

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRAULICA DE 50 TM
DE CAPACIDAD CON MOVIMIENTO TRANSVERSAL
Y LONGITUDINAL DEL CABEZAL PARA PROCESOS
DE ENDEREZADO

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

HUGO ELISEO GAMARRA CHINCHAY

PROMOCION 1990-I

LIMA - PERU

1993

INDICE

	Páginas.
CARATULA	1
DEDICATORIA	2
PROLOGO	3
CAPITULO 1: INTRODUCCION	4
CAPITULO 2: ASPECTOS GENERALES SOBRE EL ENDEREZADO DE PIEZAS MECANICAS	
2.1 Teoría del enderezado en prensa	5
2.2 Teoría del enderezado en máquinas de rodillos	13
2.3 Fuerzas provocadas en el enderezado	22
2.4 Potencia de accionamiento	26
CAPITULO 3: TIPOS DE PRENSAS EMPLEADAS PARA EL ENDEREZADO	
3.1 Generalidades sobre las máquinas para el enderizado	37
3.2 Prensas estacionarias	41

CAPITULO 4: PARAMETROS PARA EL DISEÑO DE LA PRENSA

4.1 Capacidad	66
4.2 Dimensiones principales	66
4.3 Velocidades de operación	67

CAPITULO 5: DISEÑO DE LA PRENSA PARA ENDEREZADO

5.1 Diseño de la estructura pórtico	69
5.1.1 Diagramas de carga	70
5.1.2 Dimensionamiento de la viga puente	82
5.1.3 Dimensionamiento de la viga inferior	87
5.1.4 Dimensionamiento de los montantes (columnas)	94
5.2 Diseño del cilindro hidráulico	100
5.2.1 Cálculo del cuerpo	104
5.2.1.1 Cálculo del diámetro interior del cilindro principal: "D"	106
5.2.1.2 Cálculo del espesor "t" de las paredes del cilindro principal	107
5.2.1.3 Cálculo del diámetro exterior del cilindro auxiliar "D ₁ "	111

5.2.1.4	Cálculo del espesor de pared: cuerpo del cilindro auxiliar "e"	113
5.2.1.5	Cálculo de tapas y embolos	114
5.2.1.6	Chequeo de la estabilidad del véstago del cilindro principal	118
5.3	Diseño del sistema de traslación transversal	122
5.3.1	Estimación de la potencia de accionamiento	123
5.3.2	Selección del motor eléctrico	133
5.3.3	Cálculo de transmisión piñón - cremallera	134
5.3.4	Selección del reductor tornillo sinfin - rueda dentada	139
5.4	Diseño del sistema de traslación longitudinal	140
5.4.1	Estimación de la potencia de accionamiento	143
5.4.2	Selección del motor eléctrico	148
5.4.3	Cálculo de la transmisión por engranaje cilíndrico de dientes rectos	149
5.4.3.1	Cálculo de la capacidad portante de los engranes	151
5.4.4	Selección del reductor de gusano	153
5.5	Selección de los componentes del sistema hidráulico	154
5.5.1	Selección de la bomba	156
5.6	Diseño de la mesa soporte	157

	Cálculo del espesor de la placa superior (placa de trabajo)	158
5.6.2	Cálculo de las vigas principales	161
5.6.3	Chequeo de la estabilidad elástica de las almas (esfuerzos) de las vigas principales	174
5.6.4	Cálculo de los soportes de la mesa	176

CAPITULO 6: ANALISIS DE COSTOS

6.1	Costos de materiales y equipos	179
6.2	Costo de fabricación y montaje	181

	CONCLUSIONES	182
--	--------------	-----

BIBLIOGRAFIA

PLANOS

APENDICE

PROLOGO

Teniendo en cuenta que el país se encuentra en una etapa de transformación en todos sus aspectos, en el cual se hace imprescindible el ahorro de tiempo, así como de mano de obra; mi idea tiene por finalidad cumplir estos requisitos, ya que al *diseñar una prensa con movimiento longitudinal y transversal del cabezal*, cuya misión sea el enderezado de las barandas de los vagones de carga de mineral, que suple a una prensa con cabezal fijo representa un gran ahorro de tiempo, con la prensa fija aproximadamente de 6 a 7 barandas son enderezadas por día y con la de cabezal móvil de 15 a 16 barandas (día), además un gran ahorro de mano de obra (con la prensa fija deben trabajar en todo momento del enderezado de 4 a 5 obreros y con la prensa de cabezal móvil solamente 2 obreros en el proceso de enderezado).

Por estas 2 importantes consideraciones es que me decidí a la elaboración de dicha prensa con esas características.

1. INTRODUCCION

Dentro de la gran variedad de prensas que se encuentran en la industria, las prensas hidráulicas son las que mejor se acomodan a las operaciones de enderezado; en las cuales se necesitan bajas velocidades de operación. Aunque existen otras alternativas para este tipo de trabajos, las hidráulicas se eligen básicamente por su concepción de diseño relativamente simple y consecuentemente económico. El sistema hidráulico al mismo tiempo resulta también simple y su costo es relativamente bajo teniendo en cuenta que son piezas standard de fabricación en serie.

En esta perspectiva, el presente trabajo trata del cálculo de una prensa hidráulica de 50 TM; para enderezado de piezas y componentes de uso ferroviario.

2 ASPECTOS GENERALES SOBRE EL ENDEREZADO DE PIEZAS MECANICAS

2.1 TEORIA DEL ENDEREZADO EN PRENSA

En una prensa, las partes dobladas de una pieza de metal se enderezan adecuadamente por flexión entre dos apoyos. Suponemos que en la flexión plástica al igual que en la elástica, las secciones transversales de la pieza permanecen planas después de la flexión y consideramos que las deformaciones en una sección transversal de la pieza, son proporcionales a la distancia z de la línea neutra.

En este caso, la distribución de los esfuerzos de flexión en la pieza tendrá la forma de un diagrama de "tensiones y deformaciones" en un ensayo de tracción o compresión. Dentro de los límites de las distancias z_0 del eje neutro las deformaciones serán elásticas, y más allá de los límites z_0 serán plásticas.

Para simplificar el estudio del proceso de enderezado, no se considerará el efecto de endurecimiento por deformación, suponiendo el metal idealmente elástico-plástico y considerando que las tensiones en la zona de deformación plástica son constantes e iguales al límite elástico.

SIMBOLOGIA EMPLEADA

- z : Distancia de la línea neutra a una fibra cualquiera.
- z_0 : Distancia de la línea neutra a la fibra en la cual el material pasa de elástico a plástico.
- M : Momento de las fuerzas interiores.
- σ : Esfuerzo generado en cualquiera de las fibras.
- dF : Diferencial de área.
- σ_e : Esfuerzo elástico límite.
- h : Altura de la sección transversal.
- r : Radio de curvatura de la pieza ha enderezar.
- ρ : Radio de curvatura de la pieza doblada en dirección opuesta.
- K : Kilo-libras.
- Δ_{max} : Deflexión elástica.
- Δ_s : Deflexión cortante.
- Δ^t_{max} : Deflexión total máxima.
- λ : Grados de esbeltez.

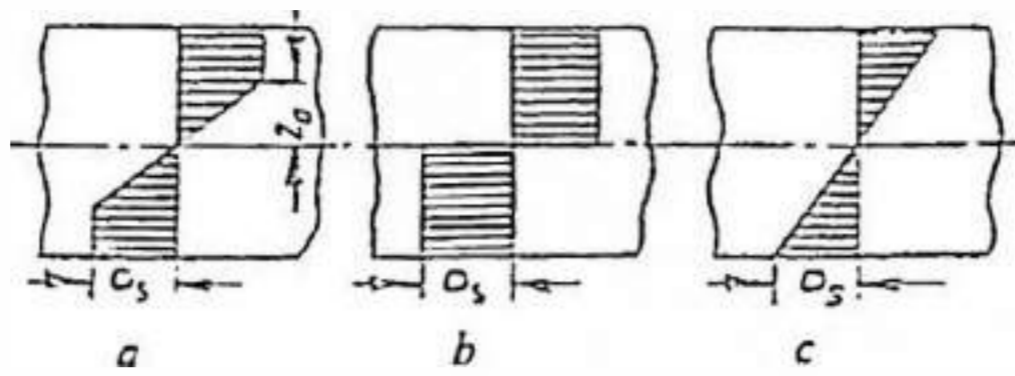


Fig. 1. Esquema de tensiones del envasado de un material idealmente elastoplástico: a, flexión elastoplástica; b, flexión plástica; c, flexión elástica.

