciones. La chatarra se debe clasificar previamente, a fin de lograr un conjunto de elementos de propiedades similares que permitan obtener una fundición de un metal homogéneo. Con un proceso previo de reducción de tamaño (corte, aplastamiento, doblado, etc.) se mejora el transporte, el manipuleo y se aprovecha mejor los espacios. En la chatarra clasificada, de planchas delgadas, este procedimiento previo se puede lograr, empleando un compactador de chatarra, el mismo que permite confinar la chatarra en un volumen determinado, de tal manera que al reducir sus dimensiones, mediante la acción de cilindros hidráulicos, se produce el aplastamiento de la chatarra y el proceso de compactación. La tecnología para el diseño y la construcción, existente en nuestro país, servirá para llevar a cabo el proceso de diseño que nos permita fabricar un prototipo y someterlo a prueba. Tanto los materiales existentes así como la maquinaria, facilitarán el procedimiento de fabricación, haciendo factible contar con un equipo de fabricación nacional.

CAPITULO II

CARACTERISTICAS DE LA CHATARRA

2.1 CLASIFICACION DE LA CHATARRA

Según el origen la chatarra se puede diferenciar en:

Chatarra de Acero al Carbono

Es el material constituido ya sea por desperdicios y/o desechos de acero, provenientes de los procesos de fabricación o transformación, o por materiales de acero al carbono en desuso, y utilizable sólo para fusión.

Chatarra de Acero Interno o de Recirculación

Es aquella que se produce en las propias plantas durante los procesos de fabricación de acero al carbono, fundición, laminación, forja, etc.

Chatarra de Acero de Transformación Industrial

Es aquella que se produce en las industrias de transformación de los productos siderúrgicos, constituida por recortes, virutas, piezas defectuosas y otros desperdicios y/o desechos.

Chatarra de Acero de Recuperación

Es aquella constituida por materiales en desuso.

Clasificación

La chatarra de acero se clasificará según los criterios siguientes relacionados con su forma de presentación:

- A - Chatarra de acero que se presenta a granel.
- B Chatarra de acero que se presenta en paquetes.
- C - Chatarra de acero que se presenta en briquetas.

A. Chatarra de Acero a Granel

CHATARRA DE ACERO A-1

Es la chatarra de acero de 9 mm. o más de espesor sin dimensionar.

CHATARRA DE ACERO A-1-1

Es la chatarra de acero de 9 mm. o más de espesor y en trozos de tamaño máximo de 1,50 m. x 0,50 m.

CHATARRA DE ACERO A-1-2

Es la chatarra de acero de 9 mm. o más de espesor y en trozos de tamaño máximo de 0,50 m x 0,50 m.

CHATARRA DE ACERO A-1-3

Es la chatarra de acero de 9 mm. o más de espesor y en trozos de tamaño máximo de 0,30 m. x 0,30 m.

CHATARRA DE ACERO A-2

Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 6 mm. e inferior a 9 mm., sin dimensionar.

CHATARRA DE ACERO A-2-1

Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 6 mm. e inferior a 9 mm. y en trozos de tamaño máximo de 1,50 m. x 0,50 m.

CHATARRA DE ACERO A-2-2

Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 6 mm. e inferior a 9 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,50 m. x 0,50 m.

CHATARRA DE ACERO A-2-3

Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 6 mm. e inferior a 9 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,30 m. x 0,30 m.

CHATARRA DE ACERO A-3

Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 3 mm. e inferior a 6 mm. sin dimensionar.

CHATARRA DE ACERO A-3-1

Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 3 mm. e inferiores a 6 mm. y en trozos de tamaño máximo de 1,50 m. x 0,50 m.

CHATARRA DE ACERO A-3-2

Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 3 mm. e inferior a 6 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,50 m. x 0,50 m.

CHATARRA DE ACERO A-3-3

Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 3 mm. e inferior a 6 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,30 m x 0,30 m.

CHATARRA DE ACERO A-4

Es la chatarra de acero de espesor menor 3 mm. sin dimensionar.

CHATARRA DE ACERO A-4-1

Es la chatarra de acero de espesor menor a 3 mm. y en trozos de tamaño máximo de 1,50 m. x 0,50 m.

CHATARRA DE ACERO A-4-2

Es la chatarra de acero de espesor menor a 3 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,50 m. x 0,50 m.

B. Chatarra de Acero en PaquetesCHATARRA DE ACERO B-1

Es la chatarra de acero compuesto por trozos o recortes de planchas laminada en frío o decapada,

prensada por la industria automotriz, con una densidad mínima del paquete, de $1,2 \text{ t/m}^3$ y un tamaño que se establece por acuerdo previo.

CHATARRA DE ACERO B-2

Es la chatarra de acero compuesto por trozos o recortes de plancha negra y/o decapada nueva, limpia, sin recubrimientos, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima del paquete, de $1,2 \text{ t/m}^3$

No debe incluir planchas para uso eléctrico o cualquier otro material con más de 0,50 % de silicio (Si). Su tamaño se establece por acuerdo previo.

CHATARRA DE ACERO B-3

Es la chatarra de acero constituida exclusivamente por hojalata proveniente de fábricas de envases para alimentos, fluidos, etc., desestañada únicamente por medios químicos o electrolíticos que puedan asegurar un contenido de estaño menor de 0,20 % Sn, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima del paquete, de $1,2 \text{ t/m}^3$, y un tamaño que se establece por acuerdo previo.

CHATARRA DE ACERO B-4

Es la chatarra de acero constituida por planchas en desuso, con poco óxido, cincadas y/o negras, que no

contiene virutas, envases o trozos de hojalata, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima de paquete, de $1,2 \text{ t/m}^3$, y un tamaño que se establece por acuerdo previo.

CHATARRA DE ACERO B-5

Es la chatarra de acero constituida por planchas de desuso, con poco óxido, cincadas y/o negras, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima del paquete, de $1,2 \text{ t/m}^3$, y un tamaño que se establece por acuerdo previo.

CHATARRA DE ACERO B-6

Es la chatarra de acero constituida por planchas en desuso, pudiendo incluir enlozados, latas de basural y envases de hojalata, pero libre de tierra, objetos extraños, metales no ferrosos, materiales no metálicos, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima del paquete, de $1,2 \text{ t/m}^3$, y un tamaño que se establece por acuerdo previo.

C. Chatarra de Acero en Briquetas

CHATARRA DE ACERO C-1

Es la chatarra compactada en briquetas de virutas de acero al carbono, de forma homogénea con una

densidad no menor de 5 Kg/dm³, que no contiene aglomerantes y/o ligantes y cuyo contenido de inclusiones no metálicas tales como tierra, aceite, arena, etc., no excede del 3%.

2.2 CONDICIONES GENERALES DE LA CHATARRA

La chatarra de cualquiera de las clasificaciones indicadas estará libre de materiales no ferrosos tales como estaño, plomo, cobre, cinc, bronce, latón, etc., e impurezas, tierra, goma, trapos, madera, etc., así como también de materiales excesivamente oxidados o quemados, maraña de alambre, latas, amortiguadores armados, barrido de taller, viruta, laminilla y bimetálicos, excepto en los casos en que se indica expresamente otra cosa.

En caso de contener alambre, éste se presentará fuertemente atado.

No se admitirán piezas de fundición de hierro gris, maleable, u otra de cualquier origen.

No se admitirá material estañado, cincado, etc., aunque haya sido previamente quemado para eliminar los recubrimientos, excepto en los casos en que se indica expresamente otra cosa.

No se admitirán recubrimientos de pinturas nitrocelulósicas, proyectiles, bombas, granadas, envases de gases que no estén abiertos, tanques de

automotores, amortiguadores, unidades selladas de artefactos domésticos y en general, recipientes cerrados, que puedan provocar accidentes durante la manipulación o empleo de la chatarra.

No se admitirán elementos de aleación que resulten nocivo en los procesos siderúrgicos, tampoco residuos de escorias o fundiciones tales como fondos de cuchara, derrames, bloques, etc.

En los pedidos de chatarra de acero, el comprador deberá indicar:

- a) Cantidad pedida, en toneladas.
- b) Tipo de chatarra.
- c) Dimensiones de los paquetes (cuando corresponda, y mediante acuerdo previo).
- d) Requisitos opcionales o especiales, si se requieren.
- e) Número de Norma, y año de su aprobación.

Resistencia al Manipuleo:

La chatarra de acero en paquetes deberá resistir sin romperse ni deshacerse el paquete, 2 caídas sobre un piso de cemento, desde una altura de 10 m.

La chatarra de acero en briquetas deberá resistir una caída sobre un piso de cemento desde una altura de 2 m., sin agrietarse ni partirse, admitiéndose solamente una disgregación no mayor de 2,5 % de la masa total de la briqueta ensayada.

La chatarra de acero en briquetas no deberá contener más de 0,10 % azufre y fósforo en total, teniendo como máximo 0,05 % de azufre.

Inspección y Recepción:

Las condiciones de inspección y recepción, así como aceptación o rechazo, se establecerán por convenio previo, limitándose a las características específicas de los tipos de chatarra que establece la Norma.

Métodos de Ensayo:

Los métodos de ensayo que se emplean para verificar las características de la chatarra se establecen por convenio previo, excepto para aquellos ensayos, como el de resistencia al manipuleo, que se han indicado.

Para la determinación del contenido de azufre, indicado, se emplearán las Normas ITINTEC 341.015 y 341.016.

2.3 METODOS PARA EL MANIPULEO DE LA CHATARRA

Casi todo el material ferroso y no ferroso que se usa en la actualidad como chatarra se procesa

enfardando, cizallando o desmenuzando. El enfardado por ejemplo, se logra mediante una preparación previa del material a granel que consiste en clasificarlo y limpiarlo para luego ser depositado en las prensas enfardadoras. Cuando se trata de enfardar chatarra voluminosa y de forma difíciles hay necesidad de recortar previamente el material para obtener pedazos más uniformes, este trabajo se realiza mediante cizallas hidráulicas de gran rendimiento. La alimentación de las prensas enfardadoras se efectua según las necesidades (peso y volumen) y puede ser en forma continua con ayuda de fajas transportadoras (fábricas de automóviles), mediante gruas (grandes patios de chatarra) ó simplemente en forma manual con ayuda de palas u otras herramientas.

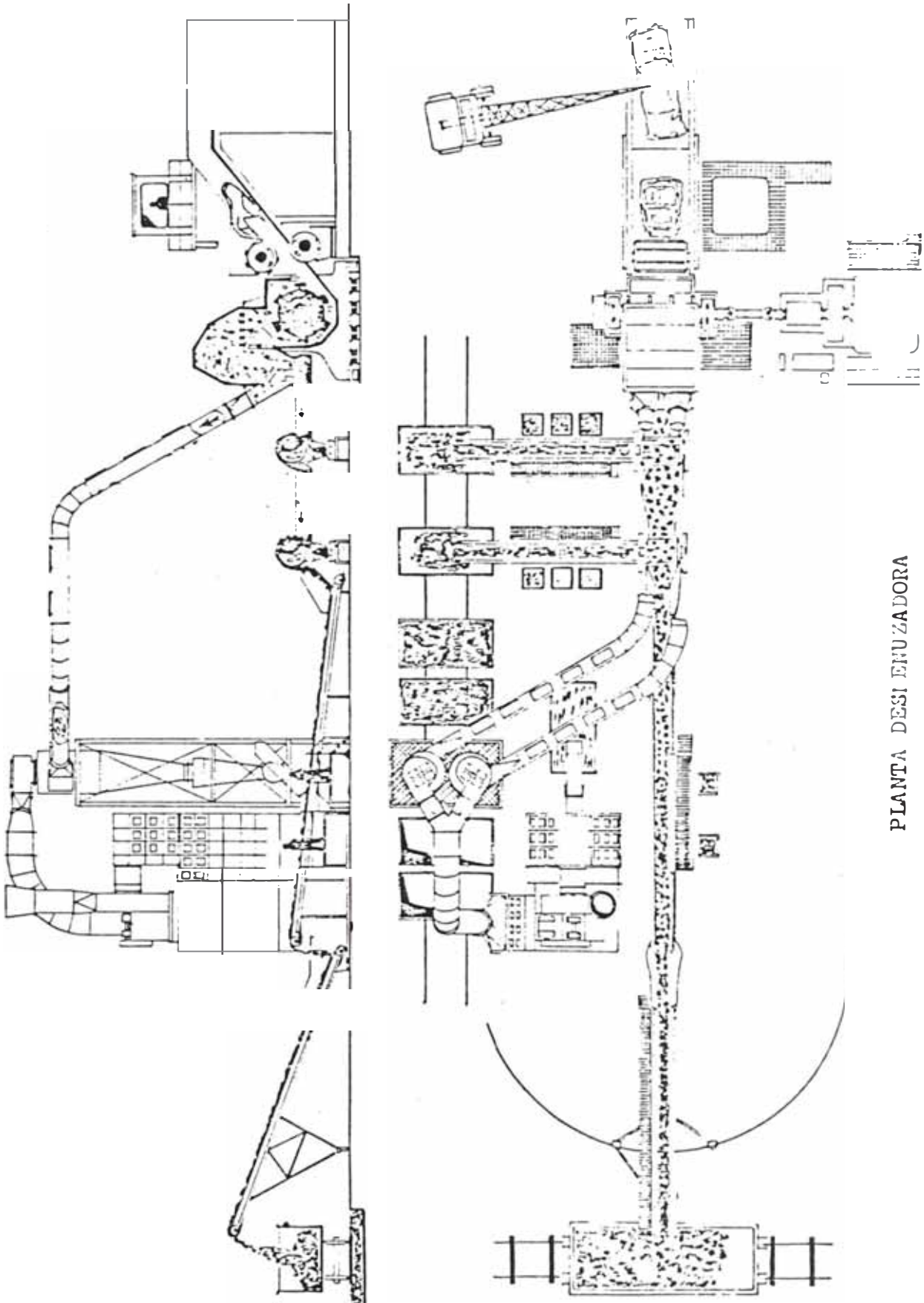
El desmenuzamiento en cambio, ya es un tratamiento mucho más elaborado y como su nombre lo indica produce material en trozos de buena forma, pequeños, densos y de fácil manipulación, más limpios y más libres de materiales no ferrosos. Lógicamente este tratamiento requiere tecnología más sofisticada que trae consigo mayores costos de inversión.

Para el desmenuzamiento se procede a cargar los materiales de chatarra en bruto (en el estado en que son suministrados) por medio de grúas equipadas con grandes cucharas sobre un transportador de

acero que se desplaza hasta el desmenuzador. Inmediatamente después del desmenuzamiento, la primera separación magnética eleva el acero desmenuzado y lo separa de la suciedad, de los materiales no ferrosos, del caucho, etc. Luego siguen dos etapas más de limpieza, en forma magnética y con ciclones de aire, aspirando éstos últimos la mayor parte de la suciedad suelta y liviana. Ver fig. 2.1, sobre planta desmenuzadora.

En nuestro país, en las chatarrerías de la Gran Lima por ejemplo, se procesa principalmente chatarra liviana que consiste en su mayoría de todo tipo de envases de hojalata, en especial de envases de leche evaporada, que son recolectados de los basurales con ayuda de triciclos ó simplemente en forma manual en sacos y bolsas. Estas latas antes de ser compactadas son quemadas para eliminar todo el papel y el barniz que puedan contener.

Por otro lado, algunas de las empresas que tienen desperdicios metálicos de sus procesos de fabricación (procesos de estampado, utilización de hojalata, etc.), cuentan con pequeñas prensas enfardadoras para empaquetar dichos desperdicios y obtener así mejores precios en la venta de éstos. La chatarra ya compactada es transportada a las acerías y fundiciones por lo general en camiones ó camionetas.



PLANTA DESULFURADORA

FIG 2.1

CAPITULO III

EQUIPOS EMPLEADOS EN LA COMPACTACION DE LA CHATARRA

3.1 CARACTERISTICAS DE LOS EQUIPOS DE COMPACTACION

La línea de prensas empaquetadoras de desechos metálicos es amplia y considera casi completamente las necesidades del mercado mundial. La gran mayoría de los equipos de compactación están diseñados con sistemas hidráulicos debido principalmente a las ventajas que éstos sistemas ofrecen para transmitir grandes fuerzas con sencillés. Por otro lado, muchos de éstos equipos son construidos con cizallas que facilitan el recorte de materiales sobrantes. De esta forma, los equipos de compactación con ó sin cizallamiento pueden ser divididos según el número de direcciones en las cuales se ejerce la presión, o sea, según cuantas etapas de prensado distintas se requiere para que quede compactada la chatarra. La escala se extiende desde prensas de acción simple hasta aquellas de cuatro etapas de prensado.

3.2 CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LOS EQUIPOS DE COMPACTACION

3.2.1 Prensa de acción doble (ciclo de trabajo)

1. La chatarra es depositada en la cámara de compresión.
2. La tapa accionada hidráulicamente presiona la chatarra dentro de la cámara produciéndose la primera compresión. Los pedazos desbordantes son recortados.
3. Se produce la compresión final horizontal para conformar el paquete de chatarra el cual luego de abrirse la puerta es expulsado.

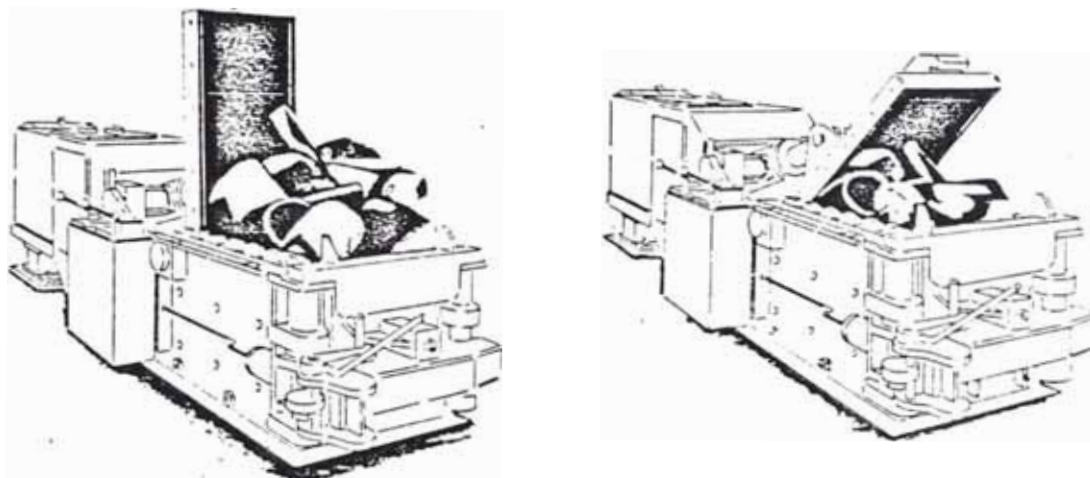
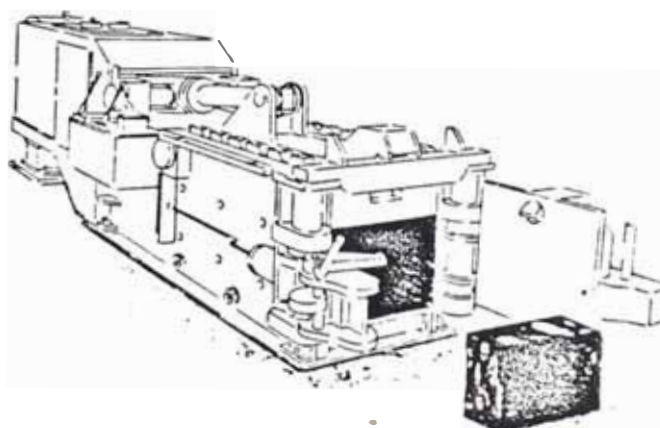


FIG. 3.1



Las prensas de acción simple son fabricadas para usos especiales como por ejemplo aquellas que se emplean especialmente para la formación de paquetes de aluminio ó las prensas que comprimen carrocerías de automóviles aplanándolas. Estas últimas, llamadas aplastadoras de autos, se emplean para prensar los autos viejos muy voluminosos y difícilmente transportables reduciéndolos a una altura de cerca de 300 mm. y disminuyendo así los costos de transporte. Generalmente las carrocerías aplanadas son luego transportadas a las instalaciones desmenuzadoras donde se las elabora para obtener una chatarra limpia.

Las prensas empaquetadoras de acción doble se fabrican para cantidades menores de chatarra y comprimen bidimensionalmente a ésta por medio de una tapa prensora y un empujador horizontal. La fig. 3.1, muestra este tipo de prensa.

Por otro lado, existen también las prensas de acción doble con cizallamiento que recorta y compacta la chatarra con ayuda de dos empujadores horizontales, la fig. 3.2 muestra el funcionamiento de este tipo de prensa. El empujador precompactador tiene arriba una cubierta de chapa protectora del largo del recorrido del empujador que esta rigidamente unida a la chapa de prensado. Como la cubierta se mueve con el empujador protege el émbolo siendo posible cargar chatarra sobre

dicha chapa mientras el empujador se encuentra en la posición más adelantada.

Las prensa de acción doble con cizallamiento se emplean normalmente solo para la formación de paquetes de desechos nuevos de chapa y se prestan menos para el empleo en patios de chatarra. Por esta razón y por su poca altura se instalan preferentemente en los sótanos de plantas de automóviles.

Siguiendo con esta clasificación, se tiene las prensas de acción triple las cuales se pueden subdividir en dos categorías: prensas con tapa y prensas apisonadoras.

Las prensas empaquetadoras apisonadoras tienen fuera de la presión previa y la presión de acabado, que trabajan en forma horizontal, además una presión intermedia vertical. Se las emplea para la elaboración tanto de chapa ferrosa como no ferrosa y trabajan en plantas de automóviles, y en plantas de chatarras donde existe gran cantidad de chapa nueva. El funcionamiento de este tipo de prensa se presenta en la fig. 3.3.

Por otro lado, también existen prensas enfardadoras de triple acción con cizallamiento que poseen en lugar de una tapa prensora giratoria un empujador vertical, además están provistas de cizallas que durante la primera compresión recortan el material sobrante. Estas prensas son adecuadas para todo

tipo de chatarra ferrosa y no ferrosa, además tienen gran rendimiento (elaboran gran cantidad de paquetes por hora) por lo que son adecuadas para trabajos continuos. El ciclo de trabajo de estas máquinas se presenta en la fig. 3.4.

Las prensas con tapa de acción triple, por otro lado, son prensas universales para ser empleadas en el patio de chatarra. Ellas elaboran todos los tipos posibles de chatarra prensable y tampoco se detienen ante carrocerías de automóviles enteras, según el tamaño. Mediante la manipulación de la tapa de prensado de la prensa (dispuesta en forma rotatoria) y con el empujador de prensado previo es posible elaborar también trozos difíciles de chatarra en forma de paquetes muy densos.

Por otro lado, estas máquinas se emplean también en plantas incineradoras de basura, debiendo prensar la chatarra metálica que ha sido separada de la basura y de los residuos de incineración. Como este tipo de prensa enfardadora es el tema del presente trabajo sus características y forma de funcionamiento se presenta en capítulos posteriores.

Finalmente, siguiendo con la clasificación, podemos señalar las prensas de acción cuádruple las cuales se fabrican en forma de prensas apisonadoras con cajas de llenado especialmente grandes. La diferencia está en que estas máquinas tienen

lateralmente junto a la caja de llenado una tapa que actúa hidráulicamente y cuyo largo corresponde al largo de la caja de llenado. Por esta razón se puede omitir cuchillas recortadoras. Este tipo de prensas se emplean en patios de chatarra de gran tamaño y para procesar material pesado. El ciclo de funcionamiento de esta máquina se presenta en la fig. 3.5.

3.2.2 Prensa de acción doble con cizallamiento (ciclo de trabajo).

1. La chatarra es depositada de modo continuo ya sea por medio de una banda transportadora, una grua o en forma manual.
2. La chatarra es sometida a una primera compresión por el empujador que lleva una chapa protectora (C).
3. Los pedazos desbordantes de chatarra son recortados por las dos cuchillas (M) y la chatarra es sometida a compresión final por (F).
4. El empujador de presión final (F) expulsa el paquete compactado luego que la puerta deslizante ha sido abierta. Mientras tanto ya es posible cargar chatarra sobre la chapa protectora del empujador de compresión previa.

