

T
621.26
A 244



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería Mecánica



“ CONSTRUCCION DE UNA PRENSA HIDRAULICA
DE 60 TONELADAS PARA LOS TALLERES
DE METALURGIA DE LA ESPOL ”

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
Vicente Adum Rodríguez



Guayaquil - Ecuador
1989

AGRADECIMIENTO

Al ING. IGNACIO WIESNER F.
Director de Tesis, por su
ayuda y colaboración para
la realización de este traba
bajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MI ESPOSA

A MIS HIJOS

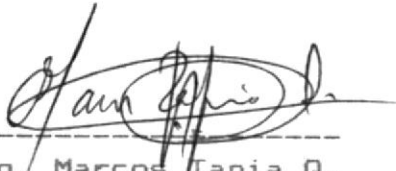
DECLARACION EXPRESA

" La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

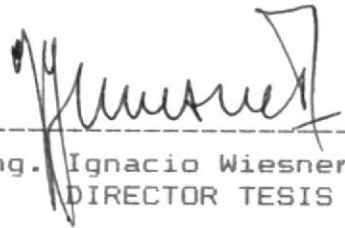
(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).



Vicente Adum Rodriguez



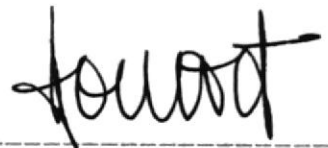
Ing. Marcos Tapia Q.
SUBDECANO



Ing. Ignacio Wiesner F.
DIRECTOR TESIS



Ing. Antonio Viteri
MIEMBRO TRIBUNAL



Ing. Homero Ortíz
MIEMBRO TRIBUNAL

RESUMEN

El propósito principal del presente trabajo es el de llevar a cabo la construcción de una prensa hidráulica automática, la misma que servirá para fines de enseñanza en el Taller Mecánico de la ESPOL.

En primer lugar se plantean las necesidades que ameritan la construcción de una prensa hidráulica, la misma que facilitará la adquisición de conocimientos por parte de los estudiantes, sobre sistemas oleohidráulicos industriales básicos, así como los diferentes procesos de fabricación de la chapa en frío que se pueden realizar en esta máquina. Además se detallan los fines que persigue este estudio, es decir, establecer la ingeniería y ejecutar la construcción de la máquina propuesta.

Luego, se detallan conceptos fundamentales de oleohidráulica, así como la selección del tipo de prensa y el planteo de parámetros de acuerdo a los requerimientos del trabajo a realizar.

Se realizan todos los cálculos necesarios de resistencia de materiales así como la selección de elementos oleohidráulicos, selección del tipo de aceite a utilizar en el sistema, cálculo de potencia y secuencia de funcionamiento para la elección adecuada de los elementos eléctricos.

Se presentan todos los planos requeridos para una buena

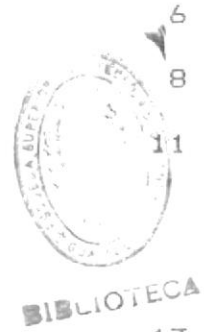
ejecución del trabajo de todas las partes integrantes de la máquina con su respectivo listado de materiales.

Se analizan todos los costos que se involucran en la construcción de la prensa hidráulica, y se evalúan los resultados obtenidos en el trabajo realizado y se hacen recomendaciones sobre el funcionamiento y operación de la máquina.

En la parte final se anexan tablas, planos y catálogos utilizados en la selección de elementos y construcción de la máquina.

INDICE GENERAL

RESUMEN	6
INDICE GENERAL	8
INDICE DE FIGURAS	11
INDICE DE TABLAS	
1. INTRODUCCION	
1.1. ANTECEDENTES.	13
1.2. OBJETIVOS DEL ESTUDIO.	14
2. TEORIA GENERAL	
2.1. FUNDAMENTOS TEORICOS. ✓	16
2.2. BREVE DESCRIPCION DE LOS TIPOS DE PRENSA. ✓	17
2.3. SELECCION DEL TIPO DE PRENSA. ✗	20
2.4. PLANTEO DE PARAMETROS: VELOCIDADES, PRESIONES, ✓ DIMENSIONES FISICAS, ETC.	24
3. INGENIERIA DEL PROYECTO	
3.1. SISTEMA OLEOHIDRAULICO.	25
3.1.1. SELECCION Y DIMENSIONAMIENTO DE BOMBA, VALVULAS Y DEMAS ELEMENTOS DEL SISTEMA OLEOHIDRAULICO.	25
3.1.2. CALCULO DE POTENCIA REQUERIDA.	36
3.1.3. DIMENSIONAMIENTO DE CILINDROS.	39
3.1.4. ANALISIS DEL ACEITE: SELECCION, CALEN- TAMIENTO Y PERDIDAS.	48
3.1.5. PLANTEO Y ANALISIS DEL SISTEMA HIDRAU- LICO.	
3.2. CALCULO ESTRUCTURAL	
3.2.1. CALCULO DEL BASTIDOR.	



3.2.2.	CALCULO DE LAS MESAS FIJA Y MOVIL.	64
3.2.3.	CALCULO DE LA PLACA PORTACILINDRO INFERIOR	69
3.2.4.	CALCULO DE LA PLACA PORTACILINDRO SUPERIOR	71
3.3.	CALCULO DE CILINDROS ACCIONADORES Y AUXILIARES	73
3.3.1.	CALCULO DEL CILINDRO EMBUTIDOR.	73
3.3.2.	CALCULO DEL CILINDRO COJIN.	76
3.3.3.	CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE TUBERIAS.	77
3.3.4.	CONSIDERACIONES TERMICAS Y DIMENSIONAMIENTO DEL DEPOSITO DE ACEITE.	80
3.4.	DISEÑO DE CONTROLES Y SECUENCIAS DE FUNCIONAMIENTO	83
3.4.1.	PLANTEO DEL ESQUEMA Y FUNCIONAMIENTO.	83
3.4.2.	DATOS PARA EL DISEÑO DEL CUADRO ELECTRICO DE FUERZA Y CONTROL.	87
4.	DIMENSIONAMIENTO, PLANOS Y ESQUEMAS	
4.1.	ESQUEMA HIDRAULICO, LISTADO DE ELEMENTOS Y COMPONENTES AUXILIARES.	89
4.2.	PLANOS DE CONSTRUCCION DE BASTIDOR, MESAS Y CILINDROS CON SU RESPECTIVO LISTADO DE MATERIALES.	90
4.3.	DIAGRAMA DE SECUENCIAS.	91
5.	DETALLE DE COSTOS	
5.1.	COSTO DE ELEMENTOS HIDRAULICOS Y ELECTRICOS.	93

5.2. COSTO DE MATERIALES DIRECTOS E INDIRECTOS.	93
5.3. COSTO DE MANUFACTURA.	93
5.4. COSTO TOTAL.	95
5.5. OTRAS CONSIDERACIONES ECONOMICAS.	95
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	97
7. APENDICES	99
7.1. TABLAS	99
7.2. PLANOS	109
7.3. ESQUEMAS	111
7.4. CATALOGOS	116
8. BIBLIOGRAFIA	121

INDICE DE FIGURAS

- 1.- Elementos componentes de una Prensa.
- 2.- Nomenclatura y parámetros dimensionales de una prensa hidráulica.
- 3.- Diagrama de bloques componentes del sistema hidráulico.
- 4.- Parámetros de cálculo de un cilindro hidráulico.
- 5.- Funcionamiento de cilindro accionado por bomba de dos etapas.
- 6.- Esquema hidráulico de una prensa de 60 Toneladas.
- 7.- Diagrama de operación de bomba de dos etapas, para el caso de nuestro estudio.
- 8.- Parámetros dimensionales del cilindro de doble efecto
- 9.- Areas y diámetros del cilindro de doble efecto.
- 10.- Parámetros dimensionales de un cilindro de simple efecto
- 11.- Diagrama para cálculo de L_p .
- 12.- Juntas hidráulicas en cilindro de doble efecto.
- 13.- Juntas hidráulicas en cilindro de simple efecto.
- 14.- Gráfico para la conversión entre las diversas unidades de medida de la viscosidad cinématica.
- 15.- Diagrama Viscosidad-Temperatura para aceite Rando HD-32.
- 16.- Gráfico de un ciclo de trabajo con porcentaje de tiempo de conexión.
- 17.- Función en vacío.
- 18.- Aproximación de la mesa móvil.

- 19.- Carrera de trabajo mesa móvil.
- 20.- Retroceso mesa móvil.
- 21.- Trabajo del cojín hidráulico.
- 22.- Rearmado del cojín.
- 23.- Esquema para cálculo del bastidor.
- 24.- Viga empotrada, cálculo H_1 y H_2 .
- 25.- Dimensiones del bastidor.
- 26.- Cálculo mesa móvil.
- 27.- Cálculo mesa móvil.
- 28.- Esquema para cálculo portacilindro inferior.
- 29.- Cálculo refuerzo portacilindro inferior.
- 30.- Esquema para cálculo portacilindro superior.
- 31.- Ubicación de refuerzos a placa portacilindro superior.
- 32.- Esquema para cálculo de cilindros.
- 33.- Diagrama de fuerza sobre el cojín.
- 34.- Nomograma para cálculo del espesor de pared de tubos de acero St 36, de 24 Kg/mm^2 .
- 35.- Dimensiones del tanque (alternativa).
- 36.- Dimensiones finales del tanque de aceite.
- 37.- Operaciones y ubicación de finales de carrera.
- 38.- Diagrama de secuencias de operación de solenoides.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1. ANTECEDENTES.

La formación de Ingenieros en la rama Mecánica y con mayor razón en un campo eminentemente vinculado a las técnicas y procesos de fabricación, requiere de manera indispensable contar con equipo apropiado en el cual llevar a cabo las pruebas, prácticas, experimentación y desarrollo de métodos apropiados de manufactura.

Siendo parte del programa de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Litoral, el de implementar con este tipo de equipos el taller de Metalurgia, es éste el antecedente directo del desarrollo de la presente Tesis, la cual justamente tratará sobre la construcción de una prensa hidráulica, equipo fundamental para innumerables procesos de conformación metálicos y sumamente versátil y utilizable para muchos procesos de manufactura modernos.

Cabe igualmente mencionar como un antecedente que a la vez ayuda a posibilitar la construcción del equipo, cuyo dimensionamiento es objeto de esta Tesis, el hecho de que sea el mismo taller Mecánico de la ESPOL, el sitio donde se lleve a cabo el montaje final y la construcción de gran número de

piezas de la prensa.

Finalmente la experiencia constructiva en este tipo de equipos, desarrollada por el autor, en la dirección de la única Empresa Ecuatoriana dedicada a la fabricación de Prensas Hidráulicas, aún para el mercado de exportación, cabe mencionar como antecedente igualmente válido del presente estudio y aporte importante para su ejecución y puesta en funcionamiento.

1.2. OBJETIVOS DEL ESTUDIO.

La presente Tesis tiene un objetivo básico: construir una máquina para el servicio y utilización de la formación de Ingenieros en la rama de procesos de conformado metálico y afines.

Esto requiere de manera sistemática, que el objetivo básico sea atacado mediante el cumplimiento de las siguientes etapas:

- a. Ingeniería básica
- b. Selección y consecución de materiales
- c. Elección de métodos de construcción
- d. Construcción y supervisión de la misma
- e. Pruebas de funcionamiento.

La presente Tesis, que pretende trascender a las palabras, los cálculos, los cuadros, planos y estudios teóricos y convertirse en una realidad; necesita imperativamente seguir y concluir cada una

de las etapas pues de nada sirven separadamente si no se consigue el objetivo final.

Tal vez entonces, a más de convertirse en un bien de capital para la ESPOL y en un elemento útil para la formación de ecuatorianos productivos, esta tesis alcance un objetivo aún más elevado, que sirva para incentivar en el profesional Politécnico el deber de convertir la formación recibida en realidades tangibles en beneficio del país.

CAPITULO II
TEORIA GENERAL



2.1. FUNDAMENTOS TEORICOS

La construcción de prensas en general debe considerar conceptos teóricos fundamentales, derivados de la misma concepción y forma de estos equipos.

Basicamente, las prensas (Fig. 1) en general constan de:

- Una parte estructural o bastidor, que es el elemento destinado a confinar la fuerza que actúa para la deformación deseada;
- Un elemento generador de fuerza, cuya fuente puede ser de diferentes tipos: mecánica, hidráulica, eléctrica, etc.
- Un accionador directo, o elemento encargado de ejercer la fuerza: cilindro en las prensas hidráulicas, cigueñal en las prensas excéntricas, husillo en las de fricción, etc.

Los fundamentos teóricos a considerar entonces, se orientan de acuerdo a analizar y definir estas tres partes:

- A) CALCULO ESTRUCTURAL: Dimensionar el bastidor para que pueda operar con el número de deformación, para lo cual será necesario basarse en los análisis teóricos establecidos en los tratados de resistencia de materiales, tales como los que se



mencionan en la bibliografía.

Se analizarán separadamente el bastidor propiamente dicho, las mesas, refuerzos, etc.

- B) CALCULO DE FUERZAS Y SU GENERACION: Analiza los conceptos básicos de fuerza, trabajo y potencia, así como también el de eficiencia, para poder establecer, los valores necesarios para ejecutar los trabajos previstos.
- C) CALCULO DE LOS ACCIONADORES: Dimensiona el tamaño de dichos elementos, basándose en la fuerza generada por el paso anterior y usando igualmente las teorías de resistencia de materiales y diseño.

No se trata en este capítulo de transcribir textos específicos, sino más bien describir de manera resumida, el camino a seguir en el desarrollo de los siguientes capítulos.

2.2. BREVE DESCRIPCION DE LOS TIPOS DE PRENSA

Es difícil hacer una clasificación de las prensas, ya que la mayoría de ellas son capaces de hacer varios tipos de trabajo. Por lo tanto, no es enteramente correcto llamar a una prensa dobladora, a otra repujadora y todavía a otra punzonadora, puesto que los tres tipos de operaciones se pueden hacer en una sola máquina. Sin embargo, a algunas prensas diseñadas especialmente para un tipo de

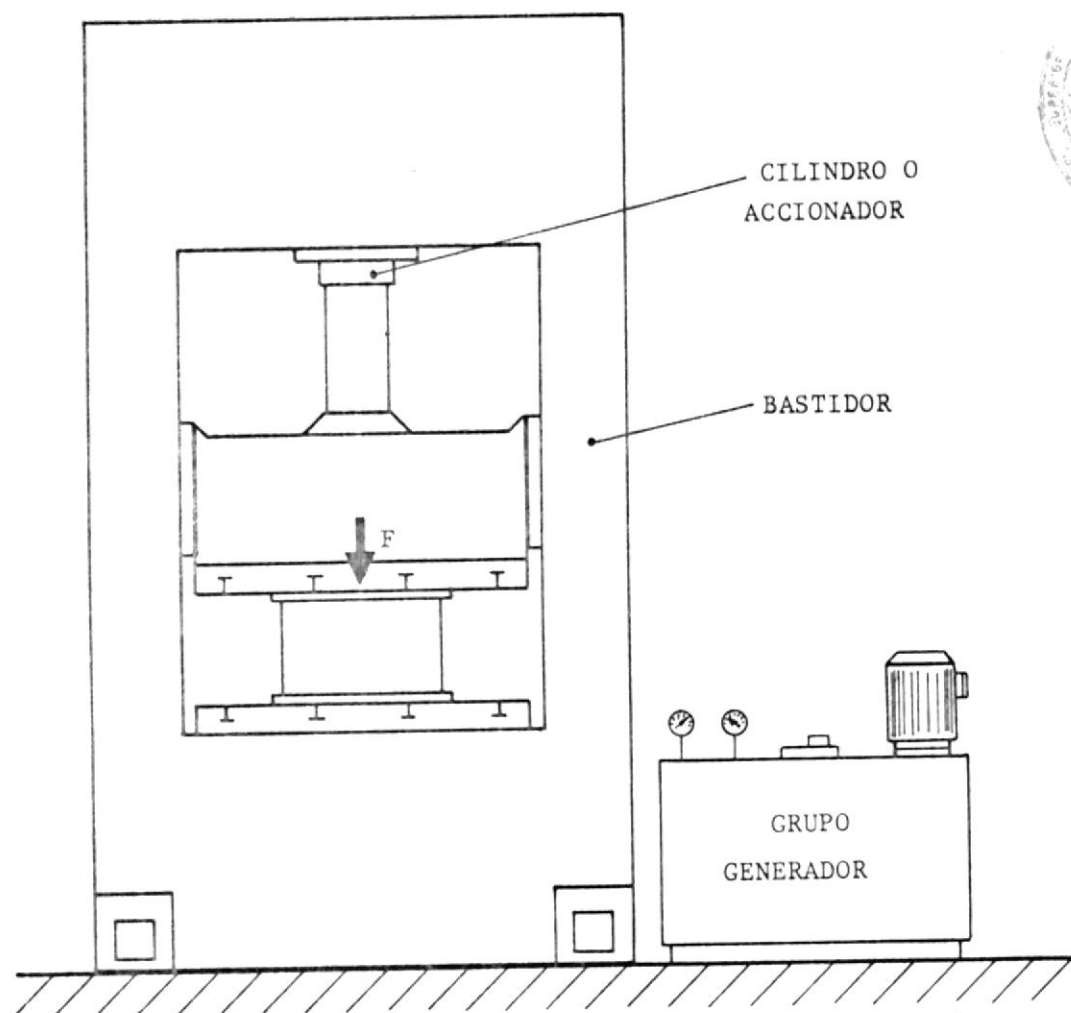


Fig. 1 ELEMENTOS COMPONENTES DE UNA PRENSA



operación, se les conoce por el nombre de ella; por ejemplo, prensa perforadora, prensa para acuñar. La clasificación más simple, deberá hacerse de acuerdo con la fuente de energía; ya sean operadas a mano u operadas con motor. Muchas máquinas operadas a mano se usan para trabajo de láminas metálicas muy delgadas, particularmente en trabajos de talleres pequeños; sin embargo, la mayoría de las máquinas de gran producción son movidas mediante fuerza motriz. Otra forma de agrupar las prensas podrá ser de acuerdo con el número de correderas o el método de accionar a éstas. La mayoría de los constructores las denominan según el diseño general de la estructura; sin embargo, en muchos casos se les designa de acuerdo con el dispositivo transmisor de fuerza o de acuerdo con la aplicación principal para la que se usará la prensa. Si se emplea este método de clasificación, la mayoría de las prensas aparecerán en los siguientes encabezados:

TIPOS DE PRENSAS

A. De acuerdo con el diseño de la estructura:

1. De banco
2. Inclínable
3. De escote
4. De arco
5. De costados rectos
6. De yunque
7. De columna

B. De acuerdo con el método de aplicar la fuerza a la corredera:

- | | |
|--------------------------|------------------------|
| 1. De manivela | 6. De unión articulada |
| 2. De leva | 7. Hidráulica |
| 3. De excéntrica | 8. De rótula |
| 4. De tornillo | 9. Neumática |
| 5. De cremallera y piñón | |

C. Según el objetivo de la prensa:

- | | |
|-----------------------|-------------------|
| 1. Cortes escuadrados | 8. Incrustación |
| 2. Cortes circulares | 9. Acuñado |
| 3. De Freno | 10. Transferencia |
| 4. Punzonado | 11. Corte |
| 5. Extrusión | 12. Estirado |
| 6. Costura | 13. Torre |
| 7. Rectificado | 14. Forjado |

2.3. SELECCION DEL TIPO DE PRENSA

El criterio para la selección del tipo de prensa se debe basar fundamentalmente en:

- a. Uso al que se destinará
- b. Versatilidad de operación
- c. Economía
- d. Productividad

Existen a no dudarlo, muchos otros puntos a considerarse; pero para el caso, creemos que son los más importantes y dignos de considerar. Analizandolos vemos que:

En cuanto al uso al que se destinará que es el de servicio intermitente en pruebas, con personal poco calificado en un centro de enseñanza, conviene seleccionar un tipo de prensa de manejo sencillo y calibraciones simples y directas; con lecturas claras del parámetro fundamental, con regulación de fuerza y velocidad, y con un sistema incorporado de autoprotección a errores en operación. Todo esto lo tiene la prensa hidráulica.

Si hablamos de versatilidad de operación, igualmente deberemos inclinarnos por la misma prensa, ya que se trate de un troquelado, un estampado, una embutición profunda, un acuñado e inclusive algún caso de forja, esta máquina se puede desempeñar admirablemente tal como si fuera una prensa excéntrica o una de fricción o inclusive un martinete para forja.

Esto está concatenado directamente con el hecho de que por no tratarse de un equipo de alta productividad, puede reemplazar con éxito a prensas como las mencionadas en el párrafo anterior, se usan preferentemente en cada proceso específico de los mencionados. Es decir, el factor productividad no es de gran importancia en este caso en que el objetivo no es producir lucro sino aprendizaje, por tanto inclusive, la inversión analizada desde el punto de vista económico se justifica por el lado de la

selección de una prensa hidráulica, la cual gracias a su versatilidad, evita el tener que adquirir varias prensas especializadas.

Conviene entonces, una vez que nos hemos definido por una prensa hidráulica, presentar esquemáticamente una de ellas, para familiarizarnos con los nombres de sus partes y medidas principales (fig. 2).

Por no tratarse del tema central de la tesis, no entraré a justificar específicamente el porque de estas asunciones; simplemente hemos tomado un caso referencial que inclusive sirve en su tamaño para muchas otras operaciones de conformado metálico.

En cuanto a velocidades, las mismas para embutición profunda son las más bajas que se usan en procesos de conformado en prensas, por tanto al seleccionarlas, estamos dentro de un rango que nos permite ejecutar todos los demás procesos con el único problema de que el proceso no se realizaría con la rapidez con que se ejecuta a nivel industrial.

Las velocidades a usarse deberán ser:

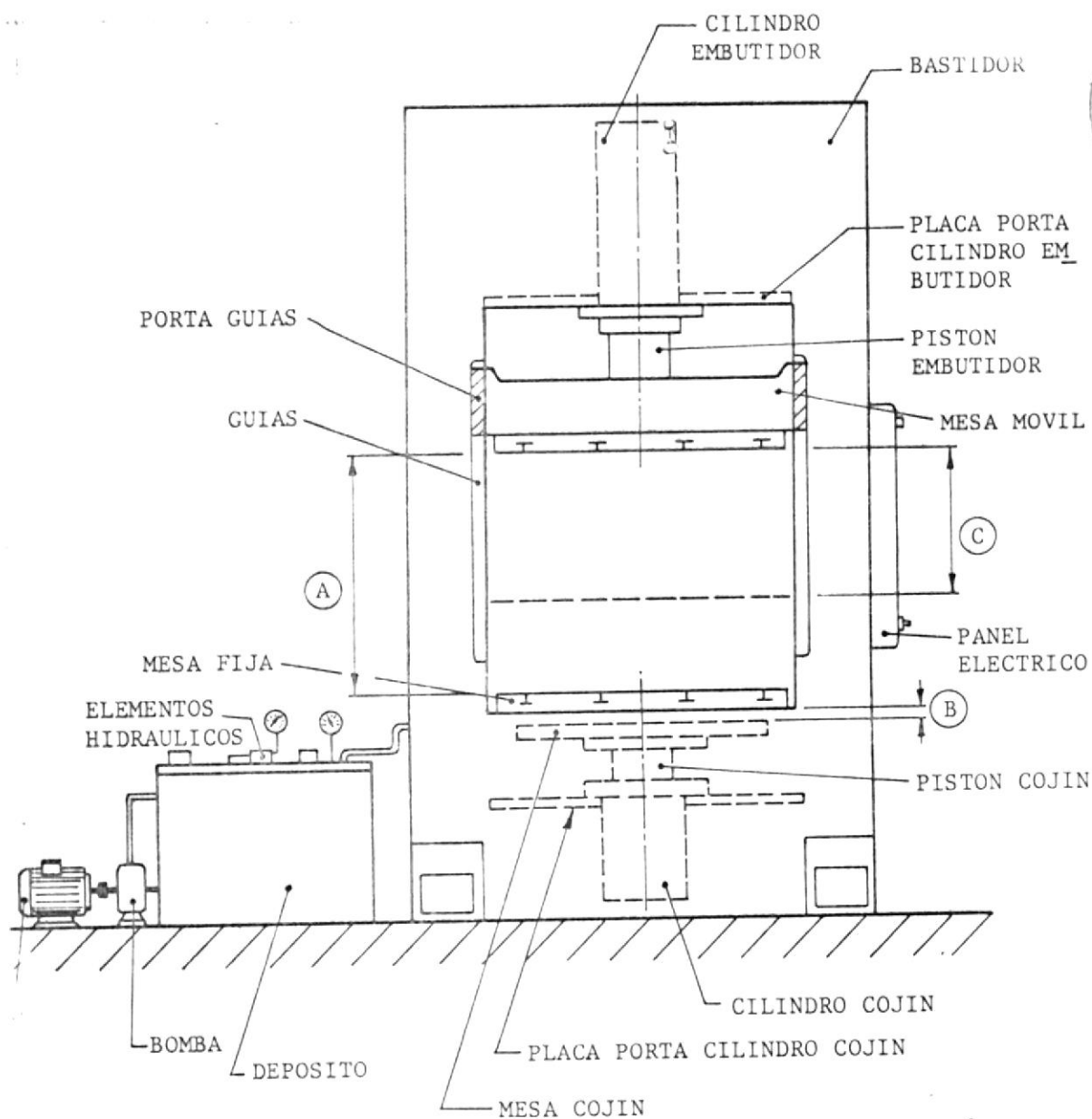
Velocidad de aprox. prensa superior: 4 a 5 cm/seg.

Velocidad de trabajo: 1.5 a 2 cm/seg.

Velocidad de retroceso: 10 a 14 cm/seg.

Velocidad de retorno del cojín: 7 - 9 cm/seg.

La fuerza máxima requerida para este caso estará



- (A) : ABERTURA (MESA MOVIL)
 (C) : CARRERA (MESA MOVIL)
 (B) : ABERTURA = CARRERA (MESA COJIN)

Fig. 2 NOMENCLATURA Y PARAMETROS DIMENSIONALES DE UNA PRENSA HIDRAULICA.



BIBLIOTECA

alrededor de 40 toneladas, pero considerando cierta proporcionalidad en el equipo y para aumentar sus prestaciones para otros procesos, bien vale usar ~~80~~ 60 toneladas de fuerza en el embutidor.

2.4. PLANTEO DE PARAMETROS: VELOCIDADES, PRESIONES Y DIMENSIONES FISICAS.

De acuerdo al uso que se destinará al equipo consideremos un caso típico de embutición bastante didáctico como lo sería el de una embutición en dos etapas de un bote o carcasa de filtro automotriz de dimensiones como describe el esquema.

Por experiencia en la construcción de equipos similares, cuya foto adjuntamos en la sección respectiva, sabemos que requerirá una prensa de aproximadamente las siguientes dimensiones físicas:

Tamaño de mesas: 720 x 720 mm.

Apertura máxima: 600 mm.

Carrera de la mesa móvil: 400 mm.

Carrera del cojín: 200 mm.

CAPITULO III

INGENIERIA DEL PROYECTO

3.1. SISTEMA OLEODINAMICO

3.1.1. SELECCION Y DIMENSIONAMIENTO DE BOMBA, VALVULAS Y DEMAS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRAULICO.

Una vez establecidos los parámetros de construcción en el capítulo anterior, empezaremos por seleccionar la bomba que suministrará el fluido hidráulico a la presión y el caudal que demandan los parámetros de velocidad y fuerza elegidos. Para esto es conveniente hacer un esquema preliminar del sistema hidráulico, en sus bloques fundamentales, para visualizar seccionadamente el asunto. (Fig. 3).

Para seleccionar la bomba debemos considerar las velocidades previstas y la fuerza requerida en los cilindros:

Fuerza: 80 toneladas

↓ Velocidad de aproximación: 4 a 5 cm/seg.

↓ Velocidad de trabajo: 1.5 a 2 cm/seg.

↑ Velocidad de retroceso: 10 a 14 cm/seg.

Fig 4.

Igualmente asumiremos desde ya, el uso de una bomba de dos etapas que nos permite efectuar la aproximación a baja presión con alto caudal y que al aumentar la presión por efecto del trabajo (embutición, estampado,

etc.) descargue el mismo caudal sin aumentar la potencia.

Un parámetro importante es la presión de trabajo; pues aunque existen bombas que pueden llegar a superar presiones de hasta 700 Kg/cm², comercialmente las más usadas están en los 3000 a 4000 psi (^{210,9} 204 a ^{281,2} 272 Kg/cm²).

Las marcas más conocidas y de cuya calidad y existencia de repuestos conozco por experiencia me inclinan a seleccionar entre Vickers y Abex Denison, escogiendo ésta última porque en la gama de bombas de dos etapas tiene un grupo (series T6) cuyas secciones de alta presión rinden hasta 4000 ^{BOMBA} psi, lo cual daría como resultado cilindros ^{2 ETAPAS} de menor diámetro y economía en material.

Hecha esta preselección debemos obtener un diámetro para el cilindro principal (embutidor) que nos permita seleccionar los galonajes adecuados para la bomba:

Entonces:

Si la fuerza máxima (fig. 4) está dada por la expresión:

$$F = P * A$$

Y si tenemos:

$$F = 80000 \text{ Kg} = 1600 \approx 1760 \text{ quintales.}$$

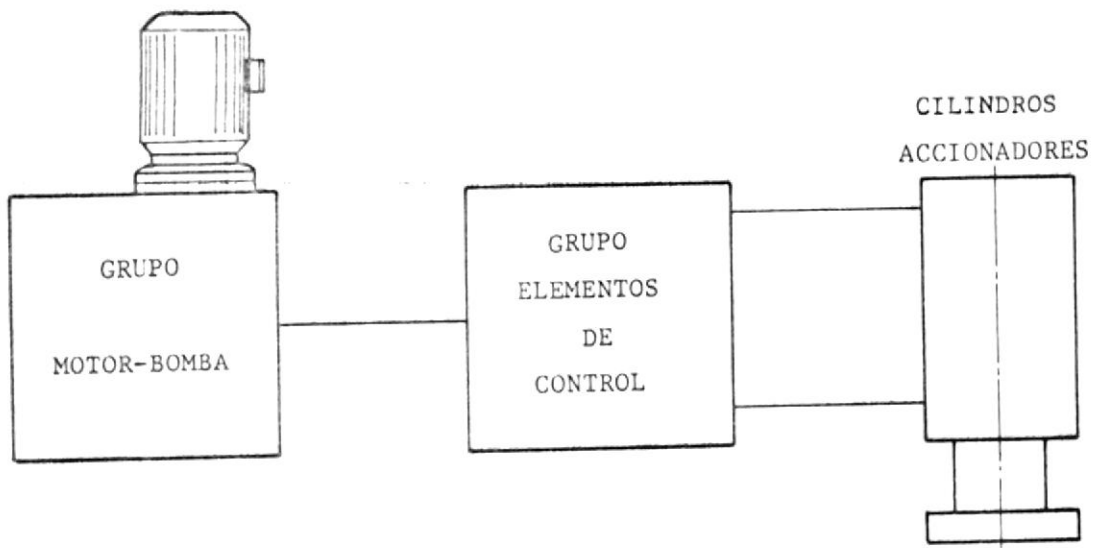


Fig. 3 DIAGRAMA DE BLOQUES COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRAULICO

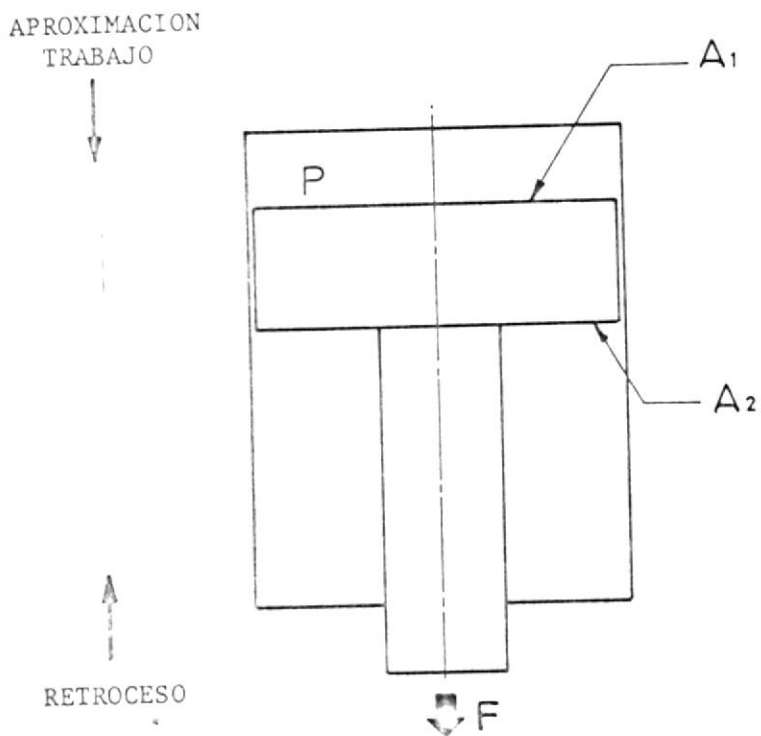


Fig. 4 PARAMETROS DE CALCULO DE UN CILINDRO HIDRAULICO

$$P = 272 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto:

$$A = 294.1 \text{ cm}^2$$

De donde obtenemos el diámetro aproximado del cilindro; usando la relación:

$$A = \pi d^2/4$$

Por tanto:

$$d_1 = 19.3 \text{ cm. (diám. interior del cilindro).}$$

Este valor se ajustará posteriormente a las medidas comerciales de empaquetaduras hidráulicas, pero para efectos de continuar el cálculo lo asumiremos así.