En estas condiciones el momento de las fuerzas interiores en la flexión puede expresarse por la fórmula:

$$M = 2 \int_0^{z_0} \sigma z dF + 2 \int_{z_0}^{h/2} \sigma_e z dF$$

Expresando σ en función del límite elástico σ_s obtenemos:

$$M = \sigma_s \left(\frac{2}{z_0} \int_0^{z_0} z^2 dF + 2 \int_{z_0}^{h/2} z dF \right) \quad (1)$$

La expresión entre paréntesis es el momento resistente elástico-plástico. El primer término es el momento de resistencia elásticos (W') del núcleo elástico y el segundo término es el doble del momento estadístico (S') del área de la zona de deformación plástica de la mitad de la sección con relación a la línea neutra. En consecuencia:

$$M = \sigma_0 (W' + S') \quad (2)$$

Para una sección rectangular de ancho b la ecuación (2) toma la forma:

$$M = \sigma_0 b \left(\frac{h^2}{4} - \frac{z_0^2}{3} \right) \quad (3)$$

Examinemos el proceso real de flexión. Para enderezar una pieza con una curvatura inicial $1/r$ (fig. 2), es necesario doblarla en la dirección opuesta con una curvatura $1/p$, que después de eliminada la carga, será anulada por la acción de las fuerzas elásticas, quedando la pieza enderezada. Para determinar el momento flector necesario para enderezar una pieza es necesario conocer el valor de z_0 en la ecuación (1), que depende de la deformación de las fibras.

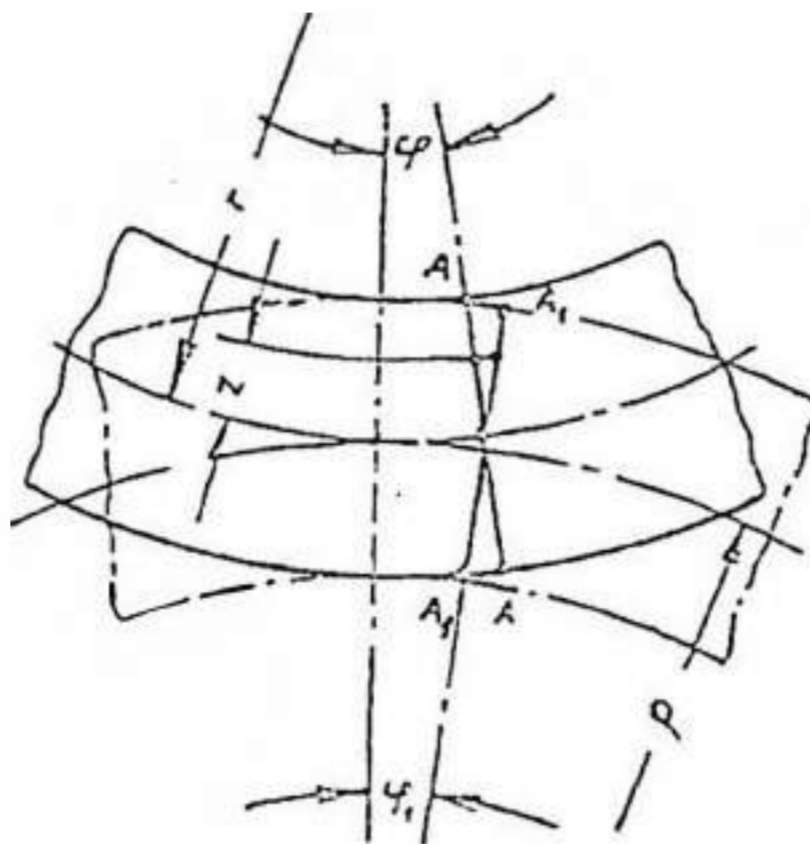


Fig. 2. Radios de curvatura de la zona deformada de una pieza al ser enderezada

La deformación de las fibras en la flexión es proporcional al incremento del ángulo inicial $\bar{\phi}$ entre dos secciones perpendiculares a la línea neutra. Con una distancia z de la línea neutra, la deformación relativa será;

$$\epsilon = \frac{z (\bar{\phi} + \bar{\phi}_1)}{(r - z) \bar{\phi}}$$

siendo $\bar{\phi}_1$ el ángulo entre secciones en la flexión en la dirección opuesta. Despreciando en el denominador el valor de z en comparación con r y considerando que;

$$r \bar{\phi} = \rho \bar{\phi}_1$$

se obtiene la expresión de la deformación completa en la flexión;

$$\epsilon = z \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{\rho} \right) \quad (4)$$

Los esquemas de estas deformaciones en forma de longitudes horizontales entre la sección AA hasta deformación y sección A_1A_2 al doblar la pieza en la dirección opuesta (v, fig. 2), se indican de una forma exagerada en la figura 3.

La deformación completa se compone de las deformaciones elástica y plástica, caracterizada por las líneas A_1A_2BC y AA_2B , mientras que las

distancias horizontales entre las líneas A_2B y A_1C son iguales a las deformaciones ϵ_e en el límite elástico. Las líneas de las tensiones son proporcionales a las deformaciones elásticas y no hay necesidad de dibujarlas independientemente. En consecuencia, la línea A_1A_2BC a cierta escala (módulo de elasticidad) es al mismo tiempo la línea de esfuerzos que aparece en la figura 1. a.

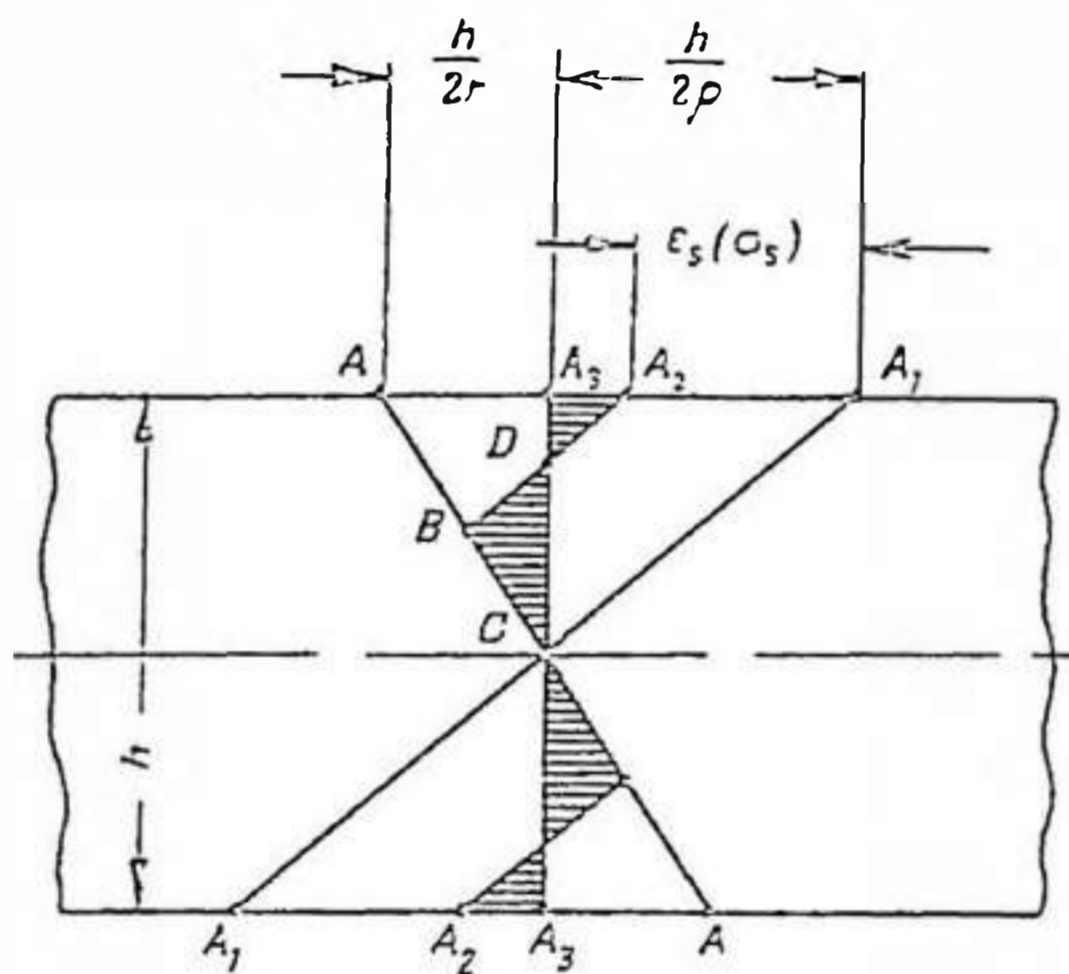


Fig. 3. Tensión y deformación combinadas en los diagramas de flexión.