3.2.3 Prensa de acción triple (ciclo de trabajo)

1. El lecho de alimentación de la prensa es cargado con chatarra. La plancha de prensado (A) comprime la chatarra hacia la caja de compresión (B), primera compresión.
2. La tapa compresora (D) comprime la chatarra hacia la parte inferior de la caja de compresión (B) hasta la altura del paquete, los pedazos desbordantes son recortados. La plancha de prensado (A) retrocede dejando el lecho de alimentación libre para una nueva carga.
3. El paquete es sometido a la presión final por (F).
4. La puerta corrediza (G) se abre para que la presión final producida por (F) expulse el paquete conformado.

3.2.4 Prensa de acción triple con cizallamiento (ciclo de trabajo).

1. El lecho de alimentación (A) es cargado con chatarra.
2. La plancha de prensado (B) comprime la chatarra hacia la caja de compresión (C) determinando el ancho definitivo del paquete. Los pedazos desbordantes de la caja de compresión son recortados durante el avance de la plancha de prensado (B) por las cizallas (D). Luego ya es posible cargar nuevamente chatarra sobre la chapa protectora de la plancha de prensado (B).
3. El empujador de compresión intermedia (E) presiona la chatarra hasta su altura definitiva.
4. El empujador de compresión final (F), comprime el paquete dándole su longitud definitiva.
5. La puerta deslizante (G) se abre y el empujador de presión final (F) expulsa el paquete conformado.
6. El empujador de presión final (F) retrocede, la puerta deslizante (G) se cierra, los empujadores de presión intermedia y del lecho de alimentación retornan a su posición de partida. La chatarra cae dentro del lecho de alimentación (A) y la prensa comienza el ciclo nuevamente.

3.2.5 Prensa de acción cuádruple (Ciclo de Trabajo).

1. El lecho de alimentación (A) es cargado con chatarra. La tapa prensora (B) se cierra.
2. El empujador (C) del lecho de alimentación comprime la chatarra hacia la caja de compresión.
3. El empujador de compresión intermedia (E) comprime la chatarra hasta la altura definitiva del paquete. Mientras tanto, la tapa prensora (B) se abre para poder ir cargando nueva chatarra sobre la chapa protectora (D).
4. El empujador de presión final (F) comprime el paquete dándole su longitud definitiva.
5. La puerta deslizante (G) se abre y el empujador de presión final (F) expulsa el paquete conformado.

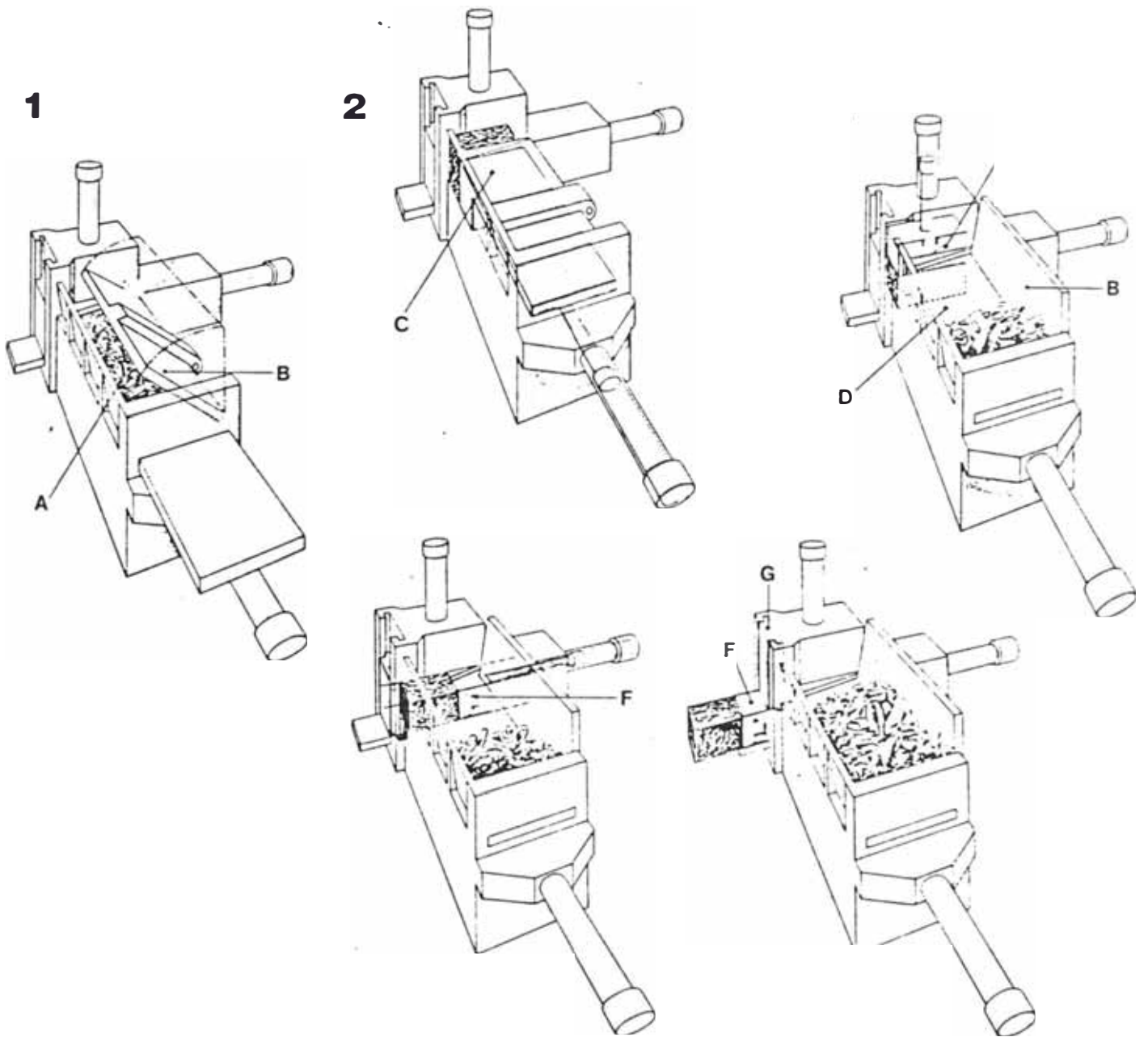


FIG. 3.5

CAPITULO IV

PARAMETROS PARA EL DISEÑO

4.1 DETERMINACION DEL TIPO DE PRENSA Y DE SU ACCIONAMIENTO

Como ya se ha mencionado, el proyecto se orienta a la compactación de desechos metálicos livianos, ya sean desechos nuevos de chapa como de desperdicios metálicos de basurales. Concretamente se trata de una prensa enfardadora de mediana capacidad y que pueda ser utilizada en patios de chatarra, fabricas, plantas incineradoras de basura, etc.

Para las necesidades mencionadas se puede emplear prensas empaquetadoras de acción doble con tapa prensora como prensas de acción triple también con tapa. Las prensas enfardadoras apisonadoras no son las más adecuadas ya que se diseñan para gran producción en serie. Por otro lado, las prensas de acción doble con tapa son pequeñas y de poca capacidad, por esta razón se emplean en pequeños patios de chatarra y principalmente para chatarra no ferrosa.

Por las razones expuestas las prensas enfardadoras de acción triple con tapa prensora se presentan como la opción más adecuada además de ser el tipo más universal y el más utilizado en los patios de chatarra.

En cuanto al accionamiento de la prensa la utilización de sistemas hidráulicos en este tipo de maquinaria está generalizado y es el resultado de la experiencia de las firmas constructoras.

Sin embargo, podemos mencionar algunas de las ventajas en la utilización de dichos sistemas:

Los sistemas hidráulicos permiten transmitir grandes fuerzas con facilidad y sencillez en el control.

Se obtiene simplificación estructural con notable reducción del espacio y peso.

Se requiere poco mantenimiento y las reparaciones se efectúan con rapidez.

4.1.1 PRINCIPALES NECESIDADES DE LA PRENSA ENFARDADORA

Las necesidades que requiere la prensa para su diseño se crean en base al logro de los objetivos de dicha máquina según su tipo y forma de accionamiento.

La información adecuada de la maquinaria de base y **guía** para este proyecto se muestra en los anexos 1, 2 y 3, dicha maquinaria es la siguiente:

Prensa empaquetadora hidráulica "Strojimport" modelo CPA 100 C1, para desechos metálicos ligeros (espesor máximo = 3 mm.) fabricada por la firma checoslovaca Strojimport S.A.

Prensa empaquetadora hidráulica "ELDAIR" para desechos metálicos ligeros fabricada por la firma inglesa Weldall Engineering Ltd.

Finalmente, se presenta también la prensa enfardadora "SOMET VII" de la firma alemana Lindemann KG pese a ser una prensa de doble acción.

La maquinaria mencionada ha servido para la toma de decisiones en cuanto a la forma constructiva, detalles de funcionamiento, etc., de la prensa de este proyecto. De esta forma se han resuelto las diferentes necesidades entre las cuales podemos mencionar:

Los cilindros hidráulicos de la prensa deben diseñarse en base a acero de gran resistencia y deben ser capaces de producir 100 Tn. de fuerza para los empujadores horizontales y 50 Tn. para la tapa prensora.

La cámara de compactación y la tapa prensora deben tener una estructura muy rígida en base a planchas de acero soldadas para poder soportar las presiones de compactado.

Debe proveerse para la prensa una puerta de escape del paquete compactado de gran resistencia y rigidez así como seguros para la tapa prensora y evitar así que ésta se levante durante la compactación horizontal.

Debe colocarse en los bordes de la tapa prensora, así como, en los bordes de la cámara de

compactación cuchillas de corte que permitan utilizar la tapa para cizallar materiales sobrantes.

Los empujadores horizontales deben ser también de construcción reforzada y rígida.

Las paredes de la cámara de compactación, así como, la tapa prensora y las zonas donde halla fricción, deben recubrirse con planchas de acero resistente al desgaste y de fácil intercambiabilidad.

El mando del sistema hidráulico de la prensa debe ser capaz de hacerla trabajar tanto en forma automática como controlando independientemente los diferentes movimientos según sean las necesidades; por ejemplo si se quiere utilizar la tapa únicamente para cizallar.

La prensa debe ser capaz de formar paquetes compactados de un peso específico mínimo de 1.2 Tn/m^3 , para cumplir con la norma nacional ITINTEC 1:06-001 que especifica dicho valor.

La capacidad de producción debe de ser de aproximadamente 20 paquetes por hora.

El sistema hidráulico de la prensa debe estar diseñado en base a **normas** internacionales que permitan un proyecto confiable y que aseguren la fácil intercambiabilidad de piezas.

4.2 DETERMINACION DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO

La potencia de accionamiento de la prensa, depende del caudal de aceite que debe suministrar la bomba del sistema hidráulico para que la máquina pueda conformar un número deseado de paquetes por hora.

Ahora bién, el tiempo que va a demorar la prensa en conformar un paquete, depende de los tiempos que van a emplear los diferentes cilindros del sistema en sus respectivas carreras de trabajo y retorno, así como del tiempo que se emplee en cargar.

De esta forma, el caudal de aceite (Q) en cualquiera de los cilindros del sistema hidráulico se calcula con la siguiente expresión:

$$Q = A \times V \quad (1)$$

Donde:

Q = caudal de aceite (cm³/seg)

V = velocidad de desplazamiento del pistón (cm/seg)

A = área transversal actuante del pistón (cm²)

Luego, como el caudal de aceite que debe suministrar la bomba es aproximadamente constante, la velocidad de desplazamiento del pistón es:

$$V = \frac{e}{t} \quad (2)$$

Donde:

e = espacio recorrido por el pistón (carrera del pistón).

t = tiempo empleado para recorrer (e)

Hay que señalar, que el caudal que debe suministrar la bomba teóricamente debe ser constante e independiente de la presión del sistema (bomba de caudal constante), sin embargo, al aumentar la presión, el rendimiento volumétrico disminuye y varía el caudal. Por esta razón, si se desea uniformidad en el caudal suministrado al sistema es necesario una válvula reguladora de caudal. Luego, reemplazando la expresión (2) en (1) y despejando el tiempo (t) se obtiene:

$$t = \frac{A \times e}{Q} \quad (3)$$

Por otro lado, como los cilindros del sistema hidráulico actúan en forma secuencial (ver esquema del sistema así como la explicación de su funcionamiento) el tiempo total empleado por la prensa en conformar un paquete es:

$$T_c = T_{ida} + T_{reg} + T_{carga}$$

$$T_c = \Sigma T_{ida} + \Sigma T_{reg} + T_{carga}$$

Donde:

Σt_{ida} = suma de los tiempos de trabajo de cada cilindro del sistema hidráulico.

Σt_{reg} = suma de los tiempos de retorno de cada cilindro del sistema hidráulico.

T_{carga} = Tiempo de carga.

Para el cálculo de los tiempos de trabajo y retorno, las áreas a considerar en la fórmula (3) son respectivamente:

$$A_3 \quad \text{y} \quad A_2 = A_1 - A_2$$

Donde:

A_1 = área transversal del pistón.

A_2 = área transversal del vástago.

Para el cilindro de la puerta de escape del paquete, el tiempo de trabajo se calcula con A_3 y el retorno con A_1 , esto se debe a que dicho cilindro actúa inversamente a los demás jalando la puerta para abrirla.

Luego, en base a las consideraciones y fórmula expuestas es posible calcular los tiempos parciales de ida y regreso en función del caudal (Q) para cada uno de los cilindros hidráulicos del sistema, los datos y resultados parciales se muestran en el siguiente cuadro:

	TAPA PREN.	PRE-COMP.	COMP-FINAL	PUERTA
e (mm.)	800	900	900	400
D ₁ (mm.)	220	280	280	160
D ₂ (mm.)	100	125	125	70
A ₁ (mm ² .)	38000	61600	61600	20100
A ₃ (mm ² .)	30200	49300	49300	49300
t _{ida}	30400/Q	55440/Q	55440/Q	6520/Q
t _{reg}	24160/Q	44370/Q	44370/Q	8040/Q

Luego, de la tabla anterior sumando todos los tiempos de ida y retorno se obtiene:

$$T_{ida} + T_{reg} = \frac{268740}{Q}$$

Luego, el tiempo total empleado por la prensa en conformar un paquete es:

$$T_t = \frac{268740}{Q} + T_{carga}$$

Despejando (Q) de la expresión anterior y reemplazando $T_t = 180$ seg. (20 paquetes por hora) y $T_{carga} = 60$ seg se obtiene:

35

$$Q = \frac{268740}{120}$$

$$Q > 2239.5 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

Transformando el valor de Q a lt/min (1 lt = 1000 cm³) y a gal/min (1 gal = 3.785 lt, gal USA) se obtiene:

$$Q > 134.37 \text{ lt/min}$$

$$Q > 35.5 \text{ gal/min}$$

En el sistema hidráulico de la prensa, los cilindros actúan en forma secuencial por lo que la potencia necesaria se determina a través de la fuerza (F) y la velocidad (V) que desarrolla el cilindro más grande. Dicha potencia debe ser cubierta por la bomba de aceite:

$$\text{Pot} = \frac{F \times V}{102}$$

Donde :

$$F = 100000 \text{ Kg.} ; \quad V = 0.036 \text{ m/seg (aprox.)}$$

$$\text{Pot} = \frac{100000 (0.036 \text{ m/s})}{102}$$

$$\text{Pot} > 35.29 \text{ Kw (47.32 HP)}$$

4.3 SELECCION DE LA FORMA Y MEDIDAS PRINCIPALES

Las prensas empaquetadoras de desechos metálicos en general, tienen la forma de un cajón de paredes gruesas y resistentes donde la chatarra a granel se amontona y dentro del cual es compactada con ayuda de adecuados empujadores. En nuestro caso, el cajón, que técnicamente se denomina "cámara de compactación", posee en la parte superior una tapa prensora y horizontalmente dos empujadores que en conjunto compactan tridimensionalmente la chatarra. Además, la prensa posee también una puerta lateral para el desalojo del paquete compactado.

En cuanto al volumen de la cámara de compactación, éste depende de la cantidad de chatarra que se desee procesar y está relacionado con la fuerza de compactado, si se desea una prensa de mayor capacidad de fuerza de compactado deberá incrementarse. En nuestro caso, se ha buscado un volumen de cámara de compactación en base a la información de los anexos 1, 2 y 3. Se trata de una cámara de capacidad intermedia entre la prensa "Strojimport" ($0,67 \text{ m}^3$) y la prensa "ELDAIR" (0.82 m^3). El volumen de la cámara es de 0.72 m^3 y tiene las siguientes dimensiones:

Largo - 1200 mm.

Ancho 1000 mm

Altura - 600 mm.

Para las dimensiones del paquete compactado se ha buscado igualmente un tamaño intermedio en base a las prensas antes mencionadas, las dimensiones son las siguientes:

Largo - 340 mm.

Ancho - 330 mm.

Altura variable

La altura del paquete se determina al cerrarse la tapa prensora, el ancho del paquete al finalizar su carrera el empujador precompactador y el largo del paquete al detenerse el empujador de compactado final al no poder seguir avanzando debido a que la resistencia del paquete se lo impide.

Por esta razón, en las especificaciones técnicas de prensas enfardadoras la dimensión final del paquete se presenta dentro de un rango aproximado. Se trata pues de las características de la carga, si hay mayor densidad en ella menor será la longitud final del paquete y viceversa. En los basurales y plantas incineradoras pese a la selección, la chatarra a granel viene mezclada y es difícil determinar su densidad. La longitud final del paquete depende también de la cantidad de la carga.

Hay que señalar, que las dimensiones de cámara y paquete se han buscado tratando de compensar el aumento o disminución del volumen con el aumento o

disminución de la presión de compactado final. En la prensa "STROJIMPORT" la presión de compactado final es de 83 Kg/cm². y en la prensa "ELDAIR" de 96.7 Kg/cm²., en nuestro caso dicha presión es de aproximadamente 89.1 Kg/cm².

Además, por las características de las prensas se está asegurando un peso específico medio del paquete de aproximado de 2 Tn/m³. De esta forma se muestra conformidad con la norma ITINTEC 1:06-001 que especifica un peso específico mínimo de 1.2 Tn/m³ para la chatarra compactada.

A modo de información, se puede mencionar que las latas de leche evaporada son un tipo de chatarra muy comerciable en nuestro medio y tiene un peso específico aprox. de 0.1 Tn/m³.

Hay que señalar finalmente, que para compensar la mayor capacidad de la cámara con respecto a la prensa "STROJIMPORT", pese a ser el primer aplastón con la tapa casi similar en ambos casos, se ha aumentado la fuerza de empuje sobre la tapa prensora a 60 Tn.

CAPITULO V

DISEÑO DE LA COMPACTADORA DE CHATARRA

5.1 DISEÑO DE LA CAMARA DE COMPACTACION

5.1.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LAS PAREDES DE LA CAMARA

La cámara de compactación así como la tapa prensora y la gran mayoría de partes de la prensa, están diseñadas en base a planchas de acero soldadas. Las planchas de acero tipo estructural que produce SIDER PERU (ver características generales en el anexo) son adecuadas para fines constructivos y son de fácil adquisición en nuestro medio.

Las paredes de la cámara, sobre todo en las zonas afectadas por la máxima presión de compactado, están reforzadas con refuerzos longitudinales y transversales. Cuando una placa está reforzada por algún elemento de rigidez, una zona de la placa puede considerarse como a la de viga que colabora íntegramente con el refuerzo añadido, el cual actúa como alma.

Con los refuerzos mencionados, se evita también utilizar planchas de acero de grandes espesores y se proporciona adecuada rigidez a la cámara para poder soportar las presiones de compactado.

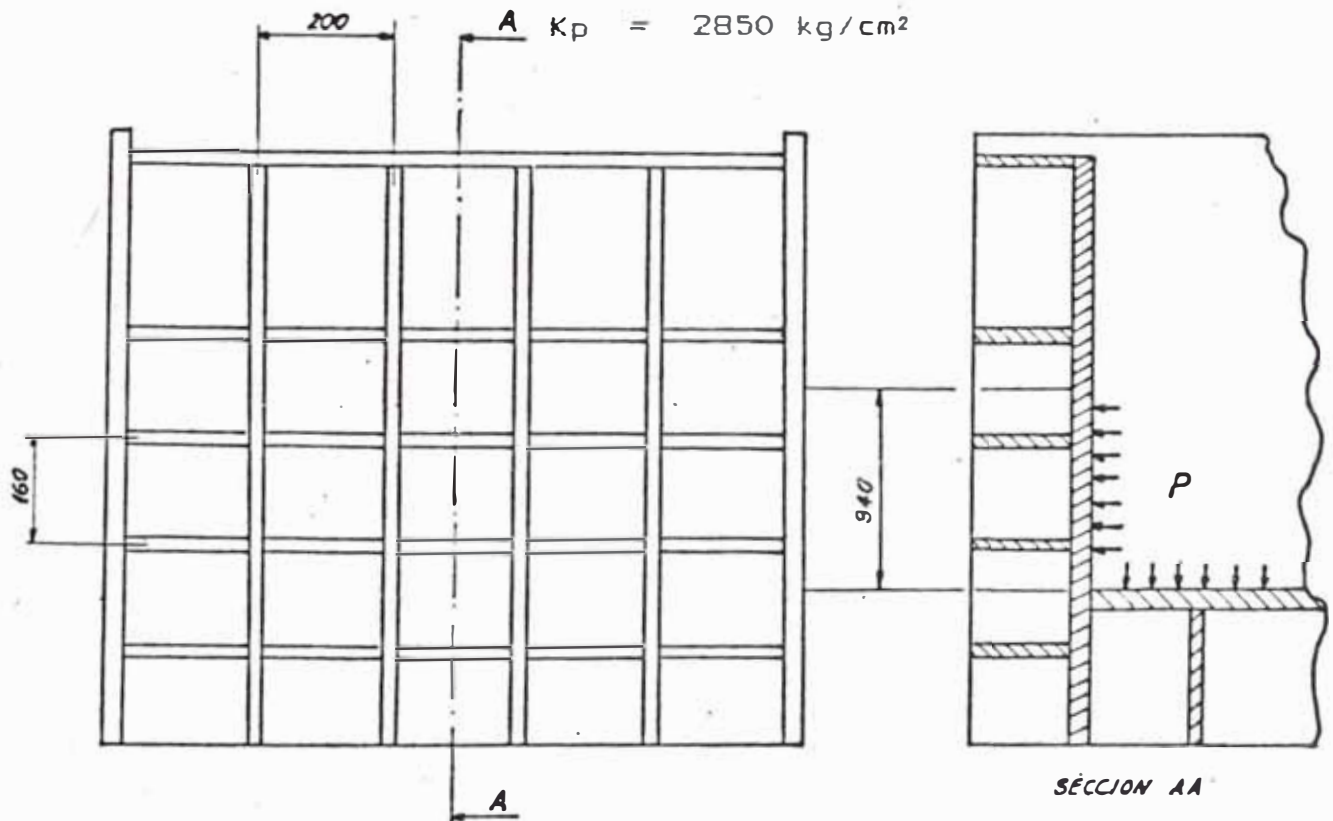
En la fig. 5.1 se muestra un esquema de la pared posterior de la cámara reforzada y afectada por la máxima presión de compactado.

De igual forma se considera afectada por dicha presión toda la zona que rodea al paquete en el momento en que éste termina de ser conformado.

Las cargas que actúan sobre todos los elementos de la prensa, son cargas dinámicas puramente pulsantes que van de cero a un valor máximo en el momento en que termina de ser conformado el paquete. El acero tipo estructural de SIDER PERU tiene un esfuerzo límite de fluencia mínimo $K \approx 30 \text{ Kg/mm}^2$ (ver anexo), y a pesar de que su diagrama de smith (cálculos dinámicos) no se conoce, para fines de cálculo se puede aproximar el esfuerzo pulsante tracción-compresión de dicho material:

$$K_p = 0,95 K_f$$

$$K_p = 2850 \text{ kg/cm}^2$$



ESQUEMA DE LA PARED DE FONDO
(CAMARA DE COMPACTACION)

Fig. 5.1

Para el cálculo del espesor de plancha se toma una de las secciones limitadas por los refuerzos de $16 \times 20 \text{ cm}^2$., y se aplica la teoría de placas planas. Se considera todos los bordes de la placa apoyados y una carga uniformemente distribuida sobre toda la superficie.