Teniendo ya este punto de partida, calculemos el caudal para las diversas etapas, usando la relación:

$$Q = V * A$$

Para aproximación:

$$Q = V_a * A_1$$

Si tenemos:

$$V_a = 4.5 \text{ cm/seg. (promedio)}$$

Entonces:

$$Q = 20.9 \text{ GPM (79.2 lit/min)}$$

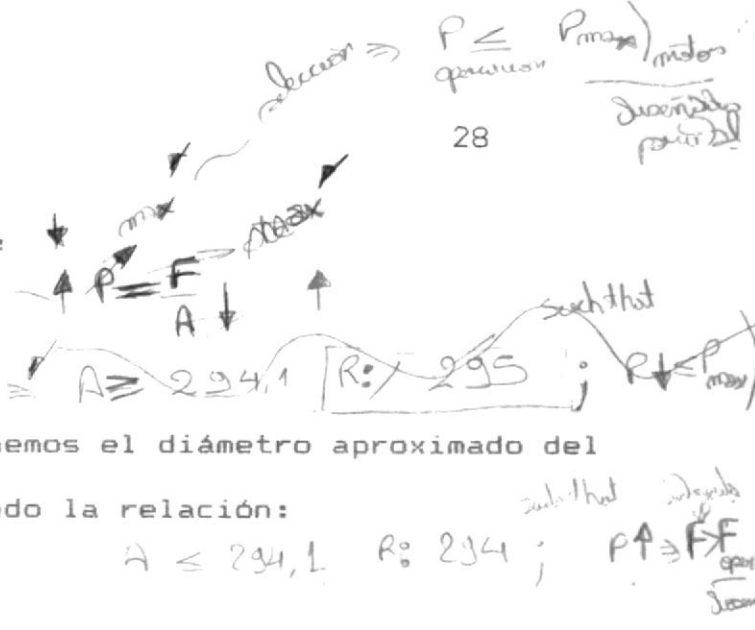
Para trabajo:

$$V_T = 1.8 \text{ cm/seg. (promedio)}$$

entonces:

$$Q = 529.38 \text{ cm}^3/\text{seg.}$$

Con lo cual obtenemos:



$Q = 8.4 \text{ GPM (31.76 lit/min)}$

Para retroceso:

La consideración para calcular el retroceso es distinta a las anteriores pues en este caso el caudal ya está definido y es idéntico al caudal de aproximación.

En este punto conviene aclarar ayudándonos de un esquema (fig. 5), el funcionamiento de la bomba de dos etapas:

En la parte 1 vemos la fase de aproximación en la que la velocidad es obtenida por la suma de los dos caudales, de las bombas de alta (AP) y baja (BP) presión, obteniendo entre ambas 20.9 GPM (79.2 lit/min).

Al llegar a determinada presión, producto del trabajo mecánico efectuado sobre el metal, la bomba de baja presión se descarga a tanque (parte 2) y tal como calculamos, el caudal requerido es de 8.4 GPM, suministrado únicamente por la bomba de alta presión.

Para retroceso (parte 3), obtenemos directamente el área, pues el caudal será el mismo que en la aproximación, en vista de que al retroceder el cilindro no tendrá mayor resistencia que el peso de la mesa, matrices y un eventual atoramiento de las mismas que no producen una elevación tal de presión que

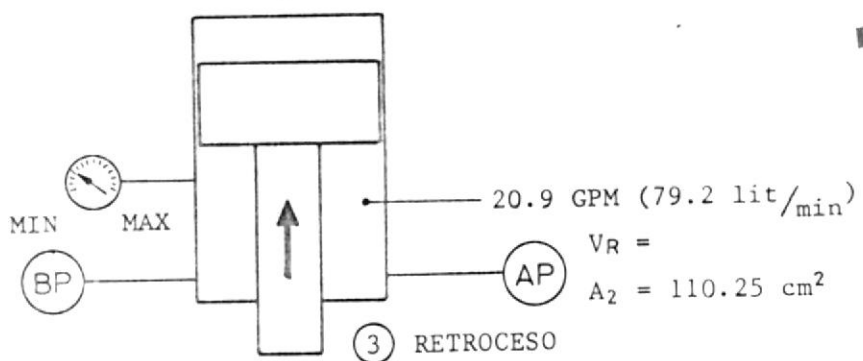
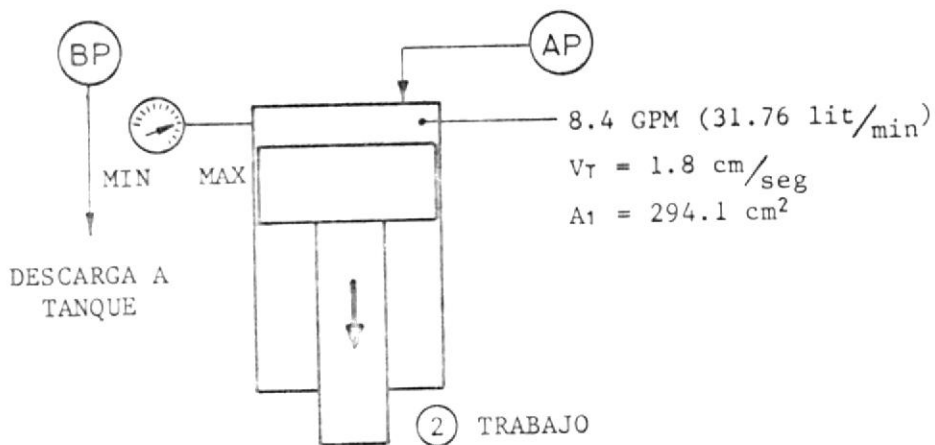
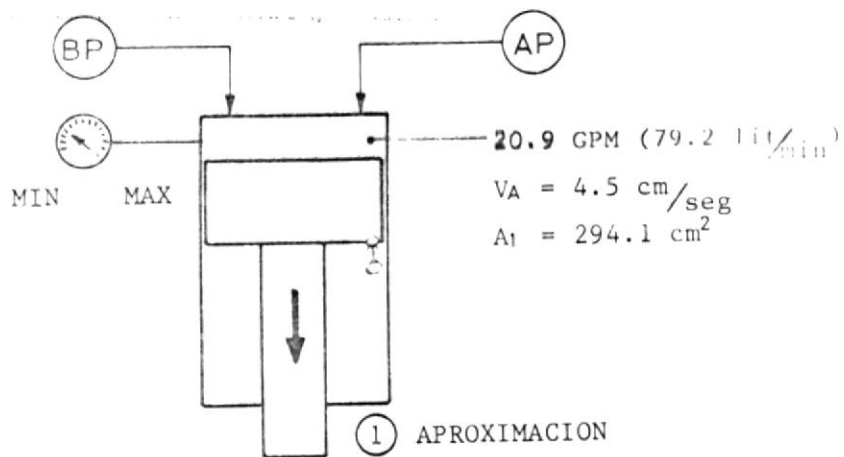


Fig. 5 FUNCIONAMIENTO DE CILINDRO ACCIONADO POR BOMBA DE DOS ETAPAS



obligue a descargar a tanque la bomba de baja presión, por tanto; asumiendo una velocidad promedio al rango planteado, tenemos:

$$A_2 = Q/V_R$$

$$A_2 = 110.25 \text{ cm}^2$$

Este valor, nos servirá posteriormente para calcular el diámetro del vástago o pistón, en el apartado correspondiente.

En resumen, debemos seleccionar una bomba de dos etapas que suministre:

$$Q_{ap} + Q_{bp} = 20.9 \text{ GPM (79.2 lit/min)}$$

y

$$Q_{ap} = 8.4 \text{ GPM (31.76 lit/min)}$$

Por tanto:

$$Q_{bp} = 12.5 \text{ GPM (47.44 lit/min)}$$

Del manual de Abex Denison, página 40 a 1800

RPM, se selecciona la bomba:

T6cc - 005 - 008 - 1 - R00A1 - 00

La cual es una bomba de paletas, que desplaza 12.5 GPM en baja presión y 8.2 GPM en alta, entregando una presión máxima de 4000 psi.

Los detalles dimensionales, pesos y demás datos se obtienen directamente de este manual.

✓ Selección de elementos de control:

Una vez definida la bomba, su caudal y presión, podemos seleccionar los elementos de

control, pero para esto, y adelantándonos a la sección 3.1.5, del presente estudio, plantearemos el esquema hidráulico para poder hacer la lista de elementos requeridos, aunque entremos posteriormente a su análisis detallado.

En el esquema (ver fig.6) encontramos las siguientes válvulas:

1 válvula check (antirretorno) (2) capaz de impedir que el caudal de la bomba de mayor presión (AP) bloquee a la de baja presión cuando ésta está descargando a través de la válvula de descarga (3).

Del manual seleccionamos una válvula tipo brida con capacidad de flujo de hasta 189 lit/min y una presión máxima de 211 Kg/cm²; su código es CSV08321A1 y tiene la particularidad de adosarse al cuerpo de la bomba que hemos seleccionado ahorrando espacio y conexiones externas.

1 válvula de descarga (unloader valve), que tiene como objeto descargar, a la presión que se le regule, todo el caudal de la bomba de baja presión, con la mínima pérdida de presión.

Caudal a desalojar: 12.5 GPM (47.3 lit/min).

Presión máxima a desalojar: 2500 psi (176

¿Desde qué ord de baja P?

esto es así

LP → Baja
 HP → Alta
 LP → Low Pressure
 HP → High Pressure

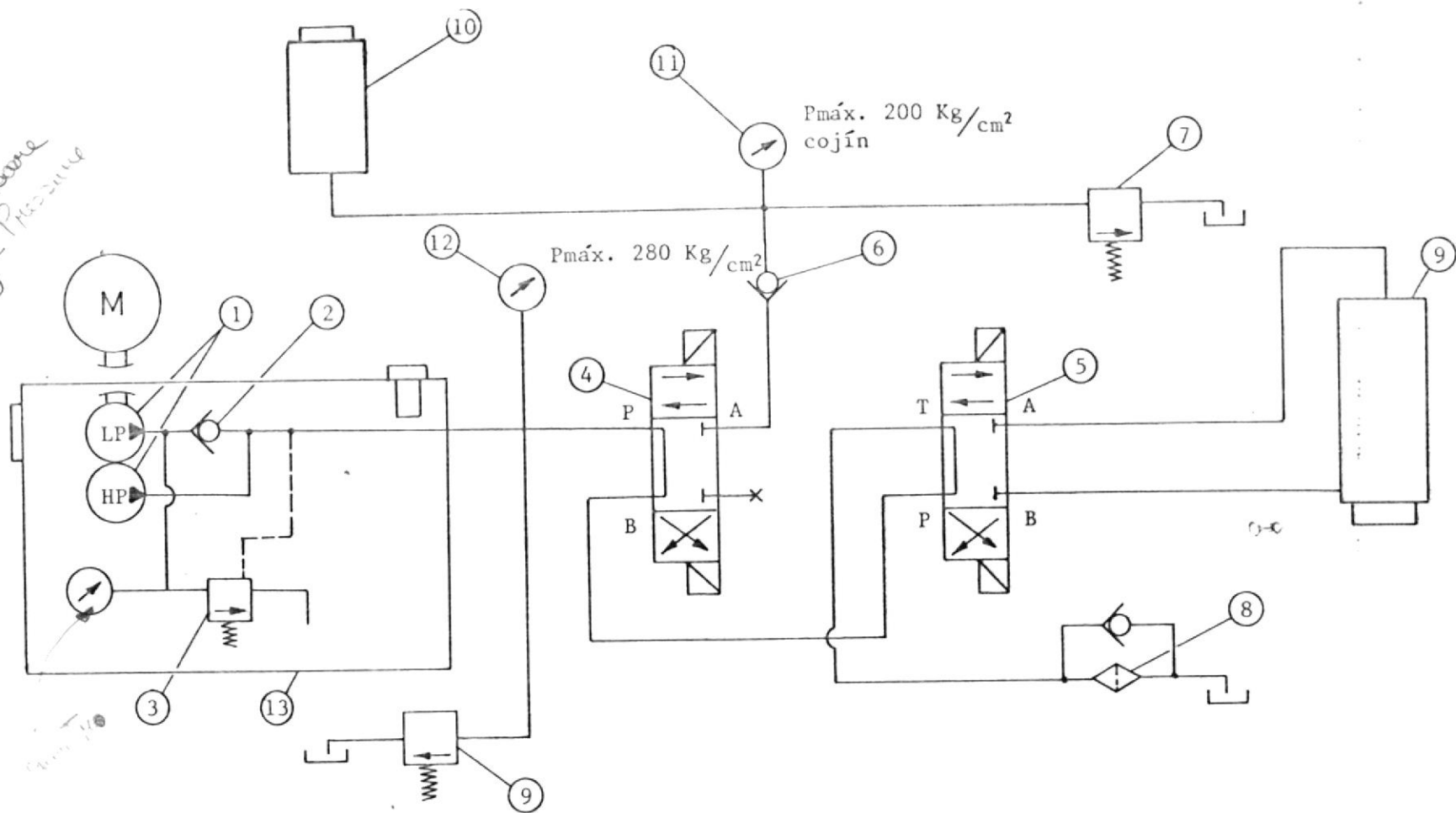


Fig. 6 ESQUEMA HIDRAULICO DE UNA PRENSA DE 60 T.

BIBLIOTECA



Kg/cm²)

Tipo: Brida

Rango de regulación: 1000 - 3000 psi (70-210 Kg/cm²).

Seleccionamos entonces, una válvula cuyo código es: R5U08 - 31315A1, que cumple con todas las especificaciones señaladas. Tanto esta válvula como la anterior, se adosan a la bomba.

2 válvulas direccionales, accionadas por solenoides, de tipo corredera centrada a resortes, con conexión por subplaca, con 4 vías, 3 posiciones y centro abierto; para una presión de operación de hasta 282 Kg/cm² y un flujo máximo de 79 lit/min; seleccionamos usando el manual de Abex Denison, la válvula con el siguiente código:

A-3002-3-4-2-07-03-02-0-0-A-5-02-3-00-0

En el esquema están representadas con los números (4) y (5).

1 válvula antirretorno, que debe permitir un flujo máximo de hasta 79 lit/min y una presión máxima de 282 Kg/cm², montaje por subplaca.

Seleccionamos en el catálogo, la válvula que cumple con estas características:

CV40353510A1

En el esquema hidráulico, está representado por el número 6, y su objetivo lo explicaremos más adelante, pues por el momento nos hemos limitado a su selección, basándonos únicamente en la presión y caudal que deben soportar y no en determinar su función en el circuito hidráulico.

2 reguladoras de presión, utilizables para el mismo rango que las demás, es decir, un máximo de 79 lit/min y 282 Kg/cm², pero además que tenga regulabilidad en la descarga entre 7 y 282 Kg/cm² mínimo, por lo que la selección es:

R4V-03-535-10A1

Aparecen en el esquema hidráulico con los números 7 y 9.

Selección de otros elementos

Adicionalmente, debemos seleccionar elementos auxiliares pero no por eso menos importantes: 2 manómetros puestos para marcar una presión máxima de 282 Kg/cm², teniendo en cuenta que para mejorar su duración, su rango debería ser un 20% mayor, y para buena visibilidad, ser de un diámetro mínimo de 100 mm.

Usando el catálogo de LHA seleccionamos el modelo PGL-40-5000-S. Los manómetros aparecen esquematizados con los números 11 y 12.

1 Filtro de retorno, con una capacidad de filtrado de hasta 79 lit/min.

Usando el catálogo de la marca LHA seleccionamos el modelo UF-1500, el cual cumple con lo especificado, y aparece en el esquema con el número 8.

1 filtro de admisión, para la succión de la bomba de alta presión, de 31 lit/min y de baja presión, de 47 lit/min, respectivamente; ambos para un filtraje de 100 Mesh - 140 micrones. Usando el catálogo de la marca LHA, seleccionamos el modelo SEH - 20 - 1 1/4-100.

3.1.2. CALCULO DE POTENCIA REQUERIDA

Para terminar de definir el grupo generador de aceite a presión, necesitamos definir el motor que lo accionará.

Se tratará de un motor eléctrico trifásico, con posibilidad de conexión a 220 o 440 voltios 60 Hz. Igualmente deberá ser del tipo TEFC (totalmente cerrado y enfriado por ventilador). (sección 7.4, parte A).

Para el cálculo de su potencia, analizaremos en conjunto la operación en las diferentes secuencias, usando la figura 7.

La bomba de baja, descarga todo su caudal sin presión a aproximadamente 1000 psi (presión

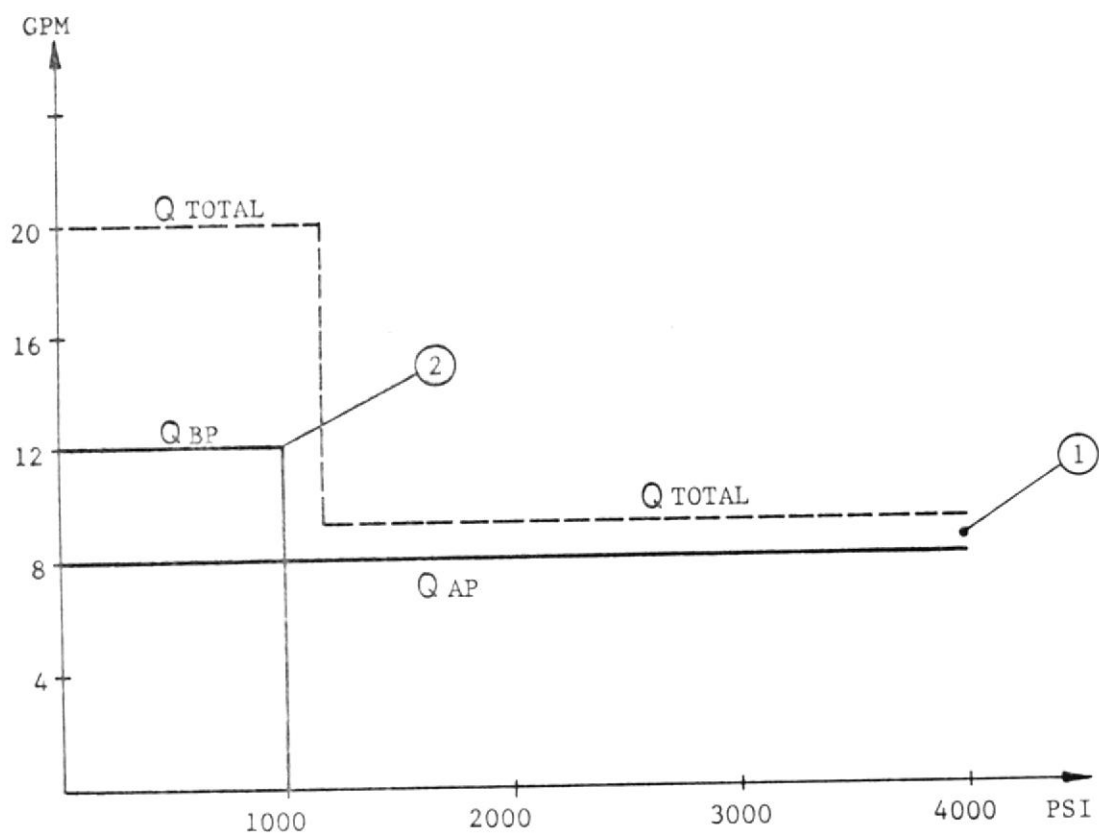


Fig. 7 DIAGRAMA DE OPERACION DE BOMBAS DE DOS ETAPAS, PARA EL CASO DE NUESTRO ESTUDIO

de cambio de etapa), pero la bomba de alta continúa hasta rendir su máxima de 4000 psi, manteniendo su caudal al máximo de 12.5 GPM.

La potencia consumida en este punto (1) está dada por:

$$N = (P * Q) / 450 \quad [\text{CV}]$$

o

$$N = (P * Q) / 450 \quad [\text{Kw}]$$

En estas fórmulas:

$$P = \text{Kg/cm}^2$$

$$Q = \text{lit/min}$$

Reemplazando valores:

$$Q_{ap} = 8.2 \text{ GPM} = 31.1 \text{ lit/min}$$

$$P_{ap} = 4000 \text{ psi} = 272 \text{ Kg/cm}^2$$

de donde:

$$N = 18.79 \text{ CV}$$

Sin embargo existe un punto (2) que debe ser analizado, ya que en él actúan las dos bombas juntas, demandando una potencia que debe ser evaluada.

Asumamos que el cambio de velocidades se efectúa a 1000 psi (68 Kg/cm²); tendremos:

$$Q_{total} = Q_{ap} + Q_{bp}$$

$$= 20.9 \text{ GPM (78.2 lit/min)}$$

Aplicando la fórmula de potencia:

$$N = 11.8 \text{ CV}$$

Existe entonces la posibilidad de desplazar

Handwritten notes:
 1/2
 m³/seg
 J
 (100)² * 3,8 * 1 m³ / ~~3,8~~ dm³

el punto (2) hasta valores mayores de presión, pudiendo así aprovechar al máximo la potencia del motor; así, despejando p de la fórmula de potencia tendremos, que:

$$P = (N * 450) / Q$$

Donde reemplazando, para valor máximo de Q , tendremos:

$$P = 108.1 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (1589 psi)}$$

Entonces, podemos concluir que la potencia teórica requerida es:

$$N = 18.79 \text{ CV}$$

La potencia real será, considerando una eficiencia del 90% en la bomba, tendremos:

$$N = 20.8 \text{ CV} = 20.8 \text{ HP}$$

Considerando una eficiencia en el motor eléctrico de 86% deberemos seleccionar un motor de :

$$N = 23.7 \text{ HP}$$

Con lo que queda finalmente establecida la potencia del motor.

Sin embargo, debemos considerar que comercialmente los motores se fabrican, o bien de 20 HP o bien de 25 HP, por tanto deberemos escoger definitivamente un motor de 25 HP.

✓ 3.1.3. DIMENSIONAMIENTO DE CILINDROS

Corresponde en éste apartado dimensionar los

$$P_{\text{real}} = \frac{P_{\text{teórica}}}{\eta}$$

subligado

dos cilindros que tiene la prensa, que son:

A. CILINDRO EMBUTIDOR (SUPERIOR)

B. CILINDRO, COJIN (INFERIOR)

Su ubicación y función en la máquina quedaron explicadas y graficadas en la sección 2.3.

Procedamos separadamente para cada uno de ellos:

A. CILINDRO EMBUTIDOR

Por estar colocado en la parte superior del bastidor y corresponderle ejecutar el movimiento de subir y bajar la mesa móvil, deberá ser un cilindro de doble efecto, como el de la fig. 8, y en el que habrá que dimensionar:

1. Diámetro del cilindro (D)
2. Diámetro del vástago (d)
3. Altura del pistón (L_1)
4. Longitud de guía (L_2)
5. Carrera útil (H)

Al inicio del capítulo establecimos el diámetro interior del cilindro, necesario para obtener la fuerza deseada con la presión de la bomba seleccionada.

Habíamos obtenido:

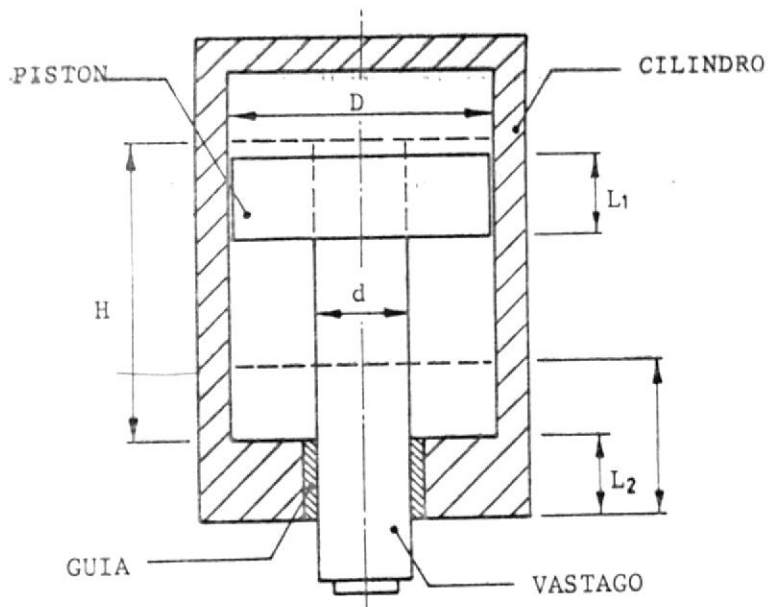


Fig. 8 PARAMETROS DIMENSIONALES DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO

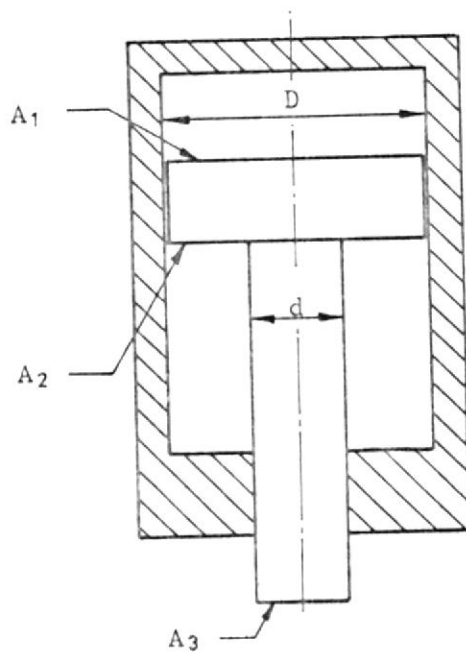


Fig. 9 AREAS Y DIAMETROS DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO

$$D = 19.3 \text{ cm}$$

Igualmente, para cumplir con los valores planteados de velocidad de retroceso obtuvimos el área requerida para el retroceso: (ver fig. 9)

$$A_2 = 110.25 \text{ cm}^2$$

Entonces, sí:

$$A_1 = A_2 + A_3 = 294.1 \text{ cm}^2$$

Por tanto:

$$A_3 = 183.85 \text{ cm}^2$$

de donde:

$$d = 15.2 \text{ cm}$$

La altura del pistón viene dada por las dimensiones de las empaquetaduras y de la guía de deslizamiento, pero para efectos generales de dimensionamiento, debe respetar un tamaño mínimo dado por la relación:

$$L_1 = (0.4 \dots\dots 0.6) D$$

dada por Panzer-Beitter y universalmente aceptada por los constructores; de modo que en nuestro caso L_1 deberá estar entre:

$$L_1 = 7.72 \text{ cm (mínimo)}$$

y

$$L_1 = 11.58 \text{ cm (máximo)}$$

La medida final la estableceremos una vez seleccionadas las empaquetaduras y

aparecerá directamente en los planos constructivos.

Del mismo texto obtenemos la relación:

$$L_2 = (0.8 \dots\dots\dots 1.2) d$$

para dimensionar la guía del vástago; por tanto reemplazando obtendremos:

$$L_2 = 12.16 \text{ cm (mínimo)}$$

$$L_2 = 18.20 \text{ cm (máximo)}$$

Sin embargo en este caso podemos con toda seguridad seleccionar el valor mínimo, ya que como el cilindro está liberado de cargas laterales o flexión, debido a que la mesa movida por él, estará perfectamente guiada, la incidencia de las mismas será nula.

Finalmente la carrera útil (H) viene dada directamente por el parámetro planteado en la sección 2.4, como carrera de la mesa móvil, por tanto:

$$H = 40 \text{ cm}$$

B. CILINDRO COJIN

Gracias a su posición, situada en la parte inferior del bastidor y al hecho de poder descender por acción del empuje de las velas de pisaje, el cilindro "cojín" se construye del tipo de simple efecto o

émbolo buzo.

Su fuerza máxima, deberá ser de por lo menos el 60% de la del embutidor, o sea: 48 toneladas, las cuales deberán ser obtenibles a la presión de máxima de la bomba (4000 psi), por tanto, partiendo (fig 10), de:

$$F = P * A$$

obtendremos:

$$A = 176.4 \text{ cm}^2$$

de donde:

$$d = 14.9 \text{ cm}$$

Este valor igualmente será modificado luego de la apropiada selección de las empaquetaduras.

Para establecer la longitud de la guía L_g nos remitiremos al cuadro y la relación establecida por PANTZER-BETTLER: (Ver fig. 11).

$$L_g = K * d$$

donde K , se obtiene del gráfico. Como en nuestro caso, según lo establecido en el apartado 2.4 es:

$$C = 200 \text{ mm}$$

Entonces para poder entrar al gráfico,

$$C/d = 200/149 = 1.34$$

o sea:

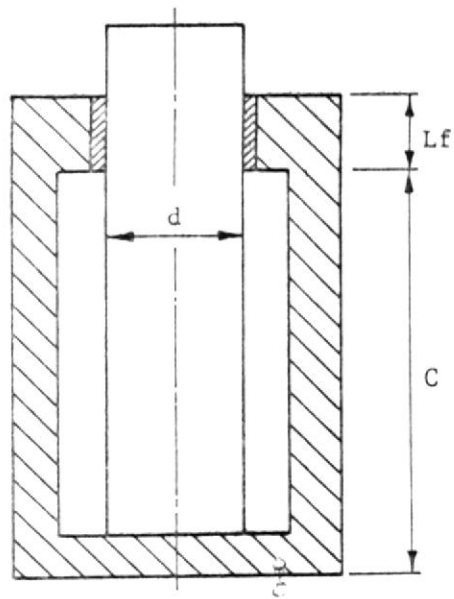


Fig. 10 PARAMETROS DIMENSIONALES DE UN CILINDRO DE SIMPLE EFECTO

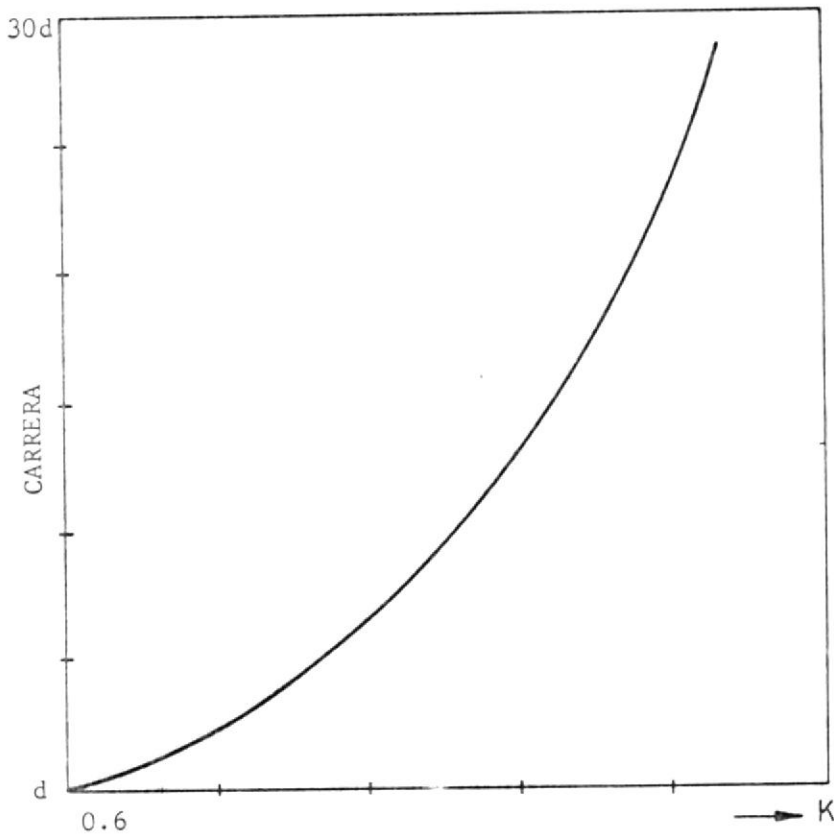


Fig. 11 DIAGRAMA PARA CALCULO DE L_f
(TOMADO DE PANTZER & BEITLER)



Carrera = 1.34 d

del gráfico obtenemos:

$K = 1$

por tanto:

$L_{\phi} = 14.9 \text{ cm}$

Con ésto quedan establecidos todos los valores para dimensionar el cilindro cojín.

✓ SELECCION DE EMPAQUES O JUNTAS

Usando el manual y con las medidas obtenidas de los cálculos, seleccionamos los empaques apropiados: (ver figura 12).