Al retirar la carga, la pieza se endereza y la sección de la posición A_1A_2 va a la posición A_3A_3 perpendicular a la línea neutra. Al mismo tiempo se producen en la pieza tensiones residuales de compresión elástica, marcada por la línea A_2A_3D , y de tensión elástica, marcada por la línea DBC .

Podemos señalar de paso que los momentos de estas líneas con relación al punto C, son iguales entre sí a causa del equilibrio de la sección $A_3 A_3$:

$$M_{A_2 A_3 D} = M_{D B C} \quad (5)$$

Volviendo al cálculo del momento de enderezado, deducimos de la ecuación (3) que este momento se expresa como un momento de la línea $A_1 A_2 B C$ y también numéricamente igual al momento de la línea $A_1 A_3 C$ con relación al mismo punto, de tal manera que al retirar la carga, como era necesario, la pieza se endereza por sí misma y la sección $A_1 A_1$ se desplaza a la posición $A_3 A_3$ por la acción de las fuerzas elásticas:

$$M_{A_1 A_2 B C} = M_{A_1 A_3 C} \quad (6)$$

Este último momento de las fuerzas elásticas según la bien conocida fórmula de la resistencia de materiales es:

$$M = \frac{E I}{\rho} \quad (7)$$

donde: I y E son el momento de inercia y el módulo de elasticidad.

Teniendo en cuenta que para $z = z_0$ la deformación relativa es:

$$\epsilon_e = \frac{\sigma_e}{E} \quad (8)$$

El valor de z_0 , según la ecuación (4), será:

$$z_0 = \frac{\sigma_e}{E} \left(\frac{1}{\frac{1}{r} + \frac{1}{p}} \right) \quad (9)$$

Este valor después de la sustitución de p en la ecuación (7) permite determinar finalmente de la ecuación (3) el valor del momento necesario para enderezar la pieza:

$$M = EI \left(\frac{\sigma_e}{z_0 E} - \frac{1}{r} \right)$$

Cuando se endereza una pieza muy deformada, la ordenada z_0 es pequeña en comparación con $h/2$ y puede ser despreciada en el cálculo del momento. El momento de flexión en este caso será el máximo posible (v. fig. 1 b) expresado por la fórmula:

$$M = M_e = \sigma_e S \quad (10)$$

Siendo S el momento plástico de resistencia igual al doble del momento estadístico de la media sección de la pieza.

Por el contrario, cuando se endereza una pieza ligeramente deformada, la coordenada z_0 se extiende a casi toda la sección de la pieza y el momento flector puede tomarse como máximo (v. fig. 1 c):

$$M = M_u = \sigma_e W \quad (11)$$

donde "W" es el momento de resistencia de la flexión elástica.

Por ejemplo, para una sección rectangular:

$$S = \frac{b \times h^2}{4} \quad (12)$$

y, en consecuencia, según sea la curvatura de la pieza el valor de M puede cambiar de M_w a:

$M_u = 1,5 M_w$, como aparece en el diagrama de la figura 4. Además, la energía irreversible de la deformación en el enderezado está representada por el área de la zona rayada del diagrama.

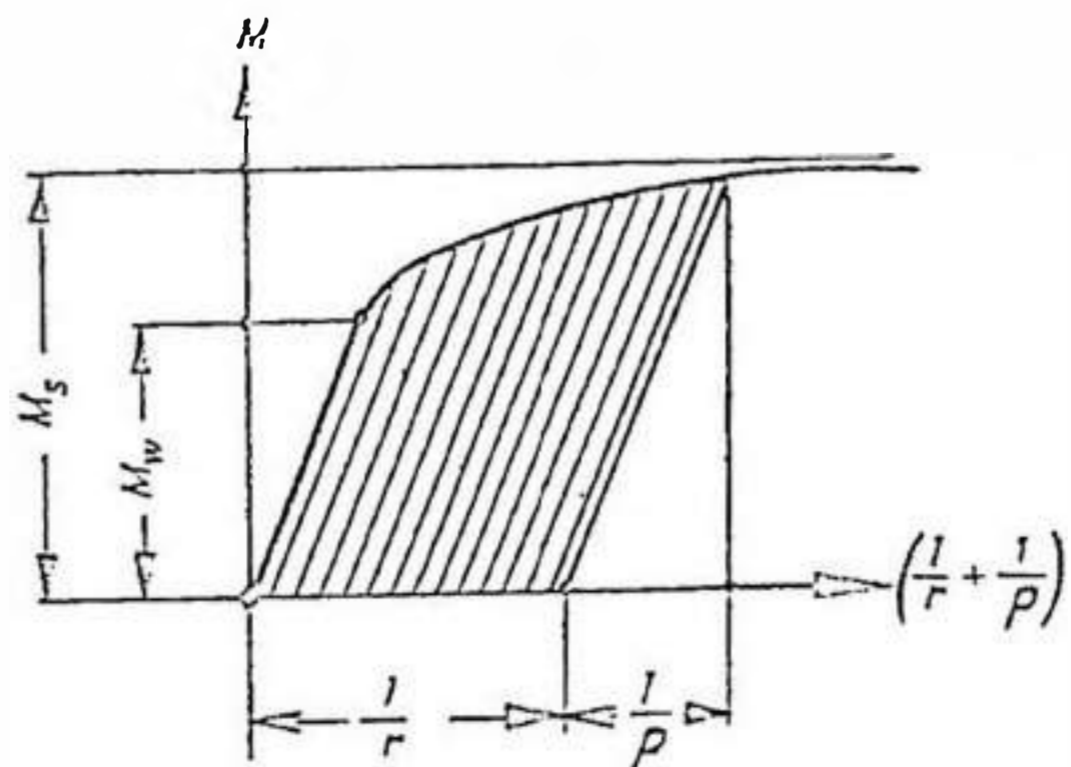


Fig. 4. Relación entre el momento de flexión y la curvatura total

La relación S/W para diversas secciones es:

Rectangular.....	1,5
Redonda.....	1,7
Cuadrada en diagonal.....	2,0
Triángulo equilátero.....	2,37
Angulo.....	1,4 a 1,6
Doble T (tendida).....	1,5 a 1,6
Perfil en U (tendido).....	1,1 a 1,2

2.2 TEORIA DEL ENDEREZADO EN MAQUINAS DE RODILLOS

Una máquina de enderezar se compone de m rodillos dispuestos en zigzag (fig. 5). Si la curvatura inicial del metal laminado fuese estrictamente constante, su enderezado no ofrecería serias dificultades.

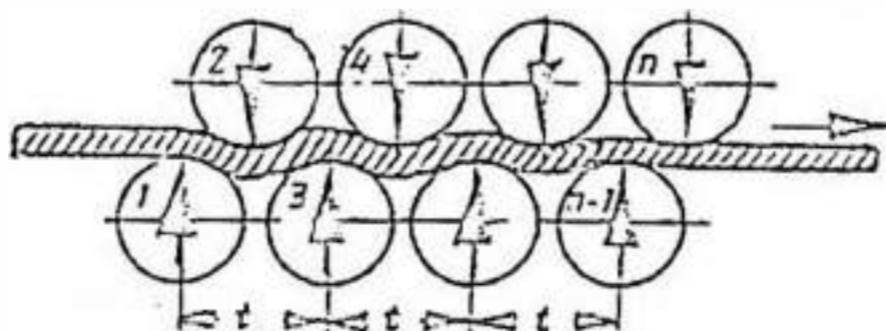


Fig. 5. Disposición de los rodillos de una máquina de enderezar.

La principal complicación reside en eliminar las desigualdades de la curvatura inicial de la pieza. Esto es lo que hace necesario enderezar la pieza doblando ésta sucesivamente a un lado y a otro, generalmente más fuerte en los primeros rodillos que en los otros siguientes. En principio, el enderezado puede conseguirse de muy diferentes maneras en función del tamaño de la pieza y de la distribución de las deformaciones producidas en la pieza por cada uno de los rodillos. Para un análisis de los principios del enderezado, examinemos un proceso de enderezado en dos casos particulares: con deformaciones mínima y máxima.

En el primer caso existen deformaciones pequeñas que disminuyen gradualmente en la pieza, de un rodillo al siguiente (fig. 6).

Supongamos que la distensión inicial de la pieza puede cambiarse entre los límites de 0 a $\pm 1/r_0$, donde los signos + y - indican convexidad hacia arriba o hacia abajo. Analicemos el efecto que produce la magnitud de la deformación originada por el segundo y tercer rodillo (fig. 6) sobre el proceso de enderezado.