En base a estas consideraciones, el espesor mínimo (t) de las paredes de la cámara se calcula con la siguiente expresión:

$$t = \left(\frac{0.75 P b^2}{S_b (1 + 1.61 \alpha^3)} \right)^{1/2} \quad ()^2$$

Donde:

$P = 89.1 \text{ kg/cm}^2$ (carga distribuida sobre la sección, presión de compactado final)

$b = 16 \text{ cm.}$ (ancho de la sección)

$\alpha = 16/20$ (ancho de la sección/largo de la sección)

$S_b = 1425 \text{ kg/cm}^2$ (esfuerzo admisible del material de las paredes de la cámara, $K_{adm} = K_p / 2$)

Luego, reemplazando los valores en la expresión anterior:

() Expresión según caso 36 del Cap. IX del libro "Fórmulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones" de Raymond J. Roark, ver bibliografía.

$$t = \left(\frac{0.75(89.1) 16^2}{1425(1+1.61(0.8)^3)} \right)^{1/2}$$

$$t \geq 2.6 \text{ cm.}$$

Como se está considerando planchas de 32 mm. (1 1/4" según producción de SIDER PERU) para las paredes de la cámara se está asegurando el valor obtenido para t .

Ahora bien, para el cálculo de los refuerzos de las paredes, es necesario tomar una sección y examinarla considerándola como una viga, donde la pared en sí actúa como ala y el refuerzo añadido como alma. La Fig. 5.2 muestra la sección de la viga así como las cargas que actúa sobre ella.

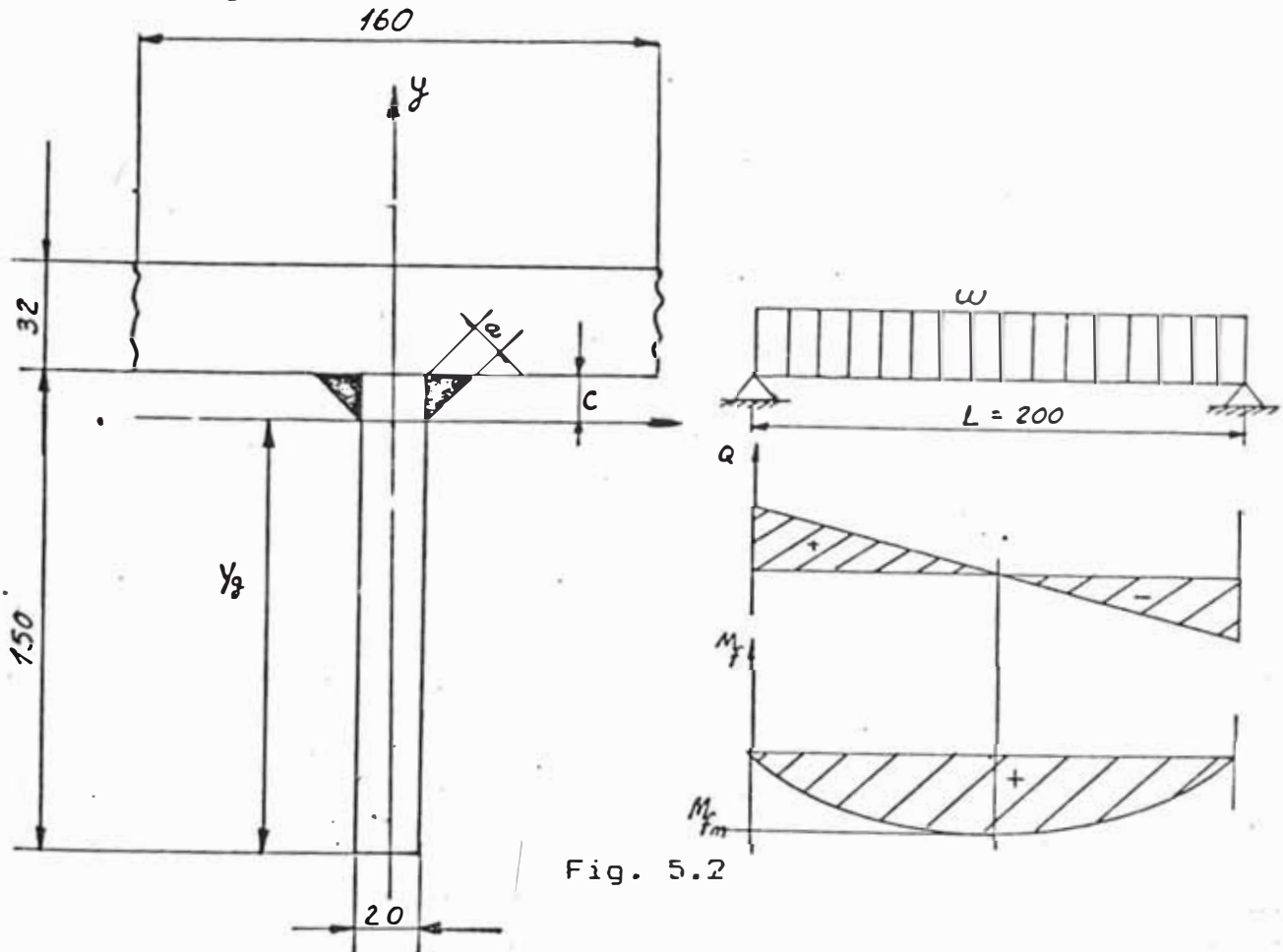


Fig. 5.2

La distancia Y_o al centro de gravedad de la sección:

$$Y_o = \frac{16.6(51.2) + 7.5(30)}{51.2 + 30}$$

$$Y_o = 13.2 \text{ cm.}$$

El momento de inercia respecto al eje 0;

$$I_o = \left(\frac{16.6(51.2) + 7.5(30)}{51.2 + 30} \right) + \left(\frac{1}{3} (2)(15)^3 \right)$$

$$I_o = 16402 \text{ cm}^4$$

El momento de inercia respecto al eje x (principal central):

$$I_x = 16402 - (13.2)^2 (81.2)$$

$$I_x = 2254 \text{ cm}^4$$

El ancho real de la viga es de 16 cm, sin embargo, se considera un ancho efectivo 15 % mayor al real (18.4 cm.) para aproximar la carga lineal (w). Esto se debe a que en vigas continuas y construcciones reforzadas, las precauciones adoptadas contra la deformación lateral tienden a incrementar el ancho efectivo sobre el caso de una ala con los bordes

libres ()²

De esta forma, es posible calcular (w) multiplicando la máxima presión que actúa sobre la sección examinada (89.1 Kg/cm²) por el ancho efectivo calculado:

$$w = 89.1(18.4) = 1639.4 \text{ Kg/cm}$$

Luego, el momento flector máximo sobre la viga es:

$$M_{f0} = \frac{w L^2}{8}$$

$$M_{f0} = \frac{1639.4 (20)^2}{8}$$

$$M_{f0} = 81970 \text{ Kg.cm}$$

El esfuerzo máximo producido por M_{f0} en la sección examinada:

$$K = \frac{M_{f0} Y_0}{I_x}$$

Donde Y_0 es la distancia a la fibra más alejada del eje neutro, en nuestro caso $Y_0 = Y_1$

() Según recomendaciones del Cap. VII del libro "Fórmulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones" de Raymond J. Roark, ver bibliografía.

$$K = \frac{81970 (13.2)}{2254}$$

$$K = 480 \text{ Kg/cm}^2 < 1425 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

5.1.2 CALCULO DE LA SOLDADURA

Para el cálculo de soldadura, las fórmulas y método a emplear han sido extraídos del libro "Proyecto y Cálculo de las Construcciones Soldadas" de P. Schimpke, H. Horn y J. Ruge (ver bibliografía). Las mismas consideraciones se utilizan en los capítulos siguientes donde hay necesidad de calcular soldadura.

Para el cálculo del esfuerzo admisible de soldadura (K_{adm}) se utiliza la siguiente expresión:

$$K_{adm} = \frac{b_1 b_2 b_3 K_p}{s}$$

Donde:

K_p = Resistencia a la fatiga pulsante del material a soldar.

b_1 = Factor de calidad de la soldadura.

b_2 = Factor de forma de la unión.

b_3 = Coeficiente de tamaño.

s = Factor de seguridad necesario ($s = 1...3$)

Para el cálculo de los esfuerzos que actúan sobre la soldadura según sea el caso se emplea:

$$K_{s01} = \frac{P}{A_{s01}} \quad (\text{Tracción-Compresión})$$

$$T_{s01} = \frac{Q}{A_{s01}} \quad (\text{Cortadura})$$

$$K_{s01} = \frac{M_f}{W_{s01}} \quad (\text{Flexión})$$

$$T_{s01} = \frac{M_t}{W_{s01}} \quad (\text{Torsión})$$

Donde:

A_{s01} = Area soldada

W_{s01} = Módulo de la sección

Para las uniones soldadas de cuello, unión del alma con el ala de una viga por ejemplo, se utiliza:

$$T_{s01} = \frac{Q S}{I \Sigma a}$$

Donde:

Q = Carga cortante

S = Momento estático de la sección

I = Momento de inercia de la sección

Σa = Suma de los espesores de costura que se han de poner en cálculo.

Si en la sección soldada examinada se originan tensiones normales (flexión por ejemplo) y de cortadura, la tensión comparativa se calcula con la siguiente expresión:

$$K_c = (K^2 + T^2)^{1/2}$$

De esta forma, en base a las fórmulas expuestas es posible calcular las soldadura de unión de las paredes de la cámara (paredes laterales, pared de fondo y piso) y de los refuerzos. La fig 5.3 muestra la sección soldada, la soldadura de cuello es la unión de los refuerzos.

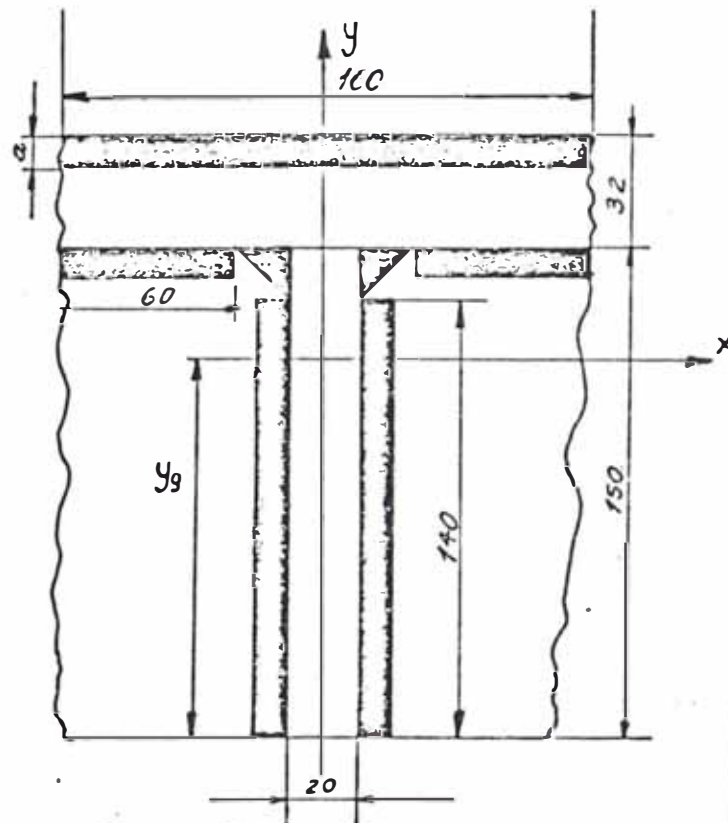


Fig. 5.3

Para el cálculo de los refuerzos en el acápite 5.1.1 se consideró una sección de pared y refuerzo como una viga apoyada en sus extremos, por ser el caso más desfavorable. Para el cálculo de la soldadura, se considera los extremos de la viga empotrados y por lo tanto, solicitados a flexión y corte. Esto se debe a que los esfuerzos cortantes son de gran influencia para la resistencia de la sección soldada y el empotramiento es para la soldadura el caso más desfavorable.

De esta forma, la carga cortante Q y el momento flector M en los empotramientos son respectivamente:

$$Q = \frac{w L}{2}$$

$$Q = \frac{1639.4 (20)}{2} = 16394 \text{ Kg.}$$

$$M = \frac{w L^2}{12}$$

$$M = \frac{1639.4 (20)^2}{12} = 54646.6 \text{ Kg.-cm.}$$

El área de la sección soldada según Fig.5.3 es:

$$A = 16 + 2(6) + 2(14) = 56 \text{ cm}^2.$$

La distancia Y_o al centro de gravedad de la sección soldada:

$$Y_o = \frac{17.7(16) + 2(14.5)(6) + 2(7)(14)}{56}$$

$$Y_o = 11.6 \text{ cm.}$$

El momento de inercia de la sección soldada respecto al eje O:

$$I_o = 16(17.7)^2 + 2(6 \times (14.5)^2) + 2(1/3)(14)^3$$

$$I_o = 9365 \text{ cm}^4$$

El momento de inercia de la sección soldada respecto al eje X:

$$I_x = 9365 - (11.6)^2 \times (56)$$

$$I_x = 1830 \text{ cm}^4.$$

Luego, el esfuerzo máximo producido por M sobre la sección soldada es:

$$K = \frac{M \cdot Y_m}{I_x}$$

$$K = \frac{54646.6(11.6)}{1830} = 346.4 \text{ Kg/cm}^2.$$

El esfuerzo cortante producido por la carga cortante Q es:

$$T = \frac{Q}{A_{\text{so1}}}$$

$$T = \frac{16394}{56} = 292.8 \text{ Kg/cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo de comparación es:

$$K_c = (K^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((346.4)^2 + (292.8)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 453.6 \text{ Kg/cm}^2.$$

Por otro lado, para aceptar el valor de K_c , es necesario el valor del esfuerzo admisible de soldadura, entonces:

$$K_{\text{adm}} = \frac{b_1 b_2 b_3 K_p}{s}$$

Donde:

$$\begin{aligned}
 b_1 &= 1 \text{ (coeficiente de calidad de la soldadura)} \\
 b_2 &= 0.4 \text{ (factor de forma y clase de carga) } ()^3 \\
 b_3 &= 1 \text{ (coeficiente de tamaño)} \\
 K_p &= 2850 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo pulsante del material)} \\
 s &= 2 \text{ (factor de seguridad recomendado)}
 \end{aligned}$$

Luego, reemplazando los valores se obtiene:

$$K_{ada} = \frac{0.4(2850)}{2} = 570 \text{ Kg/cm}^2$$

Luego, comparando:

$$K_c = 453.6 \text{ Kg/cm}^2 < 570 \text{ Kg/cm}^2 (K_{ada})$$

En cuanto a la soldadura de unión de los refuerzos (soldadura de cuello) el espesor de la costura es $a = 10$ mm. (inicialmente supuesto) y el esfuerzo producido por M_f es el siguiente:

$$K' = \frac{M_f c}{I_{sec}}$$

() Los coeficientes y factor de seguridad han sido extraído del Cap.V del libro "Proyecto y Cálculo de las Construcciones Soldadas: de P. Schimpke, H. Horn y J. Ruge, ver la bibliografía al final del proyecto.

Donde:

$c = 1.8$ cm. (distancia del eje neutro de la sección al cuello soldado, ver fig. 5.2)

$I_{xccc} = 2254$ cm⁴. (calculado en 5.1)

Luego:

$$K' = \frac{54646.6(1.8)}{2254} = 43.6 \text{ Kg/cm}^2.$$

Por otro lado, el esfuerzo cortante en la unión es:

$$T' = \frac{Q S}{I_{xccc} \Sigma a}$$

Donde:

$S = A'y'$ (momento estático, $y' = 3.4$ cm., fig.5.2)

$S = (16)(3.2)(3.4) = 174$ cm³.

Luego:

$$T' = \frac{16394(174)}{2254(2)} = 632.8 \text{ Kg/cm}^2.$$

El esfuerzo de comparación es:

$$K_e = \left((K')^2 + (T')^2 \right)^{1/2}$$

$$K_e = \left((43.6)^2 + (632.8)^2 \right)^{1/2} = 634.3 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo admisible de la soldadura es:

$$K_{adm} = \frac{b_1 b_2 b_3 K_p}{s}$$

Donde:

$$b_1 = 1 ; b_2 = 0.5 ; b_3 = 1$$

$$s = 2 ; K_p = 2850 \text{ Kg/cm}^2 .$$

Luego:

$$K_{adm} = \frac{0.5 (2850)}{2} = 713 \text{ Kg/cm}^2 .$$

Comparando:

$$K_e = 643.3 \text{ Kg/cm}^2 < 713 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm}) .$$

Hay que señalar que el factor de forma b_2 , se ha tomado considerando la unión doble acanalada, en K.

5.2 DISEÑO DE LA PUERTA DE ESCAPE DEL PAQUETE

La puerta de escape del paquete es una puerta corrediza que tapa el orificio de salida de éste y es movida por la acción de un cilindro hidráulico.

La puerta se desliza sobre dos correderas una superior y otra inferior, y que a la vez la sirven como puntos de apoyo; la fig 5.4 muestra un esquema del mecanismo mencionado.

El material de la puerta es acero estructural de SIDER PERU y está reforzada longitudinal y transversalmente al igual que las paredes de la cámara de compactación.

5.2.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LA PUERTA Y LOS REFUERZOS

Para el cálculo del espesor de la puerta se toma una sección de 12 x 12 cm²., limitada por los refuerzos de ésta y se aplica la teoría de placas planas.

Igualmente se consideran los bordes de la placa apoyados y cargada con una fuerza distribuida en toda la superficie. Según esto, el espesor "t" se calcula con la siguiente expresión:

$$t = \left(\frac{0.75 P b^2}{S_b (1 + 1.61 \alpha^3)} \right)^{1/2}$$

Donde:

P = 89.1 Kg/cm²., (carga distribuida).

b = 12 cm., (ancho de la sección).

α = 12/12 (ancho/largo).

S_b = 1425 Kg/cm² (esfuerzo admisible del material).

Reemplazando los valores en la expresión anterior:

$$t = \frac{0.75(89.1)(12)^2}{1425(1 + 1.61(1)^3)} \quad 1/2$$

En este caso se está empleando planchas de 20 mm. (3/4") de espesor. Se está asegurando el valor obtenido para "t".

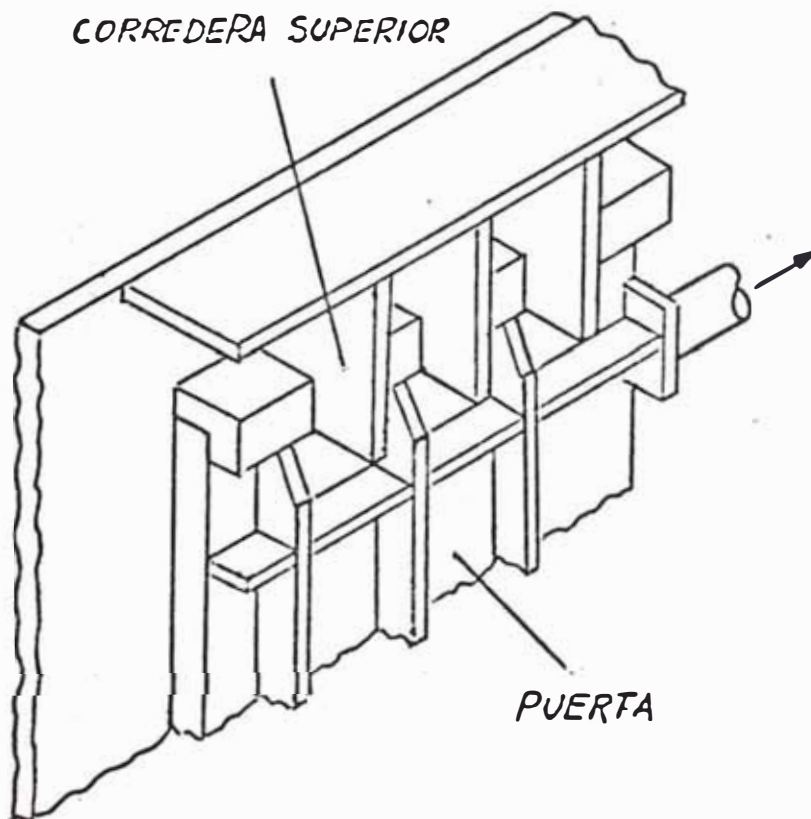


Fig. 5.4

Para el cálculo de los refuerzos de la puerta, se examina una sección de pared con refuerzo como si fuera una viga con sus extremos apoyados.

La fig. 5.5 muestra la sección transversal de la viga.

Como se está considerando a la viga apoyada en sus extremos, la sección más peligrosa se encuentra en el medio de ésta donde el momento flector es:

$$M_{\text{r}} = \frac{w L^2}{8}$$

Donde:

$w = 13.8(89.1)$ (ancho efectivo x presión sobre la puerta)

$w = 1229.6$ kg/cm.

$L = 120$ mm. (luz de la viga)

Luego:

$$M_{\text{r}} = \frac{1229.6(12)^2}{8} = 22132.8 \text{ Kg-cm.}$$

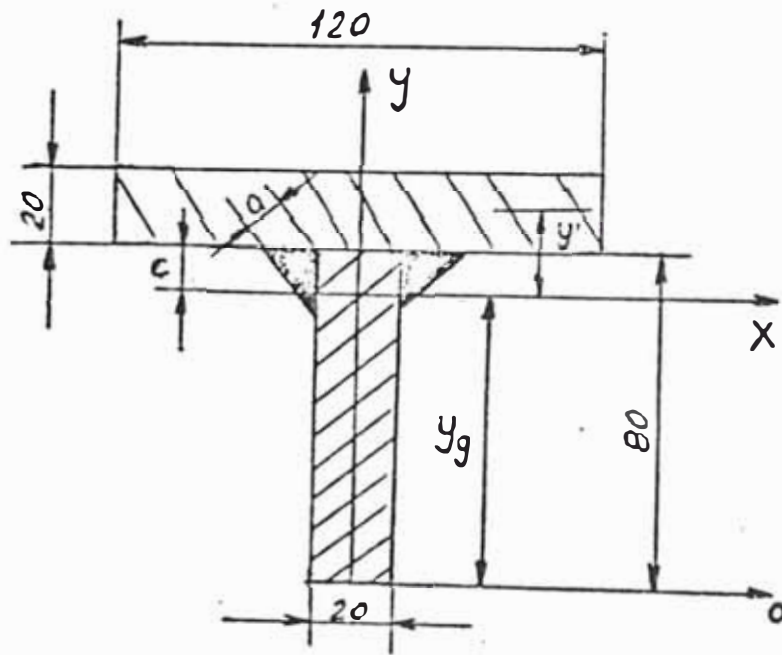


Fig. 5.5

Según la Fig. 5.5 el área de la sección transversal es:

$$A = 2(12) + 2(8) = 40 \text{ cm}^2$$

La distancia Y_g al centro de gravedad de la sección:

$$Y_g = \frac{9(24) + 4(16)}{40} = 7 \text{ cm.}$$

El momento de inercia de la sección respecto al eje "O":

$$I_o = \left(\frac{1}{12} 12(2)^3 + (9)^2 24 \right) + \frac{1}{3} 2(8)^3$$

$$I_o = 2293.3 \text{ cm}^4.$$

El momento de inercia de la sección respecto al eje "x":

$$I_x = 2293.3 + 7^2(40) = 333.3 \text{ cm}^4.$$

Luego, con los valores propios de la sección ya calculados podemos calcular el esfuerzo máximo producido por el flector M_f :

$$K = \frac{M_f \cdot Y_m}{I_x}$$

$$K = \frac{22132.8(7)}{333.3} = 464.8 \text{ Kg/cm}^2.$$

Luego, comparando:

$$K = 464.8 \text{ Kg/cm}^2 < 1425 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

Hay que señalar finalmente que la zona de la puerta que ha de estar en contacto con el paquete debe de tener una plancha de acero resistente el desgaste y a la fricción, al igual que las paredes de la cámara.

Una alternativa para las planchas de forrado, son las planchas "chronos" de aceros boheler cuyas características técnicas se presentan en el anexo.

5.2.2 CALCULO DE LAS CORREDERAS

Las correderas en las cuales se desliza la puerta de escape del paquete compactado deben servir también como puntos de apoyo para dicha puerta y por lo tanto deben poder soportar entre las dos la máxima fuerza de compactado.