A. CILINDRO EMBUTIDOR

Juntas de pistón:

\emptyset calculado: 19.3 cm

\emptyset seleccionado: 19.05 cm

CODIGO: 500 - 06.500

Junta de vástago:

\emptyset calculado: 15.2 cm

\emptyset seleccionado: 15.24 cm

CODIGO: 500 - 06.000

Las medidas del alojamiento de cada empaquetadura, están dados por el mismo manual en función de las dimensiones de la misma,

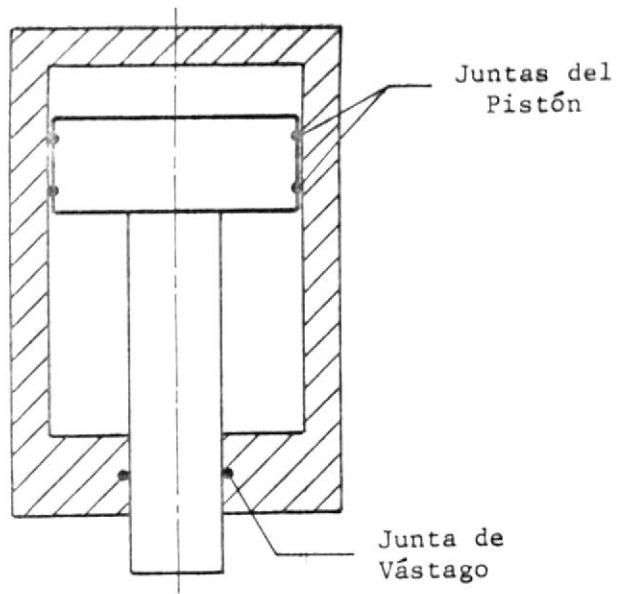


Fig. 12 JUNTAS HIDRAULICAS EN CILINDRO DE DOBLE EFECTO
(EMBUTIDOR)

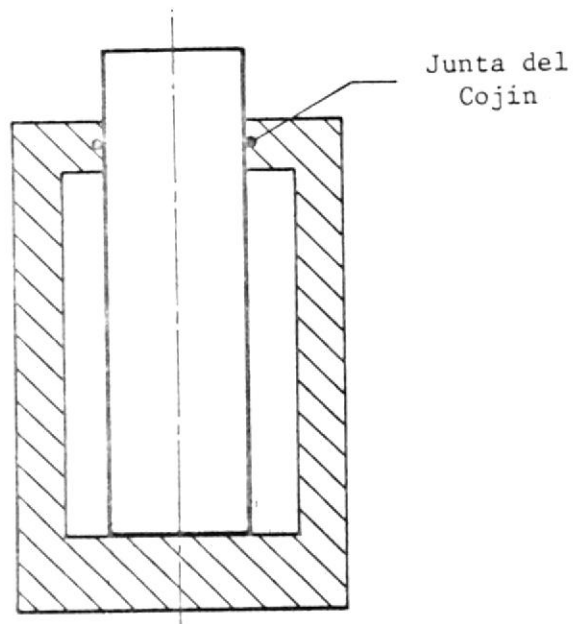


Fig. 13 JUNTAS HIDRAULICAS EN CILINDRO DE SIMPLE EFECTO
(COJIN)

y se tomarán directamente al momento de realizar los dibujos.

B. CILINDRO COJIN

Unicamente lleva junta de vástago: (ver fig. 13).

Ø calculado: 14.9 cm

Ø seleccionado: 15.24 cm

CODIGO: 500 - 06.000

✓ 3.1.4. ANALISIS DEL ACEITE: SELECCION, CALENTAMIENTO Y PERDIDAS.

✓ A. SELECCION:

Para la selección del fluido hidráulico adecuado existen diversas consideraciones tales como viscosidad y su variación con la temperatura y la presión; compresibilidad, poder antiespumante, poder antiemulsivo, resistencia ante el envejecimiento, etc., sin embargo, en nuestro caso no entraremos a analizar cada una de ellas, ya que existe un rango y calidad de aceite indicados por el fabricante de los equipos (bomba, válvulas, etc.) los cuales se deben respetar.

En nuestro caso ABEX DENISON, tiene desarrolladas especificaciones denominadas HF-0 y HF-2, que pueden verse en la tabla #1 sección 7.1.

Igualmente el fabricante sugiere rangos de viscosidad, dependiendo de la forma en que se desea operar el equipo:

El rango es el siguiente (Tomado y traducido del manual de Abex Denison):

}	Viscosidad máxima: (Para V_{max} y P_{max})
	500 SUS (108 CST)
	Viscosidad óptima: (Para Vida Util $_{max}$)
	140 SUS (30 CST)
	Viscosidad mínima: (Para V_{max} y P_{max})
	60 SUS (10 CST)

Para comodidad de trabajo insertamos un gráfico para la conversión entre las diversas medidas de viscosidad cinemática, ver fig. 14.

Seleccionamos un aceite Texaco tipo RANDO OIL HD-32, basándonos en las características que presenta según el catálogo entregado por el suministrador local, y que anexamos en la sección 7.4, parte B). En el mismo, indica que sobrepasa las exigencias HF-2 de Abex Denison y en su análisis típico presenta:

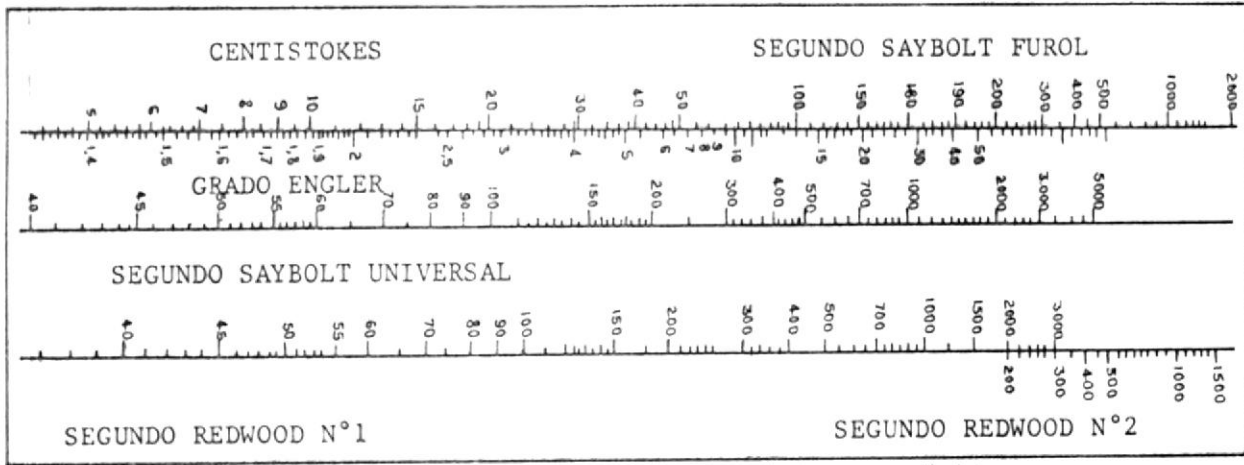


Fig. 14 GRAFICO PARA LA CONVERSION ENTRE LAS DIVERSAS UNIDADES DE MEDIDA DE LA VISCOSIDAD CINEMATICA.

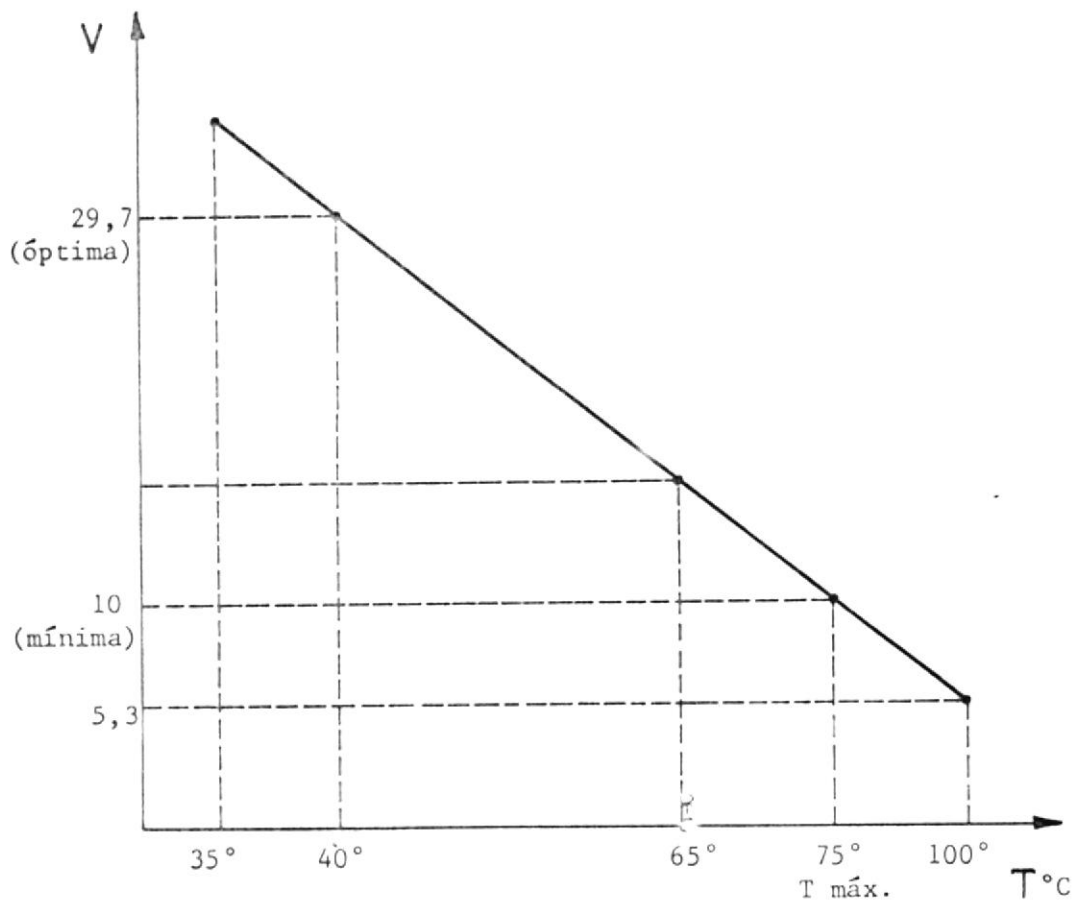


Fig. 15 DIAGRAMA VISCOSIDAD VS. TEMPERATURA PARA ACEITE RANDO HD - 32

Gravedad ρ_{AP} 1 ----- 31.0
 Inflamación $^{\circ}C$ ----- 430
 Viscosidad CST a $40^{\circ}C$ ---- 29.7
 Viscosidad CST a $100^{\circ}C$ --- 5.3

Los valores de viscosidad nos permiten establecer una curva de viscosidad Vs temperatura para éste aceite en el que vemos que para la temperatura de operación normal de este equipo que será entre 60 y 65 $^{\circ}C$, estamos perfectamente dentro del rango establecido por el fabricante (30 a 10 CST, viscosidad óptima a mínima). Ver figura 15.

Igualmente vemos en el mismo gráfico, que para no bajar la viscosidad mínima admisible, la temperatura no deberá exceder $75^{\circ}C$.

Por tanto seleccionamos el aceite Texaco Rando Oil HD-32.

B. CALENTAMIENTO Y PERDIDAS

El análisis del calentamiento producido en el aceite es un dato fundamental para el dimensionamiento del depósito y para mantener la temperatura del mismo, dentro de los límites tolerables.

Un análisis profundo basado en la generación de calor individual de cada uno

de los componentes sería demasiado complejo, por tanto podemos basarnos en un balance de energía, partiendo de la aportada por el motor que mueve el sistema, usando la fórmula planteada por PANZER-BETTLER:

$$P_p = P_m (1 - \eta) (\%U/100) \quad [\text{Kw}]$$

donde:

P_p = Potencia pérdida

P_m = Potencia del motor

η = Eficiencia del sistema

$\%U$ = Porcentaje de tiempo de conexión

En nuestro caso; asumiremos una eficiencia del 75% que es un valor promedio de la eficiencia de los elementos del sistema, siendo éste un valor bastante aceptado en instalaciones de este tipo.

El porcentaje de tiempo de conexión, para nuestro caso es del 50%, tomando en cuenta como tiempo de conexión, el que toman las operaciones de aproximación, trabajo y retroceso, a las velocidades ya establecidas, y como tiempo total, el que toma toda la operación de embutición con la colocación de la lámina de la pieza, etc. (Ver fig. 16).

Completando los datos tenemos para el

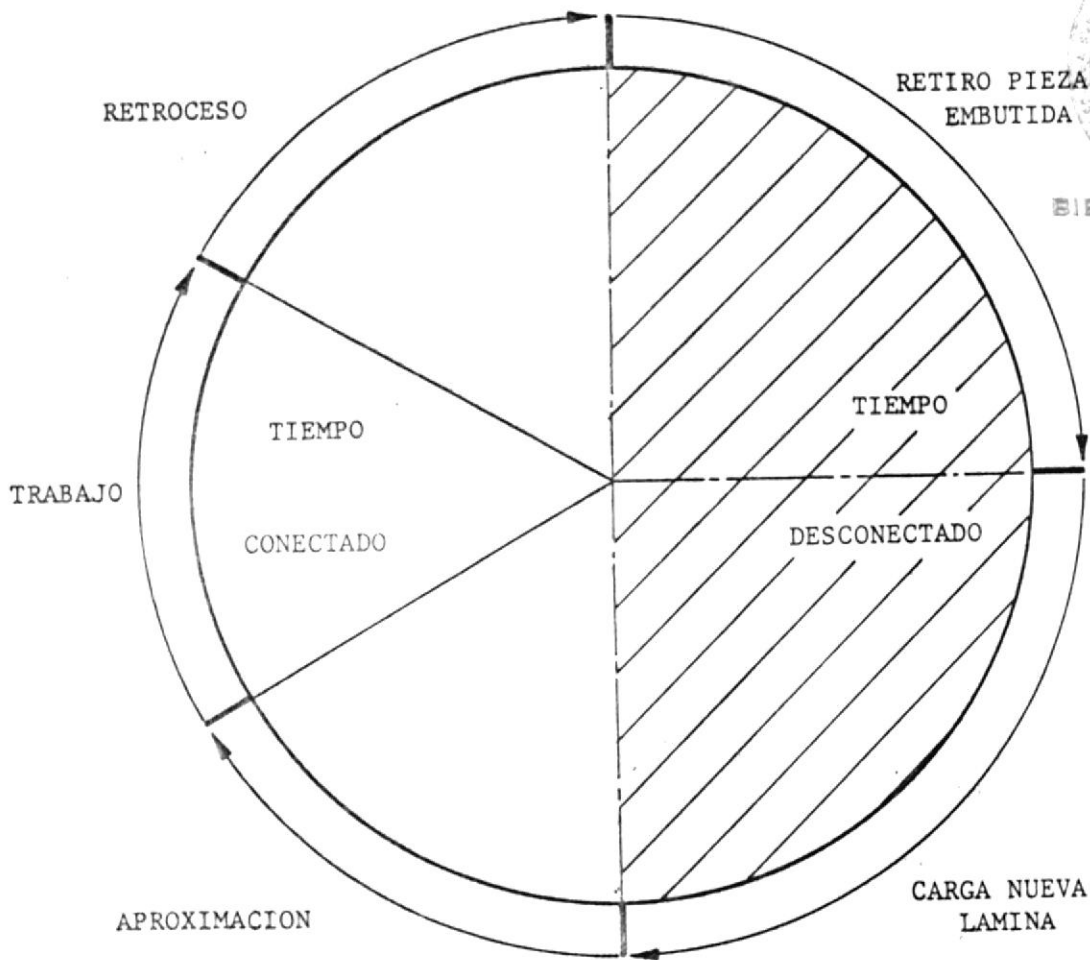


Fig. 16 GRAFICO DE UN CICLO DE TRABAJO CON PORCENTAJE DE TIEMPO DE CONECCION.



motor de 25 HP (18.5 Kw) de nuestro caso:

$$P_p = 2.31 \text{ Kw}$$

Y como:

$$1 \text{ Kw} = 860 \text{ Kcal/hr}$$

El calor generado por las pérdidas será:

$$Q_p = 1986 \text{ Kcal/hr}$$

A partir de este dato deberemos analizar de que tamaño deberá ser el depósito para poder disipar el calor producido, existiendo para el efecto un valor práctico de disipación de calor suministrado por PANZER & BETTLER:

$$K = 10 \text{ Kcal/m}^2\text{-hr-}^\circ\text{C}$$

Si:

Temperatura máxima del aceite: 60°C

Temperatura ambiente promedio: 30°C

$$\Delta T = 30^\circ\text{C}$$

Entonces si:

$$Q = K A \Delta T$$

El área que deberá tener el tanque será:

$$A = 6.62 \text{ m}^2$$

Este valor será analizado en el capítulo correspondiente al dimensionamiento del depósito.

✓3.1.5. PLANTEO Y ANALISIS DEL SISTEMA HIDRAULICO

Con los elementos seleccionados en la sección

3.1.1, planteamos el sistema hidráulico con el siguiente listado referido al esquema hidráulico:

- 1.- Bomba de dos etapas
- 2.- Válvula antirretorno
- 3.- Válvula de descarga
- 4.- Válvula direccional comando del cojín
- 5.- Válvula direccional comando del embutidor
- 6.- Válvula antirretorno
- 7.- Válvula de alivio del cojín
- 8.- Filtro de retorno
- 9.- Cilindro embutidor
- 10.- Cilindro cojín
- 11.- Manómetro presión de cojín
- 12.- Manómetro presión de embutición
- 13.- Depósito
- 14.- Válvula de alivio del embutidor.

Podemos entonces pasar a analizar el funcionamiento lógico del esquema planteado, en cada una de las operaciones que debe ejecutar y que son:

- ✓ A. Función en vacío
- ✓ B. Aproximación de la mesa móvil
- ✓ C. Carrera de trabajo de la mesa móvil
- ✓ D. Retroceso de la mesa móvil
- E. Trabajo del cojín hidráulico
- F. Rearmado del cojín

Para analizar cada operación usaremos el esquema hidráulico, en el cual marcaremos el flujo del aceite en cada operación.

A. FUNCION EN VACIO (fig.17)

Las dos etapas de la bomba 1 hacen circular el caudal total a través del cuerpo de las válvulas direccionales 4 y 5 y del filtro de retorno 8, volviendo al depósito de aceite 13, cerrando el circuito.

B. APROXIMACION DE LA MESA MOVIL (Fig. 18)

La válvula direccional 5 desvía el aceite hacia el lado superior del cilindro 9, produciendo el avance a velocidad máxima, ya que las dos etapas de la bomba 1 están aportando todo su caudal.

El aceite desalojado de la cámara inferior del cilindro es evacuado a tanque por la otra vía de la válvula 5.

C. CARRERA DE TRABAJO DE LA MESA MOVIL (fig. 19).

Al llegar a la presión en que se ha calibrado la válvula de descarga 3, la etapa de baja presión se descarga a tanque, reduciendo el caudal y por tanto la velocidad, efectuando así el trabajo de embutición. La válvula 5 continua en la

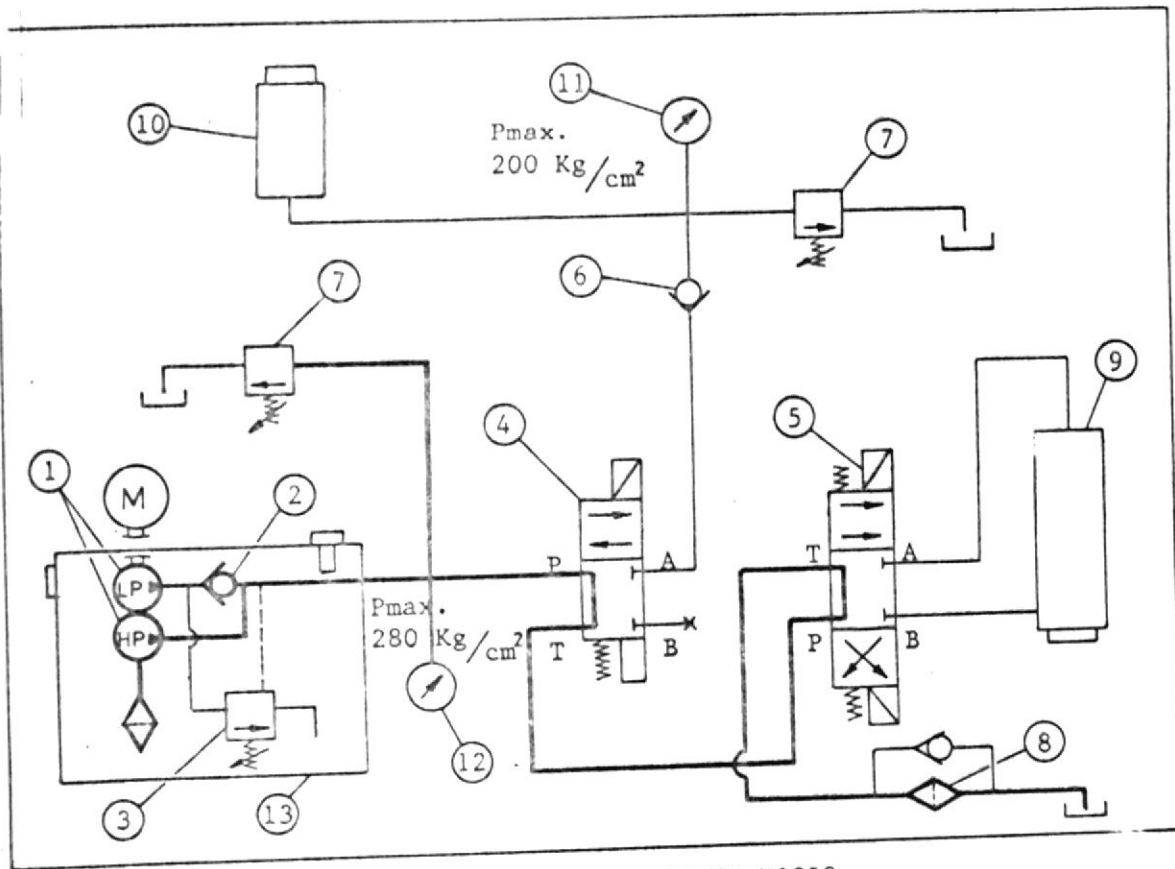


Fig. 17 FUNCION EN VACIO

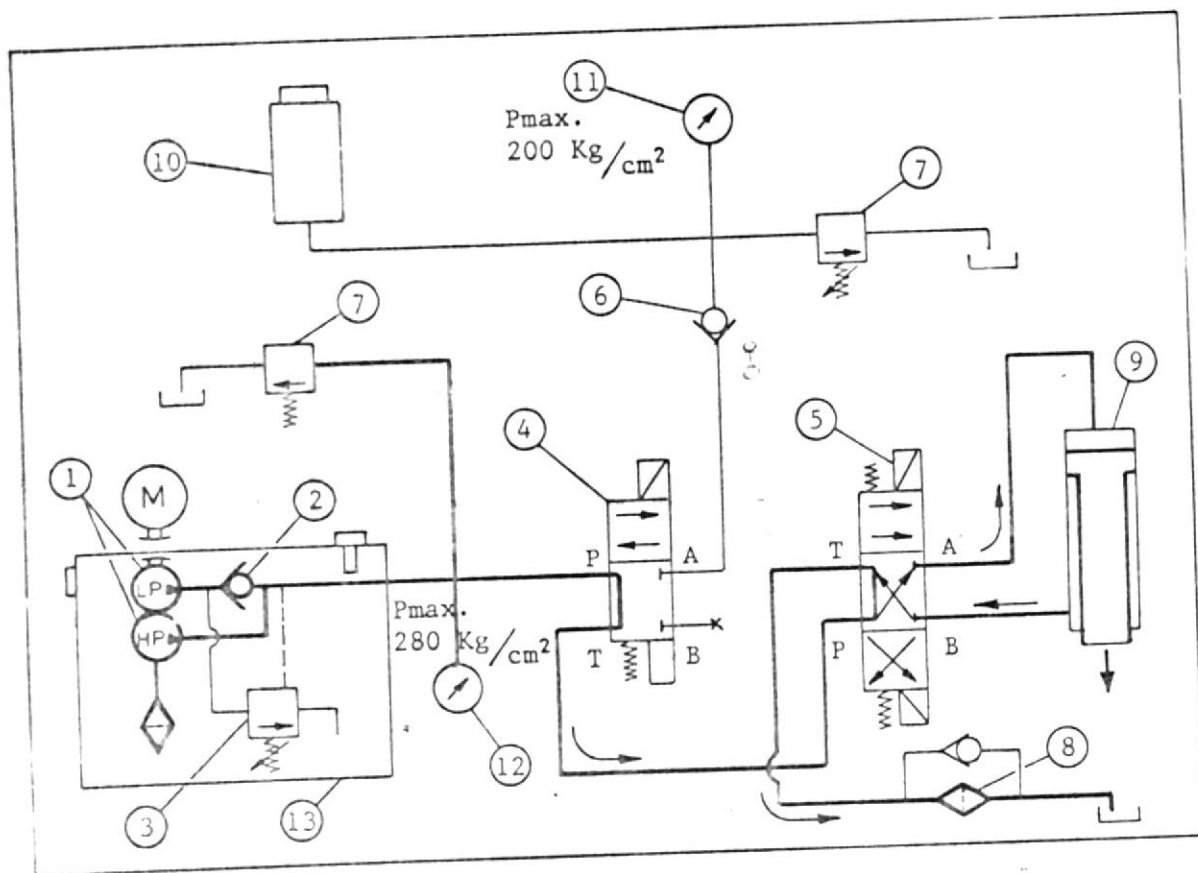


Fig. 18 APROXIMACION DE LA MESA MOVIL

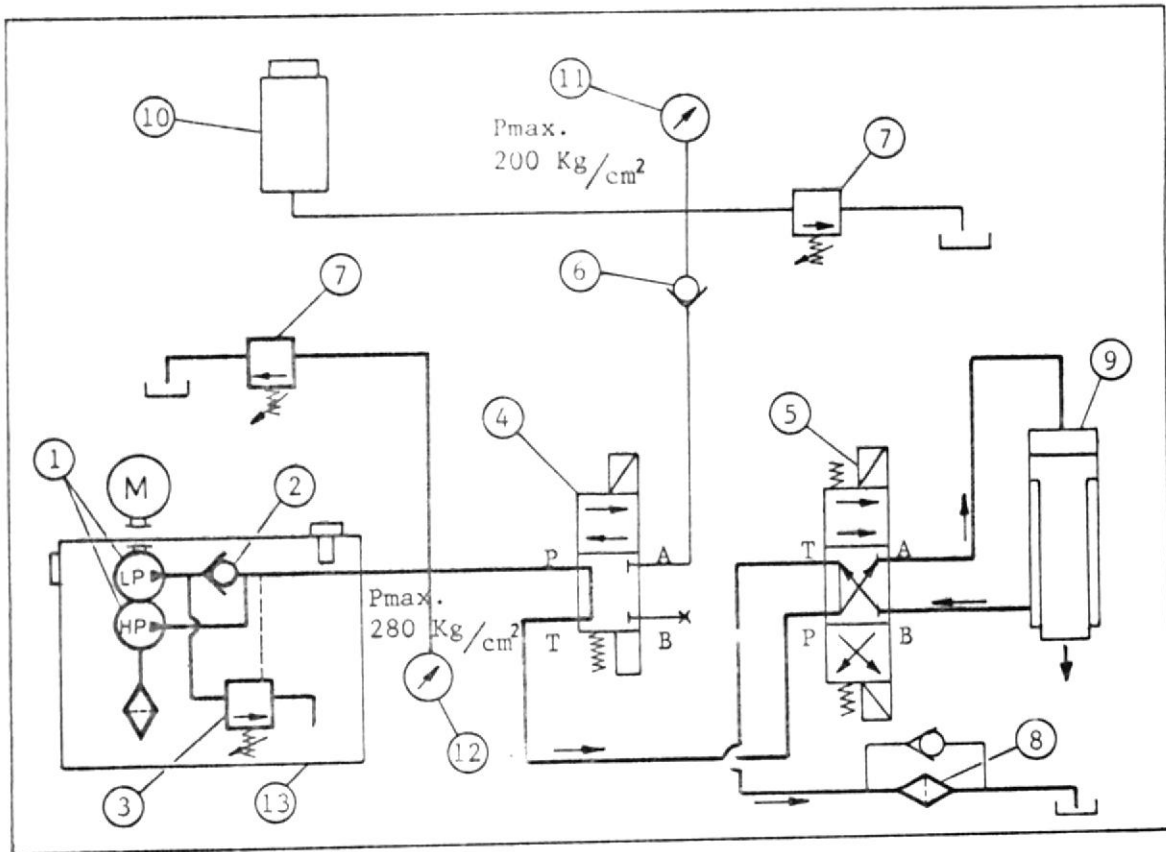


Fig. 19 CARRERA DE TRABAJO MESA MOVIL

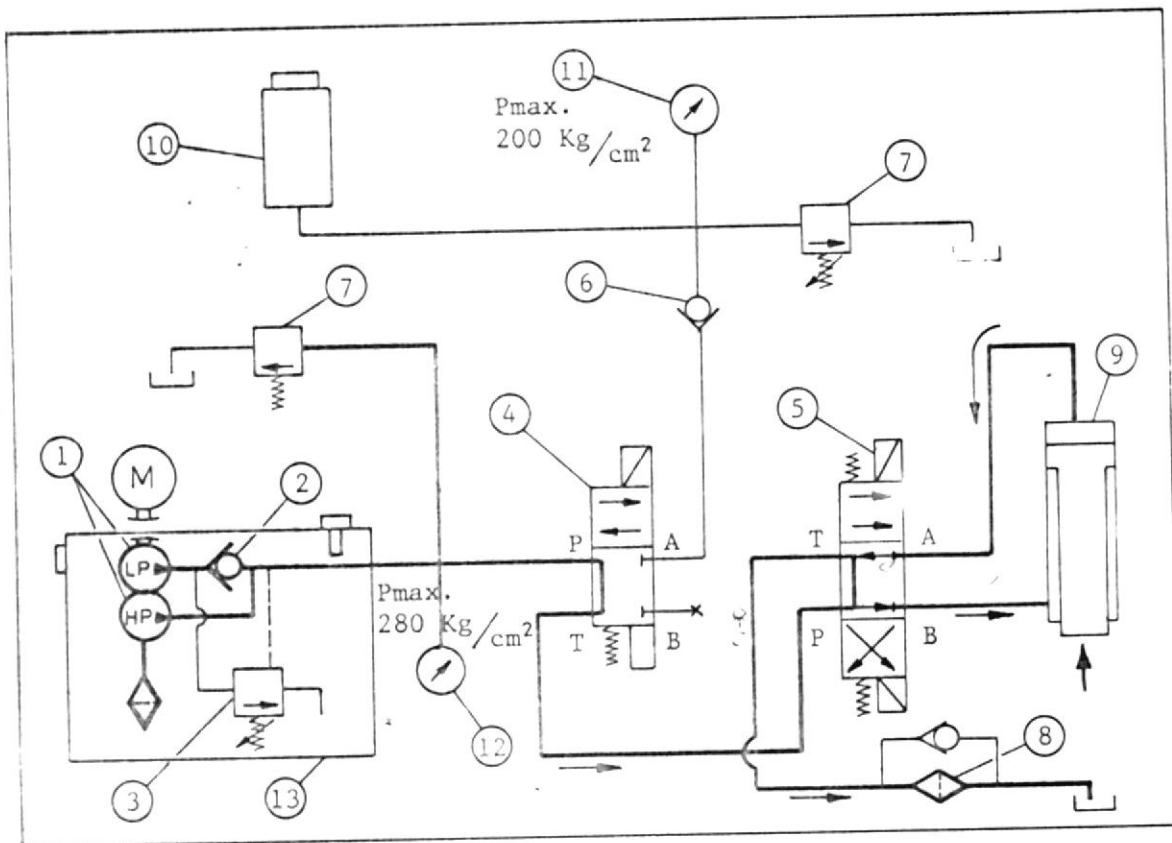


Fig. 20 RETROCESO MESA MOVIL

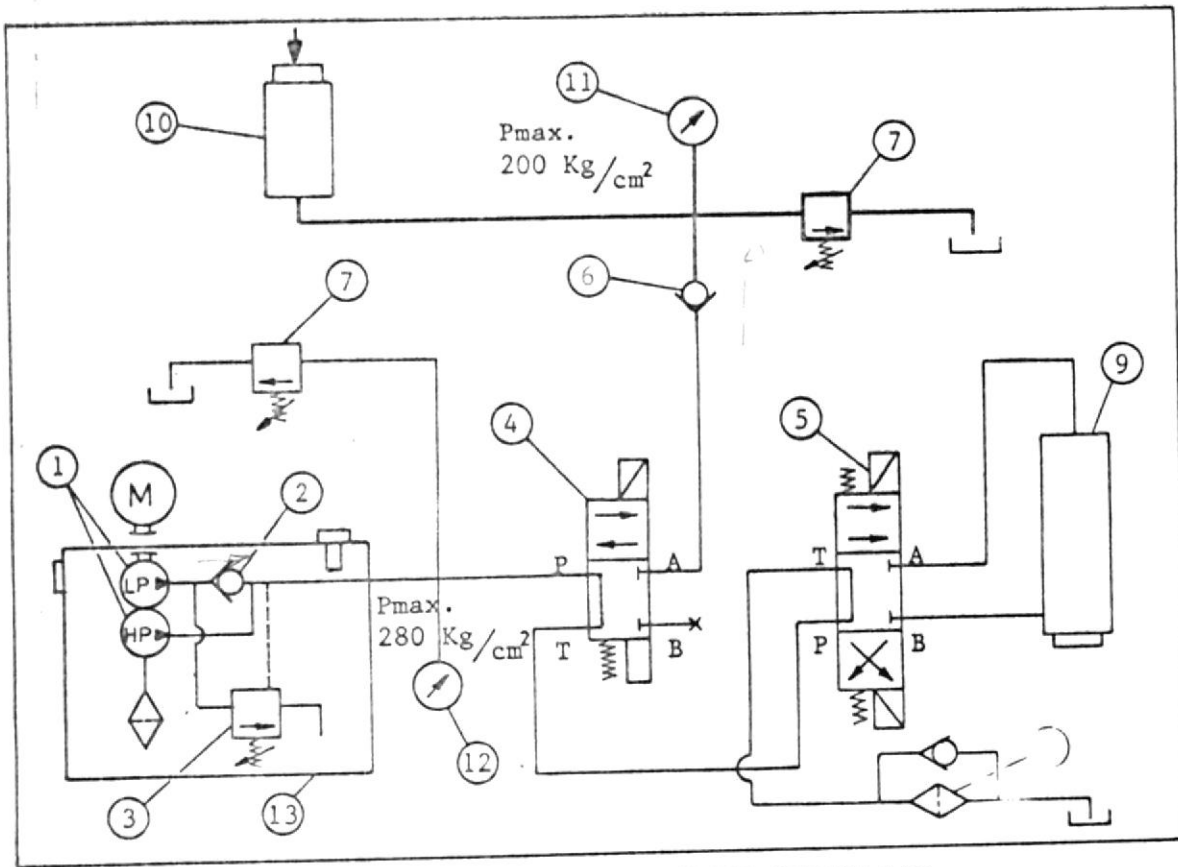


Fig. 21 TRABAJO DEL COJIN HIDRAULICO

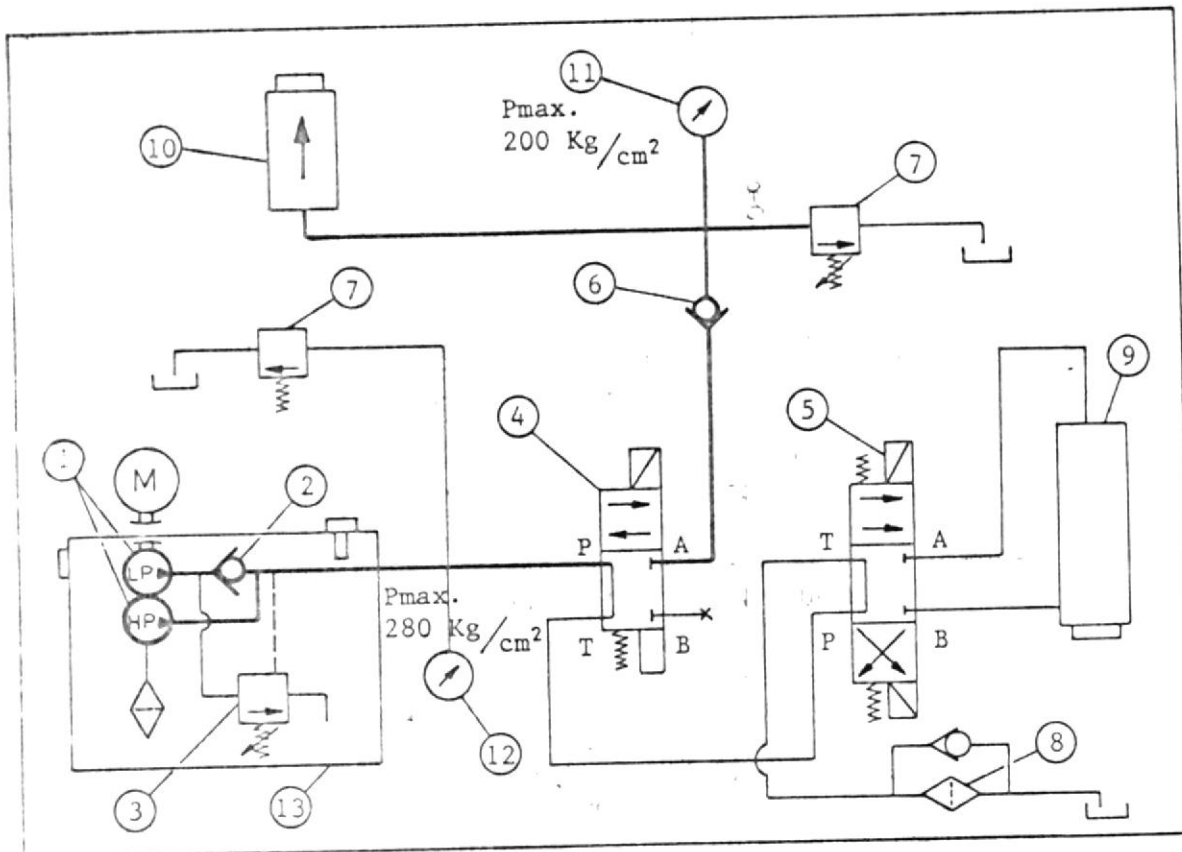


Fig. 22 REARMADO DEL COJIN

misma posición que la aproximación. La válvula 14 de alivio, descargará a la presión en que esté calibrada.