Supongamos que la primera flexión de la pieza con un radio p_0 , completada por el segundo rodillo, es tal que la convexidad hacia arriba de la pieza $1/r_0$ queda eliminada. Este proceso se ilustra por las curvas de tensión y deformación de la figura 3

que pertenecen al segundo rodillo. Además, para reducir las designaciones y la exposición, se considera $h/2 = 1$, puesto que así las deformaciones de las capas superficiales, de acuerdo con la ecuación (4) coincide numéricamente con las curvaturas.

Siguiendo la línea curvada continua marcada con una flecha m , la dirección 0 de la pieza torcida al entrar en el segundo rodillo es girada a la posición (1). Según la ecuación (4) esto corresponde a la deformación máxima de las figuras exteriores:

$$\epsilon = \frac{h}{2} \left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho_0} \right) \quad (13)$$

A la salida de los rodillos, la curvatura de flexión elástica desaparece, la pieza se endereza y la sección se mueve a la posición vertical (2) con lo cual los momentos con relación al punto C del área rayada de los diagramas son:

$$M_{ACD} = M_{D2 A2} \quad (14)$$

La sección (2') de las partes de la pieza con convexidad abajo $1/r_0$ no son modificadas al pasar bajo el segundo rodillo. La pieza, en consecuencia, se aproxima al tercer rodillo con convexidad abajo dentro de los límites $0 \pm 1/r_0$.

La convexidad máxima abajo $1/r_0$ es eliminada por el tercer rodillo, de una manera similar a la acción del segundo rodillo, doblando la pieza hasta el radio de doblado elástico ρ_0 . Así, las curvas de ambos son como las imágenes de un espejo. Sin embargo, al mismo tiempo, las partes rectas de la pieza se doblan $1/r_1$ más allá del tercer rodillo, es decir, siguiendo la línea de rayas con flecha n , la sección de la vertical inicial (2') pasando por la posición (1) llega a la posición (2'), que se caracteriza por la igualdad de momentos de las líneas CCD' y $D'2'A_2$ con relación al punto C.

$$M_{CCD'} = M_{D'2A_2} \quad (15)$$

El cuarto rodillo se dispone de tal manera que el doblado máximo residual $1/r_1$ se elimina por la flexión de la pieza hasta alcanzar al radio de curvado elástico ρ_1 . Sin embargo, las partes rectas de la pieza, sufren una flexión $1/r_2$ a medida que la sección (2) siguiendo la línea de rayas con flecha "n", se mueve a la posición (2') en la que se mantiene la condición (15).

De una manera similar, el quinto rodillo, al flexar la pieza con un radio ρ_2 , elimina la curvatura $1/r_2$, pero las partes rectas antes de la flexión, se curvan $1/r_3$, etc.

Del proceso de enderezado examinado, se deduce que la deformación hacia los últimos rodillos disminuye gradualmente, tal como se indica en la figura 5. Una máquina de enderezar no efectúa un enderezado ideal, pero reduce gradualmente las desigualdades ilustrado por la reducción de las líneas (2-2').

La eficacia del enderezado puede aumentarse, al disponer un número mayor de rodillos en la máquina de enderezar o también empleando mayores deformaciones, principalmente en los rodillos segundos y terceros.

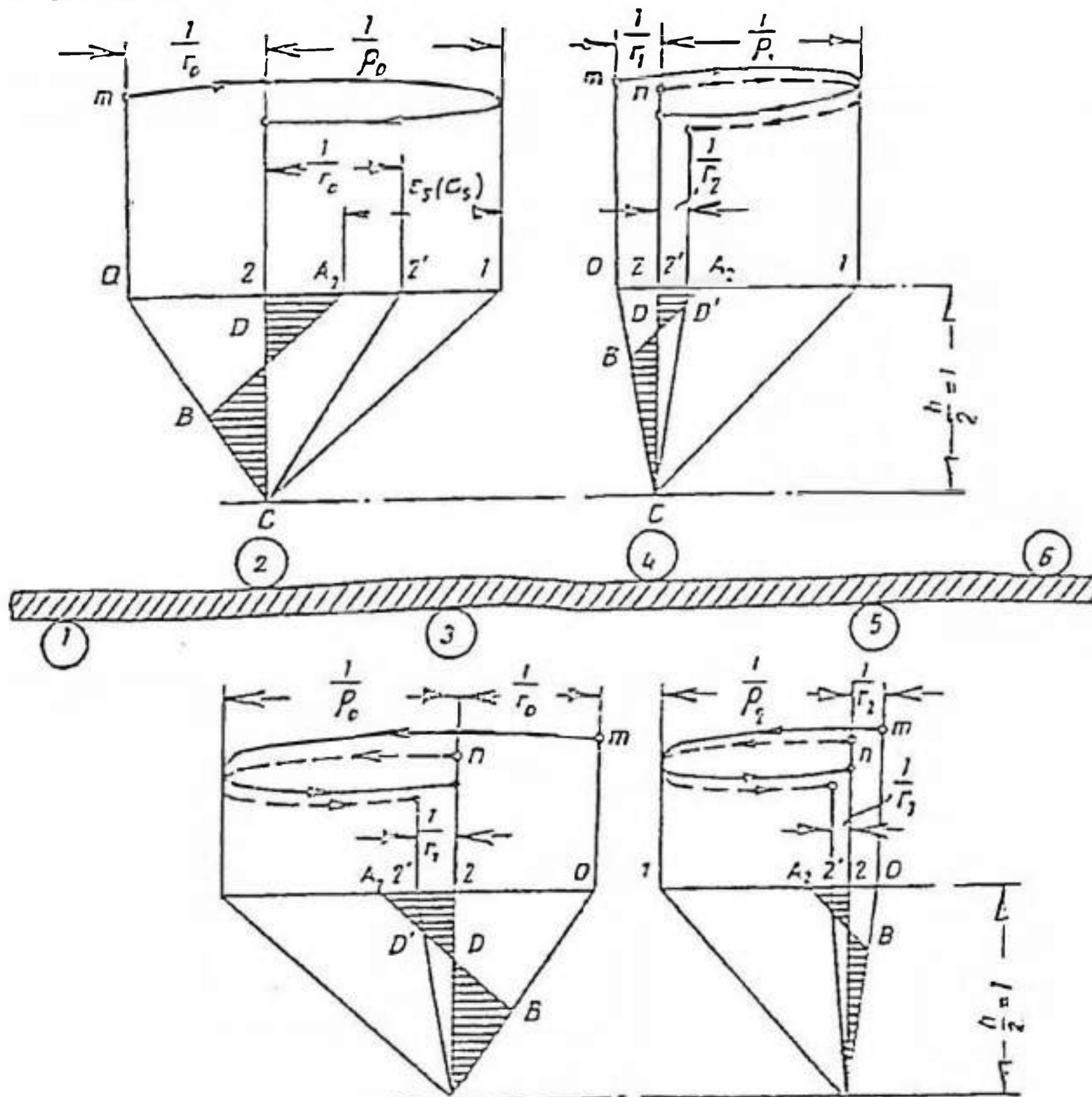


Fig. 6. Esquemas de tensiones y deformaciones en las acciones transversales de una pieza en varios rodillos, al enderezar con deformaciones mínimas.

En estas condiciones la reducción de las longitudes (2-2') se efectúa más rápidamente.

El segundo caso de enderezado aparece en el esquema de la figura 7, donde, para simplificar el examen, las deformaciones elevadas sólo tienen lugar en el segundo y tercer rodillo.