La fig 5.6 muestra un esquema de la zona de contacto de la puerta y la corredera superior, la corredera inferior es exactamente igual.

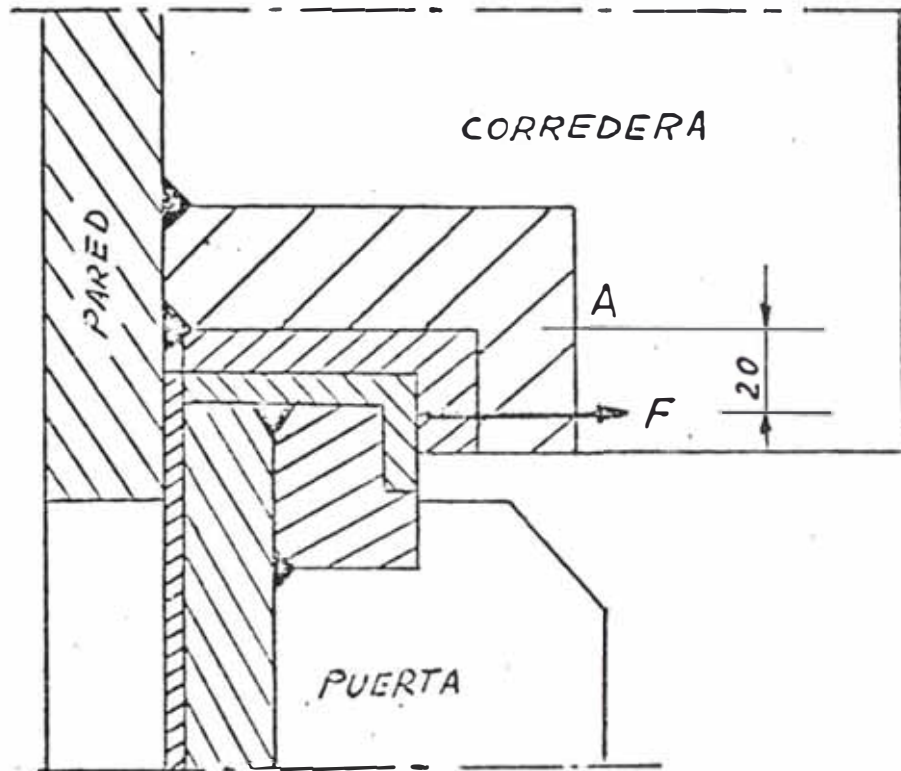


Fig. 5.6

Como se aprecia en la figura anterior y en la figura 5.6, la zona (A) en la corredera es una zona peligrosa y es necesario verificar su resistencia. En dicha zona, sobre la sección transversal, actúan cargas cortantes y momentos flectores producto de la reacción entre puerta y correderas. La fig. 5.7 muestra la sección transversal en la zona (A).

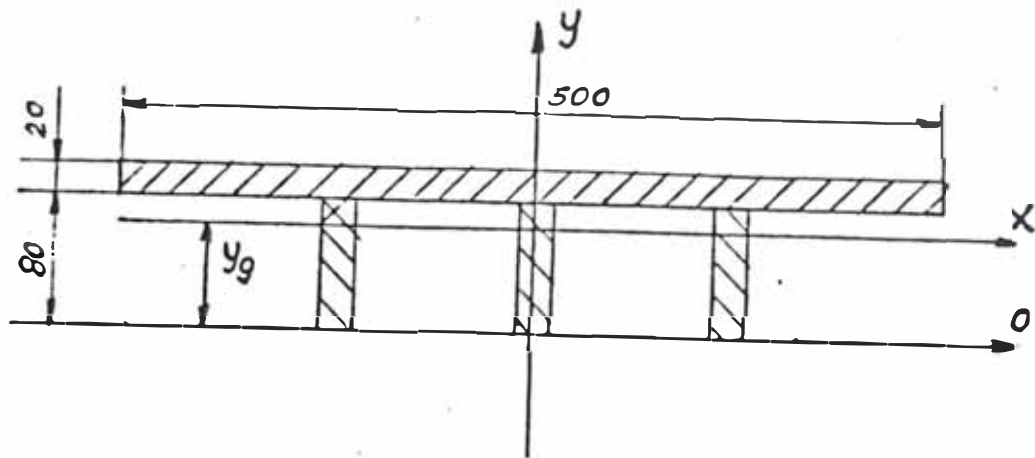


Fig. 5.7

Luego, la carga cortante total (Q) y el momento flector total (M_{\rightarrow}) que actúan sobre la sección transversal en la zona (A) son respectivamente;

$$Q = 50000 \text{ Kg.}$$

$$M_{\rightarrow} = 2(50000) = 100000 \text{ Kg.-cm.}$$

Luego, según la fig. 5.7 el área de la sección transversal es:

$$A = 50(2.5) + 3(8)(2) = 175 \text{ cm}^2.$$

La distancia Y_{\rightarrow} , al centro de gravedad de la sección es:

$$Y_g = \frac{125(9) + 3(16)(4)}{173} = 7.6 \text{ cm.}$$

El momento de inercia de la sección transversal respecto al eje "0":

$$I_o = 3\left(\frac{1}{3} 2(8)^3\right) + \left(\frac{1}{12} 50(2)^3 + 125(9)^2\right)$$

$$I_o = 11214.1 \text{ cm}^4.$$

Luego, el momento de inercia de la sección respecto al eje "x" es:

$$I_x = 11214.1 - 173(7.6)^2 = 1221.62 \text{ cm}^4.$$

Ahora bien, con los valores de la sección obtenidos es posible calcular el esfuerzo máximo en la sección por acción del momento flector M_f :

$$K = \frac{M_f \cdot Y_m}{I_x}$$

$$K = \frac{100000 (7.6)}{1221.62} = 622.12 \text{ Kg./cm}^2.$$

El esfuerzo cortante por la carga cortante Q es:

$$T = \frac{Q}{A} = \frac{50000}{173} = 289 \text{ Kg/cm}^2.$$

Luego, la tensión de comparación es:

$$K_c = \left((622,12)^2 + (289)^2 \right)^{1/2}$$

$$K_c = 686 \text{ Kg/cm}^2 < 1425 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

5.1.3 CALCULO DE LA SOLDADURA

REFUERZOS DE LA PUERTA

Para el cálculo de los refuerzos, en el acápite 5.2.1 se consideró una sección de pared y refuerzo como una viga apoyada en sus extremos. Para el cálculo de la soldadura, se considera los extremos de la viga empotrados y solicitados a flexión y corte.

De esta forma, la carga cortante Q y el momento flector M_r , en los empotramientos son respectivamente:

$$Q = \frac{wL}{2}; \quad w = 1229.6 \text{ kg/cm}; \quad L = 120 \text{ mm}$$

$$Q = \frac{1229.6 (12)}{2} = 7377.6 \text{ kg}$$

$$M_r = \frac{wL^2}{12}$$

$$M_{\uparrow} = \frac{1229.6 (12)^2}{12} = 14755.2 \text{ Kg.-cm.}$$

Ahora bién, el esfuerzo producido por M_{\uparrow} sobre la soldadura de los refuerzos de la puerta (soldadura de cuello) es el siguiente:

$$K = \frac{M_{\uparrow} \cdot c}{I_{xsec}}$$

Donde:

$c = 10 \text{ mm.}$ (distancia del eje neutro de la sección al cuello soldado, ver fig. 5.5)

$$I_{xsec} = 333.3 \text{ cm}^4.$$

Luego:

$$K = \frac{14755.2 (1)}{333.3} = 44.3 \text{ Kg./cm}^2.$$

Por otro lado, el esfuerzo cortante en la unión es:

$$T = \frac{Q \cdot S}{I_{xsec} \cdot \Sigma a}$$

Donde:

$S = A'y'$ (Momento estático, $y' = 2 \text{ cm.}$, fig. 5.5)

$$S = (2)(12)2 = 48 \text{ cm}^3.$$

$a = 10 \text{ mm.}$, (espesor de la costura soldada).

Reemplazando:

$$T = \frac{7377.6(48)}{333.3(2)} = 531.2 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, la tensión de comparación es:

$$K_c = (K^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((44.3)^2 + (531.2)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 533 \text{ Kg/cm}^2 < 570 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adms})$$

El esfuerzo admisible de soldadura ha sido calculado en el Cap. 5.1.2

SOLDADURA EN LAS CORREDERAS

Para las correderas es necesario verificar la resistencia de la soldadura en la unión con la estructura de la prensa (paredes de la cámara).

Según se aprecia en la fig. 5.6

Según esto, la sección soldada es aproximadamente la siguiente:

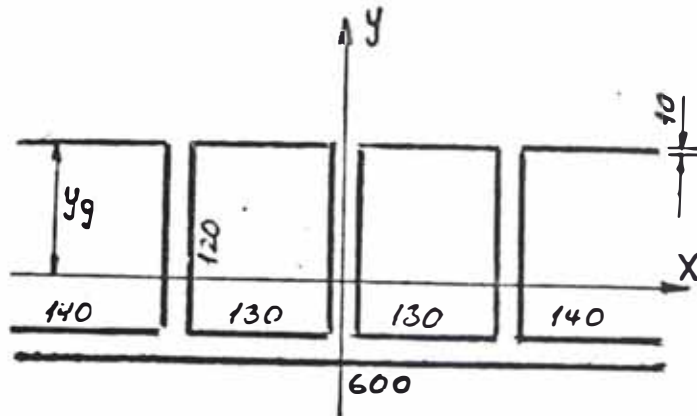


Fig. 5.8

$a = 10 \text{ mm.}$ (espesor de la costura)

$A_s = 240 \text{ cm}^2.$ (aprox.)

$I_x = 7723 \text{ cm}^4.$ (aprox.)

$Y_g = 8.2 \text{ cm.}$ (aprox.)

Las cargas sobre la sección soldada son:

$P = 50000 \text{ Kg.}$ (carga axial)

$M_f = 8.3 (50000) = 415000 \text{ Kg.-cm.}$

(momento flector producido por la carga axial P)

Luego, el esfuerzo máximo producido por M_f sobre la soldadura es:

$$K = \frac{M_f Y_m}{I_x}$$

$$K = \frac{415000 (8.2)}{7723} = 440.6 \text{ Kg/cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo producido por la carga axial P es:

$$K' = \frac{P}{A_e}$$

$$K' = \frac{50000}{240} = 208.3 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo total axial sobre la soldadura es:

$$K_e = K + K'$$

$$K_e = 440.6 + 208,3$$

$$K_e = 648.9 \text{ Kg/cm}^2 < 713 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

El esfuerzo admisible de soldadura se ha calculado considerando un factor de forma (b_2) de 0.5.

5.3 DISEÑO DE LA TAPA PRENSORA

La tapa prensora de la prensa compactadora está diseñada en base a planchas de acero, soldadas con refuerzos longitudinales y transversales en forma similar a las paredes de la cámara de compactación.

5.3.1 TRANSMICION ARTICULADA DE LA TAPA

La transmisión articulada es aquella a través de la cual el cilindro hidráulico transmite movimiento y fuerza prensora a la tapa, la fig 5.9 muestra la transmisión mencionada.

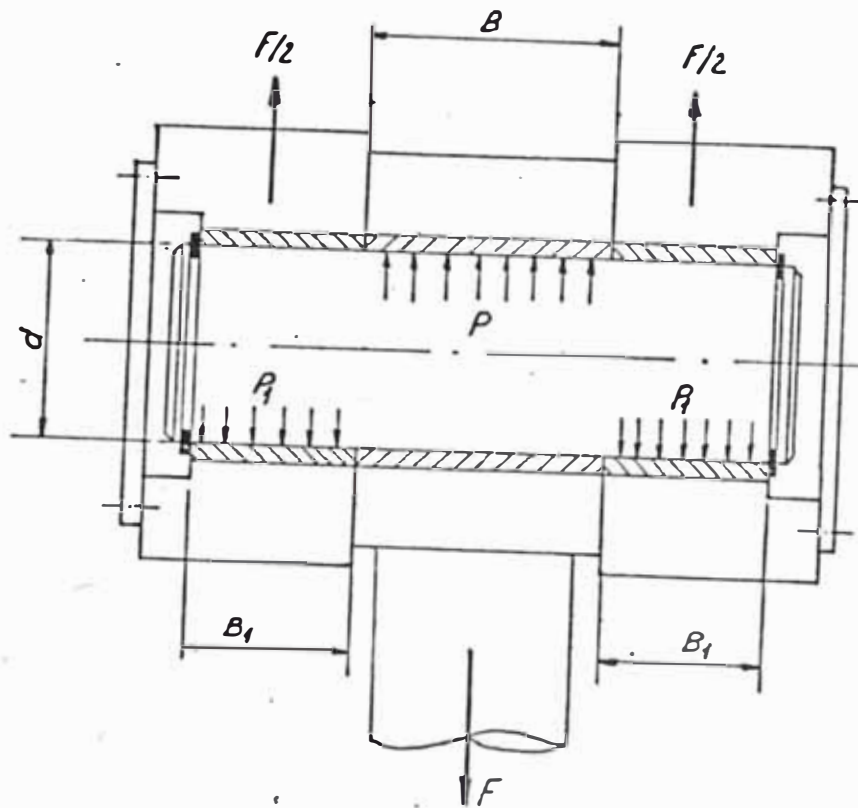


Fig. 5.9

CALCULO DEL EJE

Según la fig. 5.10, sobre el eje de la transmisión actúa una fuerza F en forma de una carga distribuida. Dicha fuerza es producida por el vástago del cilindro de la tapa prensora y se le

asigna un valor de 65 Tn., para el cálculo del eje mencionado (el valor real de F es de 62 Tn.).

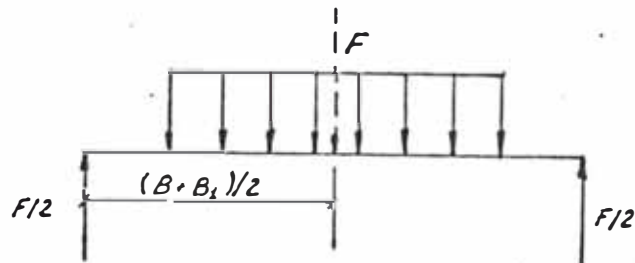


Fig. 5.10

Teniendo en cuenta la fuerza (F) en el centro del eje es posible hacer el cálculo de éste por flexión. Según esto, el esfuerzo máximo producido por el momento flector en la sección más peligrosa (punto medio del eje) es:

$$K = \frac{M_{\uparrow}}{W} \quad (1)$$

Donde:

$$M_{\uparrow} = \frac{F}{8} (B + 2B_1);$$

Momento flector a la mitad del eje.

$$W = \frac{\pi d^3}{32};$$

Módulo de la sección transversal del eje en función de su diámetro "d".

Luego, despejando d^3 , de la expresión (1) y reemplazando M , W y $K = K_{adm}$, se obtiene:

$$d^3 \geq \frac{32 F (B + 2B_1)}{8 \pi (K_{adm})} \quad (2)$$

Reemplazando valores en la expresión (2) se obtiene:

$$d^3 \geq \frac{32(65000)(19 + 2(8))}{8 \pi (4000)}$$

$$d \geq 8.6 \text{ cm.}$$

El diámetro real del eje calculado es de 90 mm. con lo que se está asegurando el valor obtenido anteriormente.

El material del eje es acero 34rNiMo6 (según DIN) recomendado para ejes sometidos a grandes esfuerzos y que se puede conseguir con facilidad en nuestro medio (ver características técnicas en el anexo).

El límite elástico de dicho acero para diámetros de hasta 100 mm. es de 80 Kg/mm²., por lo cual se ha considerado un valor admisible de 40 Kg./mm²., (4000 Kg./cm².) para los cálculos. Por otro lado, las presiones P y P_1 que se originan entre el eje y los casquillos del brazo y de los apoyos (ver fig. 5.9) se calculan según las siguientes expresiones:

$$P = \frac{F}{B d} \quad (3)$$

$$P_1 = \frac{F}{2B_1 d} \quad (4)$$

Luego, reemplazando los valores correspondientes en las expresiones anteriores se obtiene:

$$P = \frac{65000}{15(9)}$$

$$P = 481.5 \text{ Kg/cm}^2 < 1700 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (K' adm)}$$

$$P_1 = \frac{65000}{2(8)(9)}$$

$$P_1 = 451.4 \text{ Kg/cm}^2 < 1700 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (K' adm)}$$

El material de los casquillos del brazo y apoyos es un acero SANDVIK 4LM en base a las barras de acero perforadas SANDVIK de Suecia, de fácil adquisición en nuestro medio y que en su estado de suministro (laminado en caliente) tienen un límite elástico mínimo de 34 Kg/mm²., (ver características técnicas en el anexo).

Por esta razón, se ha considerado un esfuerzo admisible para las barras perforadas de 17 Kg/mm^2 . (1700 Kg/cm^2) y se ha comparado con las presiones de trabajo P y P_1 para asegurar que no se produce aplastamiento sobre los casquillos.

CALCULO DEL BRAZO Y DE LOS APOYOS

Se trata aquí del cálculo de los cuerpos del brazo y los apoyos que por tratarse de piezas cilíndricas se calculan utilizando la teoría de cilindros de paredes gruesas ()⁴.

Según esto, los esfuerzos radiales (K_r) y tangenciales (K_t) de un cilindro de paredes gruesas sometido a presión interior y exterior en función de su radio (r), están dados por las siguientes expresiones:

$$K_{r,t} = \frac{P_1 a^2 - P_0 b^2}{b^2 - a^2} \pm \frac{(P_1 - P_0) a^2 b^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (1)$$

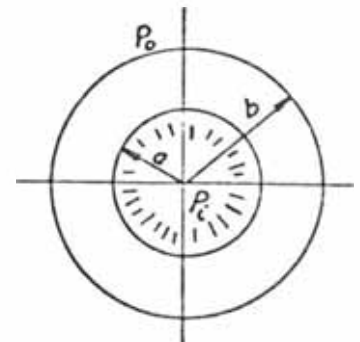
Donde:

a = Radio interior del cilindro

b = Radio exterior del cilindro

P_1 = Presión interior del cilindro

P_0 = Presión exterior del cilindro



() Consultar el Cap. IX del libro "Resistencia de Materiales" de V. I. Feodosiev, ver bibliografía.

Por otro lado, el esfuerzo equivalente (K_{eq}) según la teoría de la máxima tensión cortante es:

$$K_{eq} = K_t - K_r \quad (2)$$

Luego, reemplazando las expresiones de (1) en (2) para $r = a$ (punto interior del cilindro, zona de mayor esfuerzo) y $P_o = 0$; se obtiene:

$$K_{eq} = \frac{2P_1 b^2}{b^2 - a^2} \quad (3)$$

Luego, despejando " b^2 " de las expresión (3) se obtiene:

$$b^2 = \frac{K_{eq} a^2}{K_{eq} - 2P_1} \quad (4)$$

Ahora bién, las presiones P y P_1 calculadas en 5.1.1, actúan sobre los casquillos protectores de brazo y apoyos, pero no sobre los cuerpos de dichos elementos. Como los casquillos tienen un espesor de pared de 10 mm. (inicialmente supuesto), los cuerpos del brazo y apoyos tienen un diámetro interior de 110 mm. Según esto, empleando las expresiones (3) y (4) del acápite 5.3.1, se calculan las presiones que actúan en el interior de los cuerpos mencionados:

$$P' = \frac{65000}{(15)(11)} = 393.9 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$P'_1 = \frac{65000}{2(8)(11)} = 369.3 \text{ Kg/cm}^2.$$

Los cuerpos de los apoyos están diseñados también en base a las barras de acero perforadas SANDVIK, en cambio, el cuerpo del brazo, es del mismo acero del vástago del cilindro hidráulico de la tapa prensora. Se trata de un acero 42CrMo4 que para barras en estado de bonificado para diámetro superiores a los 100 mm., tienen un límite de fluencia mínimo de 55 Kg/mm²., (ver características técnicas en el anexo).

Reemplazando entonces, los valores de: $a = 5.5 \text{ cm.}$; $P_1 = 393.9 \text{ Kg/cm}^2.$, y $K_{eq} = K_{adm} = 2750 \text{ Kg/cm}^2.$, en la expresión (4) para el cuerpo del brazo se obtiene:

$$b^2 \geq \frac{2750 (5.5)^2}{2750 - 2(393.9)}$$

$$b \geq 6.5 \text{ cm}$$

De igual forma, para el cuerpo de los apoyos, reemplazando: $a = 5.5 \text{ cm.}$; $P_1 = 369.3 \text{ kg/cm}^2$ y $K_{eq} = K_{adm} = 1700 \text{ kg/cm}^2$ en la expresión (4) se obtiene:

$$b^2 = \frac{1700 (5.5)^2}{1700 - 2(369.3)}$$

$$b = 7.3 \text{ cm.}$$

Hay que señalar, que los casquillos protectores se diseñan para ser introducidos en los cuerpos respectivos con un ajuste indeterminado que permite desmontar y montar con el martillo y sin deterioro. Hay que señalar también, que la zona de contacto entre el eje y los casquillos están lubricadas a través de racores lubricadores, según la Fig. 5.12.

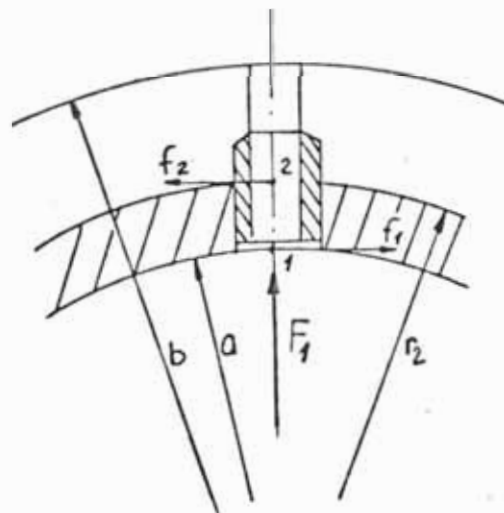


Fig. 5.12

ESTRUCTURA DE LOS APOYOS

Los apoyos calculados en el acápite anterior van soldados a unas estructuras ó silletas que a su vez van soldadas a la tapa prensora de la compactadora. La fig. 5.13 muestra un esquema de la estructura mencionada, así como, el área transversal de la base de ésta.

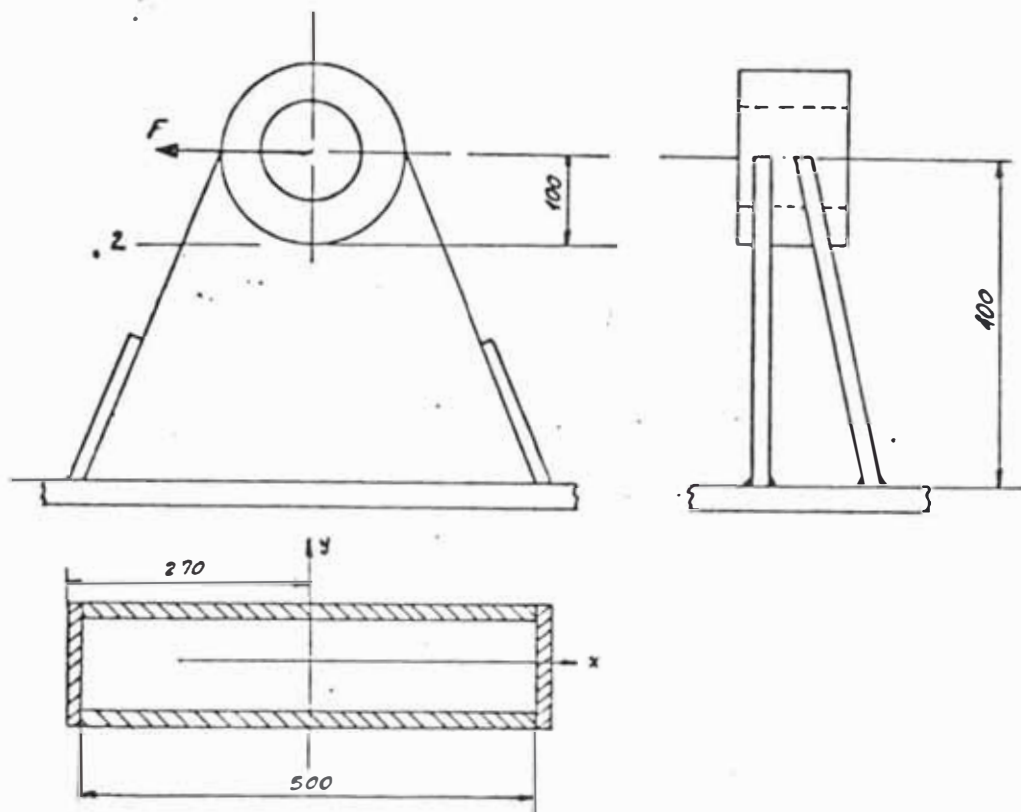


Fig. 5.13

La zona más peligrosa se encuentra en la base de la estructura donde la carga cortante Q y el momento flector M , son respectivamente:

$$Q = 32500 \text{ Kg.}$$

$$M_{\uparrow} = 40(32500) = 1.3 \times 10^6 \text{ Kg.-cm.}$$

Luego, según la Fig. 5.13 el área de la sección transversal de la base de la estructura es:

$$A = 2(3)950 + 2(2)(24) = 296 \text{ cm}^2.$$

El momento de inercia del área de la sección transversal de la base de la estructura con respecto al eje "Y" es:

$$I_y = 2\left(\frac{1}{12} 2(50)^3\right) + 2(48)(26)^2 = 106562.67 \text{ cm}^4.$$

Luego, el esfuerzo máximo en la base de la estructura producido por M_{\uparrow} es:

$$P = \frac{M_{\uparrow} \cdot Y_m}{I_x}$$

$$K = \frac{1.3 \times 10^6 (27)}{106562.67} = 329.4 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo cortante producido por Q es:

$$T = \frac{Q}{A}$$

$$T = \frac{32500}{296} = 109.8 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo de comparación es:

$$K_c = (K^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((329.4)^2 + (109.8)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 347.2 \text{ Kg/cm}^2 < 1425 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

Por otro lado, también es necesario calcular la soldadura de la base de la estructura de los apoyos, en la unión con la tapa prensora. El área soldada se muestra en la Fig. 5.14.