D. RETROCESO DE LA MESA MOVIL (Fig. 20)

La válvula direccional 5 desvía el aceite en sentido contrario, produciendo el retroceso.

E. TRABAJO DEL COJIN HIDRAULICO (Fig. 21)

Al ser desplazado hacia abajo el conjunto mesa-pistón del cojín, forza a pasar el aceite por 7, a la presión que en ella se ha regulado. La antirretorno 6 impide el paso de aceite hacia el resto del circuito, circulando por 7 a tanque.

F. REARMADO DEL COJIN (Fig. 22)

Para que el cojín vuelva a su posición inicial, la válvula direccional 4 desvía el aceite proveniente de la bomba 1, hacia el cilindro 10, pasando a través de la válvula antirretorno. La válvula reguladora 7 gobierna la presión de esta operación.

✓ 3.2. CALCULO ESTRUCTURAL

✓ 3.2.1. CALCULO DEL BASTIDOR

Partiendo del tamaño de mesa, carrera de embutición y de cojín y demás datos

constructivos seleccionados, así como del tipo de bastidor elegido, planteamos el cálculo del bastidor, analizando:

A) Sección transversal mínima

B) Esfuerzo máximo admisible, en tracción simple

Esquemmatizando: (ver fig. 23)

Vemos que la sección crítica o sección transversal mínima es la definida por el corte AA y cuya area deberá estar definida por la expresión:

$$\sigma = F/A \quad \rightarrow \quad \sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma}$$

donde:

σ = Esfuerzo máximo admisible en tracción simple. 435 / 2531

Este valor obtenido y usado por todos los fabricantes de este tipo de equipos, está para bastidores de Acero al Carbono tipo ASTM A-36 de construcción electrosoldada, en alrededor de 240 Kg/cm² a 300 Kg/cm².

Por tanto, si: $F = 80000 \text{ Kg}$

$$A = 333.3 \text{ cm}^2$$

De donde, si la sección crítica está definida por:

$$A = 2 (20 + 20 + 61) E = 202 E$$

entonces:

10701

unido con el eje

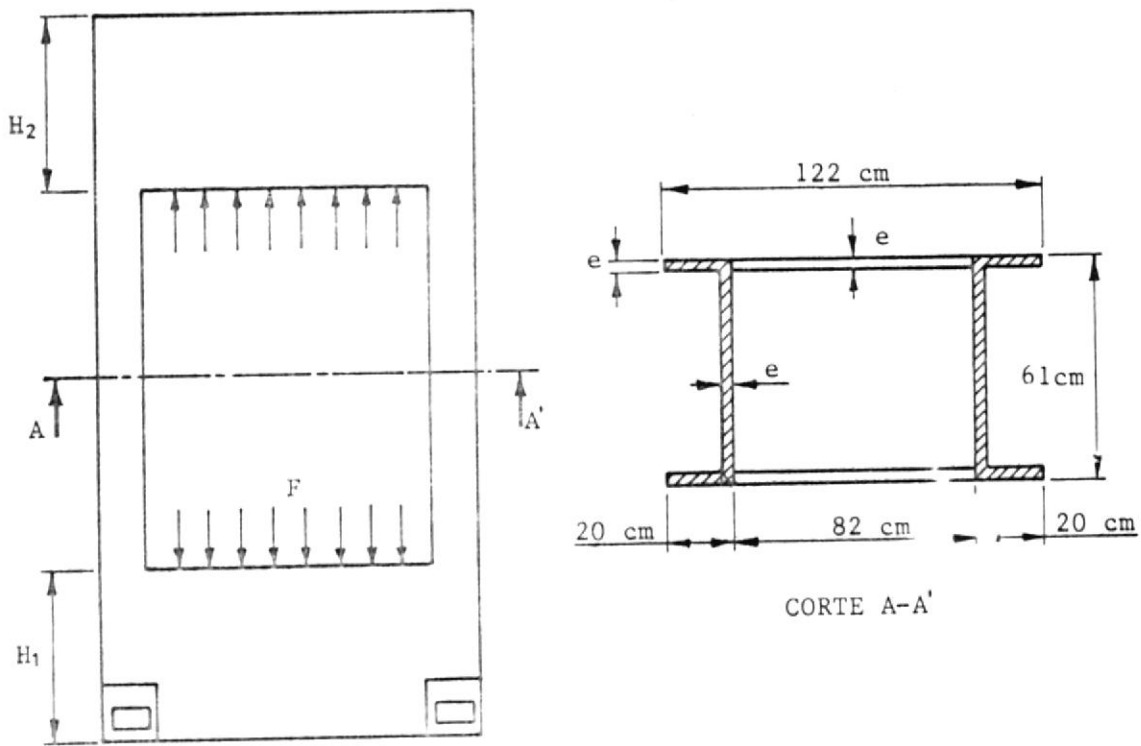


Fig. 23 ESQUEMA PARA CALCULO DEL BASTIDOR

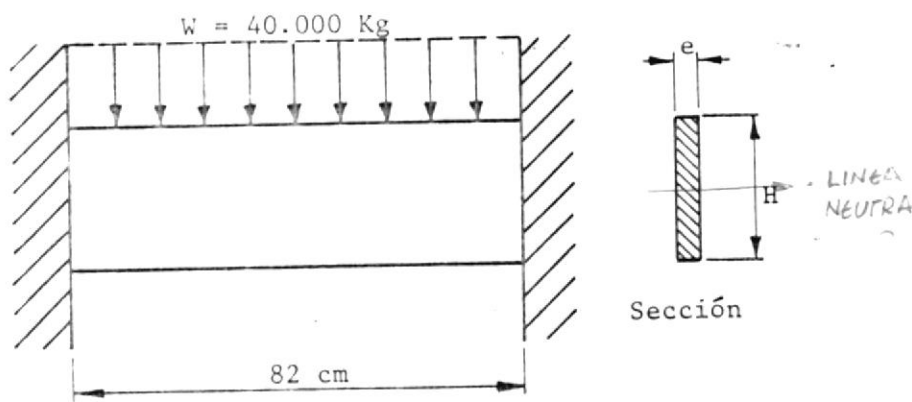


Fig. 24 VIGA EMPOTRADA, CALCULO H_1 y H_2

$$E = 1.65 \text{ cm}$$

Esto equivaldría a una plancha de 16.5 mm, comercialmente inexistente, por tanto la aproximamos a la inmediata superior: 3/4".

Nos queda ahora por definir H_1 y H_2 , las cuales calcularemos como vigas empotradas (ver fig. 24).

Cada mitad portadora asume el 50% de la carga o sea 40000 Kg repartidos uniformemente en una longitud de 82 cm.

Por tanto analizando la viga tenemos:

$$\sigma = MC/I \quad J_{\pm T} = \frac{M}{I/c} \Rightarrow \frac{M}{T} = \frac{I}{c}$$

donde:

M = Momento flector máximo

definido por:

$$M = WL/12 \rightarrow$$

Y como:

$$C = H/2$$

y

$$I = b H^3/12$$

para los valores de:

$$e = b = 1.9 \text{ cm}$$

$$L = 82 \text{ cm}$$

$$W = 40000 \text{ Kg}$$

$$J = 300 \text{ Kg/cm}^2$$

tendremos:

$$M = 273.333 \text{ Kg-cm}$$

$$I/C = bh^2/6 \quad [\text{cm}^3]$$

y como:

$$I/C = M/J = 911 \text{ cm}^3$$

entonces:

si en nuestro caso $e = b = 1.9 \text{ cm}$

$$I/C \text{ será: } 0.31 \text{ h}^2$$

de donde igualando y despejando h tendremos:

$$h = 54.2 \text{ cm}$$

Con esto hemos obtenido los parámetros dimensionales fundamentales del bastidor, que resumimos en la figura 25.

Medidas que posteriormente se podrán modificar de acuerdo a las conveniencias de geometría, de ubicación de equipos, etc.

3.2.2. CALCULO DE LAS MESAS FIJA Y MOVIL

Ambas mesas deberán ser analizadas como placas planas con condiciones de carga diferentes:

A. MESA FIJA. Se trata de una placa cuadrada, simplemente apoyada en 4 bordes, con una dimensión de $720 \times 720 \text{ mm}$. Usando la relación dada por SEELY & SMITH para este caso:

Para carga uniformemente repartida:

$$\sigma = (1/4)(Wb^2/t^2)$$

donde t es el espesor a calcularse, tendremos, sí:

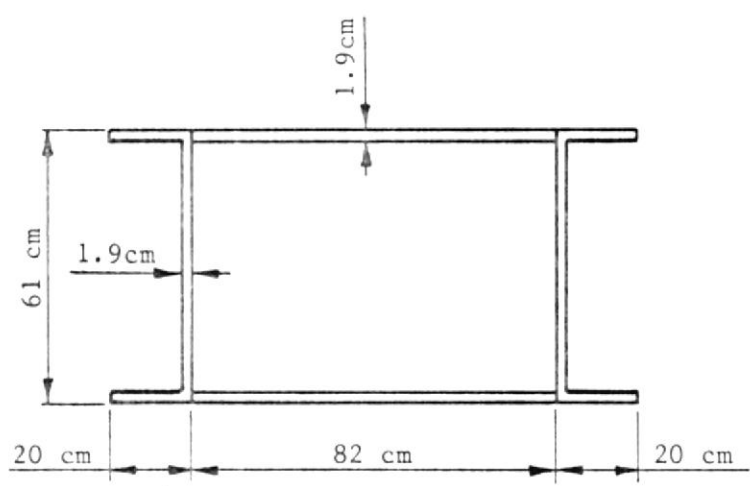
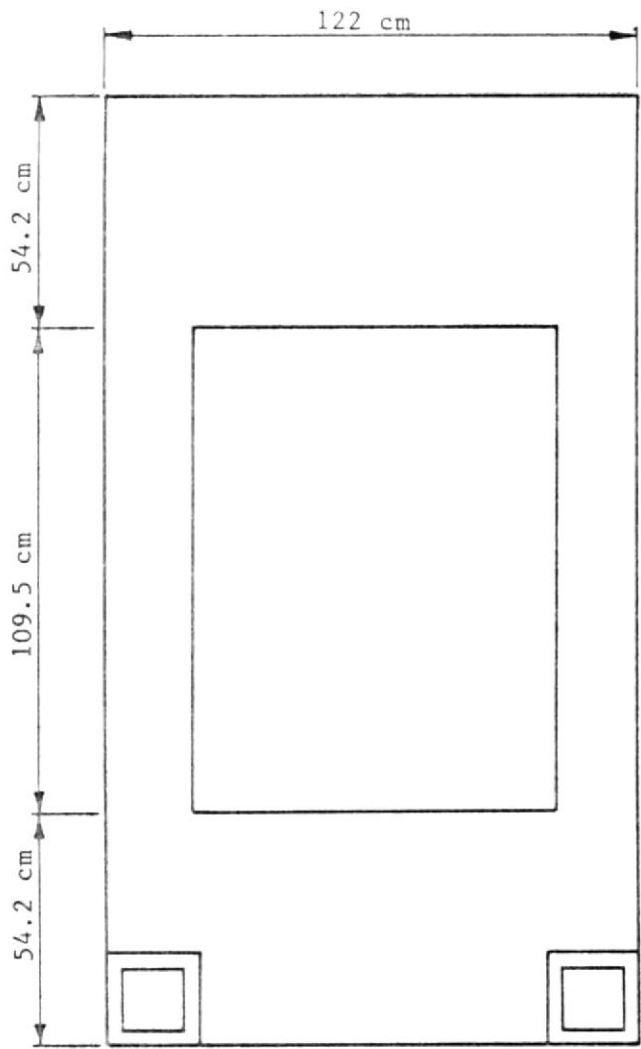


Fig. 25 DIMENSIONES DEL BASTIDOR

$$W = 15.4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$b = 72 \text{ cm}$$

$$\sigma = 250 \text{ Kg/cm}^2$$

Ahora bien la distancia entre apoyos de la mesa, según el plano del bastidor, es de 610 mm, por cada lado; por tanto debemos corregir b .

Reemplazando valores en la fórmula tenemos:

$$t = 7.56 \text{ cm} \approx 2.97 \text{ in}$$

El espesor de la mesa será entonces de tres pulgadas, que es el tamaño comercial más cercano.

B. MESA MOVIL

El caso de la mesa móvil difiere con el de la fija en que la carga es puntual en el centro de la mesa y en el caso más crítico que debe preverse se tratará de un caso de bordes simplemente apoyados por los 4 lados. Ver figura 26.

Aplicando la ecuación correspondiente, tenemos:

$$\sigma = 2.64 (P/t^2) \text{ esfuerzo máximo}$$

de donde para los σ tolerables deberíamos ir a espesores exorbitantes:

$$t = 29.6 \text{ cm}$$

$$T = 2.64 \frac{P}{t^2}$$

$$P = \frac{2.64 \cdot T \cdot t^2}{2.64}$$

$$2367.42$$

$$80.000 = 2.64 \cdot t^2$$

$$2367.42 = 2.64 \cdot t^2$$

$$P = ?$$

$$t = 5 \text{ cm}$$

$$T = 250$$

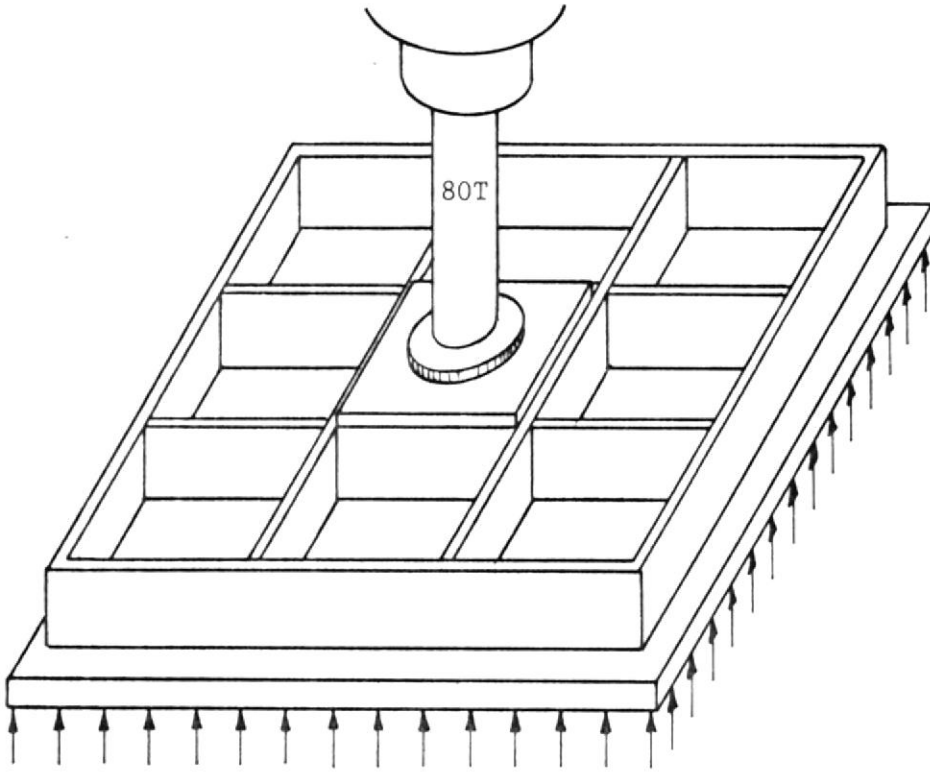


Fig. 26 CALCULO MESA MOVIL

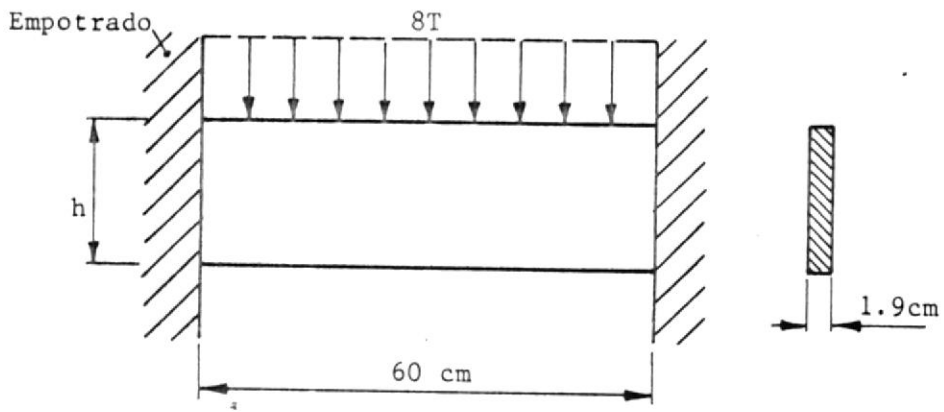


Fig. 27 CALCULO MESA MOVIL

Esto nos dá la pauta de que debemos reforzar tal como muestra el esquema, para este caso, repartamos la carga entre 4 viguetas de refuerzo, que además reparten la carga sobre la placa inferior, de modo que casi trabaja como en el caso de la mesa fija.

Como las dimensiones son aproximadamente iguales que la mesa fija, calculemos que con un espesor de 50 mm en la placa de la mesa, estaríamos tomando aproximadamente un 60% de la carga.

Por tanto, los refuerzos deberán asumir una carga de 32000 Kg, que dividida entre 4 vigas, nos plantea un esquema de carga como el de la figura 27.

Asumiremos:

$$\sigma = 300 \text{ Kg/cm}^2$$

$$E = 3/4 \text{ " (1.9 cm)}$$

$$W = 13.3 \text{ Kg-cm}$$

Si para el caso:

$$\sigma = M C/I$$

donde el momento máximo está dado por:

$$M = \overset{?}{W} \overset{?}{L}^2 / 12 = 39999 \text{ Kg-cm} \checkmark$$

y como:

$$I/C = 2bh^3/12h = (1/6) bh^2$$

Asumiremos usar plancha de 3/4" para los

refuerzos.

De aquí, introduciendo los valores anteriores en la ecuación de σ y despejando h tendremos:

$$h = 20.5 \text{ cm}$$

con lo cual queda definida la altura de los refuerzos.

3.2.3. CALCULO DE LA PLACA PORTACILINDRO INFERIOR

Procederemos de modo similar, apoyados en la figura 28.

Como ya habíamos obtenido H en la sección 3.2.1, calculándolas para una carga de 80 toneladas, debemos ahora, usando un proceso parecido, calcular H_3 , teniendo en cuenta que la carga que deben admitir será de máximo 20 toneladas c/u, para luego analizar independientemente la placa. Ver figura 29.

Tenemos:

$$M = WL/12$$

$$C = H_3/2$$

$$I = b H_3^3/12$$

de donde si:

$$M/\sigma = I/C$$

llegaremos usando las relaciones ya conocidas y calculando el valor del momento máximo a:

$$H_3 = \sqrt{\frac{6 M}{\sigma b}}$$

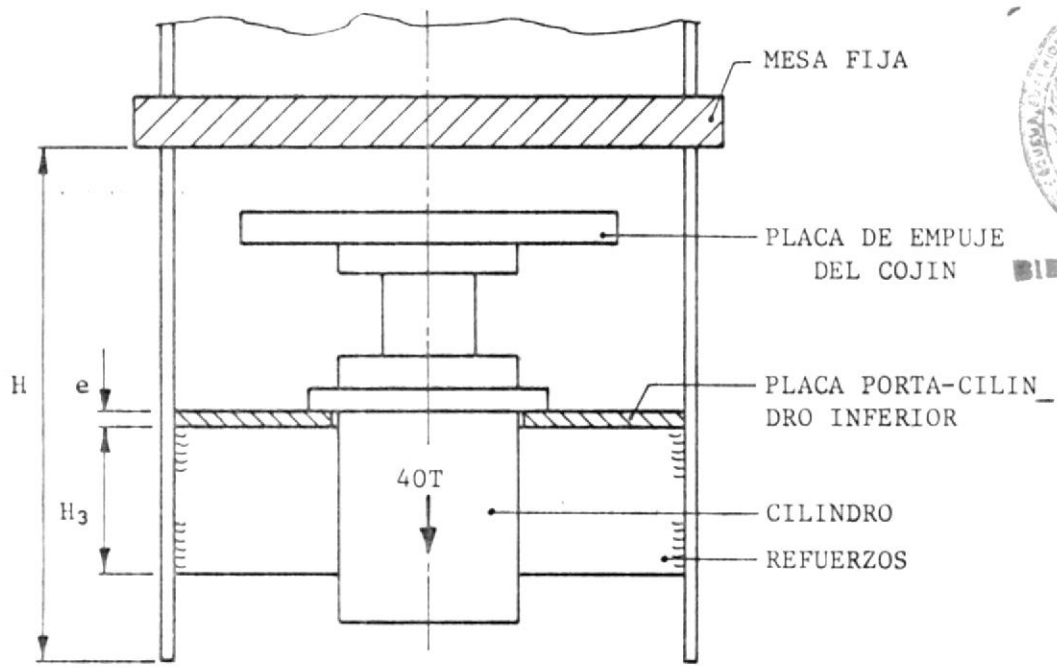


Fig. 28 ESQUEMA PARA CALCULO PORTACILINDRO INFERIOR

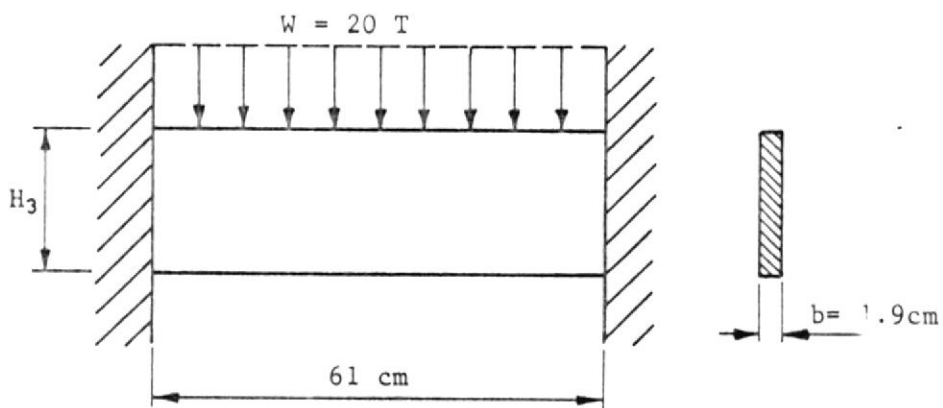


Fig. 29 CALCULO REFUERZO PORTACILINDRO INFERIOR

reemplazando y calculando tendremos:

$$H_3 = 35.8 \text{ cm}$$

Con esto aseguramos que la placa portadora, practicamente no asuma esfuerzo alguno por lo que sería innecesario calcularla, por tanto su espesor queda a criterio del constructor, teniendo en cuenta para su selección, factores de tipo unicamente constructivos.

3.2.4. CALCULO DE LA PLACA PORTACILINDRO SUPERIOR

Idéntico procedimiento que el anterior, pero unicamente considerando que la carga es mayor, esto es, 80 toneladas.

La figura 30 nos dará la pauta:

Apoyándonos en el análisis anterior:

$$H_3 = \sqrt{\frac{6 M}{\sigma b}}$$

donde:

$$M = WL/12$$

$$M = 203.333 \text{ Kg-cm}$$

$$\sigma = 250 \text{ Kg/cm}^2$$

$$b = 1.9 \text{ cm}$$

reemplazando tenemos:

$$H_4 = 50.6 \text{ cm}$$

Añadamos unicamente una vista esquemática detallando la ubicación de los refuerzos, ver figura 31.

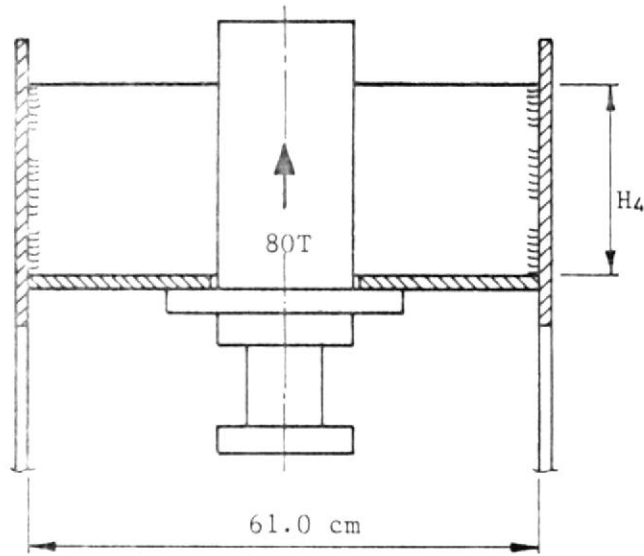


Fig. 30 ESQUEMA PARA CALCULO PORTACILINDRO SUPERIOR

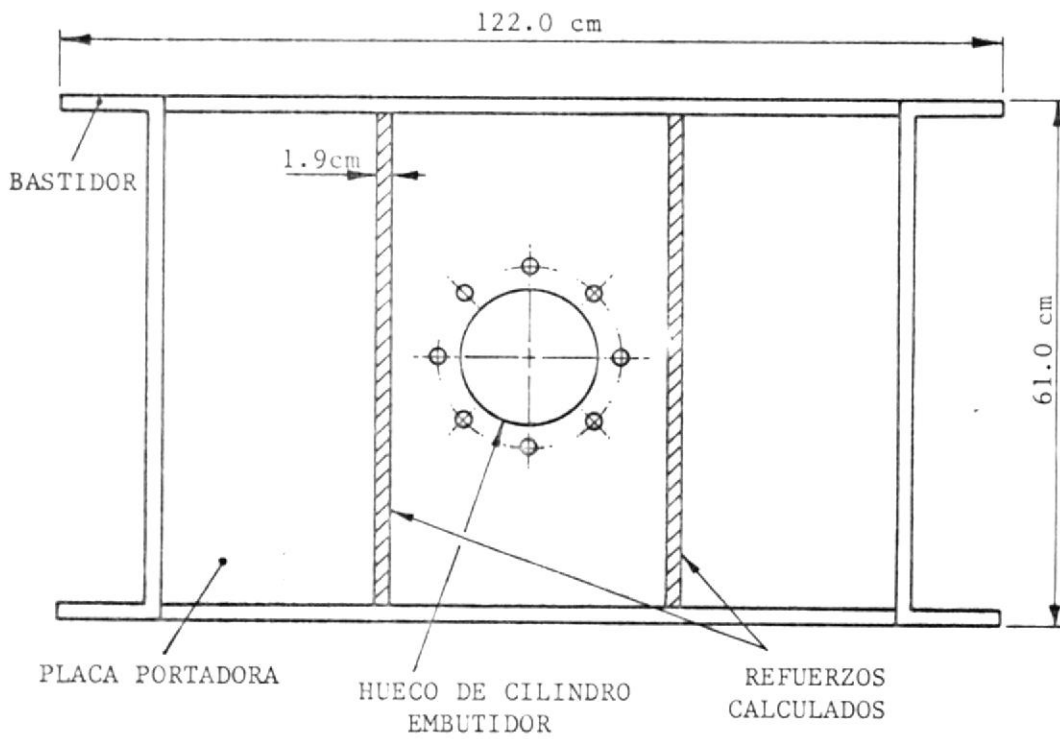


Fig. 31 UBICACION DE REFUERZOS A PLACA PORTACILINDRO SUPERIOR

✓3.3. CALCULO DE CILINDROS ACCIONADORES Y AUXILIARES

✓3.3.1. CALCULO DEL CILINDRO EMBUTIDOR

En su parte fundamental el cálculo de un cilindro abarca 2 partes:

- a. Determinar el espesor de pared
- b. Determinar el espesor del fondo o tapa

Los detalles adicionales tales como elección de juntas, longitud de guías, etc., ya fueron cubiertos en secciones anteriores en las cuales se estableció precisamente el diámetro interior del cilindro que calcularemos:

$$d = 19.05 \text{ cm}$$

Aplicando la fórmula de Bach:

$$D/d = (\sigma_{ad} + 0.4P)/(\sigma_{ad} - 1.3 P)$$

siempre y cuando:

$$P < \sigma_{ad}/1.3$$

donde:

D = diámetro exterior (cm)

d = diámetro interior (cm)

σ_{ad} = Fatiga admisible del material (Kg/cm²)

P = Presión de operación (Kg/cm²)

En nuestro caso:

$$P = 272 \text{ Kg/cm}^2; d = 19.05 \text{ cm}$$

σ_{ad} : usaremos un material St 35 con un $\sigma_{ad} = 1200 \text{ Kg/cm}^2$

Verificando que cumpla con la condición dada anteriormente:

$$P = (272 \text{ Kg/cm}^2)(\sigma_{ad}/1.3) = 769.2 \text{ Kg/cm}$$

$$272 < 923.07$$

Entonces aplicando la fórmula:

$$D/d = \sqrt{1308/847}$$

$$D/d = 1.24$$

Por tanto, si $d = 190.5$, entonces:

$$D = 1.24 d$$

$$D = 23.5 \text{ cm}$$

de donde el espesor de la pared del cilindro será de:

$$e = 22.8 \text{ mm}$$

Calculando ahora el fondo:

$$h = 0.45 d_w * \sqrt{P/\sigma_{ad}}$$

donde:

h = espesor de fondo

d_w = diámetro soldadura

P = Presión de operación

σ_{ad} : recomienda que sea inferior al 1/10 de la carga de rotura; para compensar las inexactitudes de la fórmula. (Ver fig. 32).