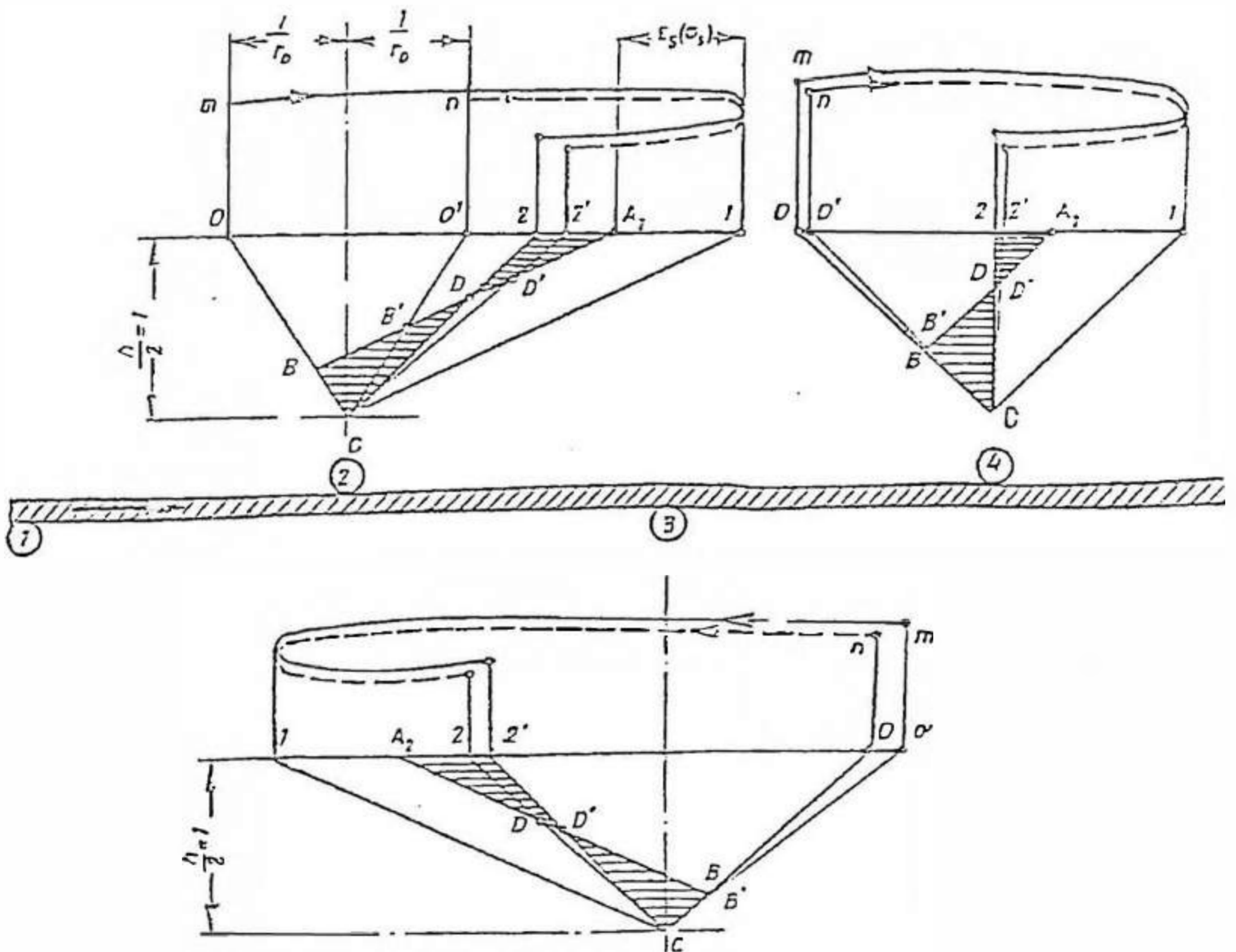


Fig. 7. Esquemas de tensiones y deformaciones en las secciones de una pieza con fuerte flexión en el segundo y tercer rodillos.

Siguiendo las flechas m y n , las secciones (0 y 0'), que marcan los límites de la curvatura inicial, al entrar en el segundo rodillo giran por un curvado abrupto de la pieza a la posición (1).

Al salir de los rodillos, las secciones (0 y 0'), bajo la acción de las fuerzas elásticas, se desplazan a las posiciones (2 y 2'), cumpliéndose la condición (14), para la primera de ellas, y para la segunda una condición semejante en la forma:

$$M_{B \cdot C \cdot D} = M_{D \cdot 2} \cdot A_2 \quad (16)$$

Por la acción del tercer rodillo, las secciones (2 y 2') vuelven a sus posiciones iniciales, representadas por (0 y 0'). Siguiendo las flechas m y n aquéllas pasan a las posiciones (2 y 2') en que se cumplen las condiciones (14) y (16).

Para el cuarto rodillo las secciones (2 y 2') se vuelven a las posiciones iniciales representadas por (0 y 0'). La deformación por el cuarto rodillo es tal, que después de éste, la sección (0) se mueve a la vertical (2) (la pieza en este lugar se endereza por sí misma) y la sección (0') ocupa la posición (2') de acuerdo con la condición (16)

El quinto y los siguientes rodillos continúan el enderezado como en el primer caso.

La contracción más rápida de las desigualdades obtenidas en este segundo caso de enderezado, expresadas por las líneas (2-2'), se explica por la relación no lineal entre la deformación de doblado total y la deformación de doblado elástico. A causa de esta relación, la desigualdad de la curvatura inicial con una deformación rápida tiene menor influencia en la desigualdad de la curvatura de doblado elástico. Los fundamentos de esta situación se explican en la figura 8 por medio de ejemplos de enderezado incompleto de una pieza, en la cual las líneas de esfuerzos se dibujan en la vertical y en consecuencia, no están deformadas. Las deformaciones iniciales de la pieza marcadas por las secciones (1, 1' y 1'') difieren una de la otra en la misma cantidad, es decir, las longitudes (1-1' y 1'-1'') son iguales (fig. 8 a). En el enderezado, estas secciones ocupan la posición vertical (O), con lo que las superficies de las líneas de tensiones trazadas en función de la vertical OC difieren únicamente por la posición de los puntos B, B' y B''.

Al eliminar la carga, las secciones ocuparán las posiciones (2, 2' y 2''), bajo la acción de las fuerzas elásticas, observándose para la primera la condición (14), y para las demás la misma condición, siendo necesario cambiar los índices en las designaciones.

Las longitudes (0-1, 0-1', 0-1''), a determinada escala (con $h/2 = 1$), representan la distorsión inicial de la pieza $1/r$, y las longitudes (0-2, 0-2', 0-2'') son la curvatura de flexión elástica $1/p$. Aumentos idénticos de (1-1' y 1-1'') de la curvatura inicial corresponden a aumentos distintos, los cuales disminuyen al crecer la curvatura, B'BC y B'B''C del área de los diagramas de tensiones. De acuerdo con lo anterior y los aumentos de (2-2' y 2'-2''), las curvaturas de curvado elástico también disminuirán y tenderán a cero al crecer la curvatura inicial. En consecuencia, la relación entre $1/r$ y $1/p$ tomará la forma de la curva indicada en la figura 8 b.

De la figura 8 b. se deduce claramente que la curvatura $1/p$ de curvado elástico es más constante con valores amplios de la curvatura inicial, y en este caso la desigualdad original de la curvatura es eliminada de una forma más completa debido a una mayor deformación.

En consecuencia, podemos concluir que el proceso de enderezado será tanto más efectivo cuanto mayor sea la deformación sufrida por la pieza, especialmente al comienzo, principalmente en el segundo y tercer rodillo. Esto es importante para los materiales en forma de plano horizontal, los cuales son difíciles de enderezar y no poseen un límite elástico claramente definido.