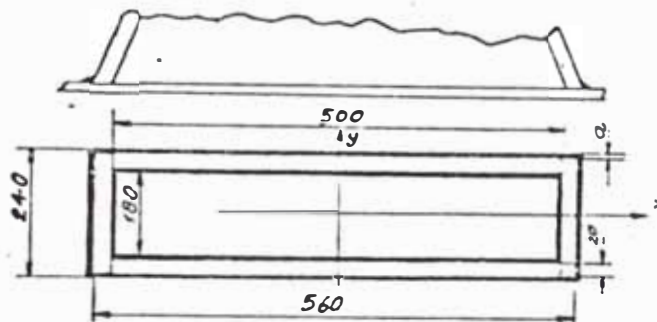


Fig. 5.14

Según la Fig. anterior, el área de la sección soldada es la siguiente:

$$A_s = 4(50) + 2(18) + 2(24) = 284 \text{ cm}^2.$$

Luego, el momento de inercia de la sección soldada con respecto al eje y es:

$$I'_{y'} = 4\left(\frac{1}{12} 1(50)^3\right) + 2(24)(27.5)^2 + 2(18)(24.5)^2$$

$$I'_{y'} = 99575.6 \text{ cm}^4.$$

Luego, el esfuerzo máximo producido por M_x es:

$$K' = \frac{M_x \cdot Y'_m}{I'_x}$$

$$K' = \frac{1.3 \times 10^6 (28)}{99575.6} = 365.6 \text{ Kg./cm}^2.$$

El esfuerzo cortante producido por la carga Q sobre la soldadura:

$$T' = \frac{Q}{A_s}$$

$$T' = \frac{32500}{284} = 114.4 \text{ Kg./cm}^2.$$

El esfuerzo de comparación es:

$$K'_e = \left((365.6)^2 + (114.4)^2 \right)^{1/2}$$

$$K'_e = 383 \text{ Kg/cm}^2 < 570 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

El K_{adm} ha sido calculado anteriormente.

5.3.2 ARTICULACION DE LA TAPA PRENSORA

La tapa prensora se apoya y gira alrededor de un eje de acero muy resistente según se muestra en el esquema de la Fig. 5.15, dicho eje se sostiene a la vez en la estructura de la prensa.

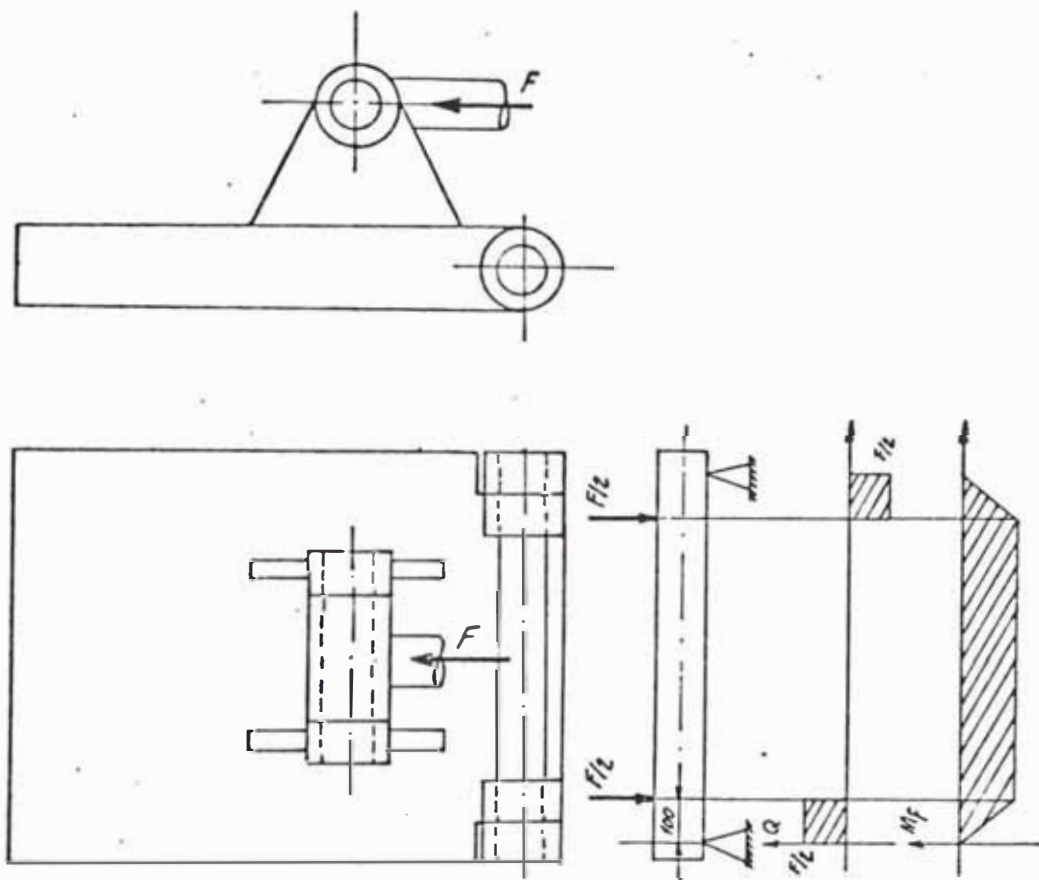


Fig. 5.15

CALCULO DEL EJE

Según la Fig. 5.15 el eje está sometido a cargas de flexión pura y su diámetro puede ser calculado con la siguiente expresión:

$$d^3 \geq \frac{32 M_r}{\pi K_{adm}}$$

Luego, reemplazando en la expresión anterior:

$$K_{adm} = 4000 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (acero 34CrNiMo6, anexo 5) y}$$

$$M_r = 10(32500) = 325000 \text{ kg.cm se obtiene:}$$

$$d^3 \geq \frac{32 (325000)}{\pi (4000)}$$

$$d \geq 9.4 \text{ cm.}$$

El diámetro real del eje es de 100 mm. que asegura el valor obtenido.

BRAZOS Y APOYOS

Los brazos, que unen la tapa prensora al eje, y los apoyos, que unen el eje a la estructura de la prensa, están diseñados en base a barras de acero perforadas SANDVIK, empleadas ya anteriormente. De esta forma, la presión (P) que se ejerce sobre los casquillos de los brazos y los apoyos es;

$$P = \frac{F}{2Bd}$$

Donde:

d = Diámetro interior del casquillo

B = Ancho del casquillo

Luego:

$$P = \frac{65000}{2(10)(10)}$$

$$P = 325 \text{ Kg/cm}^2 < 1700 \text{ kg/cm}^2 (K_{adm})$$

De esta forma se comprueba de que no hay aplastamiento.

Ahora bién, como los casquillos tienen un espesor de 10 mm. los brazos y apoyos tienen un diámetro interior de 120 mm. sobre los cuales actúa la siguiente presión (P'):

$$P' = \frac{F}{2Bd'}$$

$$P' = \frac{65000}{2(10)(12)} = 270.8 \text{ Kg/cm}^2.$$

Empleando luego la expresión (4) anterior, es posible calcular el radio exterior de los brazos y apoyos (teoría de cilindros de paredes gruesas sometidos a presión interior):

$$b^2 \geq \frac{K_{adm} \cdot a^2}{K_{adm} - 2P}$$

Donde:

a = Radio interior

b = Radio exterior

$$b^2 \geq \frac{1700 (b)^2}{1700 - 2(270.8)}$$

5.3.3 ARTICULACION DEL CILINDRO HIDRAULICO DE LA TAPA PRENSORA

El cilindro hidráulico de la tapa prensora está articulado para poder seguir a dicha tapa en sus movimientos al abrir ó cerrar la cámara de compactación, un esquema de la articulación mencionada se muestra en la Fig. 5.16.

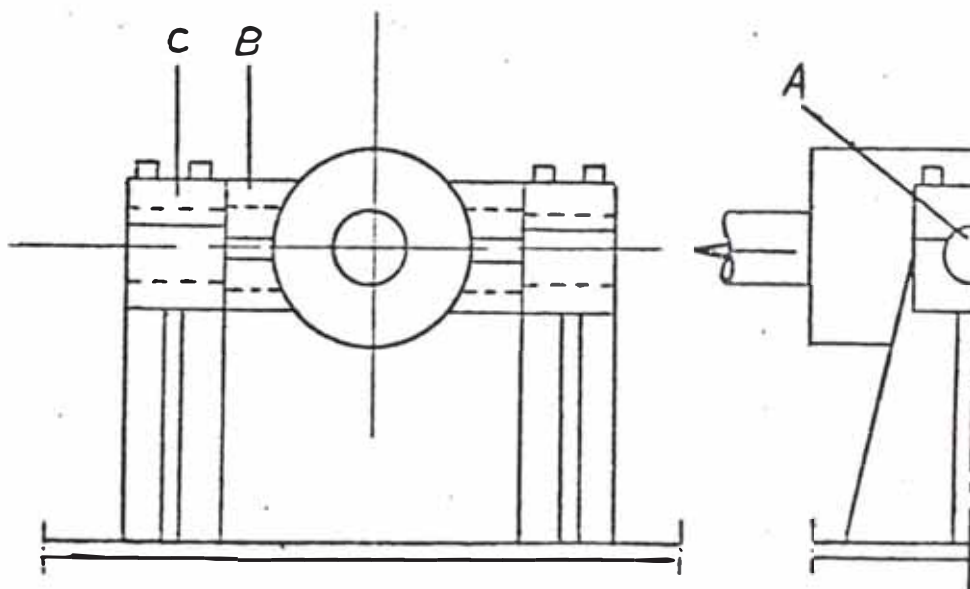


Fig. 5.16

Según la Fig. anterior, los ejes pivot (A) van unidos a los cubos (B) (mediante un ajuste de apriete) y estos a su vez van soldados al cilindro hidráulico de la tapa prensora.

De esta forma, cilindro cubos y ejes forman un sólo cuerpo que se sostiene y gira en los apoyos (C).

CALCULO DE LOS EJES PIVOT

Los ejes pivot unidos a los cubos deben soportar esfuerzos debidos a la flexión cuando el cilindro hidráulico está trabajando. La fig. 5.17, muestra un esquema del sistema con los diagramas de cargas y momentos flectores.

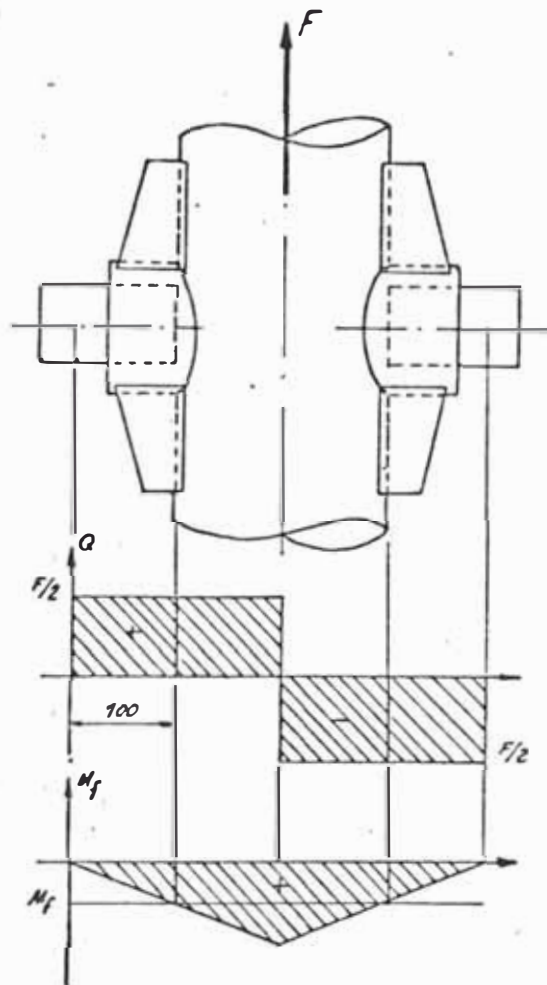


Fig. 5.17

Según la Fig. anterior, la zona más peligrosa se encuentra en la unión de los cubos con el cuerpo del cilindro hidráulico, zona que se encuentra soldada y reforzada. Sin embargo, para el cálculo de los ejes pivot se está considerando como si entre la unión y los apoyos solamente actuarán dichos ejes; en realidad los cubos y sus refuerzos contribuyen en la resistencia del conjunto.

Los ejes pivot tienen en la zona de los cubos un diámetro de 100 mm. y en la zona de los apoyos un diámetro de 90 mm., estas medidas son inicialmente supuestas. Según esto, la carga cortante y el momento flector en la zona de mayor peligro son respectivamente:

$$Q = 32500 \text{ Kg.}$$

$$M_{\rightarrow} = 10(32500) = 323000 \text{ Kg.-cm.}$$

Luego el esfuerzo máximo producido por M_{\rightarrow} sobre los ejes es:

$$K = \frac{M_{\rightarrow}}{W} \quad (1)$$

Donde:

w = Módulo de la sección transversal de los ejes.

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

(ejes macizos, sección circular de diámetro "d").

$$W = \frac{\pi (10)^3}{32} = 98.2 \text{ cm}^3.$$

Luego, reemplazando en la expresión (1) se tiene:

$$K = \frac{325000}{98.2} = 3309.6 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo cortante producido por Q en la sección es:

$$T = \frac{Q}{A} ; \quad A = \frac{\pi d^2}{4} = 78.5 \text{ cm}^2.$$

Luego, considerando la tensión de comparación como:

$$K_c = (K^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((3309.6)^2 + (414)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 3335.4 \text{ Kg/cm}^2 < 4000 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

El acero de los ejes pivot es un 34CrNiMo6 (ver anexo).

SOLDADURA DE UNION DE LOS CUBOS

Como se muestra en la Fig. 5.17 en la unión de los cubos con el cuerpo del cilindro hidráulico se han añadido refuerzos para aumentar el área de soldadura y así la resistencia a los esfuerzos a que está sometido.

Según esto, el área de la soldadura en la unión es la siguiente:

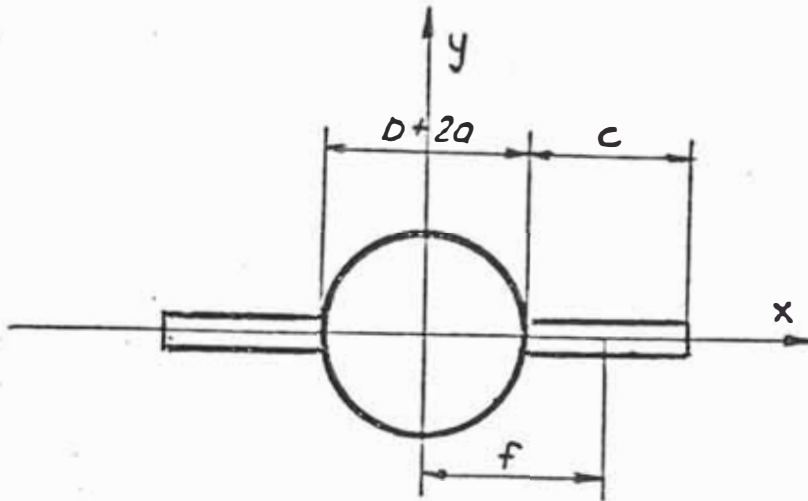


Fig. 5.18

$$A_s = ((D + 2a)^2 - (D)^2) \frac{\pi}{4} + 4(1)c$$

$$A_s = (18^2 - 16^2) \frac{\pi}{4} + 4(15) = 113,4 \text{ cm}^2.$$

Luego, el momento de inercia de la sección soldada respecto al eje "y" es:

$$I_y = ((D+2a)^4 - (D)^4) \frac{\pi}{64} + 4 \left(\frac{1}{12} 1(c)^3 + (f)^2(\text{Area}) \right)$$

$$I_y = (18^4 - 16^4) \frac{\pi}{64} + 4 \left(\frac{1}{12} 1(15)^3 + (15,5)^2(15) \right)$$

$$I_y = 17476 \text{ cm}^4.$$

Luego, el esfuerzo máximo producido por M en la soldadura de empalme es:

$$K = \frac{M \cdot X_m}{I_y}$$

$$K = \frac{32500(23)}{17476} = 427.7 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo cortante producido por la carga cortante Q sobre la soldadura de empalme es:

$$T = \frac{Q}{A}$$

$$T = \frac{32500}{113.4} = 286.6 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, la tensión de comparación es:

$$K_c = (K^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((427.7)^2 + (286.6)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 514.8 \text{ Kg/cm}^2 < 570 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

El esfuerzo admisible de soldadura (K_{adm}) se ha calculado anteriormente.

5.3.4 APOYO DEL CILINDRO HIDRAULICO DE LA TAPA PRENSORA

Los apoyos sobre los cuales se sostiene y gira el cilindro hidráulico de la tapa prensora comprenden: los cubos, dentro de los cuales se acoplan los ejes pivot del cilindro; y las estructuras, a las cuales van soldados los cubos mencionados.

Los cubos, tienen un diámetro interior de 90 mm. incluyendo sus casquillos protectores y deben soportar una fuerza de 32500 Kg. Estas características los hace semejantes a los ya calculados para la transmisión articulada. Son semejantes pero no iguales, ya que en este caso se trata de cubos partidos que facilitan el montaje del cilindro. La Fig. 5.18 muestra un esquema del cubo y de su estructura.

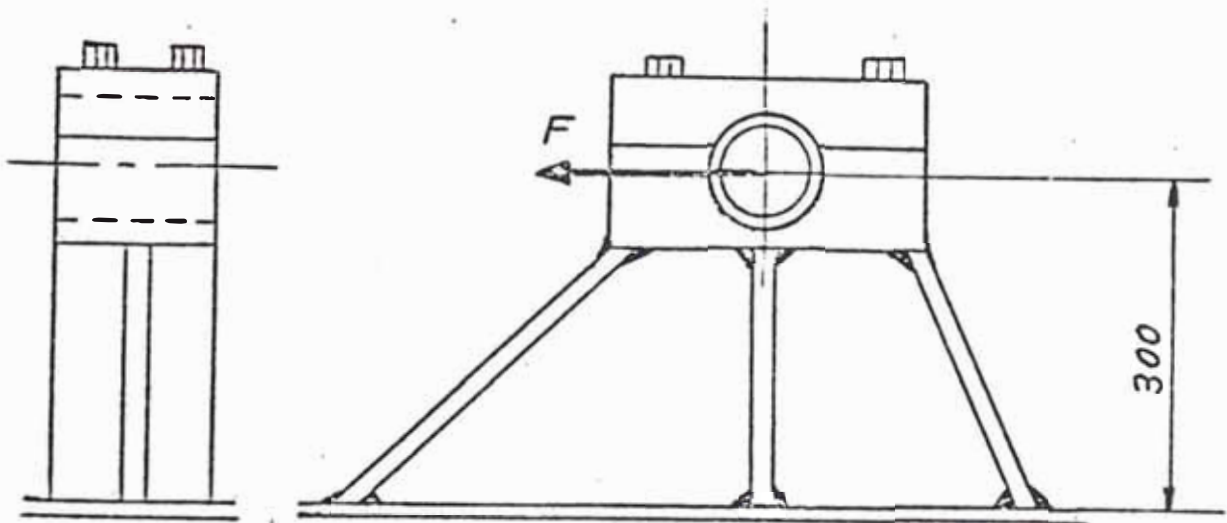


Fig. 5.18

Los cubos están diseñados en base a acero estructural y barras perforadas de acero 4LM SANDVIK unidas mediante soldadura; las dos partes de los cubos se acoplan mediante cuatro pernos según se muestra en la figura anterior.