Por eso, en nuestro caso si usamos un material de 6000 Kg/cm^2 en rotura que es un ASTM A-36, tendremos que:

$$\sigma_{ad} = 600 \text{ Kg/cm}^2$$

y si:

$$d_w = 16 \text{ cm}$$

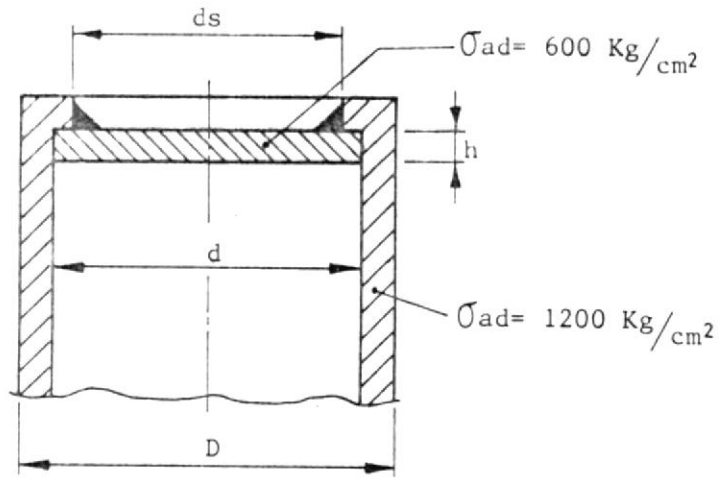


Fig. 32 ESQUEMA PARA CALCULO DE CILINDROS

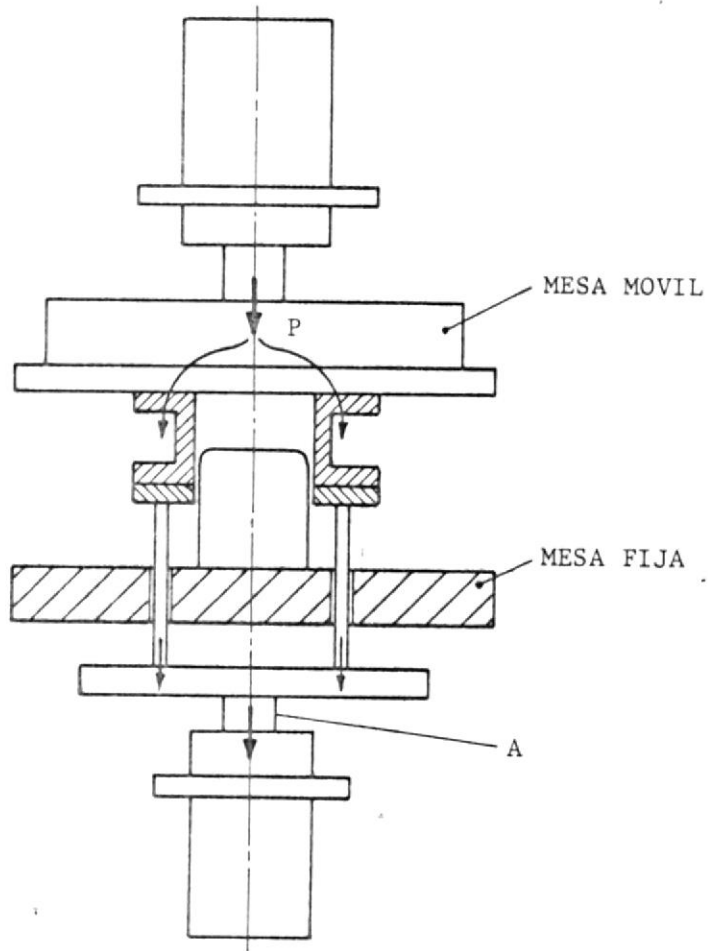


Fig. 33 DIAGRAMA DE FUERZA SOBRE EL COJIN



$$h = 0.48 \text{ cm}$$

Con los datos obtenidos de éstos cálculos y con las consideraciones de dimensionamiento de guías de vástago y altura del pistón (L_1) y (L_2) realizadas en 3.1.3, se puede hacer el plano constructivo del cilindro embutidor; ajustando siempre las medidas obtenidas por cálculo a las medidas comerciales existentes en el mercado y a las conveniencias de mecanizado.

✓ 3.3.2. CALCULO DEL CILINDRO COJIN

Usamos las mismas fórmulas considerando en este caso:

$$d = 15.7 \text{ cm}$$

$$d_s = 12 \text{ cm}$$

$$\sigma_{ad \text{ cil}} = 1200 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{ad \text{ fondo}} = 600 \text{ Kg/cm}^2$$

Pués usamos los mismos materiales que el cilindro embutidor.

Sin embargo, el caso de la presión de operación debe ser analizado detalladamente, pues la manera de operar de un cojín es distinta a la del embutidor. Ver fig. 33.

En algún momento del proceso, la fuerza P del embutidor, la recibe a través de la matriz, las velas de pisaje, etc., el área del pistón

A.

Entonces:

$$p = P/A$$

y en el caso nuestro; tomando el valor de diámetro de pistón obtenido en 3.1.3.

$$p = 444 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces, usando la fórmula de Bach:

$$D = 23.23 \text{ cm}$$

de donde el espesor de pared será:

$$e = 3.76 \text{ cm}$$

Calculando el fondo, con los datos anteriores tendremos:

$$h = 4.64 \text{ cm}$$

Con esto y las dimensiones obtenidas en 3.1.3, tenemos todos los datos para dibujar el cilindro cojín.

✓3.3.3. CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE TUBERIAS

Para este cálculo usaremos como punto de partida los valores de presión y caudal máximos a utilizarse en el circuito, según el punto en que van a ocurrir.

Igualmente se deben considerar los datos que suministran los fabricantes de los diversos equipos: bomba, filtro, válvulas, etc.

Caudal máximo: 78.2 lit/min

Presión de trabajo: 272 Kg/cm²

Presión máxima: 444 Kg/cm² (descarga del cojín).

Partiendo del dato de caudal y usando las velocidades sugeridas por PANTZER & BETTLER en su Tratado Practico de Oleohidráulica en lo referente al cálculo de conducciones para presiones sobre 200 Kg/cm², sugiere una velocidad de 6 m/seg, de donde podemos obtener el diámetro de tubería usando su fórmula:

$$d_1 = 4.6 \sqrt[3]{Q/v}$$

de donde:

$$d_1 = 16.5 \text{ mm}$$

A partir de éste dato y usando el nomograma de cálculo de espesor de pared en tubos de acero comerciales sin costura y de acero tipo St 36 con un límite elástico de 24 Kg/mm² del mismo autor, tendremos que para el diámetro interior calculado, el espesor deberá ser de aproximadamente 3.25 mm, con lo cual hemos definido que se trata de un tubo comercialmente conocido como tubo de 1/2" de diámetro, cédula 40. Ver figura 34.

Podemos ver que la diferencia es mínima y que por tanto podríamos usar el tubo comercial antes descrito.

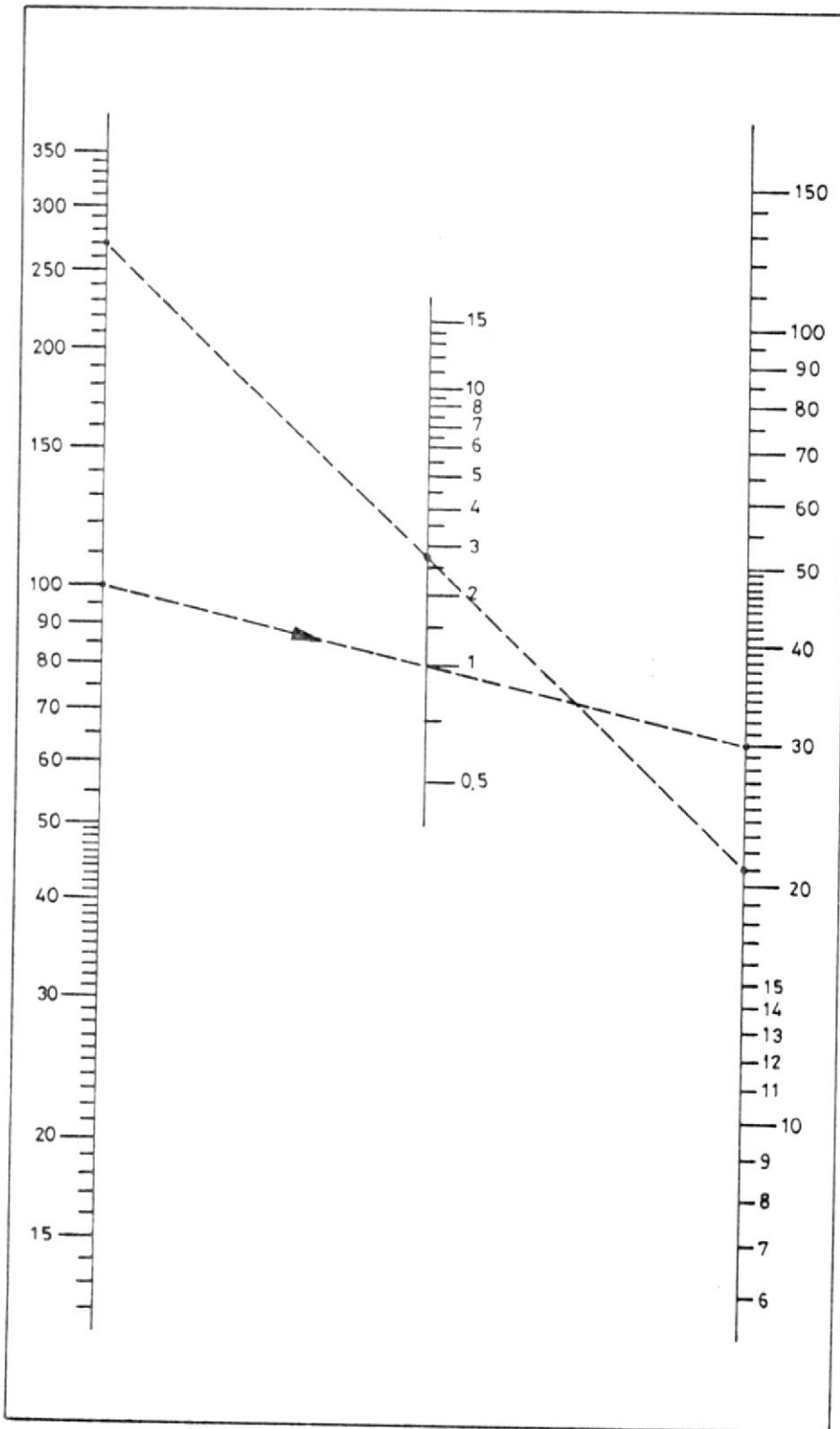


Fig. 34 NOMOGRAMA PARA CALCULO DEL ESPESOR DE PARED DE TUBOS DE ACERO St 36, DE 24 Kg/mm²

3.3.4. CONSIDERACIONES TERMICAS Y DIMENSIONAMIENTO DEL DEPOSITO DE ACEITE.

En el capítulo 3, en lo referente al análisis del aceite, selección, calentamiento y pérdidas se encontró que el área requerida para producir la disipación necesaria de calor que mantenga el aceite a una temperatura correcta era:

$$A = 6.62 \text{ m}^2$$

Corresponde ahora analizar con que dimensiones obtendremos ésta área, siempre que esto sea compatible desde el punto de vista económico. Así, para aproximarnos, vemos que el área requerida se cumpliría con un depósito de aproximadamente 1.20 m^2 por cara* (fig. 35).

Esto arroja un volumen de aceite de:

$$V = 1.44 \text{ m}^3 \text{ (380 Gal) [1.438 lit]}$$

Sin embargo existe la posibilidad de obtener una igual disipación sin recurrir a un tamaño tan grande de depósito que además genera un alto costo de aceite.

Planteamos esta solución:

Nos damos un depósito de tamaño normal (fig.36):

$$V = 66 \text{ gal. [250 lit]}$$

* Considerando que el nivel de aceite nunca

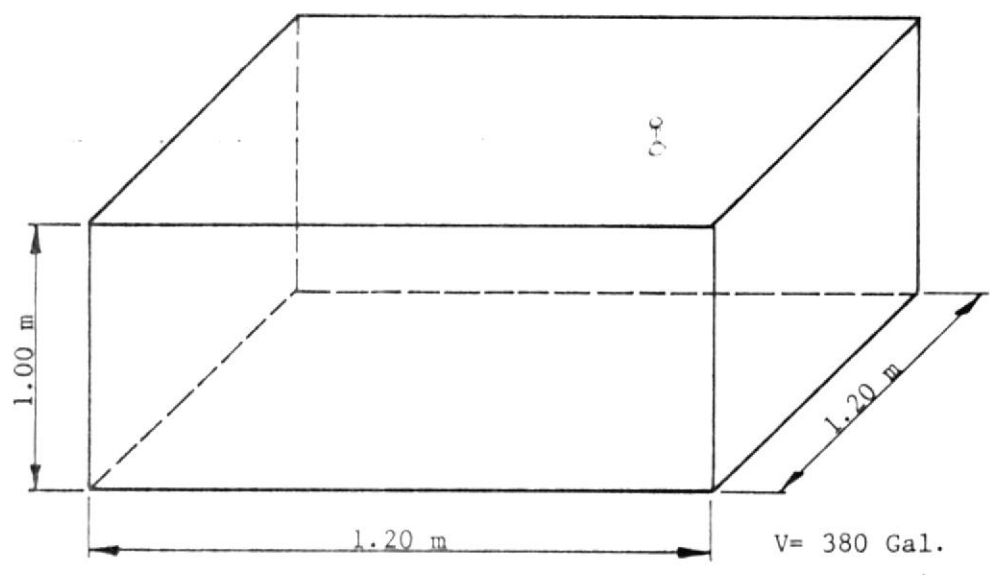


Fig. 35 DIMENSIONES DEL TANQUE (ALTERNATIVA)

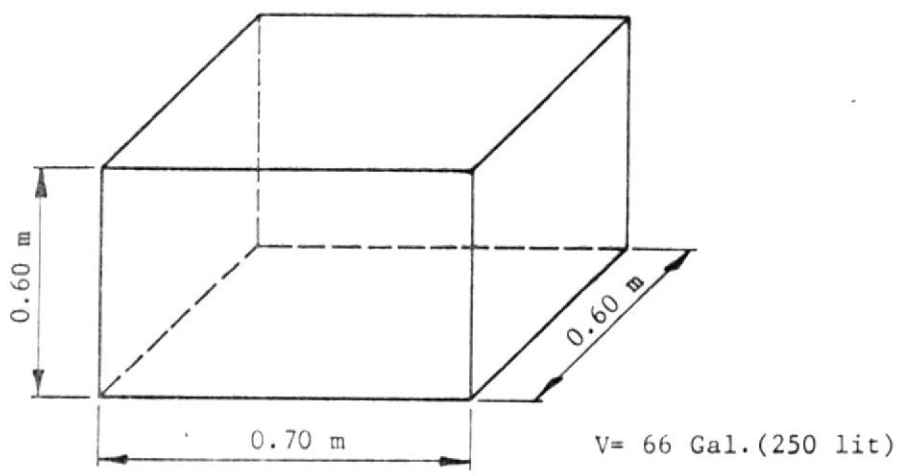


Fig. 36 DIMENSIONES FINALES DEL TANQUE DE ACEITE

permite disipar calor por la tapa o cara superior. Con lo cual, bajamos casi 6 veces el costo inicial del aceite requerido, costo de depósito, costo de reposición de aceite, etc.

Veamos que sucede con la temperatura:

El área evidentemente se ha reducido

$$A = 4(0.6 \times 0.7) + 2(0.6 \times 0.6)$$

$$A = 2.40 \text{ m}^2$$

Pero debemos de considerar también otras áreas de disipación:

- Paredes de cilindros
- Paredes de pistones
- Tuberías
- Area de carcasa de filtro
- Elementos del circuito

En los cuales es más eficiente que en el depósito, la transferencia de calor.

De los planos vemos que tenemos las siguientes áreas disponibles, para los equipos más representativos:

EQUIPO	DIMENSIONES	AREA
CILINDRO EMBUTIDOR	Ø 250X1000mm APROX.	0.785 m ²
CILINDRO COJIN	Ø 250X 500mm	0.390 m ²

PISTON EMBUTIDOR (50%)*	Ø 152X 400mm	0.180 m ²
PISTON COJIN (50%)*	Ø 152X 250mm	0.110 m ²
TUBERIAS CIRCUITO	Ø 0.025X20mt APROX.	1.57 m ²
VARIOS		1.00 m ²
TOTAL:		4.035 m ²

(*) parte del pistón que su promedio trabaja fuera del cilindro.

Con lo cual vemos que se completa el área requerida para producir la disipación del calor generado.

Ahora bien, como se trata de cálculos aproximados, la operación del equipo dará la pauta de acuerdo a otros factores, incluyendo el clima del sitio en que se ubicará el equipo, del método de obtener la eliminación adicional de calor.

3.4. DISEÑO DE CONTROLES Y SECUENCIAS DE FUNCIONAMIENTO

3.4.1. PLANTEO DEL ESQUEMA Y FUNCIONAMIENTO

Para poder analizar el funcionamiento de la prensa con vistas a establecer su sistema de control debemos plantear esquemáticamente su funcionamiento en los dos tipos de maniobras:

A.- Manual

B.- Automática

Pero antes habrá que definir las operaciones como sigue:

- 1.- Bajada mesa móvil
- 2.- Bajada mesa cojín
- 3.- Subida mesa móvil
- 4.- Subida mesa cojín

Y además establecer que las carreras o desplazamientos arriba mencionados estarán limitados y comandados por interruptores de final de carrera de ubicación variable para poder regular la longitud de las carreras a voluntad. (Ver figura 37).

Establecido el esquema y sus componentes, definiremos el funcionamiento de las maniobras:

A.- MANUAL.- Se inicia al pulsar el botón de bajada y se detiene al dejar de hacerlo, por tanto para mantener la operación, hay que mantener el botón pulsado.

La operación termina al llegar al final de carrera de bajada aún cuando se mantenga pulsado el botón respectivo.

Para realizar el ascenso de la mesa 3 se pulsará el botón de subir, en igual manera

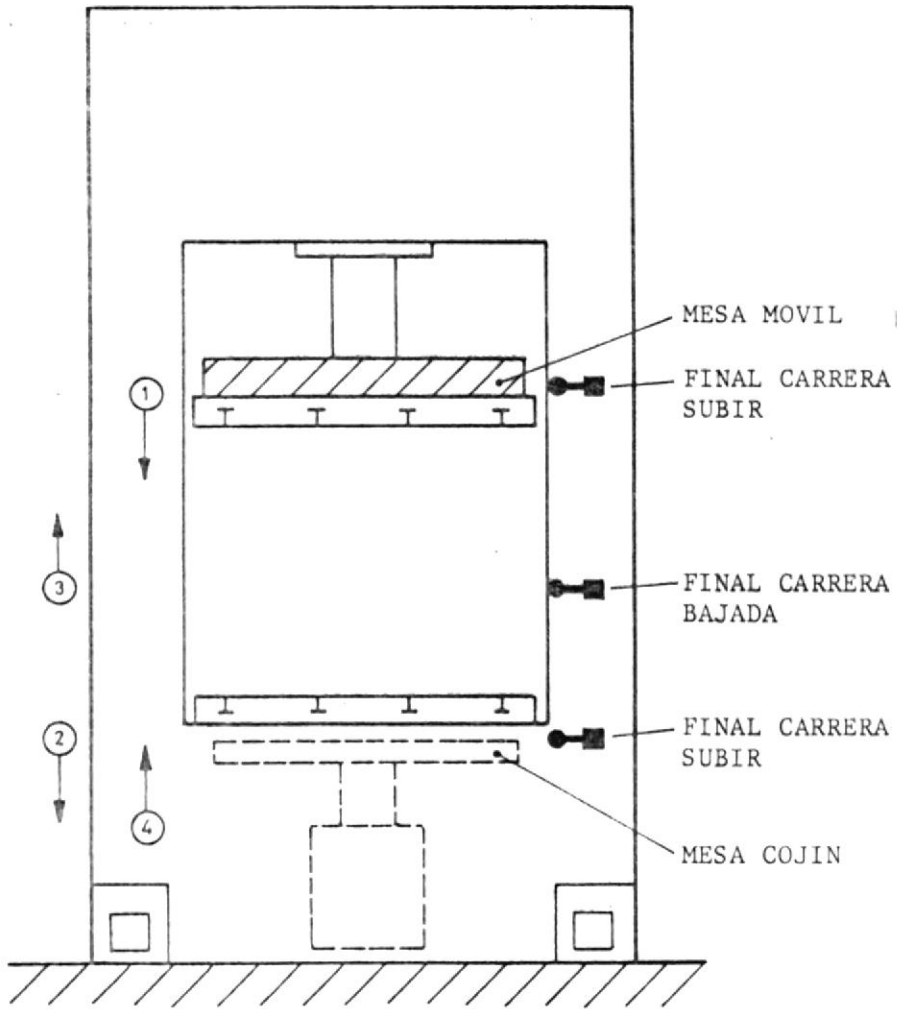


Fig. 37 OPERACIONES Y UBICACION DE FINALES DE CARRERA



que al realizar la operación 1, concluyendo la operación en el final de carrera de subir. Por otro lado la mesa del cojín trabaja accionado por las velas de pisaje, bajando 2, cuando baja la mesa móvil, y deteniéndose hidráulicamente hasta la posición en que fue llevado por ésta.

Su carrera de ascenso 4, se iniciará en ciclo manual, pulsando el interruptor de subir cojín, el cual solo estará apto para operarse (esto se logra electricamente) cuando la mesa móvil ha llegado a su final de carrera de subir.

B.- AUTOMATICO: El ciclo automático se inicia y continua con solamente pulsar el botón de bajar y aflojarlo:

Desciende la mesa móvil hasta el final de carrera de bajar y asciende luego hasta terminar el ciclo en el final de carrera de subir.

Simultáneamente ha bajado el cojín, se ha retenido hidráulicamente en su posición final (hasta donde fue llevado por el embutidor) e iniciará su ascenso automáticamente hasta el punto reglado por el final de carrera subir

cojín, automáticamente, cuando la mesa móvil alcance su final de carrera de subir.

3.4.2. DATOS PARA EL DISEÑO DEL CUADRO ELECTRICO DE FUERZA Y CONTROL.

A.- FUERZA: Suministro de fuerza eléctrica para motor trifásico de las siguientes características:

Potencia: 25 CV (18.5 Kw) ✓

Velocidad: 1800 RPM ✓

Aislamiento: Clase B ✓

Tensión: 220/380 V

Frecuencia: 60 Hz. ✓

Tipo: TEFC ✓

Dimensiones: ABUT-PB-38

Para mayor información, ver catálogo. Se requiere las funciones paso-marcha para este motor.

B.- CONTROL:

Para realizar las operaciones descritas en 3.4.1, se requiere energizar y cortar energía de acuerdo al diagrama de secuencias que indicaré más adelante, a las solenoides de las válvulas direccionales número 4 y 5 del esquema hidráulico; uno para la primera y dos para la segunda.

Sus características, tomadas del catálogo del

fabricante son:

Voltaje: 230 voltios

Frecuencia: 60 Hz

Tipo: Wet pin

Amperaje en carrera: 2.25 Amp.

Amperaje en posición: 0.39 Amp.

Igualmente deberán formar parte del circuito de control, 3 finales de carrera, cuyas características deberán ser seleccionadas de acuerdo al circuito (tipos de contactos, posición de los mismos, etc.) por el proyectista del panel de control eléctrico.

CAPITULO IV

DIMENSIONAMIENTO, PLANOS Y ESQUEMAS.

4.1. ESQUEMA HIDRAULICO, LISTADO DE ELEMENTOS Y COMPONENTES AUXILIARES.

El esquema hidráulico para esta prensa, planteado y analizado en 3.5.1, no ha sufrido modificaciones luego del análisis estructural, diseño de cilindros y sistema de control, por tanto queda definitivamente como fue planteado inicialmente, el mencionado esquema hidráulico puede ser observado en la figura 6.

LISTADO DE ELEMENTOS Y COMPONENTES AUXILIARES

Detallamos a continuación:

1 Bomba hidráulica, marca ABEX-DENISON (# 1 en fig. 6); modelo TGCC-005-008-1-R00A 1-00

1 Válvula direccional, marca ABEX-DENISON (# 5 en fig. 6), modelo A-3D02-3-4-2-07-03-02-0-0-A-5-02-3-00-0.

1 Válvula direccional, marca ABEX-DENISON (# 4 en figura 6), modelo A-3D02-3-4-1-07-05-02-0-0-A-5-02-3-00-0.

2 Válvulas de alivio, marca ABEX-DENISON (# 7 en figura 6), modelo R4V-03-535-10A1.

1 Válvula de descarga, marca ABEX-DENISON (# 3 en figura 6); modelo R5V08-3-1-3-1-5-A1.

1 Válvula antirretorno, marca ABEX-DENISON (# 2 en figura 6); modelo C4V0353510A1.

1 Filtro de admisión, marca LHA (# 6 en figura 6);
modelo SEH-20-1 1/4-100.

1 Visor de nivel, marca LHA; modelo SLT-1214.

1 Tapón de llenado, marca LHA; modelo ABB-40N.

2 Manómetros, marca LHA (# 11 y 12 en figura 6);
modelo PEL-40-5000-S

1 Motor eléctrico trifásico, marca WEG de 25 HP/1800
RPM.

Aunque no forman parte integrante del esquema
hidráulico, sino más bien son partes de los
cilindros, detallamos también las juntas hidráulicas
seleccionadas en la sección correspondiente:

6 Juntas hidráulicas, marca POLYSEAL, modelo 500-
06.500.

6 Juntas hidráulicas, marca POLYSEAL, modelo 500-
06.000.

4.2. PLANOS DE CONSTRUCCION DE BASTIDOR, MESAS Y CILIN- DROS CON SU RESPECTIVO LISTADO DE MATERIALES.

En la sección correspondiente a apéndices 7.2, se
anexan los planos de ejecución realizados para el
efecto, con las correspondientes listas de
materiales de cada uno de ellos, siendo la
valoración de las mismas, parte del capítulo
siguiente.

De todas maneras, transcribimos dichos listados, los
mismos que al igual que los de elementos hidráulicos

y auxiliares; y elementos eléctricos, aparecen en la sección 7.1.

4.3. DIAGRAMA DE SECUENCIAS.

Para completar la información necesaria para el diseño y construcción del panel eléctrico, es indispensable suministrar un cuadro o diagrama de la secuencia con que deben energizarse los diferentes solenoides de las válvulas direccionales que comandan los movimientos de la prensa.

Si designamos con A y B los solenoides de la válvula direccional 5 y con C el solenoide activo de la direccional 4 podemos establecer el diagrama (ver figura 38).

El rayado indica para una operación, cual de los solenoides debe estar energizado y cual sin energizar.

OPERACION	SOLENOIDE A	SOLENOIDE B	SOLENOIDE C
BAJAR ME-	//////		
SA MOVIL	//////		
BAJAR ME-	//////		
SA COJIN	//////		
SUBIR ME-		//////	
SA MOVIL		//////	
SUBIR ME-			//////
SA COJIN			//////

FIGURA 38.- DIAGRAMA DE SFUENCIAS DE OPERACION DE SOLENOIDES.

CAPITULO V

DETALLE DE COSTOS

5.1. COSTO DE ELEMENTOS HIDRAULICOS

A. Costo de la lista de elementos hidráulicos y auxiliares, descrita en el apéndice 7.1, tabla 2.

son: 1'629.636,00

B. Costo de la lista de elementos eléctricos descritos en el apéndice 7.1 tabla 3.

son: 937.191,00

TOTAL 5.1..... 2'566.827,00

5.2. COSTO DE MATERIALES DIRECTOS E INDIRECTOS

A. Costo de la lista de materiales directos obtenida por los planos detallados en la sección 7.1, tabla 4.

son: 2'420.540,30

B. Costo de la lista de materiales indirectos, detallada en la sección 7.1, tabla 5.

son: 470.289,94

TOTAL 5.2..... 2'830.830,24

5.3. COSTO DE MANUFACTURA

Para efectos de obtener un valor realmente comparable a los costos de construcción de la

empresa privada, tanto a nivel nacional como internacional, el costo de la manufactura, es decir el costo que engloba ingeniería, mano de obra, dirección técnica, amortizaciones, depreciaciones, etc., será tomado directamente de costos promedio de empresas locales, pues si tenemos en cuenta los costos verdaderos cubiertos por la ESPOL, estos serían muy bajos y no servirían para dar una idea cabal de lo que se pretende con este estudio.

Estimaremos primeramente las horas/hombre usadas:

(Para detalle ver sección 7.1 tabla 6).

A. Ingeniería: Un Ingeniero y un ayudante

en 25 días hábiles, son 400 hr/h

B. Mano de obra : 10 obreros calificados

en las diferentes áreas

de trabajo:calderos,sol-

dadores, torneros, fre-

sadores, montadores hi-

dráulicos, electricis-

tas, etc., durante 50

días hábiles son4000 hr/h

TOTAL HORAS/HOMBRE4400

Aplicando ahora un costo de hora/hombre, tomado promedialmente entre empresas locales de construcción, tenemos:

Costo hr/hS/. 880,00

Entonces:

TOTAL COSTO MANUFACTURAS/. 3'872.000,00

5.4. COSTO TOTAL

El costo total a la fecha (Dic. 88) sería la suma de 5.1, 5.2 y 5.3, los cuales resumiendo nos dá:

Costo de elementos hidráulicos

y eléctricosS/. 2'566.827,00

Costo de materiales directos e

indirectosS/. 2'830.830,24

Costo de manufacturaS/. 3'872.000,00

COSTO TOTALS/. 9'269.757,24

5.5. OTRAS CONSIDERACIONES ECONOMICAS

Recalcando el hecho de que se ha tratado de obtener un costo real y comercial del equipo, para efecto de su comparación con otros similares de procedencia extranjera, no debemos dejar de considerar que en gran parte ésta prensa ha sido construida en los talleres de la ESPOL y que por tanto los tiempos de fabricación no han sido los óptimos que serían en la empresa privada, por tratarse evidentemente de una Institución sin fines de lucro.

Por tanto debería estimarse una mejora en el costo de manufactura de cerca de un 40%, lo cual sumado al hecho de que los costos de ingeniería y diseños son amortizables en varios equipos-tantos como se fabriquen del mismo tipo o modelo- nos permite

pensar que fácilmente un costo real de manufactura debería estar por la mitad del que consideramos en este estudio.

Otro punto importante es el referente al costo a la fecha de ejecución de los trabajos, el cual para la ESPOL ha sido mucho menor aún si consideramos que a Dic. 88 los precios prácticamente se han triplicado en muchos casos, con respecto a los que la ESPOL pagó realmente por ellos, en el tiempo en que se adquirieron.

Finalmente y únicamente para efectos de conclusión del presente estudio, podemos establecer que el precio de venta, con una utilidad comercialmente razonable, debería estar alrededor de los S/. 36.000,00, lo cual la sitúa en un excelente nivel de competencia en el mercado internacional, donde por experiencia personal puedo afirmar, que ningún equipo similar se obtiene, en condiciones normales, por menos de S/. 45.000,00.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Luego de concluído el presente estudio y de haber ejecutado su construcción se ha de efectuar la correspondiente evaluación de los resultados obtenidos, que resumiremos en los siguientes puntos:

- Independientemente de haber terminado y obtenido finalmente un equipo útil y funcional para uso de la ESPOL se ha establecido un método de cálculo y fabricación factible, real y económicamente competitivo.
- Se han abierto posibilidades de desarrollo de actividades de investigación, pruebas, control de calidad, etc., usando el equipo construido, lo cual puede incluir ejecución de otras tesis de grado experimentales a realizarse en esta prensa.
- Se establece un método útil y práctico para análisis y pruebas para empresas industriales de la rama de conformación metálica, e inclusive se permitiría a la Escuela ejecutar estudios, diseños y desarrollo de procesos para dicho sector.

En cuanto al primer punto, debe recalcarse en el hecho de que el método de fabricación elegido ha dado como resultado un costo muy competitivo aún a nivel internacional, al mismo tiempo que una gran confiabilidad en la operatividad del equipo.

Esto no desmerece en ningún modo la consideración

esencial pero al mismo tiempo demasiado obvia de este estudio, es decir, que se han propuesto unos parámetros, se ha calculado y diseñado sobre ellos y se ha obtenido un resultado final satisfactorio.

Sobre los otros restantes, cabría más bien puntualizarlos, convirtiendolos más bien en las recomendaciones finales de esta tesis, en el sentido de que, deberá estimularse el uso de este equipo en:

1. Desarrollo de proyecto de matricería para diversos procesos tales como embutición, corte y estampado, tanto a nivel de tesis de grado como al de estudios para particulares.
2. Estudio de los diversos procesos de conformado metálico para los alumnos del nivel correspondiente dentro de la especialización de Ingeniería mecánica.
3. Control de calidad de materiales y matrices como servicio a la industria de conformado metálico.
4. Estudio y desarrollo de métodos de fabricación y de proyectos de inversión debidamente fundamentados en la experiencia práctica.