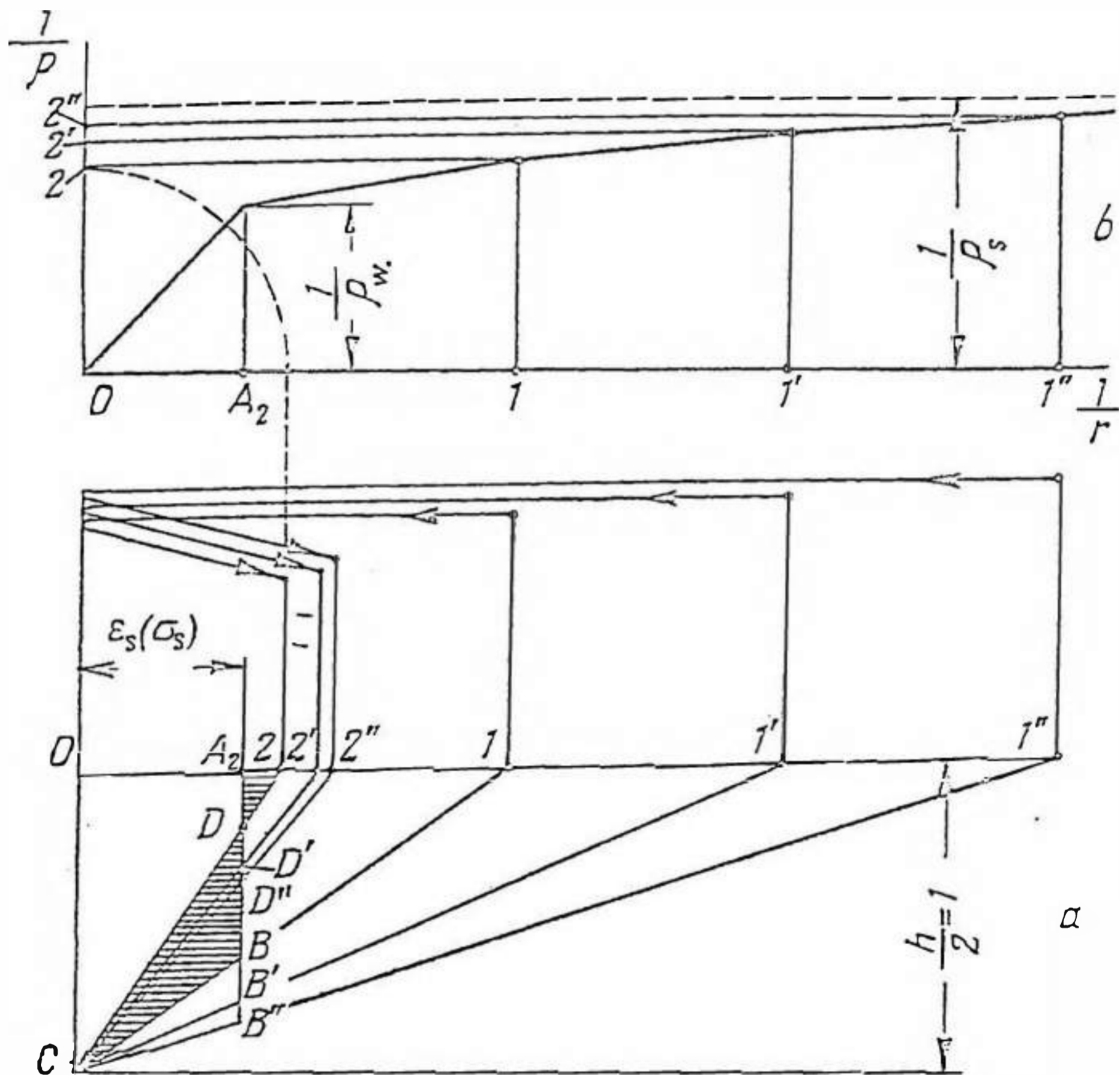


Fig. 8. Esquema de tensiones y deformaciones con un enderezado incompleto de la pieza con varias curvaturas iniciales (a) y la relación entre la curvatura $1/p$ de flexión elástica y la curvatura inicial $1/r$ (b).

2.3 FUERZAS PROVOCADAS EN EL ENDEREZADO

Si por el mismo método de la figura 8, se endereza una pieza con una curvatura inicial muy

grande, marcada por la sección AC (figura 9), la magnitud del área de las líneas de los esfuerzos que se obtenga será la máxima posible. En consecuencia, el movimiento de la sección de la posición A₁C a la posición A₃C bajo la acción de las fuerzas elásticas al eliminar la carga, también será la máxima posible. De acuerdo con esto, el valor máximo de la curvatura de la flexión elástica se determinará de la igualdad de las expresiones (10) y (7) teniendo en cuenta la condición (6):

$$\frac{1}{P_e} = \frac{\sigma_e S}{E I} \quad (17)$$

En la práctica, el valor mínimo de la curva de flexión elástica se dará al enderezar la pieza con una curvatura inicial, marcada por la sección A₂C. En este caso, no existe deformación plástica y al quitar la carga la sección retorna de la posición A₁C a la A₂C. En consecuencia, el valor máximo de la curvatura de flexión elástica será determinada de las ecuaciones (7) y (11):

$$\frac{1}{P_w} = \frac{\sigma_e W}{E I} \quad (18)$$

De las ecuaciones (17) y (18) se deduce que:

$$\frac{1}{P_e} = \frac{S}{W} \times \frac{1}{P_w} \quad (19)$$

Para una sección rectangular:

$$\frac{1}{P_w} = \frac{2}{h} \times \frac{\sigma_e}{E} \quad (20)$$

y, en consecuencia:

$$\frac{1}{P_e} = 1,5 \frac{1}{P_w} = \frac{3}{h} \times \frac{\sigma_e}{E} \quad (21)$$

La presión en los rodillos se determinará teniendo en cuenta la distribución supuesta de la deformación del metal en cada uno de los rodillos. En la práctica, los valores del momento de flexión en la pieza pueden considerarse en los rodillos segundo, tercero y cuarto iguales a (v. fig. 5):

$$M_2 = M_3 = M_4 = \sigma_e S = M_e \quad (22)$$

y en los tres penúltimos rodillos igual a:

$$M_{n-1} = M_{n-2} = M_{n-3} = \sigma_e W = M_w \quad (23)$$

En los restantes rodillos, excepto el primero y el último, los valores de los momentos de flexión pueden considerarse como intermedios.

Los esfuerzos P_1 , P_2 , P_3 en los tres primeros rodillos se determinarán de las condiciones de equilibrio de los momentos de las fuerzas externas, inicialmente con relación a la primera sección y

después con relación a las secciones segunda y tercera:

$$P_1 = \frac{2 M_e}{t} \quad (24)$$

$$P_2 = \frac{6 M_e}{t} \quad (25)$$

$$P_3 = \frac{8 M_e}{t} \quad (26)$$

La presión P_3 es el máximo posible en los rodillos de una máquina de enderezar.

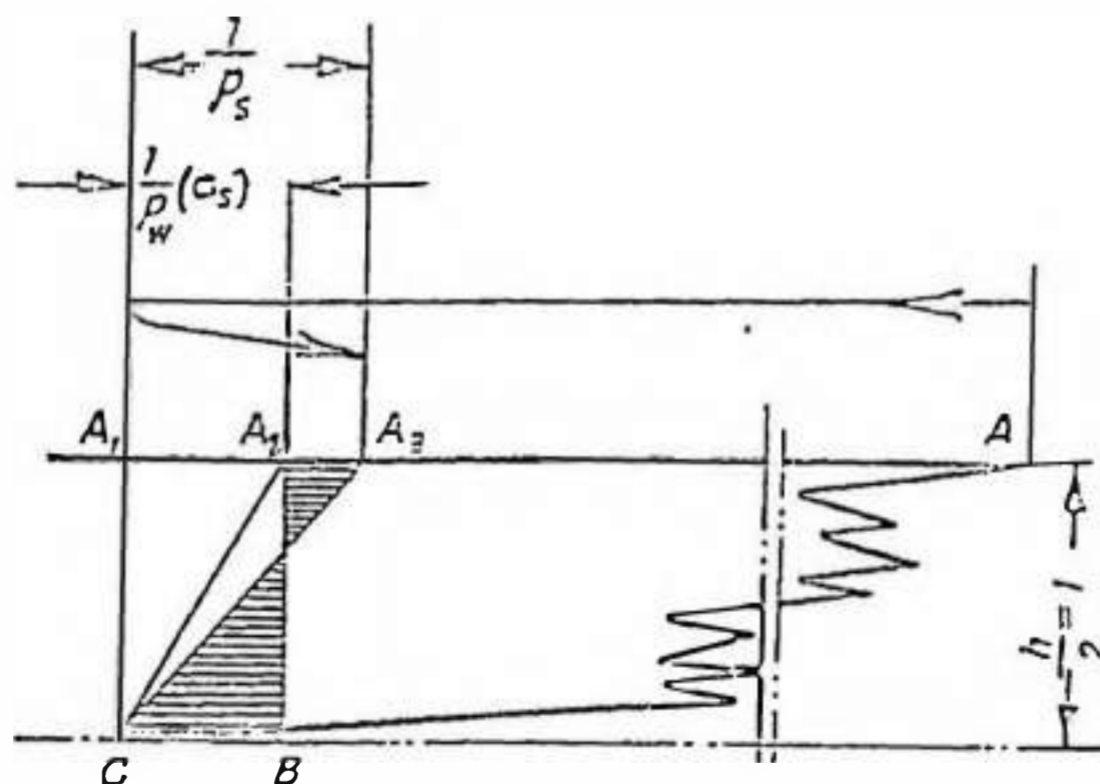


Fig. 9. Determinación de la curvatura máxima de flexión elástica.

Las presiones en los tres últimos rodillos se determinarán de forma similar, pero teniendo en cuenta la ecuación (23).

$$P_n = \frac{2 M_w}{t} \quad (27)$$

$$P_{n-1} = \frac{6 M_w}{t} \quad (28)$$

$$P_{n-2} = \frac{8 M_w}{t} \quad (29)$$

Para el valor de las presiones en los rodillos intermedios se toma una media entre P_n y P_{n-2} .

2.4 POTENCIA DE ACCIONAMIENTO

El valor de esta potencia es:

$$N = \left[M_w + \sum P \left(f + \mu \frac{d}{2} \right) \right] \frac{2v}{D} \times \frac{1}{75n} \text{ HP} \quad (30)$$

donde:

M_w : es el momento de enderezado aplicado a los rodillos, que se emplea en la deformación plástica del metal en kilogramos/centímetro;

$\sum P$: es la presión total en los rodillos en kilogramos;

f : es el coeficiente de fricción de rodadura de los rodillos en la pieza en metros, el cual

permite también la fricción de deslizamiento al enderezar los perfiles de metal; en el enderezado de productos planos $f \approx 0,8$ mm (0,0008 m); en el enderezado de perfiles según su forma $f \approx$ de 0,8 a 1,2mm (0,0008 a 0,0012m);

μ : es el coeficiente de fricción en los cojinetes de los rodillos; con rodamientos de rodillos $\mu = 0,005$, con cojinetes lisos $\mu =$ entre 0,05 y 0,07;

d, D : son los diámetros del muñón (o cojinete) y de la tabla o del rodillo, metros;

v, η : son la velocidad de enderezado en metros/segundo y el rendimiento de la transmisión.