CALCULO DE LA ESTRUCTURA

La zona más peligrosa de la estructura se encuentra en su base donde la carga cortante Q y el momento flector M , son respectivamente:

$$Q = 32500 \text{ Kg.}$$

$$M = 30(32500) = 975000 \text{ Kg.-cm.}$$

El área de la base de la estructura es la siguiente:

$$A = 2(65) + 3(2)(13) = 208 \text{ cm}^2.$$

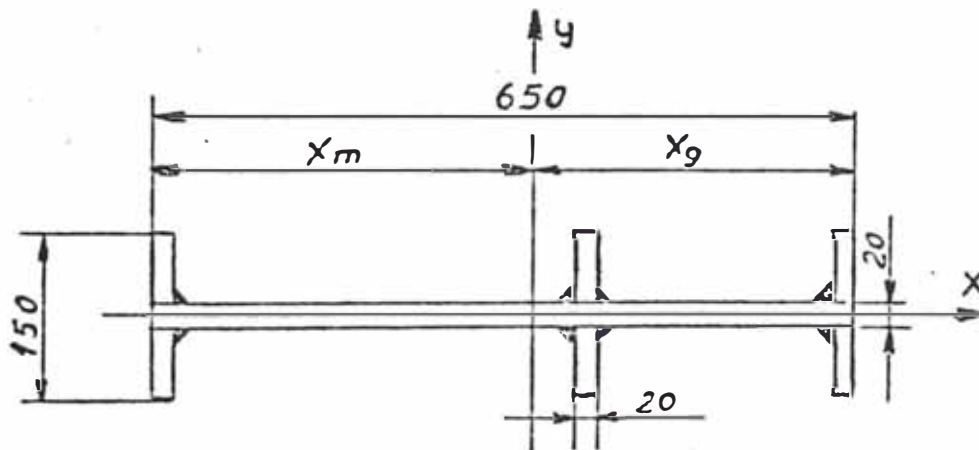


Fig. 5.19

Luego, la distancia X_g , al centro de gravedad de la sección es:

$$X_g = \frac{32.5(130) + 64(26) + 25(26) + 1(26)}{208}$$

$$X_g = 31.6 \text{ cm.}$$

Luego, el momento de inercia de la sección respecto al eje "0" es:

$$I_o = \frac{1}{3} 2(65)^3 + 26(64)^2 + 26(25)^2 + 26(1)^2$$

$$I_o = 305855.33 \text{ cm}^4.$$

Luego el momento de inercia de la sección respecto al eje "y" es:

$$I_y = 305855.33 - (208)(31.6)^2 = 98154.8 \text{ cm}^4.$$

Con los valores obtenidos es posible calcular el esfuerzo máximo producido por M_x en la base de la estructura:

$$K = \frac{M_x \cdot X_m}{I_y}$$

$$K = \frac{975000(33.4)}{98154.8} = 331.7 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo cortante producido por Q en la base es:

$$T = \frac{Q}{A}$$

$$T = \frac{32500}{208} = 156.3 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo de comparación es:

$$K_c = (K^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((331.7)^2 + (156.3)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 366.6 \text{ kg/cm}^2 < 1425 \text{ kg/cm}^2 (K_{adm})$$

CALCULO DE LA SOLDADURA

La estructura de los apoyos como se muestra en la Fig. 5.18 está soldada en su base a la estructura de la prensa y debe soportar también la carga cortante Q y el momento flector M_{\uparrow} ; según esto el área de la soldadura es la siguiente:

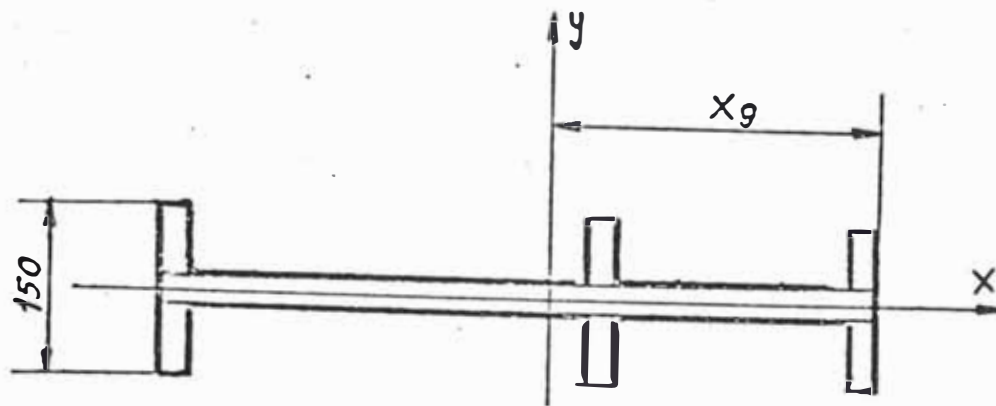


Fig. 5.20

$$A_{\bullet} = 182 \text{ cm}^2.$$

$$X_g = 33.8 \text{ cm.}$$

$$I_y = 93634.8 \text{ cm}^4.$$

Luego, el esfuerzo máximo producido por M_{\rightarrow} sobre la soldadura de la base es:

$$K = \frac{M_{\rightarrow} \cdot X_m}{I_y}$$

$$K = \frac{975000(33.9)}{93634.8} = 353 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo cortante sobre la soldadura:

$$T = \frac{Q}{A_{\bullet}}$$

$$T = \frac{32500}{182} = 178.6 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo de comparación es:

$$K_c = \left((353)^2 + (178.6)^2 \right)^{1/2}$$

$$K_c = 395.6 \text{ Kg/cm}^2 < 570 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

CALCULO DE LOS PERNOS

Para el cálculo de los pernos de unión de los cubos partidos se emplea el método europeo (DIN)

De esta forma, en cada uno de los pernos actúa una fuerza axial (F_B):

$$F_B = \frac{F}{n}; \quad n = 4 \text{ (número de pernos)}$$

$$F_B = \frac{32500}{4} = 8125 \text{ Kg.}$$

Luego, con F_B se estima el diámetro del perno de cabeza exagonal según DIN 931 fabricado con material 12.9 (acero 42CrMo4) de tabla.

$$d = 16 \text{ mm.}$$

Luego la relación (L_k/d), donde L_k es el espesor de las placas a unir, es:

$$\frac{L_k}{d} = \frac{120}{16} = 7.5$$

Donde:

$$(K_{0.2}) A_s = 17000 \text{ Kg. (tabla 18)}$$

Luego:

$$0.1 (8125) < 0.1 (17000)$$

$$812.5 \text{ Kg.} < 1700 \text{ Kg.}$$

También es comprobable que la amplitud de la tensión variable puramente pulsante (K_s) es menor que el límite de fatiga (K_A) del material de los pernos:

$$K_s = \phi_n \frac{F_B}{2 A_s}; \quad A_s = 144 \text{ mm}^2.$$

$$K_s = 0.1 \frac{8125}{2(144)}$$

$$K_s = 2.28 \text{ Kg./mm}^2. < 14 \text{ Kg./mm}^2. (K_A)$$

5.3.5 SEGUROS DE LA TAPA PRENSORA

La tapa prensora posee dos seguros accionados también hidráulicamente para evitar que se levante durante la compactación horizontal. Dicho seguros van colocados en el extremo de la tapa sobre la pared de fondo de la cámara de compactación según se muestra en la Fig. 5.21.

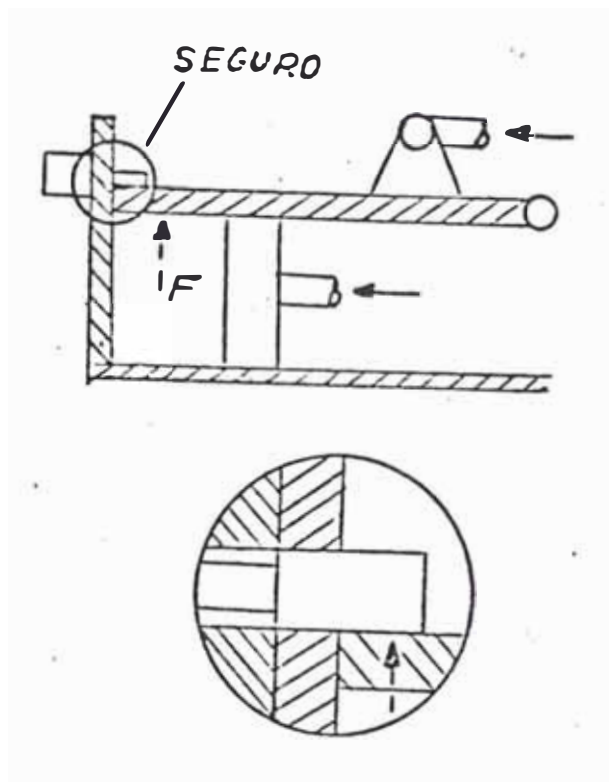


Fig. 5.21

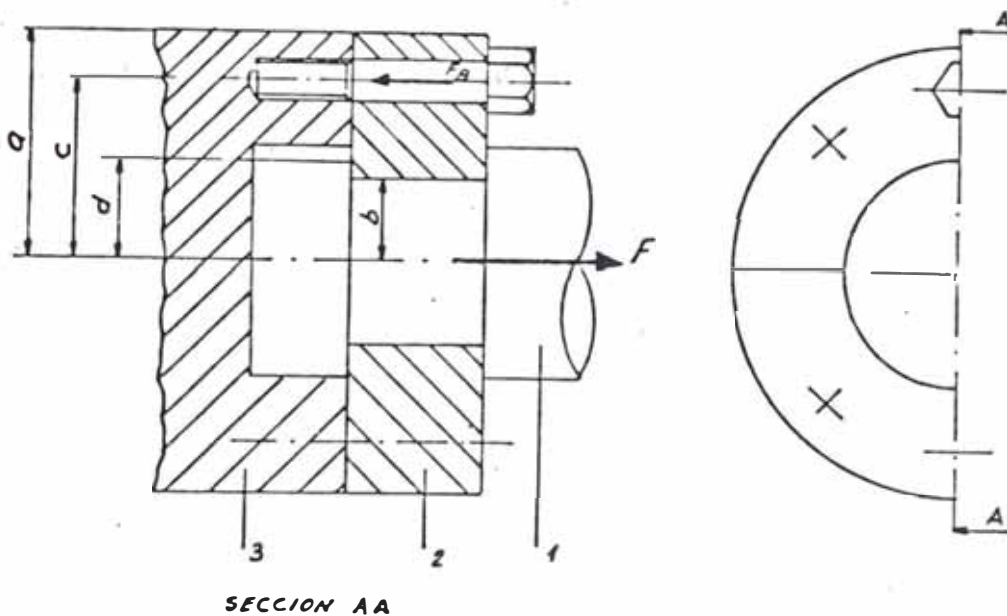
Para el cálculo de los seguros, se considera que la máxima fuerza (F) que actúa sobre ellos es de 100 Tn, esto significa 50 Tn sobre cada uno en forma de una carga distribuida.

La sección transversal de los seguros es rectangular de 14 cm. de ancho por 4 cm. de espesor (valores inicialmente supuestos) y para los cálculos se les considera empotrados con una longitud fuera del empotramiento de 4 cm. (ver figura anterior).

Los seguros son de acero 34CrMo6 (según DIN) con un esfuerzo admisible de 4000 Kg./cm². (ver anexo).

5.4.1 UNION VASTAGO-EMPUJADOR

Las uniones de los vástagos de los cilindros hidráulicos con los empujadores horizontales y también la unión del vástago del cilindro de la puerta de escape con ésta, son unidos mediante placas partidas según se muestra en la Fig. 5.22.



1. Vástago

2. Placa

3. Empujador

Fig. 5.22

CALCULO DEL ESPESOR DE LA PLACA DE UNION

Para el cálculo de la placa partida de unión se utiliza la teoría de placas planas considerando a ésta apoyada sobre un círculo concéntrico, próximo al borde exterior con una carga uniforme a lo largo de una circunferencia concéntrica, próxima al borde interior.

Según esto, el espesor mínimo de la placa se calcula con la siguiente expresión:

$$t^2 \geq \frac{3W}{2\pi m K_{adm}} \left(\frac{2a^2(m+1)}{a^2-b^2} \ln\left(\frac{c}{d}\right) + (m-1) \frac{c^2-d^2}{a^2-b^2} \right) \quad ()^2$$

Donde:

t = Espesor de la placa (mm.)

a = Radio exterior de la placa (mm.)

b = Radio interior de la placa (mm.)

c = Radio de los apoyos (mm.)

d = Radio de la aplicación de la carga (mm.)

W = Carga total aplicada (Kg.)

K_{adm} = esfuerzo admisible del material de la placa
(kg/mm²)

m = Inversa del módulo de Poisson

(m=1/03 = 3.33).

Por otro lado, según la Fig. 5.22., la placa partida de unión está solicitada en la carrera de retorno, o sea, cuando el vástago por intermedio de la placa jala al empujador hasta su posición inicial. Para la unión vástago-puerta de escape, la placa de unión es solicitada en la carrera de trabajo ya que la puerta es jalada para abrirla.

) Expresión según caso 15 del capítulo de placas planas del libro "Fórmulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones: de Raymond J. Roark, ver bibliografía.

Según esto, para la placa de unión de los empujadores horizontales se tienen los siguientes datos:

$$a = 110 \text{ mm.}$$

$$b = 47.5 \text{ mm.}$$

$$c = 90 \text{ mm.}$$

$$d = 55 \text{ mm. (valores inicialmente supuestos).}$$

$$K_{adm} = 30 \text{ kg/mm}^2 \text{ (Aceros: 34CrNiMo6 ó 42CrMo4)}$$

$$W = 78880 \text{ Kg. (fuerza máxima de retorno de cilindros horizontales).}$$

Luego, reemplazando éstos valores se obtiene:

$$t^2 \geq \frac{3(78880)}{2\pi(3.33)30} \left(\frac{2(110)^2(3.33+1)}{110^2 - 47.5^2} \ln\left(\frac{90}{55}\right) + \right.$$

$$\left. (3.33 - 1) \left(\frac{90^2 - 55^2}{110^2 - 47.5^2} \right) \right)$$

$$t \geq 49.28 \text{ mm.}$$

Igualmente, para la placa de unión de la puerta de escape del paquete se tiene los siguientes datos:

$$a = 70 \text{ mm.}$$

$$b = 25 \text{ mm.}$$

$$c = 52.5 \text{ mm.}$$

$$d = 30 \text{ mm. (valores inicialmente supuestos).}$$

$K_{adm} = 30 \text{ Kg/mm}^2$. (Aceros: 34CrNiMo6 ó 42CrMo4)

$W = 26080 \text{ Kg}$. (fuerza máxima de jale del vástago del cilindro de la puerta).

Luego, reemplazando estos valores se obtiene:

$$t^2 \geq \frac{3(26080)}{2\pi(3.33)30} \left(\frac{2(60)^2(3.33+1)}{60^2 - 25^2} \ln\left(\frac{52.2}{30}\right) + (3.33 - 1) \left(\frac{52.2^2 - 30^2}{60^2 - 25^2} \right) \right)$$

$$t \geq 30.2 \text{ mm.}$$

CALCULO DE LOS PERNOS DE UNION

Los pernos de unión, como se aprecia en la Fig. 5.22., son aquellos que fijan la placa partida ya sea a los empujadores o a la puerta de escape. El método de cálculo es el mismo seguido anteriormente y se realiza simultáneamente para ambos casos (empujadores y puerta).

La fuerza de trabajo axial sobre los pernos es:

$$F_p = \frac{F}{n}$$

F = Fuerza en el vástago

n = Número de pernos

La pérdida de pretensión por asentamiento (f_z):

Empujadores

Puerta

$$f_z = 5 + 2x$$

$$f_z = 5 + 2x$$

$$f_z = 5 + 2(4) = 13 \text{ micras}$$

$$f_z = 5 + 2(4) = 13 \text{ micras}$$

$x = 4$, para superficies rugosas,

El valor de ϕ según L_{κ}/d del gráfico para ambos casos es aproximadamente:

$$\phi = 0.28$$

El área equivalente:

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \left(\left(d_{\kappa} + \frac{L_{\kappa}}{10} \right)^2 - D_B^2 \right)$$

Empujadores

Puerta

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \left(\left(30 + \frac{90}{10} \right)^2 - 22^2 \right)$$

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \left(\left(22 + \frac{60}{10} \right)^2 - 16^2 \right)$$

$$A_{eq} = 814.5 \text{ mm}^2.$$

$$A_{eq} = 414.7 \text{ mm}^2.$$

Los valores d_{κ} y D_B , según DIN 931, pernos de cabeza exagonal.

El factor de ajuste (α_a) para llave de torque automática según tabla es:

$$\alpha_a = 1.4$$

Luego, la pérdida de pretensión por asentamiento (f_z) es:

$$f_z = 5 + 3x \quad (\text{en micras})$$

Donde:

$x = 4$, factor para superficies rugosas de tabla.

$$f_z = 5 + 3(4) = 17 \text{ micras.}$$

Luego, con la relación L_k/d determina el valor del gráfico.

$$\phi = 0.2$$

Luego, el área equivalente (A_{eq}) de la zona de influencia de la compresión producida por el tornillo para calcular la elasticidad de las placas a unir es:

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \left(\left(d_k + \frac{L_k}{10} \right)^2 - D^2 \right)$$

Donde:

$d_k = 24$ mm. (diámetro de la cabeza del perno, DIN 931)

$D_B = 18$ mm. (diámetro del agujero, DIN 931)

Luego:

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \left(\left(24 + \frac{120}{10} \right)^2 - (18)^2 \right) = 763.4 \text{ mm}^2.$$

Luego, la elasticidad de las placas (δ_p) es:

$$\delta_p = \frac{L_k}{A_{eq} E}$$

$E = 2.1 \times 10^4$ Kg./mm². (módulo de elasticidad del acero)

$$\delta_p = \frac{120}{763.4 (2.1 \times 10^4)} = 7.48 \times 10^{-6} \text{ mm./Kg.}$$

La fuerza de asentamiento (F_z) es:

$$F_z = f_z \frac{\quad}{\delta_p}$$

$$F_z = (17) \frac{0.2}{0.00748} = 454.5 \text{ Kg.}$$

Luego, el factor ϕ_n para carga aplicada en el plano central es:

$$\phi_n = 0.5$$

$$\phi_n = 0.5 \times (0.2) = 0.1$$

Luego, la fuerza de pre-tensión (F_U) es:

$$F_U = \alpha_n \times (F_k + (1 - \phi_n) \times F_B + F_a)$$

Donde:

$F_k = 20$ Kg. (fuerza residual para mantener la unión)

Luego reemplazando:

$$F_U = 1.4 \times (20 + (1 - 0.1) \times 8125 + 454.5)$$

$$F_U = 10901.8 \text{ Kg.} < 12300 \text{ Kg.} (F_{Uadm})$$

La fuerza de pretensión admisible (f_{Uadm}) se obtiene de la tabla (17) DIN 931, para tornillo de vástago de cabeza exagonal de material 12.9.

De la tabla el torque de ajuste es:

$$M_A = 35.5 \text{ Kg.-m.}$$

Por otro lado, la fuerza máxima en los pernos:

(F_{max}) es admisible si:

$$F_{max} = \phi_n F_B < 0.1 (K_{0.2}) A_n$$

De esta forma, examinando uno de los seguros, el momento flector y la fuerza cortante en el empotramiento son:

$$M_{\uparrow} = \frac{w L^2}{2} = \frac{wL (L)}{2} = \frac{(F/2) L}{2}$$

$$M_{\uparrow} = \frac{(50000)4}{2} = 100000 \text{ Kg.-cm.}$$

$$Q_{\uparrow} = F/2$$

$$Q = \frac{100000}{2} = 50000 \text{ Kg. (2 apoyos)}$$

Luego, el esfuerzo máximo producido por M_{\uparrow} en el empotramiento es:

$$K = \frac{M_{\uparrow}}{W}$$

Donde:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

(Módulo de la sección transversal del seguro
h = espesor, b = ancho)

$$K = \frac{6(100000)}{14(4)^2} = 2678.6 \text{ kg/cm}^2$$

Luego, el esfuerzo cortante producido por Q es:

$$T = \frac{Q}{b h}$$

$$T = \frac{50000}{14(4)} = 892.8 \text{ Kg./cm}^2.$$

Luego, la tensión de comparación es:

$$K_c = ((2678.6)^2 + (892.8)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 2824 \text{ Kg/cm}^2 < 4000 \text{ Kg/cm}^2 (K_{adm})$$

5.4 DISEÑO DE LOS EMPUJADORES HORIZONTALES

Los empujadores compactadores en igual forma que las paredes de la cámara de compactación, la puerta de escape, etc. están diseñados en base a planchas gruesas de acero tipo estructural de SIDER PERU, soldados y con refuerzos similares a los ya calculados para poder de esta forma soportar las presiones de compactación.

Las caras de los empujadores que tienen que deslizar con respecto a las paredes de la cámara de compactación y aquella que compacta la chatarra, están previstas de una delgada plancha de acero pulido anti-fricción.

La elasticidad de las placas (δ_p):

$$\delta_p = \frac{L_{br}}{A_{eq} E}; \quad E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2.$$

Empujadores

Puerta

$$\delta_p = \frac{90}{814.5(2.1 \times 10^4)}$$

$$\delta_p = \frac{60}{414.7(2.1 \times 10^4)}$$

$$\delta_p = 5.26 \times 10^{-4} \text{ mm/Kg.}$$

$$\delta_p = 6.889 \times 10^{-4} \text{ mm/Kg.}$$

La fuerza de asentamiento (F_s):

Empujadores

Puerta

$$F_s = f_s \frac{\phi}{\delta_p}$$

$$F_s = f_s \frac{\phi}{\delta_p}$$

$$F_s = 13 \frac{0.28}{0.00526}$$

$$F_s = 13 \frac{0.28}{0.006889}$$

$$F_s = 692 \text{ Kg.}$$

$$F_s = 529 \text{ Kg.}$$

El factor ϕ_n para carga aplicada en el plano central en ambos casos:

$$\phi_n = 0.5 \phi$$

$$\phi_n = 0.5(0.28) = 0.14$$

La fuerza de pretensión (F_v):

$$F_v = a_n (F_k + (1 - \phi_n) \cdot F_B + F_s)$$

Empujadores

$$F_{\cup} = 1.4 (20 + (1 - 0.14) \times 13147 + 692)$$

$$F_{\cup} = 16826 \text{ Kg.} < 19200 \text{ Kg.} (F_{\cup adm})$$

Puerta

$$F_{\cup} = 1.4 (20 + (1-0.14)4347 + 529)$$

$$F_{\cup} = 6002 \text{ Kg.} < 9850 \text{ Kg.} (F_{\cup adm})$$

La fuerza residual para mantener la unión (F_{κ}) es 20 kg para ambos casos. Las fuerzas de pretensión admisibles ($F_{\cup adm}$) se obtienen de tabla según DIN 931 para tornillos de vástago de cabeza exagonal de material 12.9.

De la tabla, los torques de ajuste son:

Empujadores

$$M_{\kappa} = 69 \text{ Kg.-m.}$$

Puerta

$$M_{\kappa} = 23 \text{ Kg.-m.}$$

La fuerza máxima en los pernos es admisible si:

$$\Delta F_{\kappa} = n F_{\kappa} \leq 0.1 (K_{0.2}) A_{\kappa}$$

Empujadores

$$(K_{0.2}) A_{\kappa} = 26500 \text{ kg}$$

$$0.14(13147) < 0.1(26500)$$

$$1841 \text{ Kg.} < 2650 \text{ Kg.}$$

Puerta

$$(k_{0.2}) A_{\kappa} = 12400 \text{ kg}$$

$$0.14(4347) \leq 0.1(12400)$$

$$609 \text{ Kg.} < 1240 \text{ Kg.}$$

La fuerza axial en el límite de fluencia mínimo ($K_{0.2} A_{\kappa}$) se obtiene de tabla, según el perno.

También es comprobable que la amplitud de la tensión variable puramente pulsante (K_v) es menor que el límite de fatiga (K_a) del material de los pernos:

$$K_v = \phi_n \frac{F_B}{2 A_s}$$

Empujadores

$$A_s = 225 \text{ mm}^2.$$

$$K_v = 0.14 \frac{13147}{2(225)}$$

$$K_v = 4 \text{ Kg/mm}^2 < 13 \text{ Kg/mm}^2 (K_a)$$

Puerta

$$A_s = 105 \text{ mm}^2.$$

$$K_v = 0.14 \frac{4347}{2(105)}$$

$$K_v = 4 \text{ Kg/mm}^2 < 13 \text{ Kg/mm}^2 (K_a)$$

El valor del área A_s se obtiene de tabla, y el límite de fatiga (K_a) para el material de los pernos, de tabla.

Por otro lado, entre la cabeza del perno y la placa debe haber una tensión menor al límite de rotura de ésta (90 Kg/mm^2).

$$\frac{F_s \text{ max}}{A_k} = \frac{F_v + \Delta F_s}{A_k} < 90 \text{ Kg/mm}^2$$

Empujadores

$$\frac{16826 + 1841}{318} < 90 \text{ Kg/mm}^2$$

$$58.7 \text{ Kg/mm}^2 < 90 \text{ Kg/mm}^2$$

Puerta

$$\frac{6002 + 609}{171} < 90 \text{ Kg/mm}^2$$

$$38.6 \text{ Kg/mm}^2 < 90 \text{ Kg/mm}^2$$

El area de apoyo de la cabeza del perno (A_x) se obtiene de tabla, según DIN 931 para pernos de cabeza exagonal.

5.4.2 UNION DE LOS CILINDROS HORIZONTALES CON LA PRENSA

Cada uno de los cilindros hidráulicos de los empujadores horizontales lleva una plancha de unión soldada a través de la cual quedan empernados a la estructura de la prensa; la fig. 5.23 muestra un dibujo explicativo de la unión.