CAPITULO VII

APENDICES

7.1. TABLAS

TIPO DE FLUIDO	ESPECIF. DENISON	SERIE DE BOMBA USADA	MAX. TEMPERATURA		MAX. PRESION		MULTIPLIC PRES. SUC
			'F	'C	PSI	BAR	
PET. ANTIFRICCION FLUIDO BASE PARA TRABAJO SEVERO	HF-0	T6	210	100	4000	276	1
PET. ANTIFRICCION FLUIDO BASE	HF-2	T6	210	100	3000	207	1
PET. NO ANTI- FRICCION FLUIDO BASE	HF-1	T6	210	100	2500	172	1
EMULSION DE AGUA EN ACEITE	HF-3	T6	120	49	2500	172	1.25
GLYCOLS	HF-4	T6	120	49	2000	138	1.25
FLUIDOS SINTETICOS	HF-5	T6	160	71	2500	172	1.35

TABLA # 1.- ESPECIFICACIONES ABEX-DENISON PARA ACEITES HIDRAULICOS A USARSE EN SUS BOMBAS.

ELEMENTOS	MARCA	MODELO	CANTIDAD	C. UNIT.	SUB-TOTAL
BOMBA HIDRAULICA	ABEX DENISON	T6CC-005 00B-1-R00A1-00	1	415800	415800
VALVULA DIRECC.	ABEX DENISON	A3D02-3-4-2-07-03 02-0-0-A-5-02-3-00 0	1	193050	193050
VALVULA DIRECC.	ABEX DENISON	A3D02-3-4-1-07-03 02-0-0-A-5-02-3-00 0	1	174150	174150
VALVULA DE ALIVIO	ABEX DENISON	R4V-03-535 10A1	2	181800	363600
VALVULA DE DESCARGA	ABEX DENISON	RSU08-3-1 3-1-5-A-1	1	121050	121050
VALVULA ANTIRRETORNO	ABEX DENISON	CAV0353510A1	1	53550	53550
FILTRO DE ADMISION	LHA	SEH-2-1 1/4-100	1	11700	11700
VISOR DE NIVEL	LHA	SLT-1214	1	13200	13200
TAPON DE LLENADO	LHA	ABB-40N	1	7800	7800
MANOMETROS	LHA	PGL-40-5000S	2	42000	84000
JUNTAS HIDRAULICAS	POLYSEAL	500-6-500	6	16200	97200
JUNTAS HIDRAULICAS	POLYSEAL	500-06.000	6	15756	94536
TOTAL				S/. 1629636	

TABLA # 2.- COSTO DE LA LISTA DE ELEMENTOS HIDRAULICOS Y AUXILIARES

1 TABLERO METALICO	S/.	60000
1 DISYUNTOR 30-100 AMP.	S/.	88340
3 CONTACTORES 50A-BOBINA 220V	S/.	197970
1 RELE DE SOBRECARGA 30-40 A	S/.	33750
1 PULSADOR START	S/.	4266
1 PULSADOR STOP	S/.	4266
1 LUZ PILOTO 220 V	S/.	5672
2 PORTA FUSIBLES DE CONTROL	S/.	4518
2 FUSIBLES DE CONTROL 6A	S/.	2500
1 TEMPORIZADOR 3-10 SEG	S/.	30060
5 RELES AUXILIARES 12 AMP.	S/.	72000
30 BORRERAS #12	S/.	11760
7 BORRERAS #6	S/.	5264
1 SELECTOR DE DOS POSICIONES	S/.	2315
1 SELECTOR MANUAL AUTOMATICO	S/.	2315
1 SWITCH DE LLAVE	S/.	14774
1 LUZ PILOTO BLANCA 220 V	S/.	5672
3 LUZ PILOTO (SUBIDA-BAJADA-COJIN)	S/.	17016
2 BLOQUES AUXILIARES 4	S/.	15300
SUBTOTAL MATERIALES	S/.	577758

TABLA # 3 (SECCION #1).- TABLERO GENERAL

1 CAJA METALICA	S/.	16000
1 PULSADOR DE EMERGENCIA	S/.	7155
1 PULSADOR STOP	S/.	4266
2 PULSADORES START	S/.	8532
SUBTOTAL MATERIALES	S/.	35953

CONT. TABLA # 3 (SECCION #2).- MODULO DE COMANDO

3 MICROSWITCH DE POSICION TELEMECANIQUE TERMOPLASTICA CON PALANCA REGULABLE Y ROLDANA PLASTICA XCK-S141	S/.	54135
SUBTOTAL MATERIALES	S/.	54135

CONT. TABLA # 3 (SECCION #3).- INTERRUPTORES FINAL DE CARRERA

2 TUBOS RIGIDOS D=2"	S/.	34308
1 CONDULET "T" D=2"	S/.	13478
2m FUNDA SELLADA D=2"	S/.	19760
2 CONECTORES PARA FUNDA SELLADA D=2"	S/.	13092
5 TUBOS RIGIDOS D=3/4"	S/.	28855
3 CONDULET "LB" D=3/4"	S/.	7425
3 CONDULET "T" D=3/4"	S/.	9855
12 CONECTORES PARA F.S. D=3/4"	S/.	15912
12m FUNDA SELLADA D=3/4"	S/.	47400
60m CONDUCTOR #6	S/.	40740
15m CONDUCTOR #8	S/.	7020
300m CONDUCTOR #14	S/.	31500
SUBTOTAL MATERIALES	S/.	269345
TOTAL MATERIALES	S/.	937191

CONT. TABLA # 3 (SECCION #4).- TUBERIAS Y CONDUCTORES

MATERIAL	CANTIDAD PESO (Kg)	COSTO (SUCRES)	SUBTOTAL (SUCRES)
----------	-----------------------	-------------------	----------------------

BASTIDOR

PLANCHA DE ACERO ASTM A-36 8X1220X2440 mm	4	1672	468.42 783198.2
---	---	------	-----------------

MESA FIJA

PLANCHA DE ACERO ASTM A-36 75X725X725 mm	1	308	583 179564
--	---	-----	------------

MESA MOVIL

PLANCHA DE ACERO ASTM A-36 50X725X725 mm	1	206	583 120098
--	---	-----	------------

MESA COJIN

PLANCHA DE ACERO ASTM A-36 50X705X605 mm	1	167	583 97361
--	---	-----	-----------

TABLA #4.- COSTO DE LA LISTA DE MATERIALES DIRECTO.

MATERIAL	CANTIDAD	PESO (Kg)	C. C/Kg (SUCRES)	SUBTOTAL (SUCRES)
----------	----------	-----------	------------------	-------------------

CILINDRO EMBUTIDOR

BARRA ACERO D=250-180X770 mm	1	142	2182.95	309978.9
---------------------------------	---	-----	---------	----------

BARRA ACERO D=177.8X670 mm	1	130	601.42	78184.6
-------------------------------	---	-----	--------	---------

PLANCHA ACERO ASTM A-36 D=200X50 mm	2	26	583	15158
---	---	----	-----	-------

PLANCHA ACERO ASTM A-36 D=200X75 mm	2	38	583	22154
---	---	----	-----	-------

PLANCHA ACERO ASTM A-36 D=360X50 mm	1	40	583	23320
---	---	----	-----	-------

PLANCHA ACERO ASTM A-36 D=260X50 mm	1	21	583	12243
---	---	----	-----	-------

BARRA DE ACERO D=203.2X130 mm	1	33	601.42	19846.86
----------------------------------	---	----	--------	----------

BRONCE FOSFORICO D=195-170X45 mm	1	3	2200	6600
-------------------------------------	---	---	------	------

BRONCE FOSFORICO D=190-130X135 mm	1	16	2200	35200
--------------------------------------	---	----	------	-------



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

CONT. TABLA #4.- COSTO DE LA LISTA DE MATERIALES DIRECTO.

MATERIAL	CANTIDAD	PESO (Kg)	C. C/Kg (SUCRES)	SUBTOTAL (SUCRES)
----------	----------	--------------	---------------------	----------------------

GUIAS

PLANCHA ACERO ASTM A-36 75X65X600 mm	4	91	583	53053
--	---	----	-----	-------

PLANCHA ACERO ASTM A-36 32X90X210 mm	4	19	583	11077
--	---	----	-----	-------

PLANCHA ACERO ASTM A-36 25X90X210 mm	4	15	583	8745
--	---	----	-----	------

BRONCE FOSFORICO	4	7	2200	15400
------------------	---	---	------	-------

CILINDRO COJIN

BARRA ACERO D=250-180X505 mm	1	93	2182.95	203014.3
---------------------------------	---	----	---------	----------

BARRA ACERO D=177.8X450 mm	1	87	601.42	52323.54
-------------------------------	---	----	--------	----------

PLANCHA ACERO ASTM A-36 D=175X50 mm	1	10	583	5830
---	---	----	-----	------

CONT. TABLA #4.- COSTO DE LA LISTA DE MATERIALES DIRECTO.

MATERIAL	CANTIDAD PESO (Kg)	C. C/Kg (SUCRES)	SUBTOTAL (SUCRES)
PLANCHA ACERO ASTM A-36 D=230X75 mm	1	24	583 13992
PLANCHA ACERO ASTM A-36 D=360X50 mm	1	40	583 23320
PLANCHA ACERO ASTM A-36 D=250X50 mm	1	19	583 11077
BRONCE FOSFORICO D=175-145X150 mm	1	9	2200 19800
TUBERIA HIDRAULICA Y ACCESORIOS			300000
		TOTAL	2420540

CONT. TABLA #4.- COSTO DE LA LISTA DE MATERIALES DIRECTO.

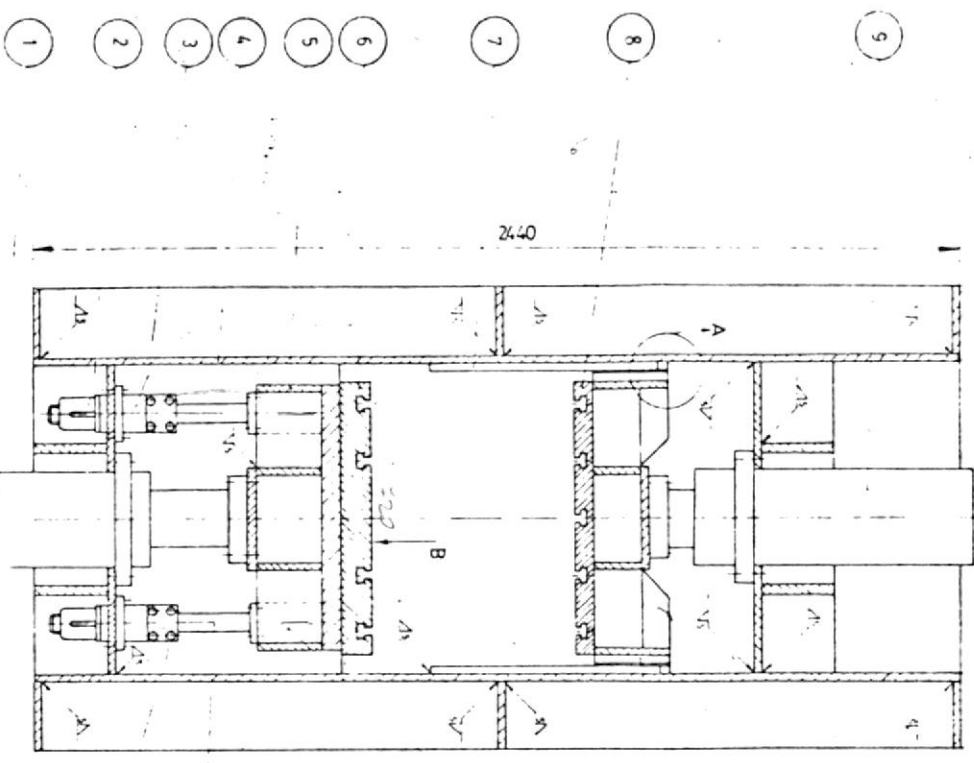
MATERIALES	COSTO (SUCRES)
OXIGENO	38500
ACETILENO	56150
DISCOS DE CORTE	11700
DISCOS DE ESMERILAR	14700
DISCOS DE LIJAR	7800
PASTA DE PULIR	4500
DISCOS DE PAÑO	6000
DESOXIDANTES	3000
CUCHILLAS DE TORNO	58000
ACEITES DE CORTE	4000
BROCAS	52589
FRESAS	110750.4
TERRAJAS	12600
VARIOS	30000
TOTAL	410289.9

TABLA # 5.- COSTO DE LA LISTA DE MATERIALES INDIRECTOS

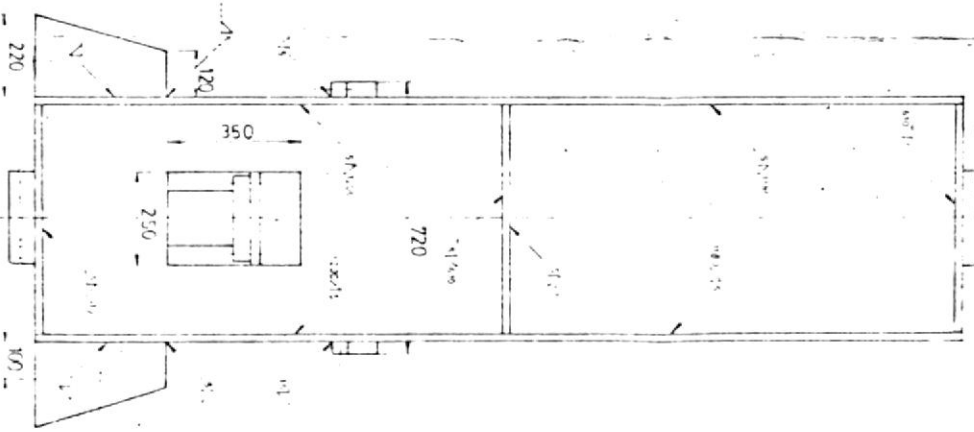
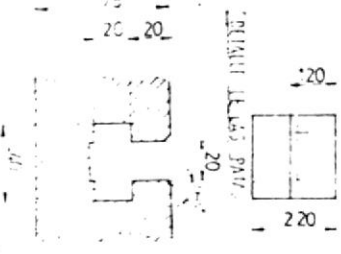
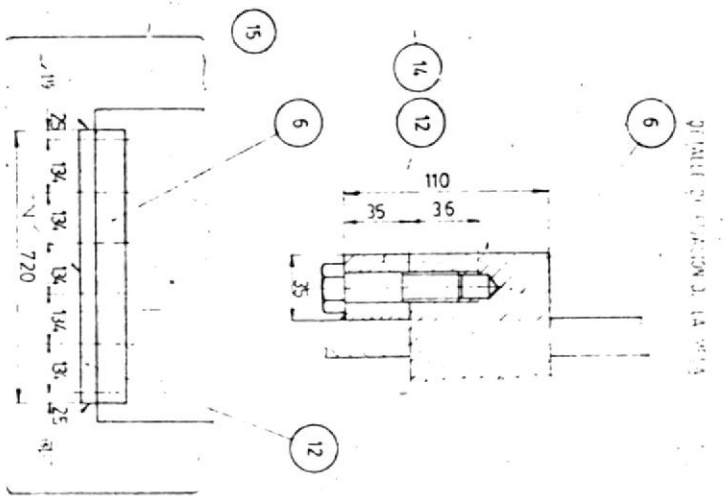
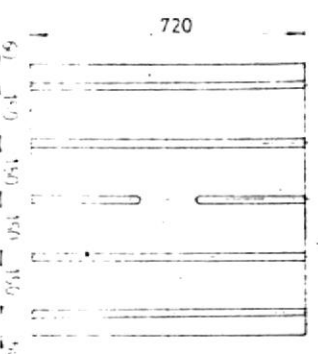
PREPARACION	HORAS/HOMBRE
TRAZADO-OXICORTE	280
ESMERILADO	120
ARMADO	300
SOLDADURA	180
MECANIZADO	
FRESADO BORDES	240
PLANEADO	170
RANURADO	480
TORNEADO CILINDROS, BOCINES, ETC	410
TORNEADO PISTONES, GUIAS	360
AGUJEROS DIVERSOS	210
CRDMADO PISTONES	130
INGENIERIA Y MONTAJE	
MONTAJE MECANICO	640
MONTAJE HIDRAULICO	240
MONTAJE ELECTRICO	240
DISEÑO MECANICO	160
DISEÑO ELECTRICO	80
SUPERVISION MECANICA	100
SUPERVISION ELECTRICA	60
TOTAL HORAS/HOMBRE	4400

TABLA # 6.- TABLA DE HORAS/HOMBRE

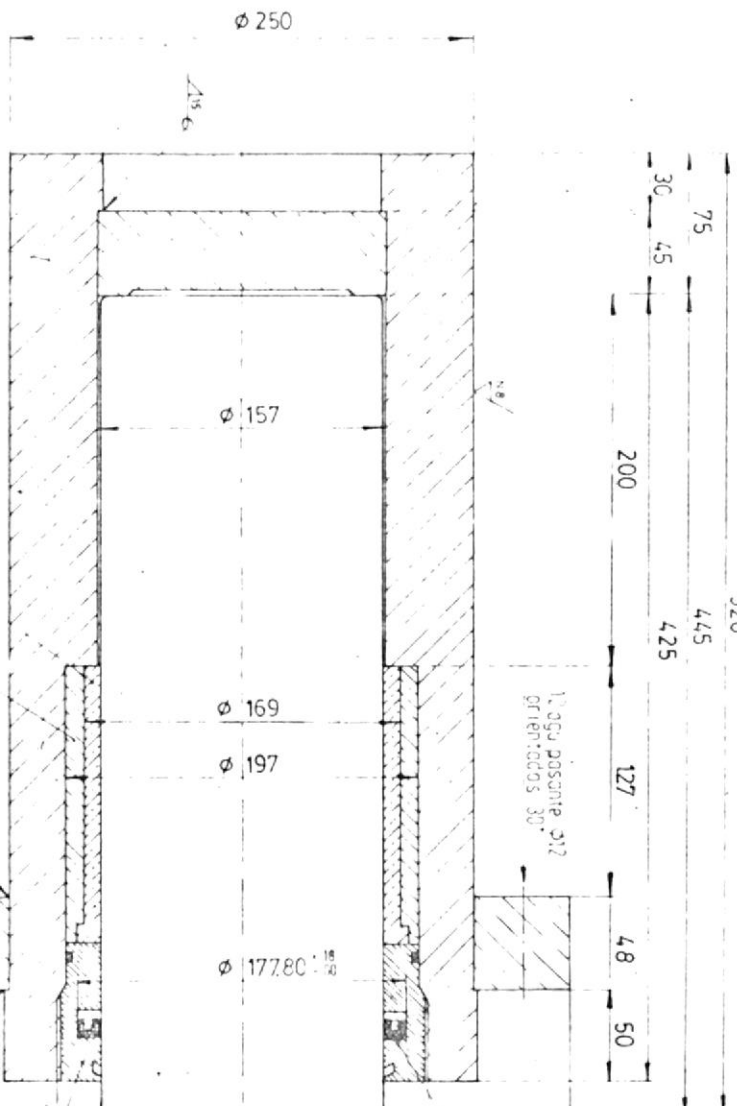
SECCION 7.2.- PLANOS



Sección A-A



No. de la pieza	Descripción	Cantidad	Material
1	Cilindro	1	Acero
2	Placa de fondo	1	Acero
3	Placa de cabeza	1	Acero
4	Placa de distribución	1	Acero
5	Placa de control	1	Acero
6	Placa de conexión	1	Acero
7	Placa de soporte	1	Acero
8	Placa de fijación	1	Acero
9	Placa de montaje	1	Acero



Nº de pieza	Descripción	Cantidad	Material	Observaciones
1	Pistón	1	SAE 1137	
2	Junta 500-01 005 01574	1	SAE 1137	
3	Pedra junta 400-01 005 01574	1	SAE 1137	
4	Colete	1	SAE 1137	
5	Born	2	SAE 1137	
6	Cilindro	1	SAE 1137	

FACULTAD DE INGENIERIA
 MECANICA
ESPOL
 P801-51-01
 CILINDRO COJIN

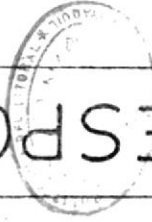
1.25	E	A



E
1:2

GUIA DE LA MESA MOVIL

801-01-17

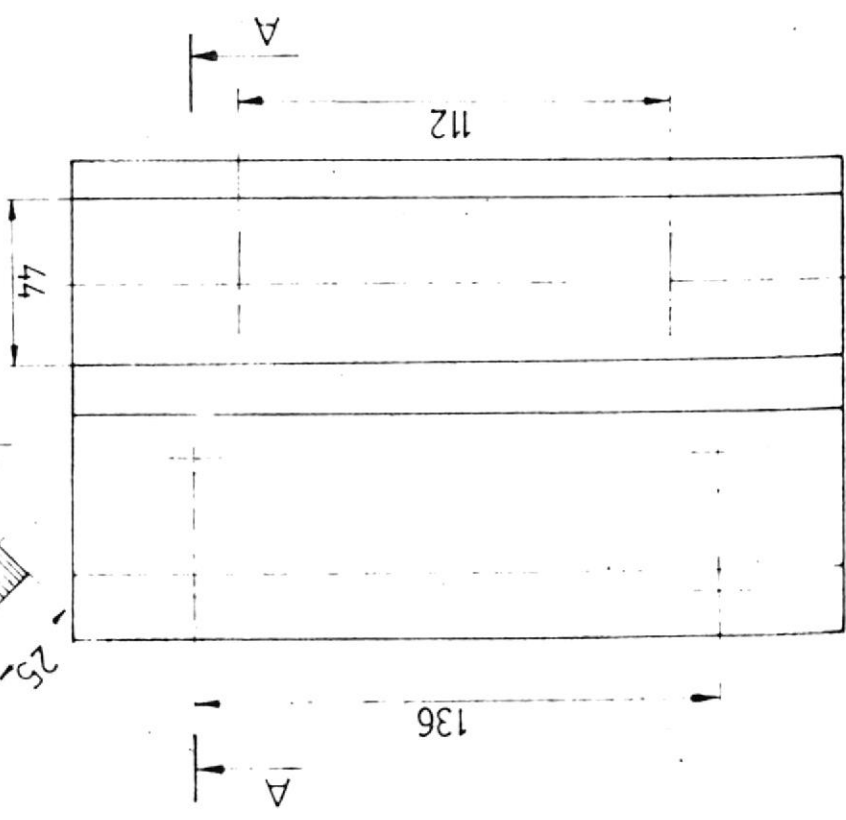
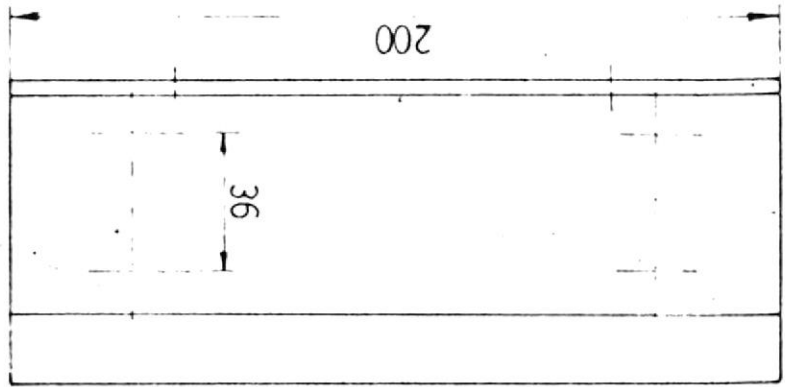


ESPOL

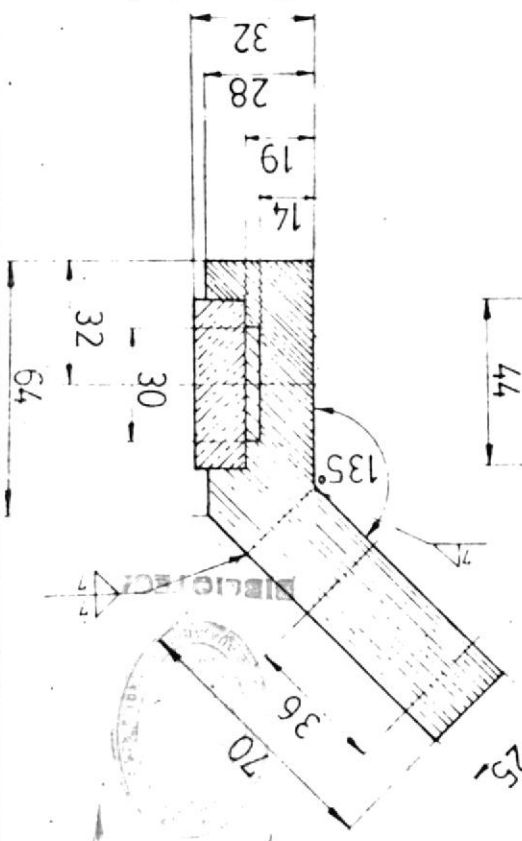
FACULTAD DE INGENIERIA
MECANICA

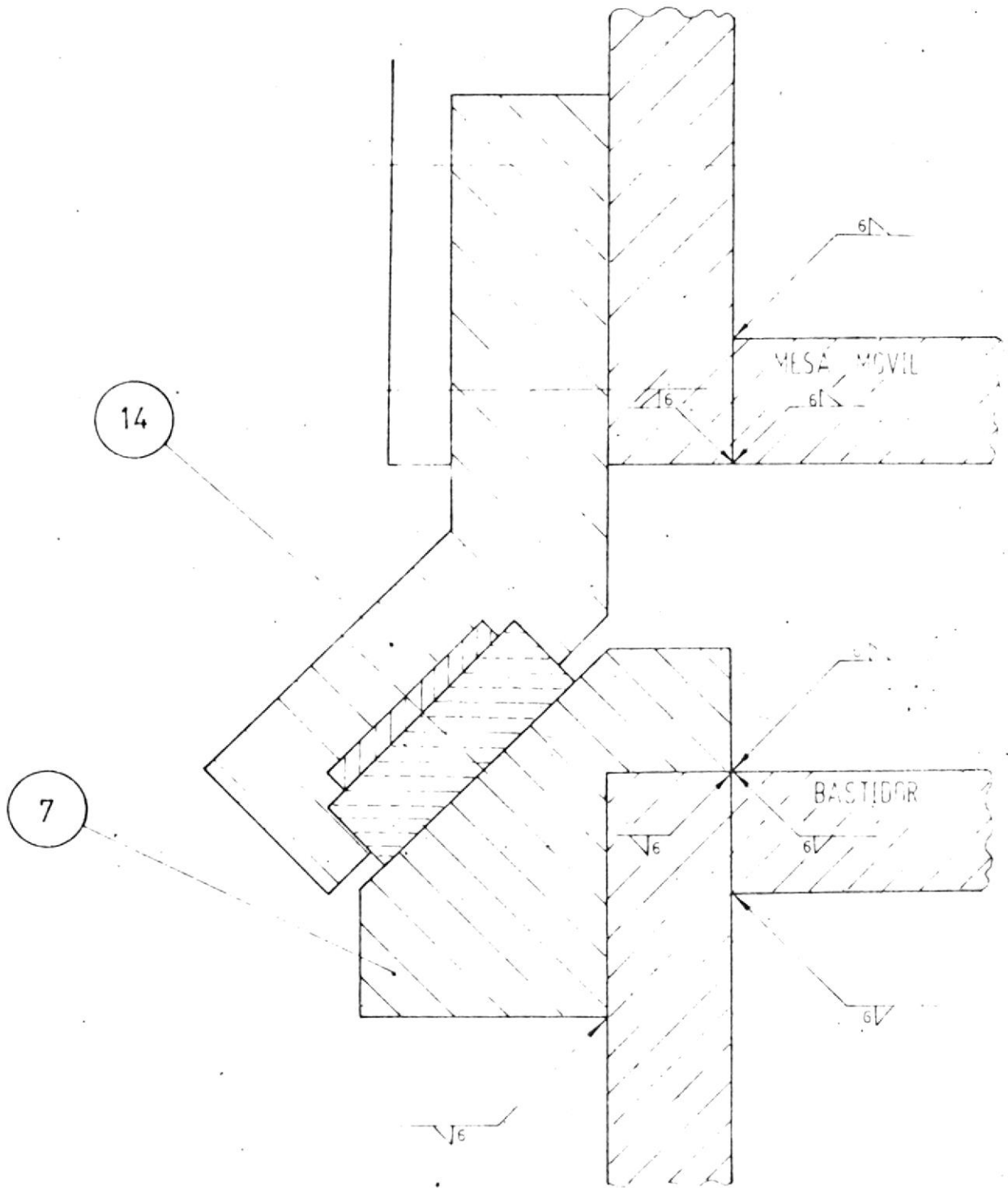
FECHA	NOMBRE
12-01-90	V. A. R.
REVISO	V. A. R.
COMP	Ing. W.