El momento de enderezado M_{π} se determina de la potencia de enderezado N_{π} , que es igual a la suma de los productos de los momentos de curvado M_i por la velocidad angular de curvado de la pieza w_i con la curvatura residual $1/r_i$:

$$N_{\pi} = \sum M_i w_i = \sum M_i \frac{v}{r_i} \text{ Kgs.}$$

Para esta expresión y otras conclusiones, supondremos que la pieza llega a cada rodillo, libre de tensiones residuales.

El momento de enderezado, aplicado a los rodillos es igual a la potencia requerida partido por la velocidad angular de los rodillos.

$$M_{\pi} = \frac{N_{\pi} D}{2 v} = \frac{D}{2} \sum M_i \frac{1}{r_i} \quad (31)$$

Al determinar la suma de la ecuación (31) es necesario suponer que es correcta la idea de que los métodos de enderezado empleados en la práctica pueden ser muy diferentes, es decir, con distinta distribución cualitativa y cuantitativa de la curvatura de la pieza en cada uno de los rodillos y en función del método de ajuste de los rodillos adoptado (v. más adelante) y las posibilidades de emplear las ventajas del enderezado con fuertes deformaciones, etc.

Los métodos publicados para determinar la suma del lado derecho de la ecuación (31), generalmente no consideran fundamentales las diferencias reales en las condiciones del enderezado, lo que las hace poco recomendables para su empleo práctico. Por otra parte, en los valores de la curvatura $1/r_i$, además de la curvatura de residual, algunos autores incluyen la curvatura de flexión elástica, lo que es equivocado en principio, como aparece en la figura 4. En consecuencia, podemos limitarnos a las bases teóricas de los valores de la suma de la ecuación (31) aplicándolos al primer caso de enderezado.

La forma inicial de la pieza puede reducirse en la práctica a las dos formas básicas siguientes:

1. Formas con un solo valor de la curvatura, que son generalmente propias de perfiles asimétricos como carriles, perfiles en U, etc. A causa del enfriamiento no uniforme, los perfiles adquieren una forma de arco. Las chapas cortas laminadas en caliente y los slabs pueden tener también esta forma, pues a causa de su corta longitud no se enderezan adecuadamente en los enfriadores o en las mesas de rodillos por la acción de su propio peso.

2. Formas onduladas con una curvatura de valor variable, las cuales son generalmente, perfiles simétricos de gran longitud.

El enderezado de una pieza con un solo valor de la curvatura $1/r_0$, con una curvatura idealmente constante podría efectuarse entre tres rodillos solamente. Sin embargo, teniendo en cuenta su irregularidad, la precisión requerida en el enderezado y otros factores, en la práctica se añade un número de rodillos mayor o menor. Cuando se endereza una pieza con convexidad hacia arriba, se impartirá a ella deformación plástica tal como se indica en la figura 10 por la línea continua, comenzado en el segundo rodillo y terminando en el rodillo $n-2$. Los valores correspondientes de la curvatura residual $1/r_2$, $1/r_3$, etc., en este diagrama se designan con el número del rodillo.

De hecho, puede haber curvatura residual en el cilindro $n-1$, pero en todos los casos es

insignificante y no es necesario considerarla.

Suponiendo, para simplificar, que el momento de flexión en todos los casos es igual a M_e [de acuerdo con la ecuación (10)], la ecuación (31) modificada por la figura 10 tomará la siguiente forma:

$$M_{\pi} = \frac{D}{2} M_e \left(\frac{1}{r_0} + 2 \frac{1}{r_2} + 2 \frac{1}{r_3} + \dots + 2 \frac{1}{r_{n-1}} + 2 \frac{1}{r_{n-2}} \right) \quad (32)$$

o

$$M_{\pi} = \frac{D}{2} M_e \left(\frac{1}{r_0} + \frac{n-2}{2} \frac{1}{r_1} \right) \quad (32 a)$$

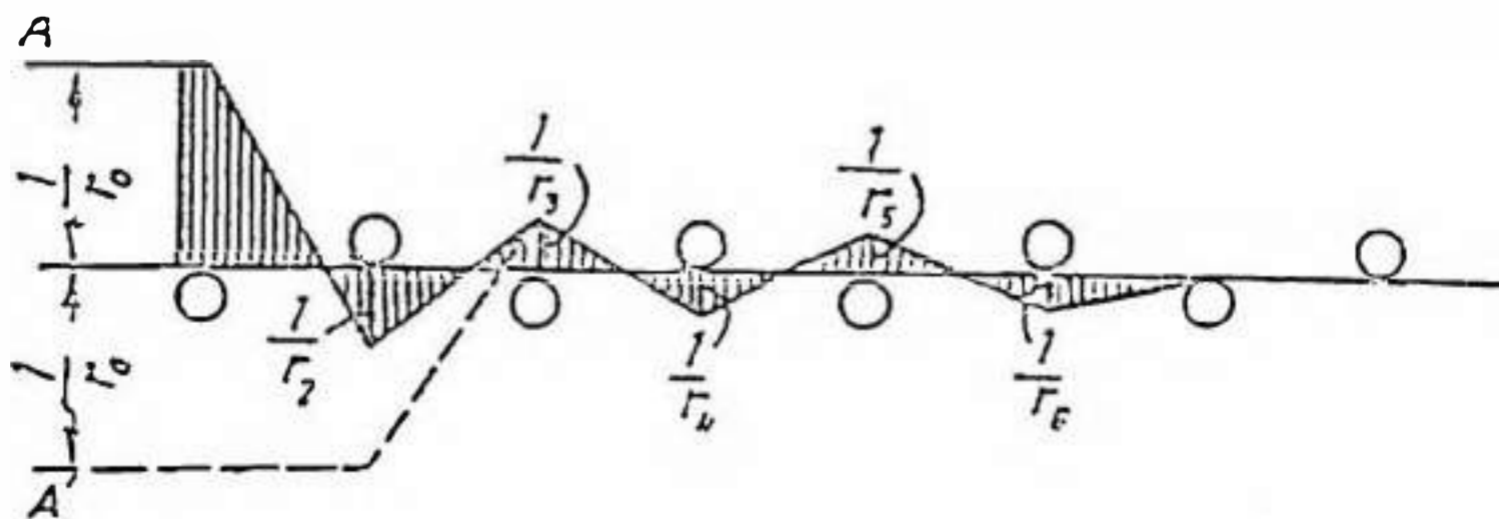


Fig. 10. Ilustración gráfica de la curvatura residual de una pieza en los distintos rodillos durante el enderezado de la pieza.

El valor del doble de la curvatura en estas ecuaciones corresponde al hecho de que la curvatura crece desde cero antes de cada rodillo y cae de nuevo a cero detrás de cada rodillo.

Los valores de la curvatura $1/r_1$, en la figura 6 después del segundo rodillo están indicados por las longitudes (2-2'). Aunque sus valores no son iguales en los diferentes rodillos, en el caso de piezas rectangulares aquéllos no deben exceder de:

$$\frac{1}{r_1} \leq 0,15 \frac{1}{\rho_e} = \frac{0,44 \sigma_e}{h E} \quad (33)$$

que se obtiene, teniendo en cuenta la ecuación (21), de las ecuaciones (3) y (7), suponiéndose que la curvatura $1/r_0$ es muy amplia. Puesto que la parte derecha de la ecuación (33) es relativamente pequeña, en la práctica no hay necesidad de obtener el valor $1/r_1$ con mayor exactitud en el lado menor.

Cuando se endereza con flexiones múltiples muy fuertes de la pieza, esta suma se calculará de los valores de flexión sobre la base de lo que se ha dicho antes, teniendo en cuenta la magnitud real del doblado y despreciando las curvaturas de doblado elástico. El enderezado de una pieza con convexidad hacia abajo diferirá únicamente en que la deformación no comienza en el segundo rodillo sino en el tercero, como indica la línea de puntos A' en la figura 10.