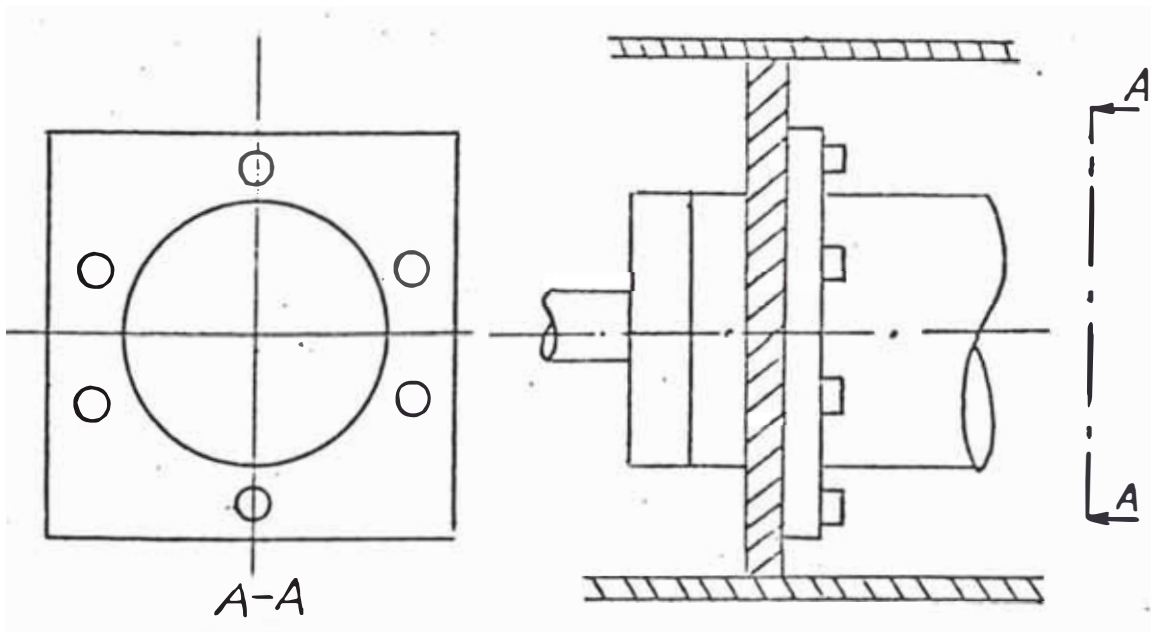


Fig. 5.23

CALCULO DEL ESPESOR DE LAS PLANCHAS DE UNION

Para el cálculo del espesor de las planchas de unión se utiliza la teoría de placas planas considerando a dichas planchas empotradas y apoyadas en el borde circular interior con una carga uniforme sobre toda la superficie de apoyo real. ()²

Según esto, el espesor mínimo de la plancha se calcula con la siguiente expresión:

$$t^2 \geq C \left(\frac{4a^m (m+1) \ln(a/b) - a^m (m+3) + b^m (m-1) + 4a^2 b^2}{a^2 (m+1) + b^2 (m-1)} \right)$$

$$C = \frac{3 w}{4 K_{adm}}$$

Donde:

t = Espesor de la plancha (cm.)

a = Radio exterior de la plancha (cm.)

b = Radio interior de la plancha (cm.)

w = Carga uniforme sobre toda la plancha (Kg/cm²).

m = Inversa del módulo de Poisson (m = 3.33).

k_{adm} = Esfuerzo admisible del material de la plancha (Kg/cm²).

Se utiliza la expresión según caso 21 del Cap. de placas planas del libro "Formulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones" de Raymond J. Roark, ver bibliografía.

Como la plancha mide 50 x 50 cm. con un círculo concéntrico de 34 cm. de diámetro, el área de apoyo es:

$$A = 50(50) - \frac{\pi(34)^2}{4} = 1592 \text{ cm}^2.$$

Luego, la carga distribuida sobre el área de apoyo es:

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

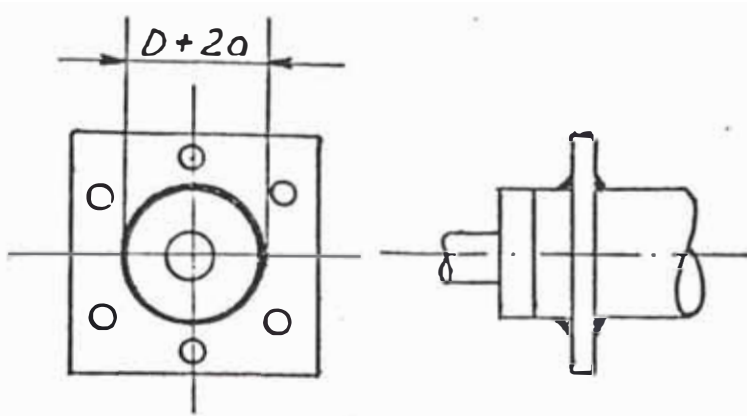
$$w = \frac{100000}{1592} = 62.8 \text{ Kg/cm}^2.$$

Luego, reemplazando los valores de: $a = 25 \text{ cm.}$, $b = 17 \text{ cm.}$, $w = 62.8 \text{ Kg/cm}^2.$, y $K_{adm} = 1425 \text{ Kg/cm}^2$ (acero estructural) en la expresión anterior, se obtiene:

$$t \geq 3.2 \text{ cm}$$

CALCULO DE LA SOLDADURA

La soldadura en la unión de la plancha con el cuerpo del cilindro tienen un espesor de costura de $a = 10 \text{ mm.}$ según se muestra en la siguiente figura:



Según, el área de la sección soldada es:

$$A_s = 2((D + 2a)^2 - (D)^2 - (D)^2) \pi/4$$

$$A_s = ((34 + 2)^2 - (34)^2) 2\pi/4 = 219.8 \text{ cm}^2.$$

Luego, el esfuerzo cortante sobre la soldadura producida por la carga total $F = 100 \text{ Tn}$ es:

$$T = \frac{F}{A_s}$$

$$T = \frac{100000}{219.8} = 455 \text{ Kg/cm}^2, < 570 \text{ Kg/cm}^2. \text{ (K}_{adm})$$

El esfuerzo admisible de la soldadura se ha calculado anteriormente.

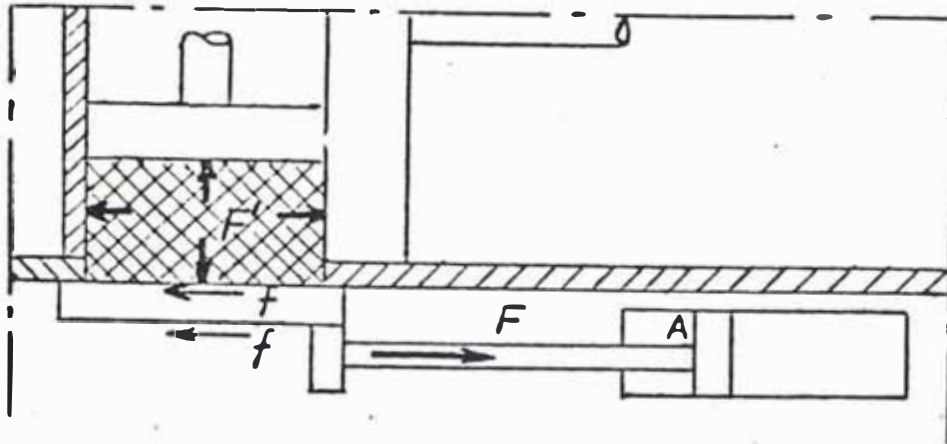
CALCULO DE LOS PERNOS DE UNION

El cálculo de los pernos se realiza según el método europeo (DIN) que se ha empleado hasta ahora para pernos de cabeza exagonal según DIN 931 de material 12.9 (42CrMo4).

De esta forma, el proceso de cálculo de los pernos se resume en el siguiente cuadro:

F (Kg)	100000
n	8
F_B (Kg)	12500
Tipo de acero	12.9
d (mm.)	20
L_k (mm.)	100
L_k/d	5
α_n	1.4
ϕ	0.28
ϕ_n	0.14
d_k (mm.) DIN 931	30
D_B (mm.) DIN 931	22
A_{eq} (mm ² .)	814.5
f_z (micras)	13
σ_p (micras)	0.00585
F (Kg.)	622.2
F_v (Kg.)	15949
$F_{v_{adm}}$ (Kg.)	19200
M_s (kg.-m.)	69

Por otro lado, se sabe que los vástagos de los cilindros horizontales y el de la tapa prensora deben ejercer fuerza de 100 Tn., y 60 Tn., respectivamente. Por lo contrario, la fuerza que debe ejercer el vástago del cilindro de la puerta, no se conoce y es necesario calcularla.



Según la Fig. anterior, luego que el empujador de compactado final ha dejado de actuar, existe una presión residual sobre las paredes de la cámara que se asume en un 30% de la presión de compactado final. Según esto, la fuerza residual sobre la puerta de escape es:

$$F' = 0.3 \cdot (100000) = 30000 \text{ Kg.}$$

Tomando luego, un coeficiente de rozamiento de 0.4, entre puerta y paquete, y de 0.2 entre puerta y correderas (están engrasadas), la fuerza necesaria (F) para abrir es:

$$F > 0.4 (30000) + 0.2 (30000) = 18000 \text{ Kg.}$$

El valor obtenido para (F) debe ser cubierto por la zona (A) del cilindro, según Fig. anterior, ya que la puerta debe ser jalada para abrirse.

En lo que al material del cuerpo del cilindro se refiere, se está empleando tubos de acero rectificadas y pulidos, obtenidos a partir de tubos tipo Aq.55 UNI 663 (norma Italiana) laminados en caliente (soldables) cuyas dimensiones, características mecánicas y composición química se muestra en el anexo.

También pueden ser usadas para el cuerpo de los cilindros las barras perforadas de acero SANDVIK 4LM (AISI 1518) ó las de acero BOEHLER DESFORD TI 52 (DIN 20 Mn5) de fácil adquisición en nuestro medio pero solo hasta diámetro de 250 mm., la ventaja de los tubos Aq.55 es el de poder adquirirlos rectificadas y pulidos listos para su utilización como cilindros hidráulicos.

En lo que a la presión de trabajo en los cilindros se refiere, se ha seleccionado la presión de 160 Kg/cm²., según DIN 24334 (ver anexo). Inicialmente se pensó en seleccionar presiones de trabajo más elevadas, pero esto conllevaba a dificultades en la adquisición de artículos oleohidráulicos en nuestro medio.

En nuestro país, la firma VICKERS-SPERRY RAND (representantes en el Perú MARCO PERUANA S.A) importa todo tipo de bombas, válvulas y accesorios oleohidráulicos hasta presiones de trabajo de 3000 PSI (aprox. 211 Kg/cm²) asegurando repuestos y servicio técnico.

Esto obliga a considerar principalmente a VICKERS en la selección de los equipos hidráulicos.

Ahora bien, en base a la norma DIN 2434, se ha seleccionado un cilindro de diámetro interior:

$D = 160$ mm., con vástago de $d_v = 70$ mm., para accionar la puerta de escape del paquete compactado. Esto implica, que a la presión de trabajo de 160 Kg/cm^2 ., se va a producir una fuerza de jale de 26080 Kg. , para abrir la puerta.

A modo de información, y para darle confiabilidad al valor obtenido para (F), se puede mencionar como ejemplo a la prensa compactadora HARRIS modelo TGS-59 para chatarra ligera de la firma HARRIS PRESS & SHEAR CORPORATION de St. Paul Minnesota, U.S.A. La fuerza de compactado final de la prensa es de 136 Tn y tiene una puerta corrediza accionada por un cilindro hidráulico de 23 Tn de empuje.

5.5 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO

5.5.1 SISTEMA HIDRAULICO APROPIADO

El sistema hidráulico de la prensa enfardadora es en realidad un sistema simple si lo comparamos con muchos complejos sistemas de maquinaria hidráulica que existe actualmente en el mercado. Sin embargo, dicho sistema cumple a cabalidad los fines para los que ha sido diseñado.

Se aprecia en el sistema hidráulico de la prensa, 5 válvulas de control direccional de 4 vías y 3 posiciones accionadas por bobinas (electromagnéticamente) que controlan independientemente los movimientos de avance y retorno de los diferentes cilindros del sistema. Por otro lado, la válvula de control direccional Nro. 6 de una vía y dos posiciones permite que el aceite circule libremente hacia el depósito de combustible cuando las otras 5 válvulas de control direccional se encuentra en la posición neutra, ésta válvula es también accionada electromagnéticamente.

Todas las válvulas de control direccional tienen interiormente muelles (resortes) que en el momento en que la excitación eléctrica en las bobinas se interrumpe conectan a dichas válvulas en su posición neutra.

Por otro lado, la excitación eléctrica con que se accionan las diferentes válvulas de control direccional que ponen en movimiento los pistones de los diferentes cilindros, se produce mediante botones pulsadores (push buttons) que junto con luces indicadoras se encuentran instalados en un tablero de mando.

Para todos los cilindros del sistema hidráulico hay interruptores de fin de carrera ó interruptores de presión (presostatos), que abriendo ó cerrando el

circuito eléctrico accionan las válvulas de control direccional y éstas a la vez detienen el movimiento de los vástagos de los cilindros respectivos.

Se han dispuesto igualmente, tanto en las líneas de admisión como de retorno de los diferentes cilindros, válvulas de seguridad calibradas a la presión de trabajo deseada para evitar de esta manera cualquier sobrecarga cuando las válvulas de control direccional se encuentran en su posición neutra. Igualmente como en todo sistema hidráulico se ha dispuesto una válvula de seguridad para proteger la bomba.

Por otro lado, también se ha dispuesto un filtro de aspiración que protege a la bomba de la suciedad y otro de retorno que impide que cualquier suciedad penetre al depósito de aceite. Se ha colocado también una válvula limitadora de caudal en la línea que alimenta los cilindros de los seguros de la tapa prensora ya que de lo contrario el movimiento de dicho seguros sería muy brusco.

5.5.2 CALCULO DE LOS CILINDROS HIDRAULICOS

Para el cálculo de las diferentes partes que conforman los cilindros hidráulicos se ha recurrido principalmente a las normas DIN 2413 y DIN 24334 cuyos procedimientos y fórmulas han sido extraídos

del libro "Tratado Práctico de Oleohidráulica (Proyecto y Realización)" de Panzer, ver bibliografía. También para un mejor enfoque se presenta la Fig. 7.1 donde se muestra las diferentes partes de un cilindro hidráulico.

CALCULO DEL CUERPO

Para el cálculo del diámetro interior del cuerpo: (D_i) se tiene la siguiente expresión:

$$D_i^2 = \frac{4F}{\pi p} \quad (1)$$

Donde:

F - Fuerza en el vástago del cilindro (Kg).

P - Presión de trabajo del aceite en el cilindro (Kg/cm²).

Para el cálculo del espesor (e) de las paredes del cuerpo del cilindro según DIN 2413 (teoría de cálculo de cilindros de paredes gruesas):

$$e = \frac{D_i}{\frac{200 K_{adm}}{1.11 P} - 2} \quad (2)$$

Donde:

e =Espesor del cuerpo (mm).

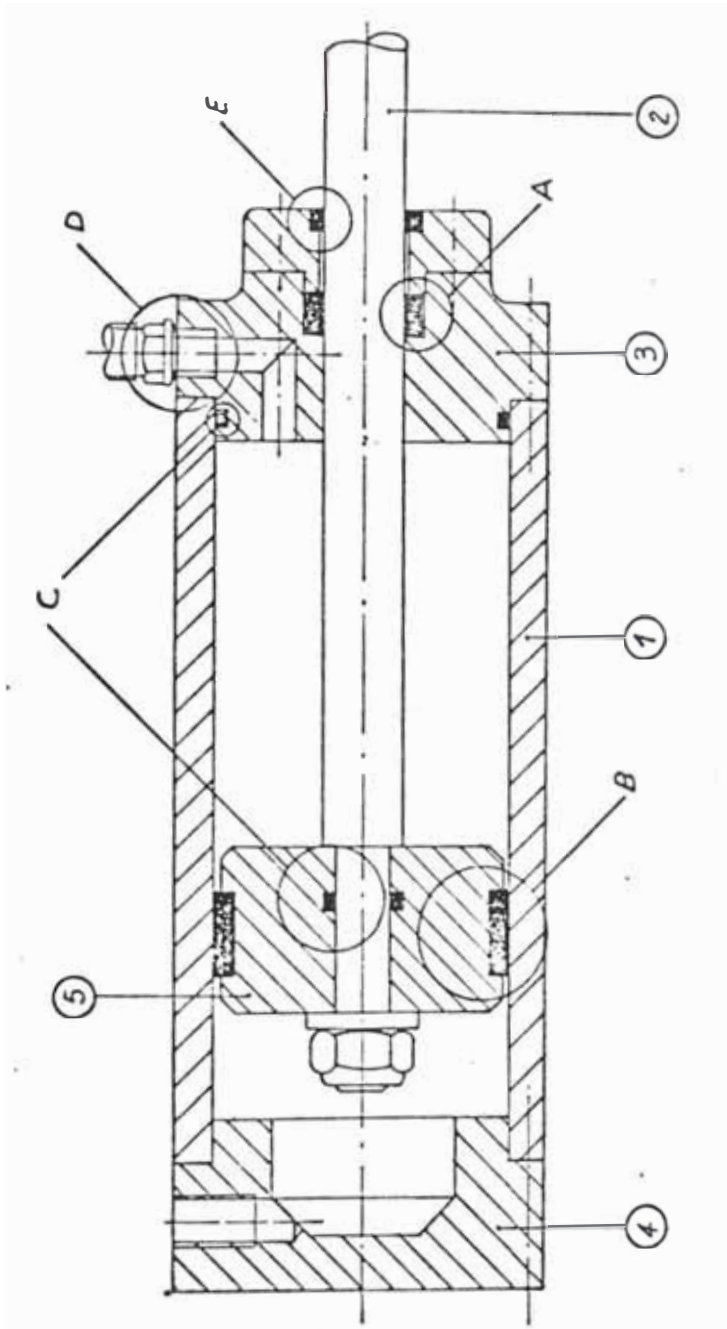
K_{adm} =Esfuerzo admisible del material del cuerpo
(Kg/mm²).

D_i =Diámetro interior del cuerpo (mm)

P =Presión de trabajo del aceite en el cilindro
(Kg/cm²).

Luego, el diámetro exterior del cuerpo (D_o), valor mínimo, es:

$$D_o = D_i + 2e \quad (3)$$



1.- CUERPO 2.- VASTAGO 3.- TAPA GUIA 4.- TAPA DE FONDO 5.- PISTON

FIG. 7.1

Finalmente, con las consideraciones mencionadas y las fórmulas expuestas se obtienen los valores del espesor (e), diámetro interior (D_i) y diámetro exterior (D_e) del cuerpo de los diferentes cilindros del sistema.

TAPA PRE.COMP COMP.FINAL PUERTA SEGUROS

P(Kg/cm ²)	160	160	160	160	160
DIN 24334					
F (Tn)	60	100	100		
D_i (mm)					
calculado	218.5	282	282		
D_i (mm)					
DIN 24334	220	280	280	160	63
e (mm)					
calculado	12.8	16.3	16.3	9.3	3.67
D_e (mm)					
calculado	245.6	312.6	312.6	178.6	70.4
D_e (mm)					
tubo Aq.55	267	330	330	203	89

CALCULO DEL VASTAGOS

Los vástagos de los diferentes cilindros están sometidos a cargas de compresión razón por la cual el diámetro mínimo de estos se calcula de la siguiente forma:

$$d_{\text{v}}^2 = \frac{4F}{\pi K_{\text{adm}}} \quad (1)$$

Donde:

F = Fuerza axial sobre el vástago (Kg).

K_{adm} = Esfuerzo admisible del material del vástago (Kg/mm²).

Por otro lado, se hace necesario el cálculo de seguridad para los esfuerzos de pandeo. La resistencia al pandeo se calcula según la fórmula de Euler (zona elástica) ó la fórmula de Tetmajer (zona inelástica) dependiendo del grado de esbeltez () de la pieza sometida a dicho pandeo.

$$\lambda = \frac{4 S}{d_{\text{v}}} \quad (2)$$

Donde:

λ = Grado de esbeltez.

d_{v} = Diámetro del vástago.

S = Longitud libre sometida al pandeo.

Luego, el esfuerzo crítico de pandeo (K_p) es:

Para: $\lambda > 100$

$$K_p = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} ;$$

$E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ (mod. de elast.).

Para: $\lambda < 100$

$$K_p = 31.7 - 0.1\lambda \quad (\text{para acero DIN St50}).$$

El tipo de acero que se emplea para el diseño de los vástagos es DIN Ck45 (antes StC45.61) que es un acero mejorado al carbono de alta calidad apropiado para estos fines y que es de fácil adquisición en nuestro medio (Boehler EH).

El acero Ck45 en estado normalizado (ver características técnicas en el anexo) tiene un límite de fluencia mínimo de 34 Kg/mm^2 ., por lo cual se emplea para los cálculos un $K_{adm} = 16 \text{ Kg/mm}^2$. Finalmente, el factor de seguridad al pandeo (m) está determinado por la relación entre la tensión de pandeo crítica (K_p) y la tensión de trabajo sobre el vástago (K):

$$m = \frac{K_p}{K} ; \text{ donde } K = \frac{F}{A}$$

Luego, en base a las consideraciones y fórmulas expuestas se calcula el diámetro de vástago (d_v) para los diferentes cilindros del sistema y además el cálculo de seguridad al pandeo:

	TAPA	PRE.COMP	COMP.FINAL	PUERTA
F (Kg)	60000	100000	100000	32160
d_v (mm)				
calculado	69	89.2	89.2	50.6
d_v (mm)				
DIN 24334	100	125	125	70
S (mm)	1000	1000	1000	500
λ	40	32	32	28.6
K_p (Kg/mm ²)	27.7	28.5	28.5	28.8
A (mm ²)	10000	12272	12272	3848.5
K (Kg/mm ²)	6	8.2	8.2	8.4
m	4.6	3.5	3.5	3.4

Se recomienda debido a lo corrosivo de nuestro medio, luego del rectificado, cromar duro (espesor 10...20 micras) y pulir los vástagos.

El material de las tapas y émbolos es acero Ck45, empleado también para los vástagos, cuyo esfuerzo admisible para el diseño es de 16 Kg/mm² (características técnicas en el anexo).

Luego, en base a las consideraciones y fórmulas expuestas se han calculado los espesores mínimos de las tapas de fondo y guía de los diferentes cilindros del sistema:

Tapa de fondo:

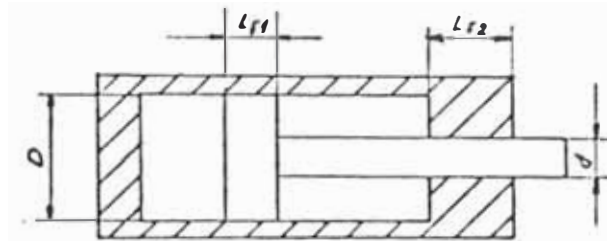
TAPA PRE.COMP COMP.FINAL PUERTA SEGUROS

P(Kg/cm ²)	160	160	160	160	
r (mm)	121.8	152.5	152.5	90.75	
K _{adm} (Kg/mm ²)	16	16	16	16	16
t (mm)	34.7	43.4	43.4	25.8	

Tapa guía:

a (mm.)	121.8	152.5	152.5	90.75
b (mm.)	50	62.5	62.5	35
t (mm.)	29.5	35.5	35.5	22.4

Por otro lado, para el émbolo y las tapas guías de los cilindros se tienen las siguientes recomendaciones ()³:



$$L_{f1} = (0.4 \dots 0.6)D$$

$$L_{f2} = (0.8 \dots 1.2)d$$

CALCULO DE LAS TAPAS Y EMBOLOS

Como se aprecia en la Fig., en los cilindros hidráulicos se distingue la tapa de fondo y la tapa guía. Estas dos tapas se consideran elementos suficientemente rígidos y sus respectivos espesores mínimos se calculan utilizando la teoría de placas planas. Para la tapa de fondo se considera chapa, circular maciza, fija en todo su borde con carga uniforme en toda su superficie. En base a esto, el espesor mínimo (t) de dicha tapa se calcula con la siguiente expresión:

) Recomendaciones extraídas del Cap. VI del libro "Tratado Práctico de Oleohidráulica" de Panzer, ver bibliografía.

$$t = 0.09 r \left(\frac{P}{K_{adm}} \right)^{1/2}$$

Donde:

r = radio de la placa (mm).

P = presión de trabajo sobre la placa (Kg/cm²).

K_{adm} = esfuerzo admisible del material de la placa (Kg/mm²).

Para la tapa guía se considera chapa circular, con orificio circular concéntrico, fija en todo su borde exterior y con carga uniforme sobre toda la superficie real. En base a esto, el espesor mínimo (t) de dicha tapa se calcula con la siguiente expresión ():

$$t = \frac{0.03 w}{4 K_{adm}} \left(a^2 - 2b^2 + \frac{b^4(m-1) - 4b^4(m+1)\ln(a/b) + a^2b^2(m+1)}{a^2(m-1) + b^2(m+1)} \right)$$

Donde:

a = radio exterior de la placa guía (mm).

b = radio interior de la placa guía (mm).

w = presión de trabajo sobre la placa (Kg/cm²).

K_{adm} = esfuerzo admisible del material de la placa (Kg/mm²).

CALCULO DE LOS PERNOS DE UNION

Para el cálculo de los pernos de unión de las tapas de los cilindros hidráulicos se emplea igualmente el método europeo (DIN) que se ha venido utilizando en capítulos anteriores.