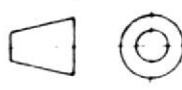

TODAS LAS SUPERFICES
N7

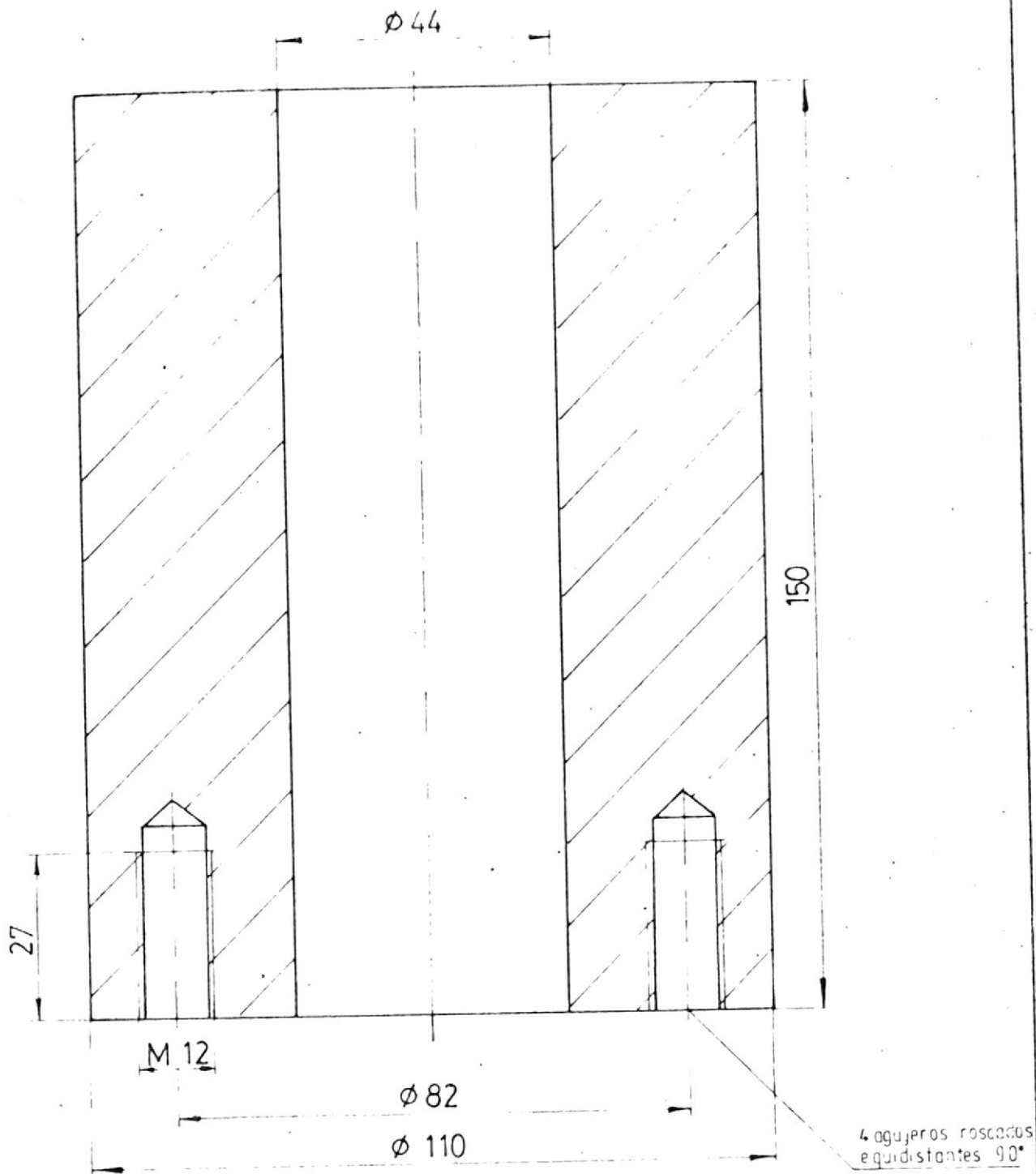


Secc. A-A



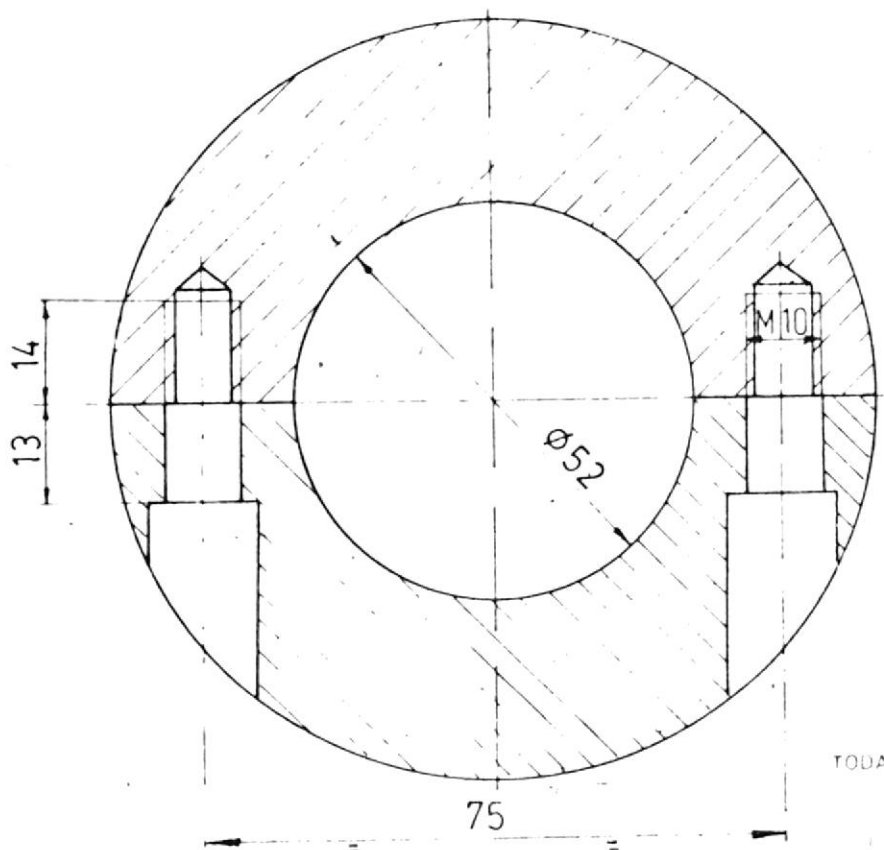
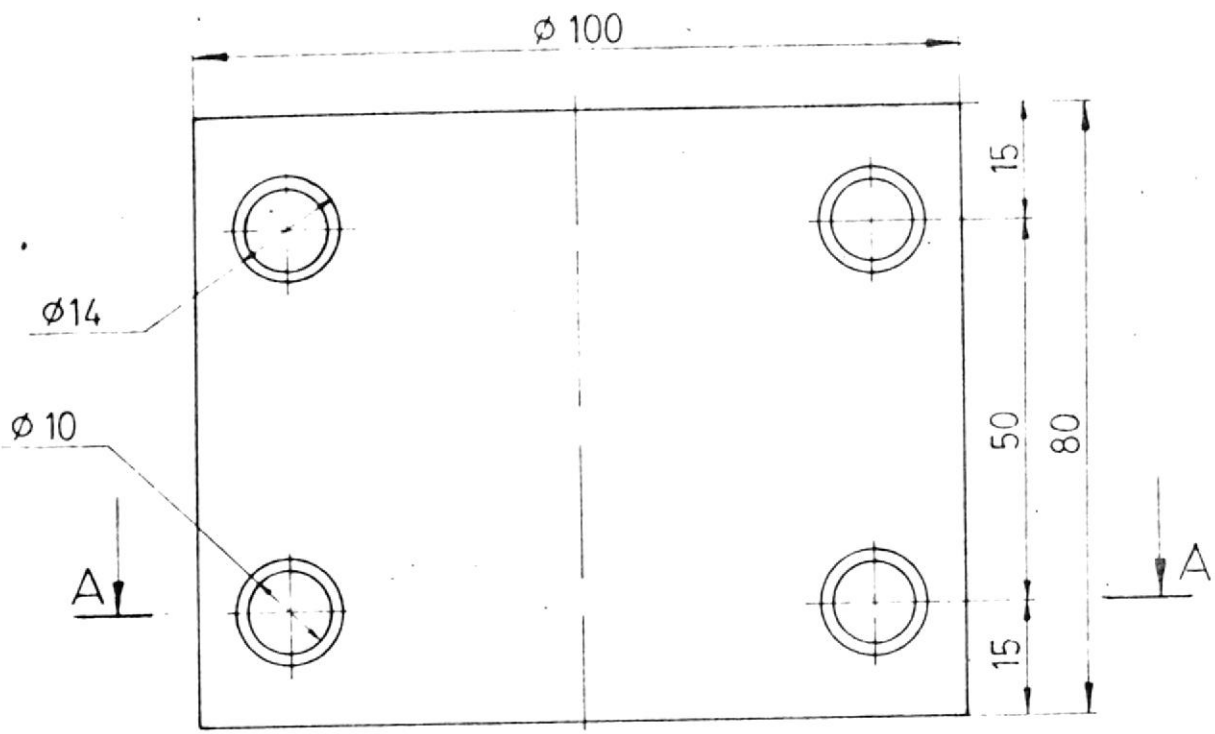


	DIBUJO REVISO COMP	FECHA 2-07-89	NOMBRE V A R V A R Ing : W	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
	E 1:1	D E T A L L E "A"			P80T-01 -07 P80T-01 -14
					SAF 0030 SANTO DOMINGO



∇ N7 TODAS LAS SUPERFICIES

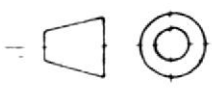
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
	DIBUJO 12-01-89	Y A R		
	REV:SO	V A R		
	COMP	Ing. J W		
E	B U J E		P80T-01-15	
1:1			SAE 1030 CAN. 1040 4	



Secc. A-A

TODAS LAS SUPERFICIES ∇ N8

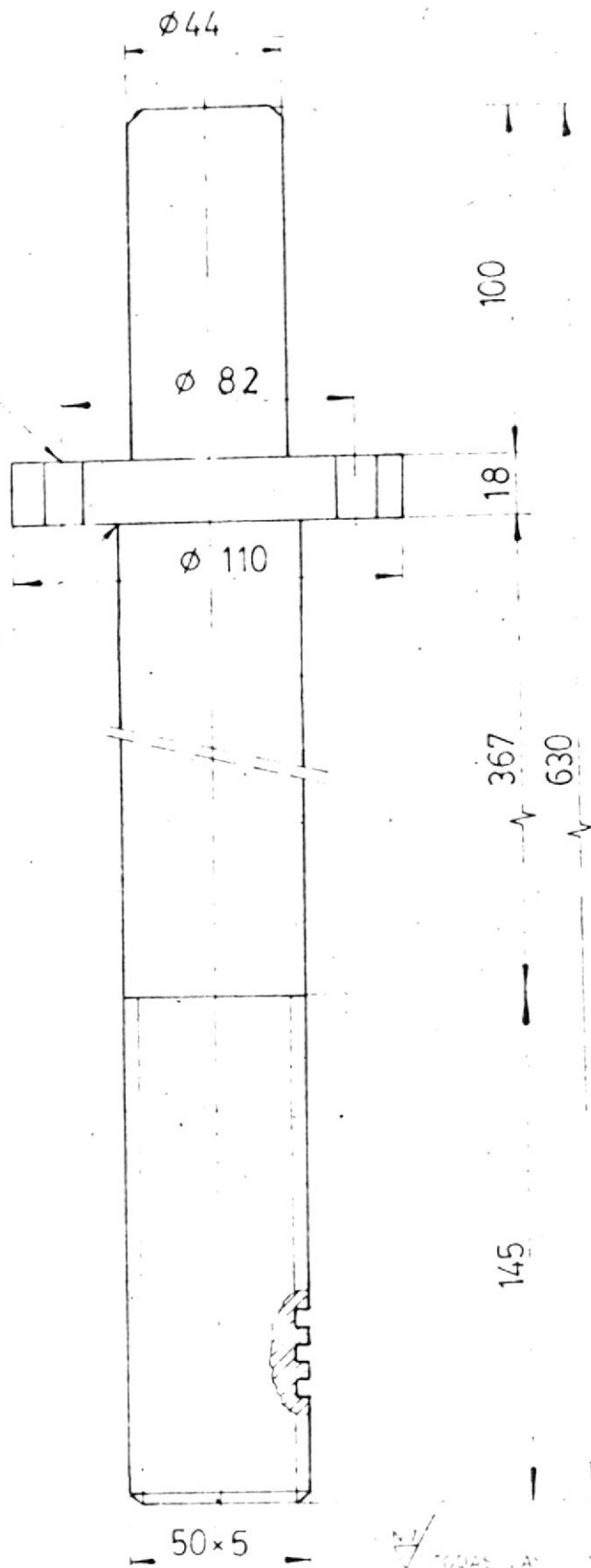
FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO 12-01-89	V. A. R.		
REVISO	V. A. R.		
COMP.	Ing. I. W.		



E	BUJE PARTIDO	P80T-01-11
1:1		

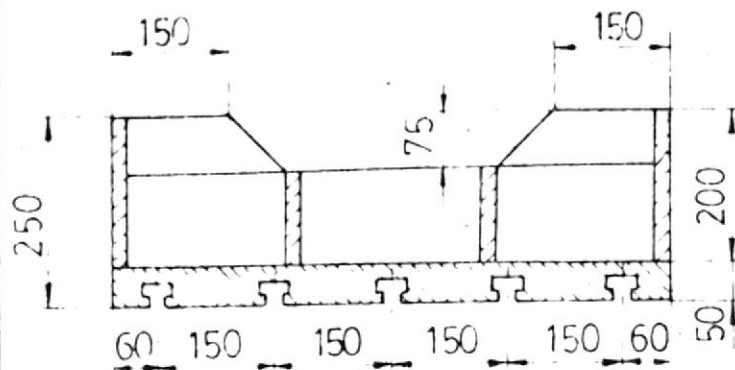
SAE 1030
CANTIDAD

4 agujeros $\phi 12$
equidistante

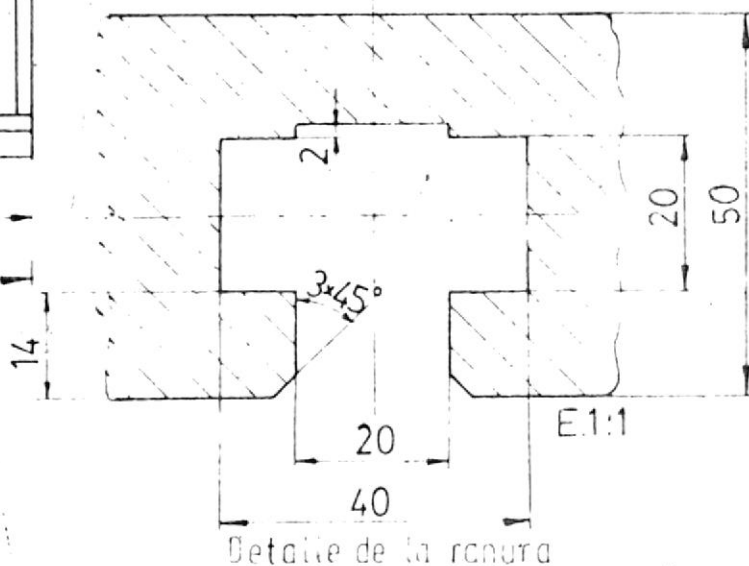
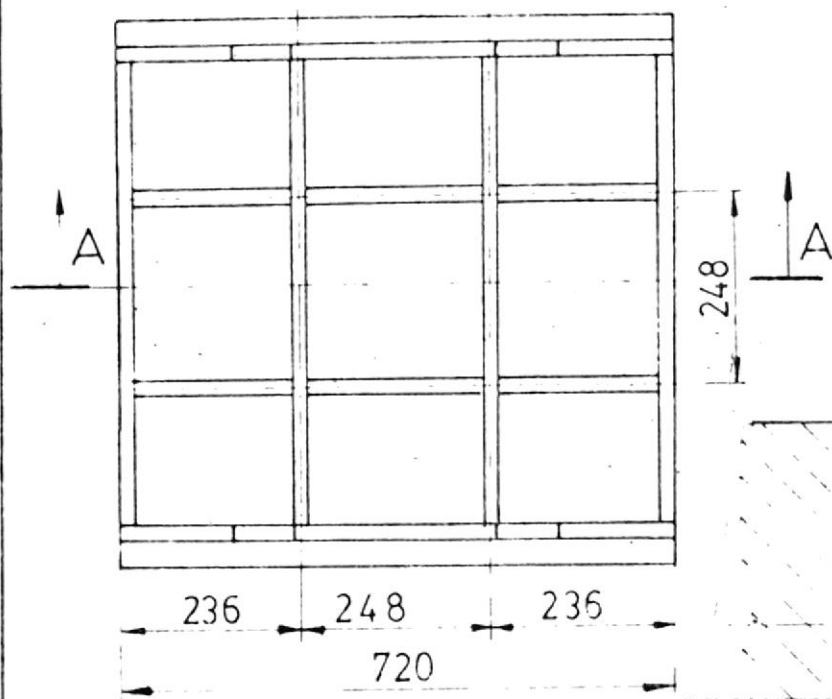
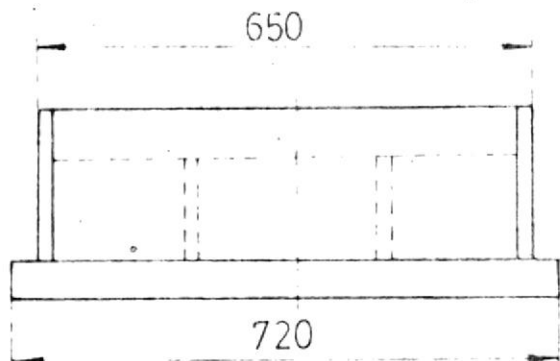


TODAS LAS MEDIDAS EN MILIMETROS

	DIBUJ. REVISOR TEMP.	FECHA 1-11-89	NOMBRE V. A. W. V. A. W. Ing. J. S.	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
	E 1:2	GUIA			P80T-01-10
					S2 F. 1030 ANTO AT

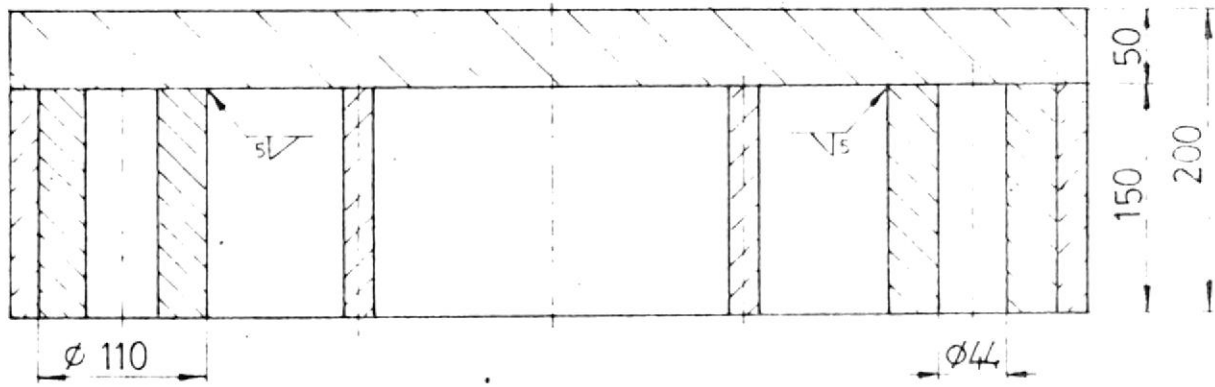
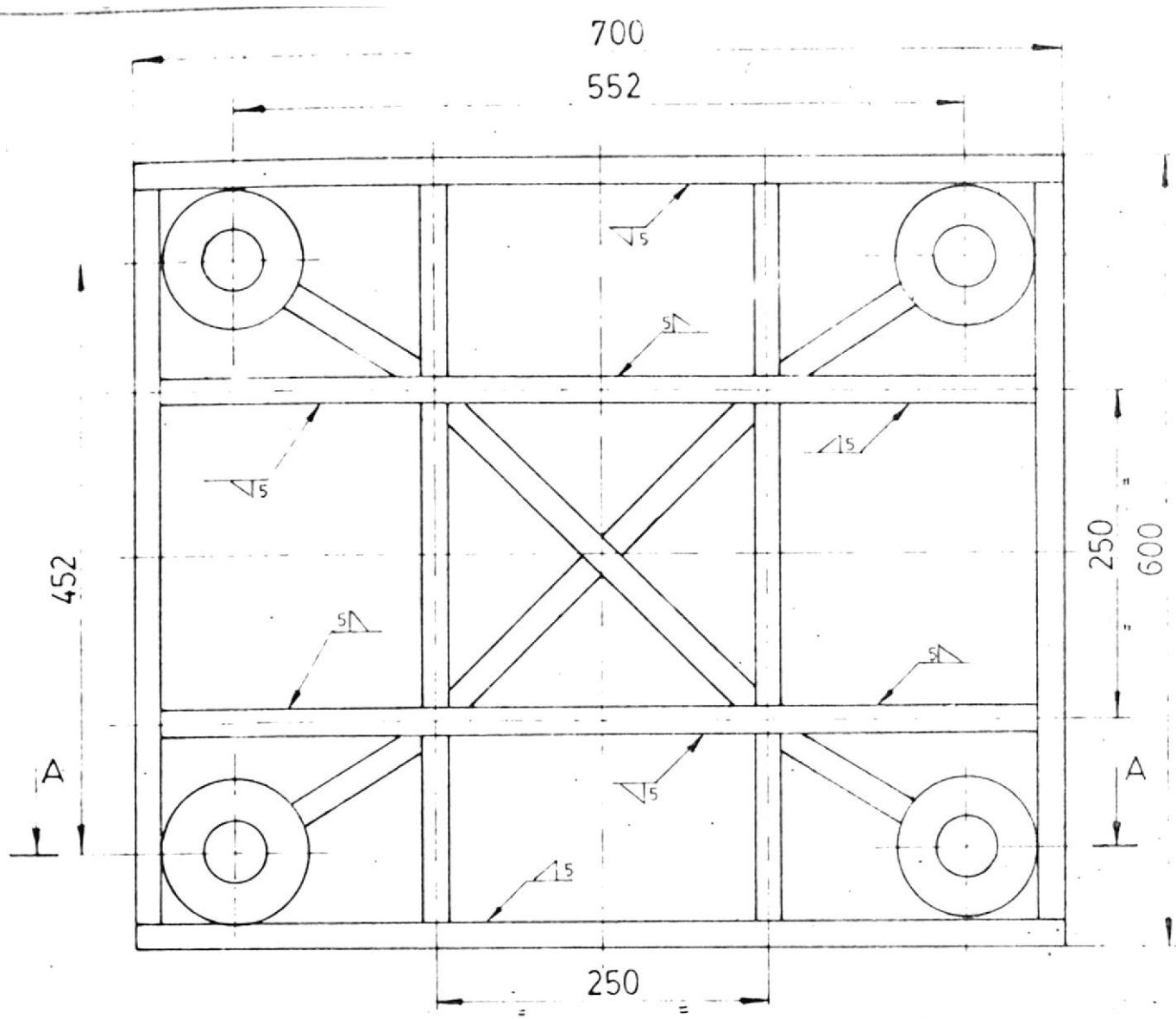


Secc. A-A

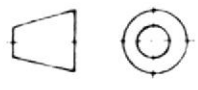



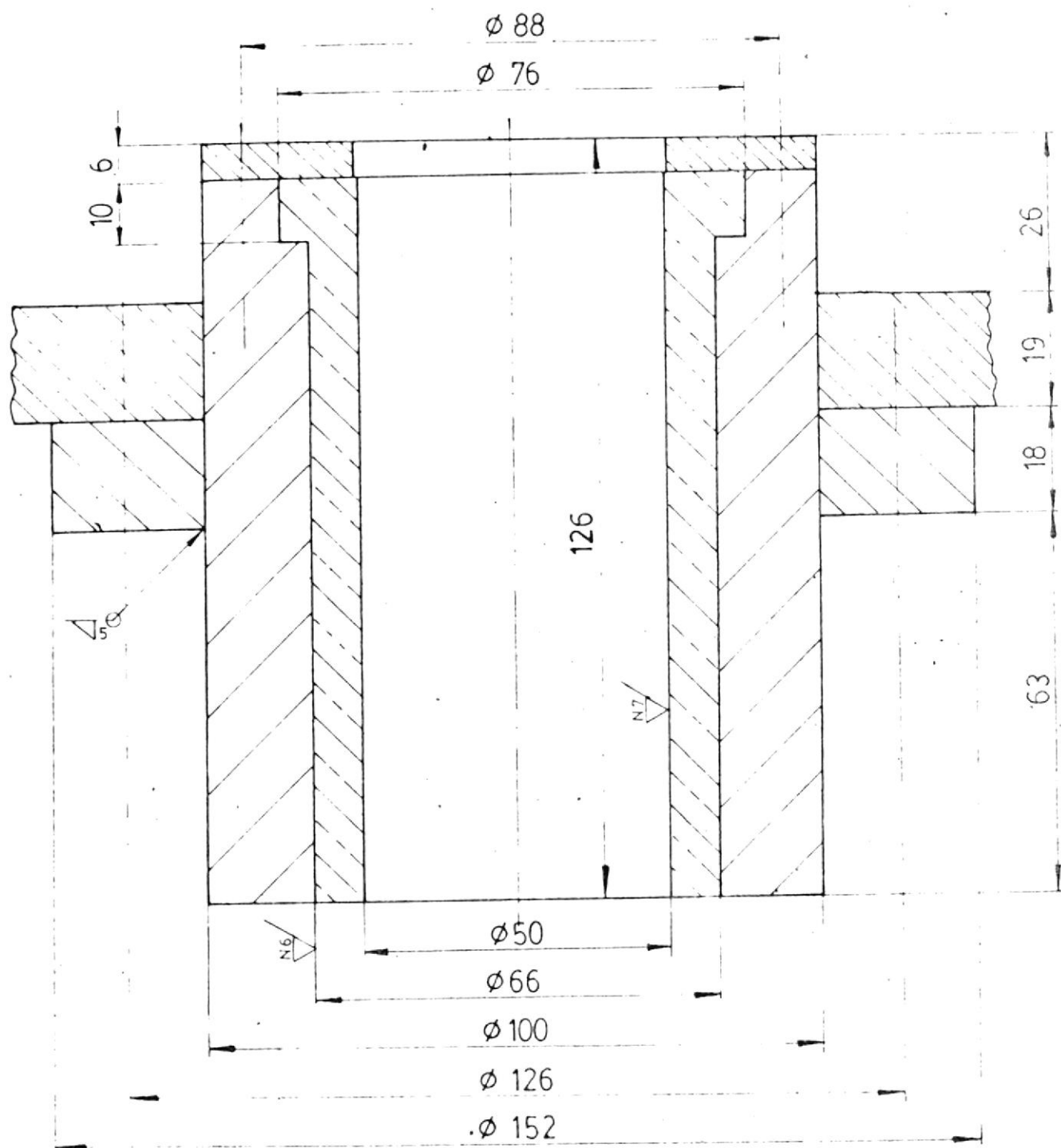
TOAS LAS SUPERFICIES ∇ N8

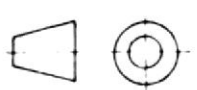
	DIBUJO	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
	REVISO	12/01/89	V. A. P.		
	COMP		Ing. I. W.		
E	1:5	MESA MOVIL			P80T-01-08
					SAE 1020 CANTIDAD

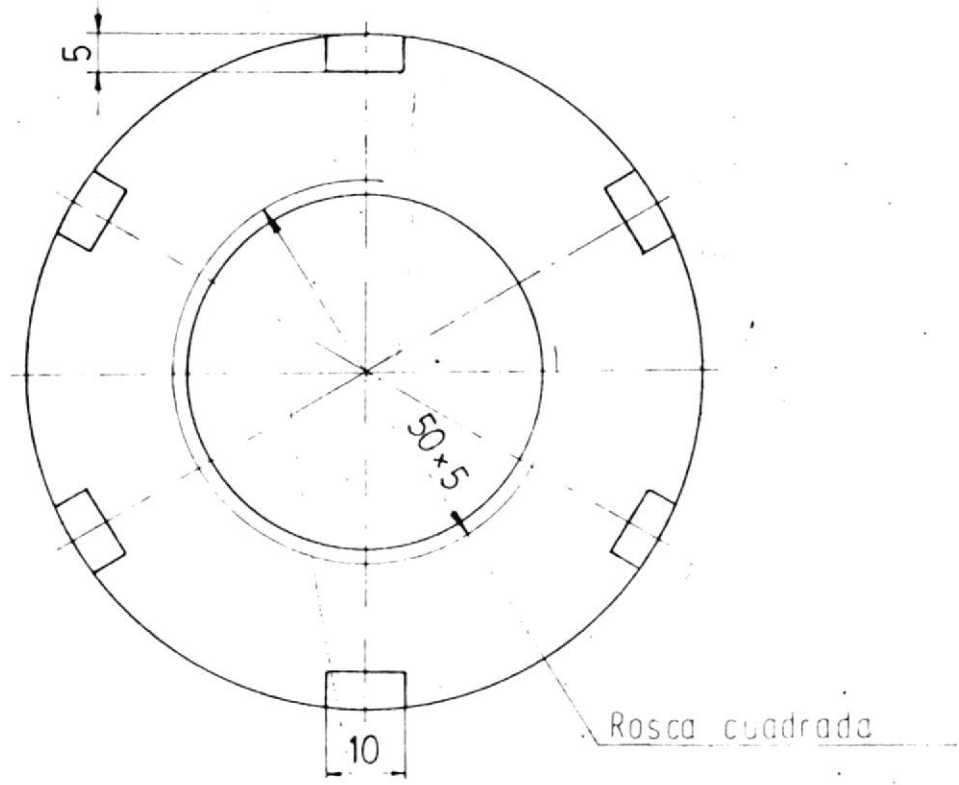
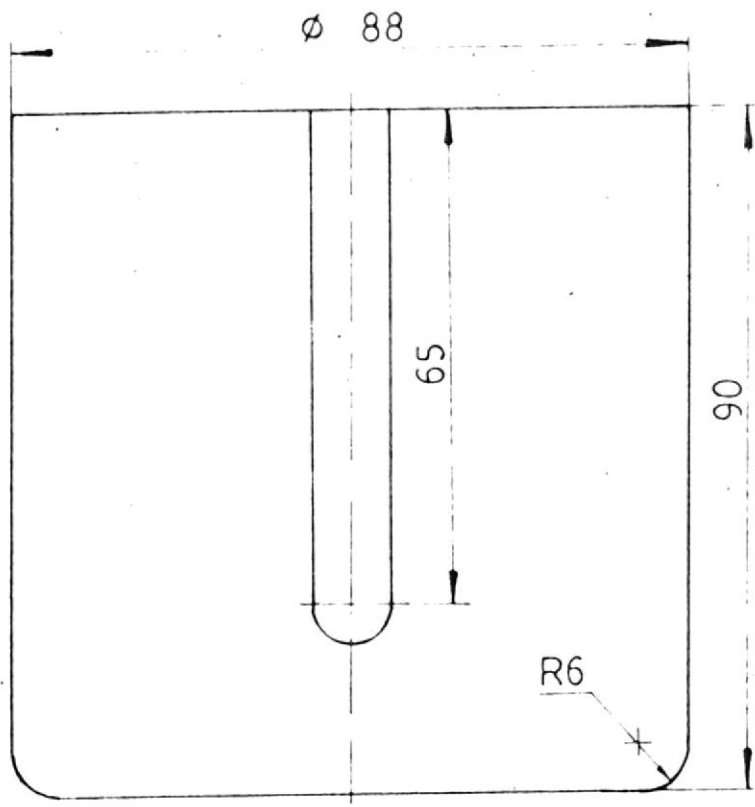


Secc. A-A

	DIBUJO REVISO COMP.	FECHA 12.01.89	NOMBRE v. A. R. v. A. R. Ing. : W	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
	E 1:5	M E S A			P80T-01-05
	NB 	SAE 1020 CANTIDAD 1			



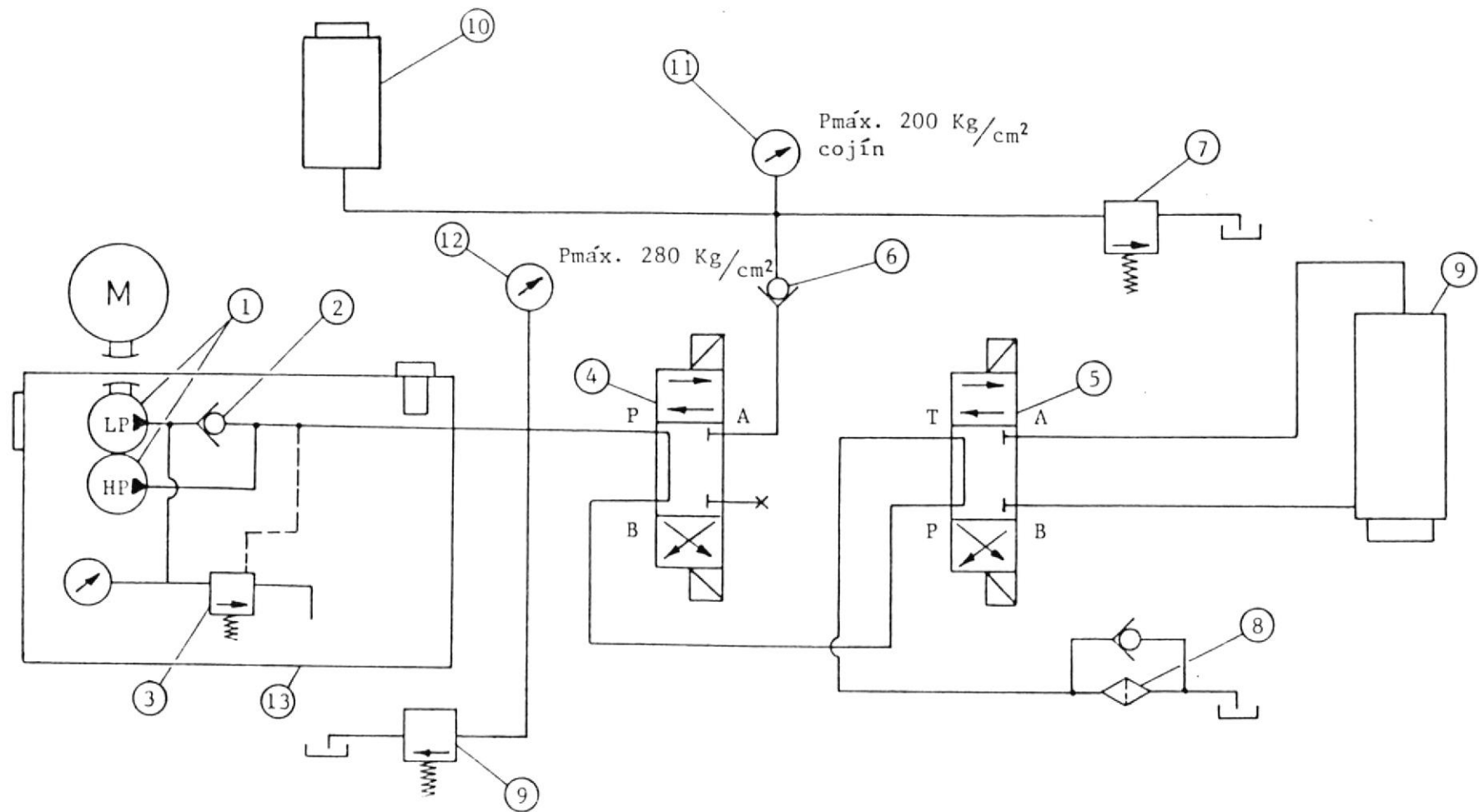
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL	
	DIBUJO	12-0189			V A R
	REVISO				V A R
	COMP				Ing. I. W.
E	PORTABOCIN			P80T-S3-03	
1:1					
N8				SAE 1130 (BRONCE RECIN)	



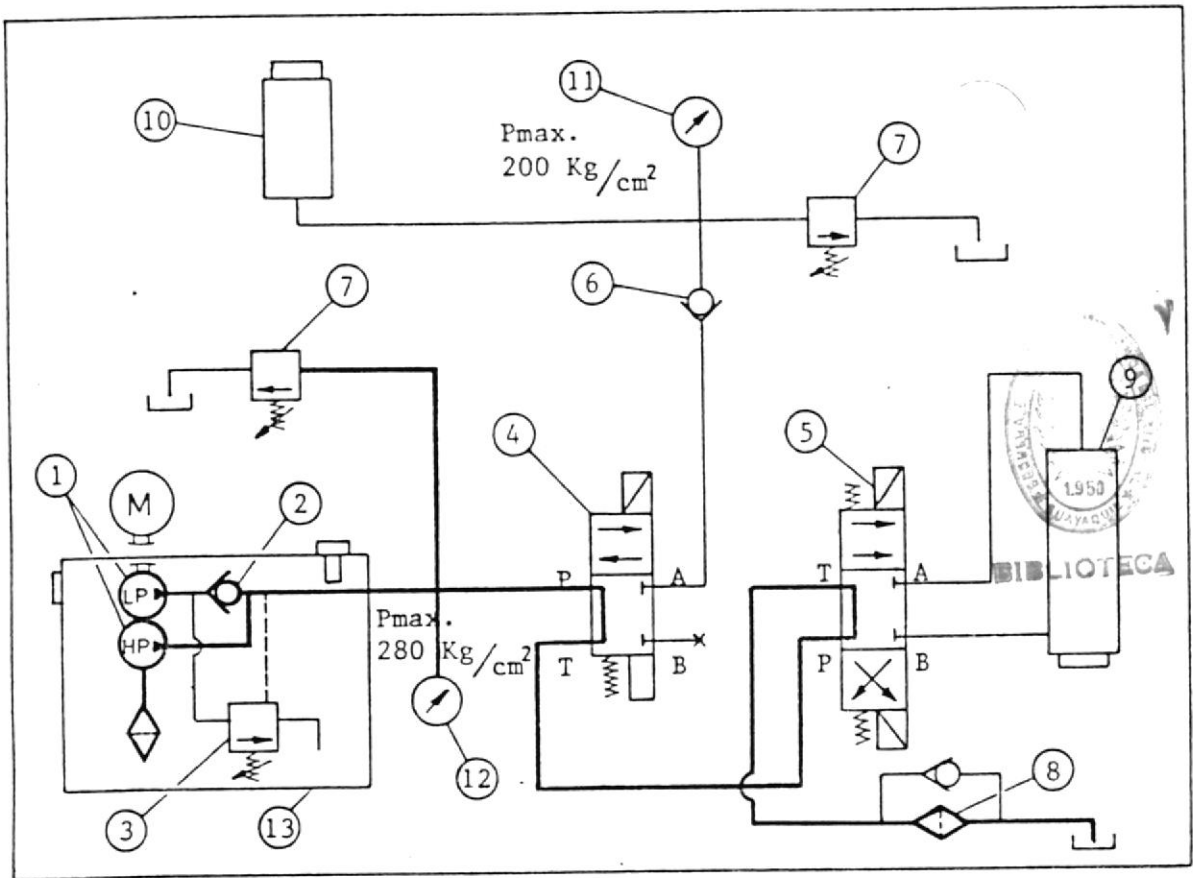
∇ N7 / TODAS LAS SUPERFICIES

	DIBUJO REVISOR COMP.	FECHA 12-01-89	NOMBRE V A R V A R Ing. J W	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
	E 1:1	T U E R C A			P80T-01-02
					S.A.F. 1030 LAMINAR 4

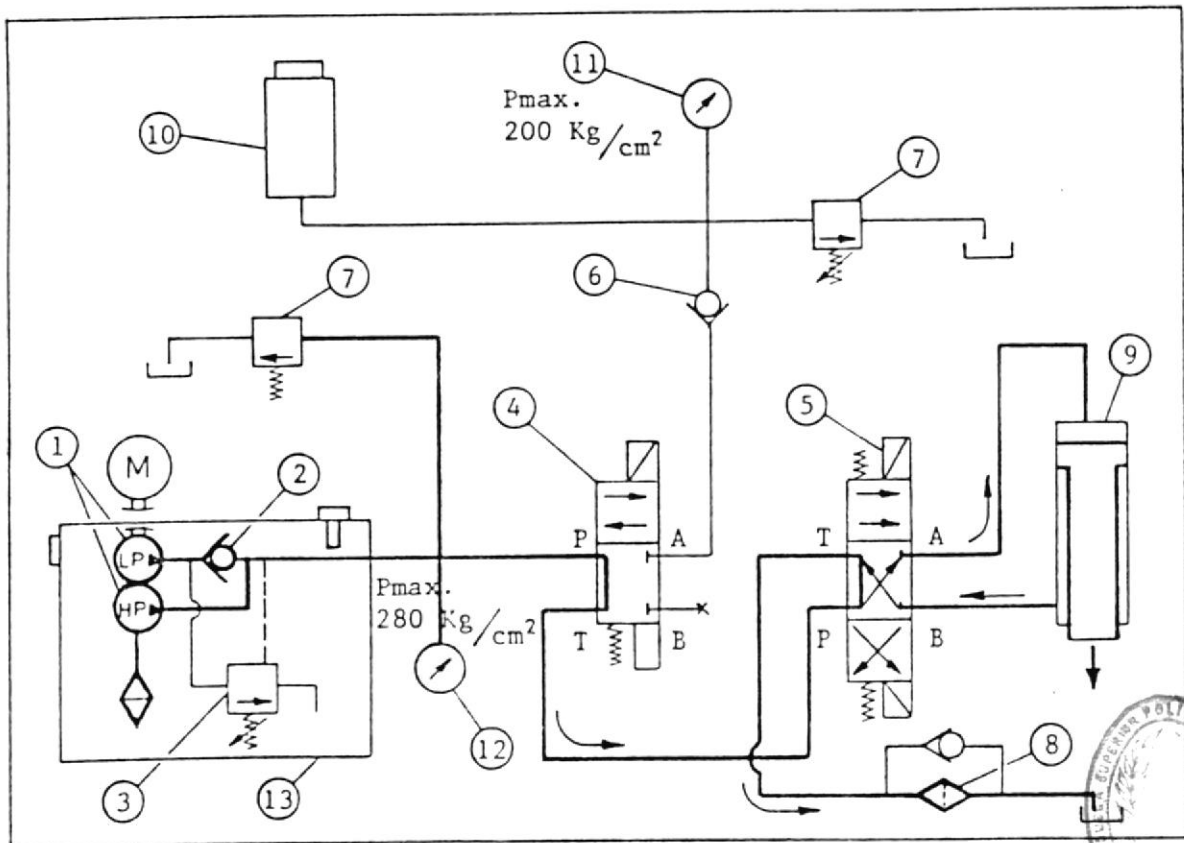
SECCION 7.3.- ESQUEMAS.