	CILINDROS			
	TAPA	EMPUJ.H.	PUERTA	SEGUROS
F (Kg)	65000	100000	32160	
n	16	16	12	
F _p (Kg)	4062.5	6250	2680	
Tipo de acero	12.9	12.9	12.9	
d (mm)	14	16	12	
L _k (mm)	80	80	60	
L _k /d	5.7	5	5	
a _n	1.4	1.4	1.4	1.4
φ	0.25	0.28	0.28	
φ _n	0.125	0.14	0.14	
d _k (mm)	22	24	19	
D _p (mm)	16	18	14	
A _{eq} (mm ²)	505.8	549.7	337	
f _k (micras)	13	13	13	
σ _p (micras)	0.0075	0.0069	0.0085	
F _k (Kg)	431.6	525.3	429.3	
F _v (Kg)	5609	8288	3856	
F _{v adm} (Kg)	8850	12300	6450	

SELECCION DE SELLOS Y JUNTAS

Las juntas y sellos son elementos de mucha importancia dentro de la hidráulica, puesto que, debido a ellas resulta posible el trabajo racional de las instalaciones, inclusive a muy altas presiones. Basicamente deben distinguirse dos tipos de juntas: las juntas estáticas (en tapas de cierre) cuya misión es estanqueizar el espacio que separa a dos piezas acopladas y fijadas entre si, y las juntas dinámicas destinadas a estanqueizar o evitar fugas entre dos piezas en movimiento.

Entre las juntas estáticas las más utilizadas son las juntas teóricas, y entre las dinámicas las juntas labiales. Estas últimas existen en una gran variedad de perfiles y formas desarrolladas por los distintos fabricantes para ser utilizadas según la presión de trabajo y la velocidad de desplazamiento de las partes. En nuestro caso, la selección de todos los tipos de juntas en los cilindros hidráulicos se hace en base a los productos de la firma "Carl Freudenberg Simril Werk" de Weinheim Alemania Federal, porque están fabricados bajo la norma DIN 24334 que se ha venido utilizando en el cálculo de los cilindros y porque dicha firma tienen representación en nuestro país. () ^a

() Representante en el Perú "FAG PERUANA S.A.", Av. Argentina 1197, Lima, Perú.

Por otro lado, al seleccionar un tipo de junta, el fabricante proporciona también la disposición de montaje más adecuada, ya sea, para los émbolos o las tapas.

Luego, en base al catálogo "Simrit 900" y con ayuda de la Fig., se ha seleccionando las juntas de estanqueidad necesarias para las diferentes partes de los cilindros.

Posiciones A y B: (juntas de vástago y pistón)

Collarines Simrit serie 300, estos collarines son elementos estanqueizantes con perfil asimétricos y labios hermetizantes desplazados hacia atrás. Se diferencian dos tipos de construcción: tipo NI 300 (juntas para vástago) y tipo NA 300 (juntas para pistón)

El diseño especial del perfil de estos collarines posibilita un campo de aplicación muy amplio, por ejemplo: en prensas, máquinas de inyección de plástico, aparatos elevadores, etc.

Estos collarines están hechos a base de poliuretano de 94 Shore A de dureza y resisten presiones hasta de 400 bar., así como, velocidades de desplazamiento < 0.3 m/seg.

En los anexos Nº 10 y Nº 11, se aprecia los collarines de la serie 300 que se han seleccionado para el vástago y piston de los diferentes cilindros del sistema.

5.5.3 EQUIPOS Y ACCESORIOS COMPLEMENTARIOS

La selección de los equipos y accesorios del sistema hidráulico se realiza en base a los productos de la compañía VICKERS-SPERRY RAND por su fácil disponibilidad en nuestro medio a través de su representante, MARCO PERUANA S.A.

BOMBAS DE ACEITE

La bomba es posiblemente el componente más importante del sistema hidráulico ya que transforma la energía mecánica en energía hidráulica impulsando el fluido a través del sistema.

Hay que señalar, que las bombas utilizadas en los sistemas oleohidráulicos son del tipo hidrostático o de desplazamiento positivo y que suministran una cantidad determinada de fluido en cada carrera, revolución ó ciclo. El desplazamiento, exceptuando las pérdidas por fugas, es independiente de la presión de salida, lo que las hace muy adecuadas para la transmisión de potencia.

Las bombas para los sistemas oleohidráulicos se clasifican por su presión máxima de funcionamiento y por su caudal de salida a una velocidad de rotación determinada. Para su selección, los fabricantes facilitan tablas ó gráficos que muestran el caudal suministrado y la potencia

Posición C:

Para estas posiciones (ver Fig. 7.1), de estanqueización estática, lo más recomendable son las juntas tóricas. la firma Simrit recomienda emplear juntas tóricas de 70 Shore A de dureza para presiones < 160 bar., y de 90 Shore A para presiones > 160 bar.

Ver anexo Nº 12.

Posición D:

Anillos Simrit USIT; se trata de anillos metálicos planos y que poseen un reborde de goma en forma trapezoidal. Estos anillos sirven para estanqueizar uniones roscadas y bridas.

Ver anexo.

Posición E:

Anillos rascadores Simrit; son elementos de labio elástico de cierre y que tienen una parte para fijarlos. Los rascadores se utilizan como elementos repeledores de suciedad, su función es evitar que la suciedad que se deposita en el vástago durante el movimiento, se introduce en el cilindro. Por otro lado, se evita un desgaste prematuro de la junta de vástago, así como, de los elementos guías. En el anexo se muestra los anillos rascadores tipo AS que se han seleccionado para los diferentes cilindros del sistema.

necesaria relativas a las velocidades de accionamiento y a las presiones.

De esta forma, en los anexos se muestran respectivamente la tabla de modelos y clasificación de las bombas de paletas de SPERRY-VICKERS, así como, los gráficos para su selección.

Por otro lado, según los cálculos hechos anteriormente, el sistema hidráulico de la prensa necesita una bomba de aceite que suministra un caudal mayor que 35.5 gal/min., a una presión de trabajo de 160 Kg/cm² (aprox. 2275 PSI).

Según esto, el modelo de bomba de paletas VICKERS seleccionado es el 35V30 que suministra un caudal de aproximadamente 40 gal/min. a 1750 RPM y a una presión de 160 Kg/cm² (aprox. 2275 PSI).

La velocidad de trabajo de la bomba, se selecciona teniendo en cuenta el tipo de motor eléctrico que se pretende utilizar para no emplear ningún tipo de reductor de velocidad. Los diferentes tipos de motores nacionales DELCROSA que trabajan a 220 V. y 60 Hz., giran en plena carga a aproximadamente 850 RPM, 1150 RPM, 1750 ó 3550 RPM.

Ahora bien, la potencia de accionamiento de la bomba y que debe ser suministrada por el motor eléctrico se calcula con la siguiente expresión:

$$P_{ot} = \frac{Q \times P}{612 n_e}$$

Donde:

P_{ot} = Potencia en Kw.

P = Presión de trabajo en Kg/cm².

n_t = Rendimiento total.

Q = Caudal en lt/min.

Luego, reemplazando los valores de: $Q=151.4$ lt/min. (40 gal/min); $P = 160$ Kg/cm²; y $n_t = 0.8$; se obtiene:

$$P_{ot} = \frac{151.4 \times (160)}{612 \times (0.8)} = 49.47 \text{ (66.34 HP)}$$

La potencia obtenida está en conformidad con el gráfico del anexo.

VALCULAS, FILTROS Y ACCESORIOS

Según el esquema hidráulico de la prensa hay necesidad de seleccionar cinco válvulas direccionales de 3 posiciones y 4 vías con el neutro bloqueado para controlar independientemente cada cilindro del sistema. Además estas válvulas deben poderse accionar eléctricamente y poder trabajar según las necesidades de presión y caudal, o sea: 160 Kg/cm² (2275 PSI) y aprox. 40 gal/min.

Las válvulas direccionales VICKERS del tipo DG5 se adecúan a las necesidades antes mencionadas y también para la válvula direccional de 2 posiciones y 2 vías que controla el flujo de aceite al tanque.

Las válvulas de seguridad en las diferentes zonas del sistema hidráulico son válvulas VICKERS CT06F para presiones de regulación de 1500 a 300 PSI.

La válvula de control de caudal a los cilindros de los seguros de la tapa pueden ser válvulas VICKERS FM-03.

Como filtro de succión se puede emplear un filtro VICKERS modelo SR65 F32 y como filtro de retorno un filtro VICKERS modelo FM202-10.

Otros elementos importantes en el sistema hidráulico son los presostatos regulables a la presión de accionamiento deseada y los manómetros de control muy útiles para ajustar las válvulas de seguridad a la presión deseada y para la localización de posibles averías.

5.5.4 DEPOSITO DE ACEITE

A toda instalación hidráulica le corresponde un depósito de aceite el cual adecuadamente proyectado y construido, debe estar en disposición de cumplir las siguientes funciones: recipiente de almacenaje, filtrado del aceite y del aire, transmisión del calor, soporte para una bomba con su correspondiente motor de accionamiento y, eventualmente, también bloques ó placas para elementos de control.

En cuanto al tamaño del depósito, éste debe contener como mínimo todo el fluido que requiere el sistema y mantener un nivel lo suficientemente alto para que no haya un efecto de torbellino en la línea de aspiración de la bomba, si esto ocurre, entrará aire al sistema.

En los equipos industriales se acostumbra emplear un depósito cuya capacidad sea por lo menos dos ó tres veces la capacidad de la bomba en litros por minuto ()⁵.

Tamaño del tanque:

$$(\text{lt.}) \quad \text{caudal de la bomba (lt/min)} \times 2 \text{ ó } 3.$$

En el caso de la prensa enfardadora, la bomba del sistema hidráulico debe suministrar un caudal de aprox. 40 gal/min (151.4 lt/min), luego:

$$\text{Capacidad del tanque} - 3 \times (151.4) - 454.2 \text{ lt.}$$

Un depósito oleohidráulico industrial típico conforme a las normas industriales, se muestra en la Fig. 7.3. El tanque está fabricado con placas de acero soldadas y con soportes adecuados que separan el depósito del suelo.

() Recomendación extraída del "Manual de Oleohidráulica Industrial" de la compañía VICKERS-SPERRY RAND, ver bibliografía.

Estos depósitos, son diseñados y construidos según los requerimientos del sistema por las compañías especializadas en oleohidráulica. En nuestro medio, MARCO PERUANA S.A., diseñada y construye según pedido.

Sin embargo, se presenta a continuación las consideraciones necesarias a tomar en el diseño de dicho depósitos.

Todo el interior del depósito debe estar cubierto con pintura anticorrosiva para reducir la oxidación que puede producirse por la condensación del vapor de agua; esta pintura debe ser compatible con el fluido utilizado.

El fondo del tanque debe estar inclinado y poseer un tapón de drenaje en su punto más bajo para que pueda ser completamente vaciado.

Debe disponerse tapas que puedan retirarse con facilidad para realizar una buena limpieza.

Se recomienda un nivel visual para comprobar la cantidad de fluido, así como, una fina malla en el orificio de llenado para eliminar los contaminantes cuando se vierte el aceite.

Es necesario también disponer en el depósito un respiradero que también debe contener un filtro de aire. Si la atmósfera es sucia es mejor usar un filtro de aire con baño de aceite. Con el respiradero en el tanque se busca mantener la presión atmosférica en el interior.

En general, cuanto mayor sea el caudal, mayor debe ser el respiradero necesario.

Por otro lado, es necesario también que una placa desviadora se extienda a lo largo del centro del tanque.

Esta placa tiene generalmente $2/3$ de la altura del nivel de aceite y su función es separar la línea de entrada de la bomba de la línea de retorno, de esta forma se evita que el mismo fluido pueda recircular continuamente, obligándolo a realizar un circuito determinado por el tanque.

Con la placa se impide también las turbulencias en el tanque, se permite la sedimentación de materias extrañas en el fondo, se ayuda a separar el aire del fluido y se disipa mejor el calor a través de las paredes.

Finalmente hay que señalar, que la mayoría de las líneas que van al depósito deben terminar bajo el nivel de aceite y evitar así la posible entrada de aire que originaría espuma. Sin embargo, las líneas de drenaje, pueden terminar encima del nivel del fluido.

Las líneas que terminan cerca del fondo y no llevan filtro, deben cortarse en un ángulo de 45 grados para evitar un posible contacto con el fondo y una variación del caudal.

5.5.5 TUBERIAS, MANGUERAS Y ACOPLAMIENTOS

Resulta verdaderamente considerable la influencia que en el rendimiento total de una instalación hidráulica tiene el dimensionado de las tuberías a través de las pérdidas de potencia necesaria para vencer la resistencia propia de las mismas.

El diámetro interior de la tubería se calcula con la siguiente expresión:

$$d_i = 4.6 \left(\frac{Q}{V} \right)^{1/2}$$

Donde:

d_i = Diámetro interior (mm).

Q = Caudal (lt/min).

V = Velocidad del fluido (m/seg).

Por otro lado, las velocidades recomendadas para las líneas de presión según las presiones de trabajo son:

P(atm)	25	50	100	hasta 200	sobre 200
V(m/seg)	2.5-3	3.5-4	4.5-5	5-6	6

En las tuberías de descarga al depósito la velocidad (V) no debe rebasar los 2 m/seg, para las conducciones de aspiración debe mantenerse la velocidad del aceite por debajo de 1.5 m/seg. ()⁶

() Recomendaciones extraídas del libro "Tratado Práctico de Oleohidráulica" de panzer, ver bibliografía.

De esta forma, para las tuberías del sistema hidráulico de la prensa enfardadora se obtienen los siguientes resultados.

	Caudal(Q)		Velocidad di	
	gal/min	Lit/min	m/seg	(mm)
Línea de presión	40	151.4	6	23.1
Línea de retorno	46	174.1	2	42.9
Línea de aspir.	46	174.1	1.5	49.5

Para el cálculo de las líneas de retorno y aspiración se ha considerado un caudal de 46 gal/min., que es lo que aproximadamente debe suministrar la bomba VICKERS 35V30 en ausencia de presión; los valores de d_i , en la tabla anterior son valores mínimos.

En cuanto al tipo de tubos a utilizar, los tubos de acero sin soldadura son los recomendados en instalaciones oleohidráulicas de mayor presión.

Los fabricantes suministran datos ya tabulados sobre las capacidades de presión de sus conducciones que con el diámetro interior previamente calculado, permite una selección directa del tubo.

En cuanto a tubería flexible (mangueras) se refiere, se utilizan generalmente cuando las líneas hidráulicas están sometidas a movimiento.

En el caso de la prensa enfardadora, son necesarias en las líneas que van al cilindro de la tapa prensora.

Las mangueras se fabrican con capas de caucho sintético y trenzado, también con tejido ó alambre para mayores presiones. Igualmente los fabricantes proporcionan los datos tabulados según la presión de trabajo y el diámetro nominal para una fácil selección. En cuanto al acoplamiento de los tubos, estos nunca se cierran mediante rosca sino mediante varios tipos de accesorios.

Algunos de estos accesorios hacen el cierre mediante contacto metal-metal, otros utilizan juntas tóricas (mayores presiones) y también se fabrican bridas para soldar a los tubos de mayor tamaño.

5.6 DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO

5.6.1 SELECCION DE MOTOR ELECTRICO

El motor eléctrico se selecciona en base a la potencia y velocidad necesarias para accionar la bomba de aceite del sistema hidráulico de la prensa. Por otro lado, es preferible que la tensión y la frecuencia de trabajo del motor se adapten a los valores proporcionados por la red eléctrica de la zona.

De esta forma, según los cálculos realizados es la bomba de aceite VICKERS 35V30 necesita un motor eléctrico que proporcione una potencia aproximada de 66 HP., a aprox. 1750 RPM.

En base a esto, se ha seleccionado un motor de fabricación nacional "DELCROSA", asincrono trifásico con rotor de jaula de ardilla del tipo NV 225 cm 4 cuyas características técnicas principales de funcionamiento son las siguientes:

Potencia = 70 HP.

Revoluciones a plena carga = 1760 RPM.

Rendimiento = 91% (η).

Factor de potencia ($\cos \phi$) = 0.86.

$$\frac{\text{Corriente de arranque}}{\text{Corriente nominal}} = \frac{I_a}{I_n} = 8$$

Corriente nominal a plena carga (I_n) = 175 Amp.

Voltaje=220v, Frecuencia 60 Hz., Número de polos=4
(Mayor información en el anexo).

5.6.2 MANDO Y PROTECCION DEL MOTOR

El tipo de mando (arranque) del motor se realiza automáticamente con el circuito indicado en la fig. 8.1, en dicho circuito se aprecia también el sistema de protección en base a contactos térmicos (e_1) graduados para accionar según el aumento de la carga.

El funcionamiento del circuito es como sigue:

Al apretar el botón de arranque se energiza la bobina (c_1) que cierra sus contactos (c'_1) conectando el motor a la red a través de las tres resistencias de arranque.

Al mismo tiempo se energiza también la bobina (d_1) para cierra su contacto instantáneo (d'_1) para mantener la alimentación a la bobina (c_1) y luego de unos segundos cierra su contacto temporizado (d''_1) energizando la bobina (d_2) que cierra sus contactos (d'_2) poniendo así en cortocircuito las resistencias de arranque con lo que el motor queda conectado directamente a la red. La protección de sobrecargas se realiza mediante los elementos (e_1), normalmente cerrados, desenergizando las bobinas (d_1) y (d_2) que al abrir sus contactos desconectan el motor de la red. Los sistemas de mando y protección de motores son diseñados y construidos en base a los requerimientos (características técnicas del motor) por las compañías especializadas en tableros eléctricos de mando, protección y control. En nuestro medio, la firma CITECO S.A., diseña y construye dichos tableros, así como, distribuye todo tipo de aparatos de maniobra de baja tensión. Sin embargo, se ha querido mostrar aquí el circuito de mando y protección del motor como una de las necesidades en el diseño total de la prensa enfardadora.

5.6.3 ESQUEMA DE CORRIENTE DE LA PRENSA

En este esquema se representan separadamente según circuitos, todos los elementos y líneas auxiliares eléctricas que hacen trabajar el sistema hidráulico de la prensa compactadora. En dicho esquema no se toma en cuenta la ubicación relativa ni la interconexión mecánica de los distintos elementos, en la fig. 8.2.

Se presenta el esquema mencionado que en realidad comprende también el esquema de mando y protección del motor eléctrico de la bomba que se presenta en la fig. 8.3. Finalmente se presenta también en este acápite un esquema de la distribución de botones y luces de mando en el tablero de control (Fig.8.3D).

Todas las operaciones de la prensa se controlan independientemente con ayuda de las válvulas de control direccional del sistema hidráulico. Para un mejor enfoque se recomienda examinar paralelamente el esquema de corriente con el esquema hidráulico.

Por ejemplo, en el funcionamiento de la tapa prensora se realizan las siguientes operaciones, ya sean: manual, mecánica ó eléctricamente:

Al presionar el interruptor manual b_2 (pushbottons) se energiza el interruptor magnético d_1 el cual hace funcionar a la válvula de control direccional de la tapa en S_1 . De igual modo se energiza también el interruptor megnético d_{11} (en forma simultánea)

que pone en funcionamiento la válvula de control direccional del aceite al tanque en S_{11} .

Por efecto de estas dos actuaciones, el aceite que suministra la bomba deja de circular hacia el tanque y el pistón del cilindro (1) avanza cerrando la tapa prensora).

Por otro lado, al comenzar a cerrarse la tapa, el interruptor de fin de carrera b_7 , se abre y la luz verde que estaba encendida se apaga.

Luego, cuando la tapa se cierra completamente acciona el interruptor de carrera b_7 , que energiza el interruptor megnético d_2 dejando entonces de actuar d_1 . De esta forma la válvula de control direccional de la tapa vuelve a su posición deteniendo su avance el pistón del cilindro correspondiente. En forma simultánea también, la válvula direccional de dos vías deja fluir nuevamente el aceite hacia el tanque y la luz azul que indica que la tapa se ha cerrado, se enciende.

El funcionamiento de los demás cilindros del sistema hidráulico de la prensa es similar al expuesto en el caso de la tapa prensora pero con algunas alternativas. Por ejemplo: la puerta de escape del paquete no puede cerrarse hasta que el empujador de compactado final haya retrocedido hasta su posición inicial.

Esto se verifica con el interruptor magnético d' que es accionado con el interruptor de fin de

carrera b'_{10} en la posición inicial del empujador de compactado final. De esta forma, se energiza o no la línea del interruptor de cierre de la puerta b'_{10} .

El correcto orden de funcionamiento de la prensa luego que ha sido cargada de chatarra es el siguiente:

- Cerrar la tapa prensora.
- Conectar los seguros de la tapa prensora.
- Adelantar empujador de precompactado.
- Adelantar empujador de compactado final.
- Abrir puerta de escape del paquete.
- Expulsar el paquete compactado.
- Retroceder el empujador de compactado final.
- Cerrar la puerta de escape del paquete.
- Retroceder el empujador de precompactado.
- Desconectar los seguros de la tapa prensora.
- Abrir la tapa prensora.

CAPITULO VI

ANALISIS DE COSTOS

6.1 COSTO DE MATERIALES

Empleando la misma numeración del plano, obtendremos los pesos y los costos por ítem.

N°	CANT.	PESO (kg)	COSTO UNT.(\$/kg)	COSTO
1	1	152	1	152
2	5	38	1	190
3	1	12	6	72
4	2	78	1	156
5	2	12	3	72
6	2	2.5	6	30
7	1	9.5	4	38
9	4	1.2	1	4.8
10	2	9	3	36
11	2	2.3	6	27.6
12	2	6.5	4	52
13	1	300	1	300
14	2	15.5	6	186
15	9	37.5	1	337.5
16	1	182	1	182
17	8	25	1	200
18	4	4.5	3	54
19	4	2.5	6	60
20	1	35	4	140

21	1	8	1	8
22	1	4.5	1	4.5
23	1	72	1	72
24	2	51	1	102
25	1	28	1	28
27	1	53	1	53
28	1	53	1	53
29	2	17	1	34
30	2	51	1	102
31	10	18	1	180
32	1	31	1	31
33	8		4.5	36
34	2	8.5	1	17
35	1	3.5	1	3.5
36	4		2.5	10
37	4	7.5	1	30
38	1	7	1	7
39	14	3.5	1	49
40	2	4.5	1	9
41	2	12	1	24
42	1	1.2	1	1.2
43	4	---	3.5	14
45	2	26	1	52
46	1	1.5	1	1.5
47	1	8.5	4	34
48	1	184	1	184
49	1	24	1	24
		<u>2780.6</u> Kg		<u>\$ 3453.6</u>

Costo de equipo (cilindros hidráulicos)

N°	CANTIDAD	COSTO \$
8	1	9800
26	1	12400
38	1	10200
44	1	3500

		\$ 35900

6.2 COSTO DE FABRICACION

Considerando un costo unitario de 2.5 \$/Kg teniendo en cuenta la habilitación de planchas, la soldadura y el tratamiento térmico posterior, el costo de fabricación será :

8,634

Costo total considerando

10 % de imprevistos

\$ 47,987.6

Nota: Este costo no incluye la unidad de bombeo, ni los componentes eléctricos.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El proceso de diseño seguido se ha efectuado teniendo en cuenta consideraciones bastante conservadoras, dada las condiciones de operación del equipo, que serán bastante fuerte.

Si bien, el mayor costo es el de los cilindros hidráulicos, estos se podrían fabricar en el país disminuyendo los costos.

Una vez realizada la construcción soldada, se requiere efectuar un tratamiento térmico posterior a fin de aliviar las tensiones residuales producidas durante el proceso de soldadura.

Durante el inicio de la operación del equipo, se tendrá que efectuar algunos ajustes y ó puesta a punto, lo que podría incrementar ligeramente los costos, pero esto es usual en este tipo de máquinas.

BIBLIOGRAFIA

Fórmulas de Resistencia de Materiales

R.J. ROARK

Resistencia de Materiales

V.I. FEODOSIEV

Tratado Práctico de Oleohidráulica

PANZER

Manual de Oleohidráulica

VICKERS - SPERRY RAND

Tratado de Soldadura

SHIMKE - HORN

Elementos de Máquina

NIEMAN

Manual de Acero

SIDER PERU

Manual de Acero

BOHELER