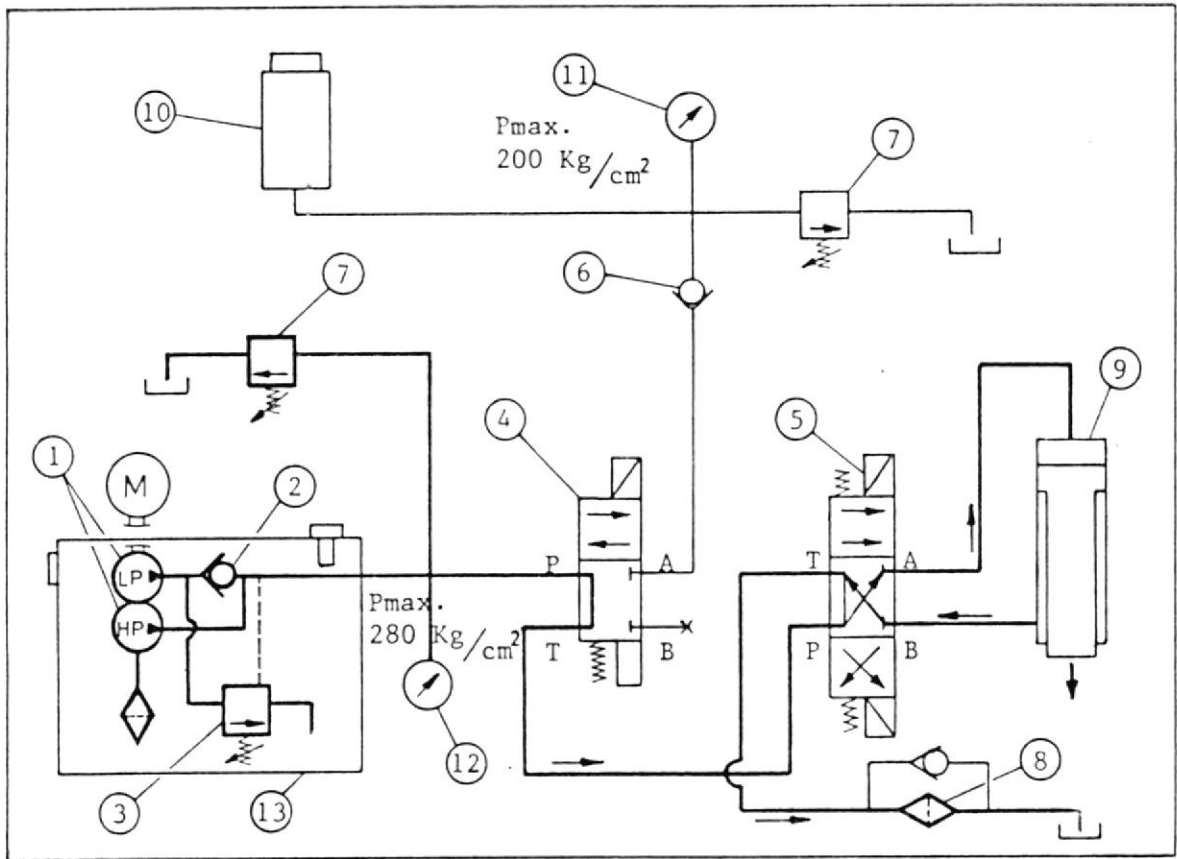
ESQUEMA HIDRAULICO DE UNA PRENSA DE 60 T.



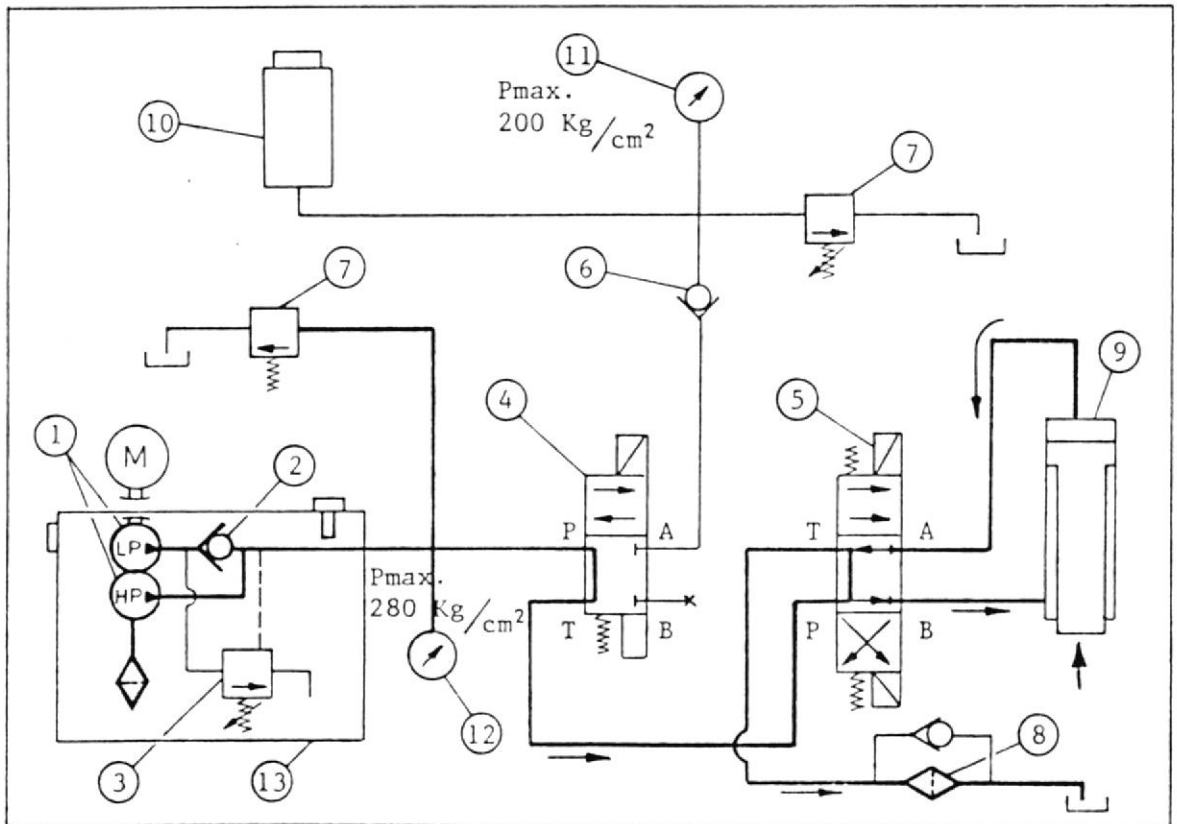
FUNCION EN VACIO



APROXIMACION DE LA MESA MOVIL



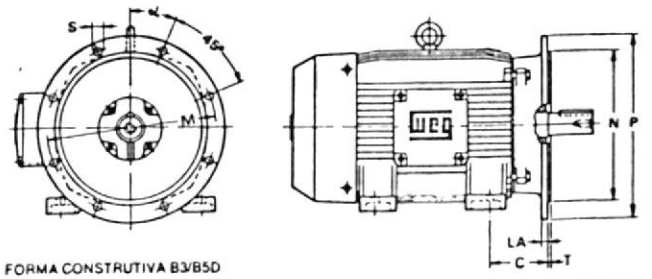
CARRERA DE TRABAJO MESA MOVIL



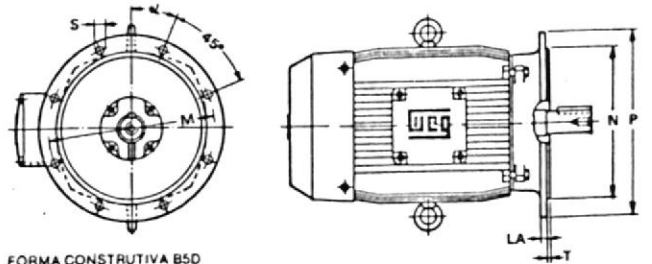
RETROCESO MESA MOVIL

SECCION 7.4 PARTE A.

Carcasa ABNT	DIMENSÕES DO FLANGE TIPO A								QUANT. FUROS
	Flange	C	LA	EM	EN	EP	T	S	
63	FA 115	40	9	115	85	140	3,5	9	4
71	FA 130	45	9	130	110	160	3,5	9	
80	FA 160	50	10	160	130	200	3,5	11	
90 S	FA 165	56	10	165	130	200	3,5	11	
90 L	FA 165	56	10	165	130	200	3,5	11	
100 L	FA 215	63	11	215	180	250	4	14	
112 M	FA 215	70	11	215	180	250	4	14	
132 S	FA 265	89	12	265	230	300	4	14	
132 M	FA 265	89	12	265	230	300	4	14	
160 M	FA 300	108	18	300	250	350	5	18	
180 L	FA 300	108	18	300	250	350	5	18	
180 M	FA 300	121	18	300	250	350	5	18	
180 L	FA 300	121	18	300	250	350	5	18	
200 L	FA 350	133	18	350	300	400	5	18	
225 S	FA 400	149	18	400	350	450	5	18	
225 M	FA 400	149	18	400	350	450	5	18	
250 S	FA 500	168	18	500	450	550	5	18	
280 S	FA 500	190	18	500	450	550	5	18	
280 M	FA 500	190	18	500	450	550	5	18	
315 S	FA 600	216	22	600	500	600	6	22	
315 M	FA 600	216	22	600	500	600	6	22	
350 M	FA 740	254	22	740	600	800	6	22	
350 L	FA 740	254	22	740	600	800	6	22	

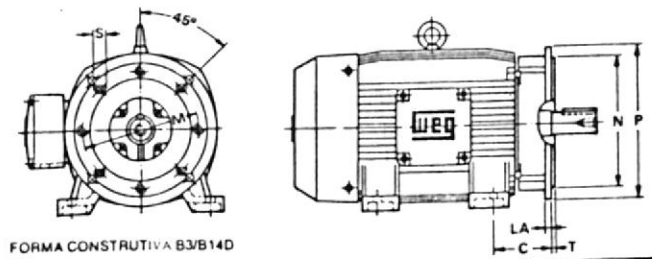


FORMA CONSTRUTIVA B3/B5D

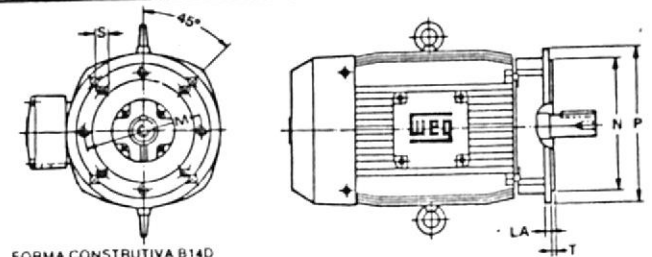


FORMA CONSTRUTIVA B5D

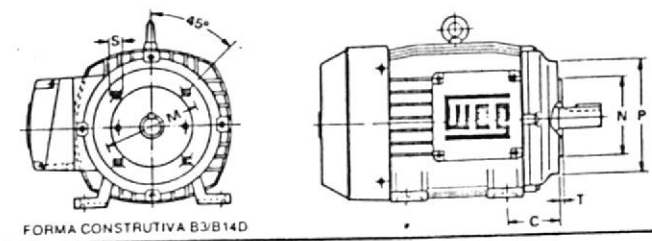
Carcasa ABNT	DIMENSÕES DO FLANGE TIPO "C"							S	T
	Flange	C	EM	EN	EP	S			
63	FC 80	40	80,2	76,2	143	147	20 UNIC	4	
71	FC 85	45	80,2	76,2	143	147	20 UNIC	4	
80	FC 90	50							
90 S	FC 148	56	148,2	114,3	165	165	16 UNIC	4	
90 L	FC 148	56	148,2	114,3	165	165	16 UNIC	4	
100 L	FC 184	63							
112 M	FC 184	70							
132 S	FC 184	89	184,2	215,9	225	225	13 UNIC	6,3	
132 M	FC 184	89	184,2	215,9	225	225	13 UNIC	6,3	
160 M	FC 228	108							
180 L	FC 228	121	228,6	288,7	280	280	13 UNIC	6,3	
180 L	FC 228	133							
225 S	FC 279 C	149	279,4	317,5	385	385	11 UNIC	6,3	
225 M	FC 279 C	149	279,4	317,5	385	385	11 UNIC	6,3	
250 S	FC 356	168	356,8	408,4	456	456	11 UNIC	6,3	
250 M	FC 356	168	356,8	408,4	456	456	11 UNIC	6,3	
280 S	FC 356	190	356,8	408,4	456	456	11 UNIC	6,3	
280 M	FC 356	190	356,8	408,4	456	456	11 UNIC	6,3	
315 S	FC 368	216	368,3	419,1	456	456	11 UNIC	6,3	
315 M	FC 368	216	368,3	419,1	456	456	11 UNIC	6,3	



FORMA CONSTRUTIVA B3/B14D

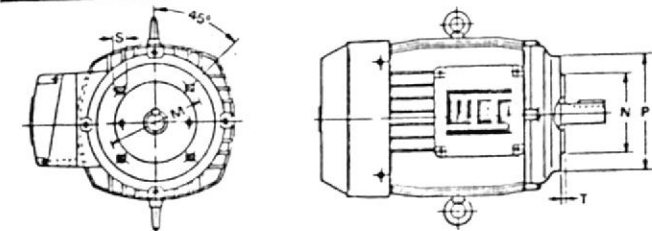


FORMA CONSTRUTIVA B14D



FORMA CONSTRUTIVA B3/B14D

Carcasa ABNT	DIMENSÕES DO FLANGE "C" DIN 42677							S	T
	Flange	C	EM	EN	EP	S			
63	C-90	40	75	60	90	M 5	2,5		
71	C-105	45	85	70	105	M 6	2,5		
80	C-120	50	100	80	120	M 6	3		
90 S	C-140	56	115	95	140	M 8	3		
90 L	C-140	56	115	95	140	M 8	3		
100 L	C-160	63	130	110	160	M 8	3,5		
112 M	C-160	70							
132 S	C-200	89	165	130	200	M 10	3,5		
132 M	C-200	89	165	130	200	M 10	3,5		



FORMA CONSTRUTIVA B14D

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

POTÊNCIA		CARÇAÇA ABNT	rpm	CORRENTE NOMINAL EM 220V A	CORRENTE COM ROTOR BLOQUEADO rpm	CONJUGADO NOMINAL Cn kgm	CONJUGADO COM ROTOR BLOQUEADO C ₀ Cn	CONJUGADO MÁXIMO C _{max} Cn	RENDIMENTO η %			FATOR DE POL. COS Ψ			FATOR DE SERVIÇO FS	MOMENTO DE INÉRCIA J kgm ²	TEMPO MAX. COM ROTOR BLOQUEADO s	PESO APROXIMADO kg
Cv	kW								% DA POT. NOMINAL	% DA POT. NOMINAL	% DA POT. NOMINAL	50	75	100				
— 3600 RPM — 60 Hz.																		
0,18	0,12	83	3400	0,86	4,9	0,03	4,2	4,3	38	43	48	0,63	0,66	0,78	1,35	0,0003	12	8,0
0,25	0,18	83	3430	1,1	5,4	0,05	3,9	4,0	48	55	58	0,57	0,67	0,73	1,35	0,0003	9,8	8,5
0,33	0,25	83	3410	1,2	5,2	0,07	3,0	2,8	55	58	65	0,66	0,70	0,75	1,35	0,0004	8,9	8,5
0,50	0,37	83	3400	1,8	5,1	0,10	2,9	3,1	58	63	65	0,72	0,78	0,81	1,25	0,0004	8,4	8,5
0,75	0,56	71	3420	2,5	5,4	0,15	3,3	3,2	58	64	70	0,69	0,78	0,85	1,25	0,0005	7,3	7,0
1	0,75	71	3420	3,4	6,4	0,20	4,0	4,0	57	64	68	0,69	0,77	0,84	1,25	0,0006	4,5	9,5
1,5	1,1	80	3480	4,8	7,0	0,30	3,8	4,4	65	72	74	0,66	0,78	0,84	1,15	0,0016	8,9	15
2	1,5	80	3410	5,8	6,2	0,40	2,9	3,2	70	73	75	0,73	0,84	0,88	1,15	0,0018	7,1	16
3	2,2	90S	3480	8,0	6,9	0,60	3,1	3,4	72	75	78	0,78	0,81	0,85	1,15	0,0023	3,7	22
4	3	90L	3480	12	7,8	0,80	3,1	3,7	74	77	81	0,70	0,77	0,81	1,15	0,0028	4,2	24
5	3,7	100L	3520	15	10	1,0	4,1	4,8	70	76	79	0,80	0,72	0,80	1,15	0,0084	3,2	31
7,5	5,5	112M	3520	20	19	1,2	3,3	4,1	75	79	82	0,82	0,86	0,92	1,15	0,0104	4,0	47
10	7,5	132S	3520	25	7,8	2,0	2,0	3,4	75	81	85	0,82	0,86	0,90	1,15	0,0179	4,3	60
12,5	9,0	132M	3515	32	8,2	2,5	2,1	2,6	81	84	85	0,81	0,88	0,92	1,15	0,0210	3,3	67
15	11	132M	3535	38	9,4	3,0	2,8	2,7	80	84	86	0,87	0,90	0,93	1,15	0,0229	2,5	74
20	15	160M	3540	52	8,8	4,0	2,8	4,3	74	77	81	0,81	0,86	0,91	1,15	0,0530	4,8	115
25	18,5	160L	3540	64	8,7	5,0	2,7	3,9	77	81	83	0,82	0,87	0,89	1,15	0,0600	4,9	125
30	22	180M	3560	80	8,8	6,0	4,0	3,3	75	80	83	0,83	0,86	0,87	1,15	0,209	4,8	165
40	30	200L	3580	105	6,9	8,0	3,2	2,2	75	79	81	0,87	0,91	0,91	1,15	0,320	9,7	245
50	37	200L	3570	130	8,3	10	3,8	2,8	77	80	83	0,83	0,89	0,91	1,15	0,333	7,5	270
60	45	225S/M	3565	150	6,5	12	2,9	3,0	74	80	83	0,91	0,92	0,92	1,0	0,440	16	305
75	56	225S/M	3565	185	6,5	15	2,8	3,0	75	83	85	0,90	0,92	0,92	1,0	0,480	16	370
100	75	250S/M	3570	230	6,0	20	3,5	4,0	83	87	89	0,90	0,92	0,92	1,0	0,810	10	470
125	90	280S/M	3565	300	7,3	25	2,4	3,4	82	85	86	0,92	0,92	0,93	1,0	1,22	11	640
150	110	280S/M	3570	350	7,1	30	2,2	3,1	86	86	86	0,92	0,93	0,93	1,0	1,27	24	680
200	150	315S/M	3570	480	8,1	40	2,6	2,9	85	88	88	0,91	0,93	0,93	1,0	1,49	17	790
— 1800 RPM — 60 Hz.																		
0,18	0,12	83	1710	0,86	4,8	0,06	3,2	3,4	42	51	57	0,45	0,56	0,67	1,35	0,0004	14	8,0
0,25	0,18	83	1710	1,2	4,8	0,10	3,1	2,9	48	55	60	0,53	0,58	0,67	1,35	0,0006	10	8,5
0,33	0,25	83	1710	1,4	4,8	0,14	2,8	3,0	52	56	61	0,56	0,65	0,72	1,35	0,0008	12	7,0
0,50	0,37	71	1720	2,4	4,6	0,20	3,2	3,5	49	59	64	0,49	0,56	0,64	1,25	0,0008	12	9,5
0,75	0,56	71	1685	3,4	5,0	0,30	3,8	3,8	52	60	63	0,47	0,55	0,65	1,25	0,0013	7,4	11
1	0,75	80	1730	3,8	5,2	0,40	2,5	2,8	60	66	70	0,51	0,63	0,75	1,15	0,0018	5,4	13
1,5	1,1	80	1700	5,0	5,0	0,60	2,3	2,4	70	72	73	0,56	0,72	0,81	1,15	0,0018	5,5	14
2	1,5	90S	1725	6,5	6,3	0,84	3,0	3,0	71	74	76	0,56	0,70	0,78	1,15	0,0063	5,3	20
3	2,2	90L	1700	8,2	6,2	1,2	3,3	2,9	73	75	76	0,61	0,73	0,84	1,15	0,0080	5,4	24
4	3	100L	1730	12	6,2	1,7	2,9	3,0	72	76	78	0,71	0,78	0,83	1,15	0,0084	6,9	32
5	3,7	112M	1740	15	8,0	2,0	3,5	3,8	72	76	78	0,69	0,78	0,83	1,15	0,0157	5,3	43
6	4,4	112M	1740	17	7,5	2,5	3,7	3,2	77	79	80	0,71	0,80	0,86	1,15	0,0177	5,8	46
7,5	5,5	132S	1745	21	8,0	3,0	2,8	3,0	82	83	85	0,68	0,78	0,84	1,15	0,0370	5,0	58
10	7,5	132S	1750	28	8,3	4,1	2,8	3,5	80	82	86	0,78	0,80	0,82	1,15	0,0412	4,2	63
12,5	9,0	132M	1750	32	9,8	5,1	2,8	3,3	84	85	87	0,78	0,83	0,86	1,15	0,0480	6,3	74
15	11	160M	1765	38	8,7	6,0	2,8	3,5	83	84	85	0,77	0,85	0,90	1,15	0,0600	5,0	125
20	15	160L	1765	52	8,8	8,0	3,1	3,8	79	82	84	0,78	0,84	0,88	1,15	0,101	4,1	130
25	18,5	180M	1775	65	7,7	10	3,4	2,8	80	84	86	0,79	0,80	0,86	1,15	0,250	7,5	175
30	22	180L	1770	75	8,2	12	3,8	2,8	80	84	86	0,82	0,87	0,89	1,15	0,263	6,5	185
40	30	200L	1775	105	8,3	16	3,1	2,8	83	84	86	0,80	0,86	0,88	1,15	0,405	6,7	240
50	37	200L	1770	125	8,5	20	3,7	3,0	84	87	89	0,80	0,87	0,88	1,15	0,444	7,7	260
60	45	225S/M	1780	145	6,2	24	3,8	3,0	87	88	90	0,80	0,87	0,88	1,0	0,790	11	330
75	56	225S/M	1775	180	5,8	30	2,4	2,8	87	88	90	0,85	0,88	0,89	1,0	0,900	15	370
100	75	250S/M	1780	240	7,4	40	3,4	3,4	88	89	90	0,83	0,88	0,90	1,0	1,06	7,7	430
125	90	280S/M	1780	300	6,4	50	2,8	2,7	88	90	90	0,85	0,89	0,90	1,0	2,10	13	640
150	110	280S/M	1785	360	7,0	60	3,2	2,7	89	90	90	0,86	0,90	0,90	1,0	2,51	12	720
200	150	315S/M	1780	470	6,8	80	3,1	2,6	90	92	92	0,84	0,88	0,90	1,0	2,93	16	850
250	185	315S/M	1780	600	7,8	100	3,6	2,9	89	90	91	0,81	0,87	0,89	1,0	3,89	14	990
300	220	355M/L	1790	700	7,1	120	2,0	2,9	91	91	92	0,84	0,90	0,90	1,0	6,86	25	1300
350	260	355M/L	1790	800	7,3	140	2,3	2,8	92	93	93	0,84	0,88	0,91	1,0	7,36	28	1490
425	315	355M/L	1790	1000	7,0	170	2,3	2,7	92	93	93	0,82	0,87	0,90	1,0	8,80	28	1680
— 1200 RPM — 60 Hz.																		
0,50	0,37	80	1150	2,8	3,8	0,30	2,7	3,4	45	53	59	0,44	0,54	0,59	1,25	0,0018	9,1	13
0,75	0,56	80	1155	3,8	4,5	0,46	3,2	3,5	54	62	66	0,42	0,52	0,60	1,15	0,0021	9,1	14
1	0,75	90S	1140	4,2	4,7	0,63	2,7	2,9	64	69	70	0,43	0,55	0,66	1,15	0,0057	9,3	20
1,5	1,1	90L	1140	5,8	4,7	0,94	2,8	3,1	67	73	75	0,45	0,57	0,67	1,15	0,0077	8,0	23
2	1,5	100L	1160	7,6	4,2	1,2	2,1	2,1	66	72	74	0,54	0,63	0,70	1,15	0,0100	9,4	27
3	2,2	112M	1150	10	4,5	1,9	1,5	2,2	74	77	78	0,57	0,67	0,74	1,15	0,0215	12	43
4	3	112M	1150	14	4,4	2,5	1,5	1,9	70	72	74	0,66	0,71	0,74	1,15	0,0219	10	45
5	3,7	132S	1150	15	5,2	3,0	1,8	2,7	74	78	82	0,58	0,70	0,78	1,15	0,0370	12	58
7,5	5,5	132M																

SECCION 7.4.- PARTE B.



Rando Oils HD

ACEITES PREMIUM PARA SISTEMAS HIDRAULICOS

Los Rando Oils HD son Aceites Hidráulicos de alta calidad y rendimiento.

Características Sobresalientes

- Estos Aceites están inhibidos contra la oxidación, lo que significa una larga vida en servicio, sin problemas de descomposición, así como limpieza y suavidad en el funcionamiento de los sistemas que los utilizan.
- Tienen propiedades antidesgaste (HD), lo que significa mayor duración de los Equipos, en especial de las bombas que trabajan a altas presiones bien sean de pistón, paletas o engranajes.
- Dan una excelente protección contra la formación de herrumbre.
- Contienen aditivos antiespumantes, disminuyendo drásticamente los problemas producidos por la aireación.
- Su formulación les permite separarse rápidamente del agua, previniendo la formación de emulsiones.
- Sobrepasan las exigencias de las especificaciones Denison HF-2, Lee-Norse 100-1, Vickers y de otros fabricantes de Equipos y Maquinarias.
- Pueden ser usados en Sistemas Hidráulicos, compresores y otros, donde se recomienda un aceite de motor HD (SAE 10W y 20) o un fluido C-1.

Usos Recomendados:

La Serie Rando Oils HD cubre los rangos de viscosidades para prácticamente todos los Sistemas Hidráulicos. Asimismo, están recomendados como lubricantes de uso prolongado en sistemas circulatorios, máquinas herramientas en general, inyectoras de plástico, maquinaria textil, cajas de engranajes y reductores de velocidad, compresores, etc.

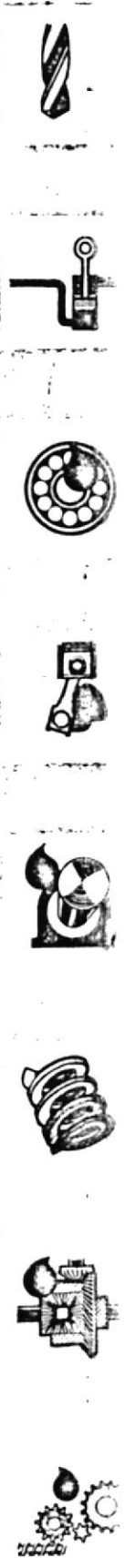
Análisis Típico:

RANDO OILS HD

	32	46	68	150	220
Gravedad ^o API	31.0	30.1	30.2	27.5	27.2
Inflamación ^o C	430	445	460	490	500
Vis cSt a 40 ^o C	29.7	42.1	67.9	143.4	174.1
a 100 ^o C	5.3	6.6	8.7	13.9	15.5
Indice Viscosidad	107	110	100	92	90



BIBLIOTECA



BIBLIOGRAFIA

1. Seely y Smith, Curso Superior de Resistencia de Materiales (Buenos Aires, Edit. Nigar, S.R.L., 1967).
2. V. M. Faires, Diseño de Elementos de Máquinas (Barcelona, Montaner y Simon S.A., 1970), pp. 141-151.
3. J. E. Shigley, El Proyecto en Ingeniería Mecánica, (New York, McGraw-Hill Book Company, Inc., 1965).
4. Bume, editora, Manual de Oleohidráulica (2^{da}. edición; España, 1965).
5. Speich y Bucciarelli, Nuevo Curso de Oleodinámica (1^{ra} edición, Argentina; Antar S.R.L., 1979), pp. 53-70.
6. Speich y Bucciarelli, Oleodinámica (Barcelona, Edit. Gustavo Gili, S. A., 1972), pp. 86-142.
7. L. Schuler, Prensas y sus Aplicaciones (Göppingen: Stuttgart, 1968), pp. 54-60.
8. Pantzer y Beitler, Tratado Práctico de Oleohidráulica (España, Edit. Blume, 1968), pp. 155-178.
9. Abex Denison, Bulletin 440-Fluid Power Manual (Columbus, Ohio: Abex Corporation, 1985).
10. LHA Products Inc., Hidraulic Accesories (Cleveland, Ohio, 1984).
11. Electromotores WEG S.A., Catálogo 021.070881-P Motores Trifásicos para Ambientes Agresivos (Brasil, 1981).