El enderezado de una pieza con curvatura de valor cambiante, dentro de los límites 0 a $\pm 1/r_{\min}$ puede examinarse como el enderezado de una pieza con una curvatura nominal igual al valor medio de la curvatura real:

$$\frac{1}{r_0} = \frac{1}{2} \left(0 + \frac{1}{r_{\min}} \right) = \frac{1}{2 r_{\min}} \quad (34)$$

Puesto que la dirección de la curvatura nominal $1/r_0$ no está determinada, el valor M_π puede considerarse una media entre los resultados de los cálculos de acuerdo con las líneas A y A' de la figura 10.

$$M_\pi = \frac{D}{2} M_e \left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{r_2} + \frac{n-2}{3} \frac{1}{r_1} \right) \quad (35)$$

En la solución de esta ecuación se mantienen las consideraciones del caso anterior. Además, en el caso de enderezado con torceduras múltiples y abruptas, en la segunda versión los valores máximos de la curvatura $1/r_1$ no deben considerarse mayores que la curvatura del propio rodillo menos la curvatura de flexión elástica. Los valores de la curvatura inicial, que deben ser utilizados en los cálculos, han sido estimados por diversos autores y de diferentes maneras dentro de los límites siguientes:

para perfiles $r_o =$ entre 10 h y 200 h

para productos planos $r_o =$ entre 10 h y 30 h

Además, debe indicarse que los cálculos realizados se basan en la hipótesis de que las propiedades del material que sufre el proceso del enderezado son idealmente elástico-plásticas. Sin embargo, para mayor exactitud, es aconsejable emplear la resistencia real de la deformación, teniendo en cuenta la magnitud de ésta y la velocidad y temperatura del metal en lugar de los valores σ_e .

En la práctica, la magnitud y la velocidad de la deformación pueden calcularse de la mayor deformación de las fibras externas de la pieza determinada por la ecuación (13).

El valor de la velocidad de deformación se determina por la ecuación:

$$u = \frac{\epsilon}{t_d} \text{ s}^{-2} \quad (36)$$

donde t_d es el tiempo de la deformación plástica.

Los momentos de flexión a lo largo de la pieza varían de acuerdo con la línea recta indicada en la figura 10 a, y aproximadamente a una distancia de $0,25 t$ de los rodillos, donde la curvatura cambia de signo, su valor es cero, Si en la sección y de un rodillo el momento es M_o , la distancia $0,5 l$

del rodillo a la sección cuyo momento es M_w , puede hallarse de la relación de los lados de un triángulo del diagrama de momentos obtenido por A. D. Kuz'min:

$$\frac{M_e}{M_w} = \frac{0,25 t}{0,25 t - 0,5 l} \quad (37)$$

Teniendo en cuenta la relación:

$$\frac{M_e}{M_w} = \frac{S}{W} \quad ; \quad \text{será:}$$

$$0,5 l = \frac{t}{4} \left(1 - \frac{W}{S} \right) \quad (38)$$

y para una sección rectangular:

$$0,5 l = \frac{t}{12} \quad (39)$$

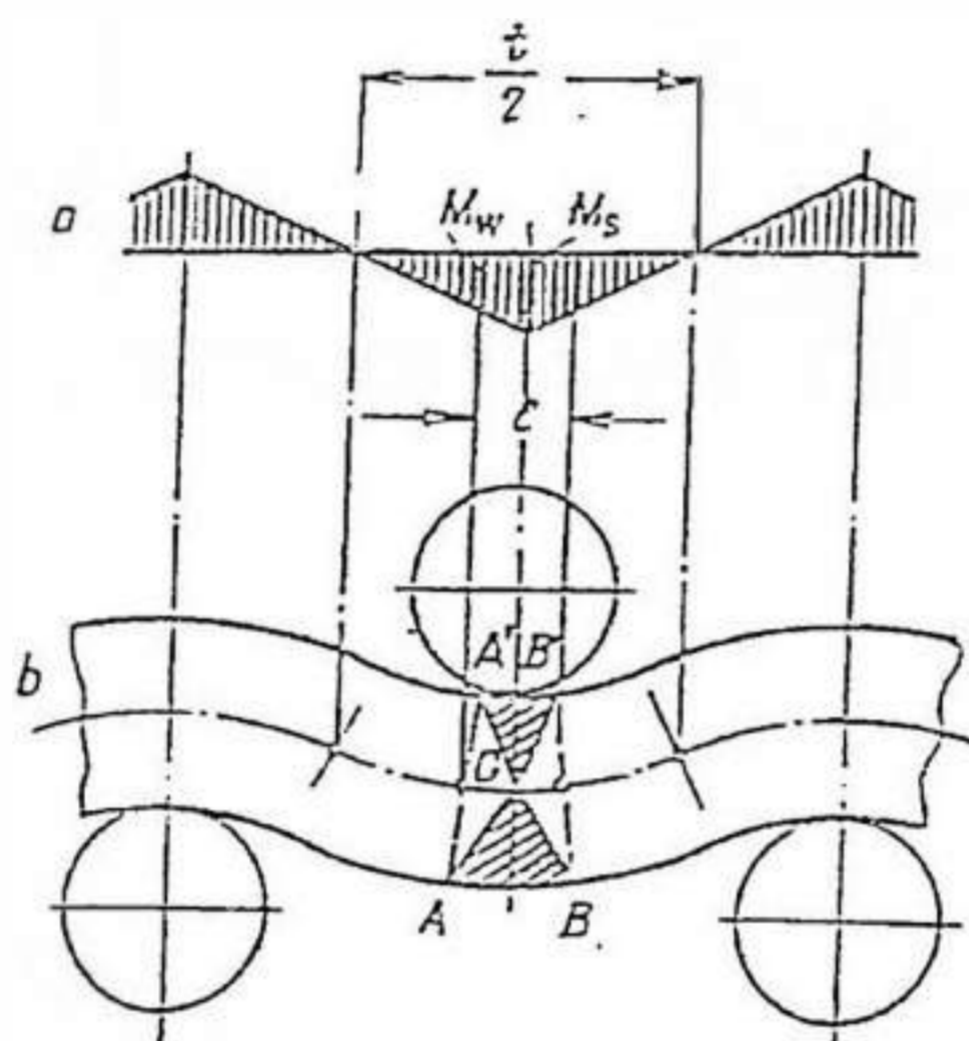


Fig. 11 . Variación de los momentos de flexión a lo largo de la longitud de la pieza (a) y las zonas de deformación plástica (b).

Las zonas de deformación plástica, de extensión y compresión aparecen marcadas por las zonas rayadas de la figura 11 b. La línea AC y las demás correspondientes muestran el valor corriente de z_0 a lo largo de la longitud de la pieza.

Considerando que el tiempo t_d es igual a la longitud $0,5 l$ de la zona de crecimiento de la deformación plástica, dividida por la velocidad de la pieza V , el valor de "u" según la ecuación (37) se expresará finalmente por la fórmula:

$$u = \frac{\epsilon v}{0,5 l} \quad (40)$$

Teniendo en cuenta los valores de u , ϵ y las temperaturas la verdadera resistencia a la deformación hallada experimentalmente, puede emplearse en lugar de los valores de σ_e .

Finalmente, consideramos la relación de los diferentes componentes de la potencia motriz de las máquinas enderezadoras. Los cálculos muestran que en las máquinas de enderezar, el peso específico del componente de la potencia de fricción en los rodamientos de los rodillos es generalmente bastante elevado, especialmente en el caso de las aplanadoras con muchos rodillos y cojinetes lisos, en los que a causa de las altas presiones y velocidades relativamente bajas la fricción líquida no se mantiene totalmente.

Por esta razón, el empleo de rodamiento de rodillos debe considerarse como muy conveniente.

3 TIPOS DE PRENSAS EMPLEADAS PARA EL ENDEREZADO

3.1 GENERALIDADES SOBRE LAS MÁQUINAS PARA EL ENDEREZADO

En estas máquinas se distinguen cuatro tipos principales:

1. Prensas de enderezar,
2. Máquinas de enderezar con rodillos paralelos para perfiles y productos planos;
3. Máquinas de enderezar rotativas con rodillos inclinados para redondo y tubos;
4. Máquinas de enderezar por tracción.

Los tipos mas comúnmente empleados son el segundo y el tercero, que además de tener mayor productividad que los otros, se adaptan más fácilmente para su mecanización.

También debe consignarse que los llamados laminadores de rectificar y pulir son hasta cierto punto medios para el aplanado de chapas y bandas laminadas en frío.

Las prensas de enderezar raramente se utilizan a causa de su laborioso funcionamiento y su baja productividad, estando limitado su empleo al enderezado de grandes vigas, carriles y tubos de diámetro mayor que 200 a 300 mm. Además, los carriles sólo sufren un enderezado especial en prensa, cuando el enderezado efectuado en máquinas de rodillos no ha sido suficientemente exacto.

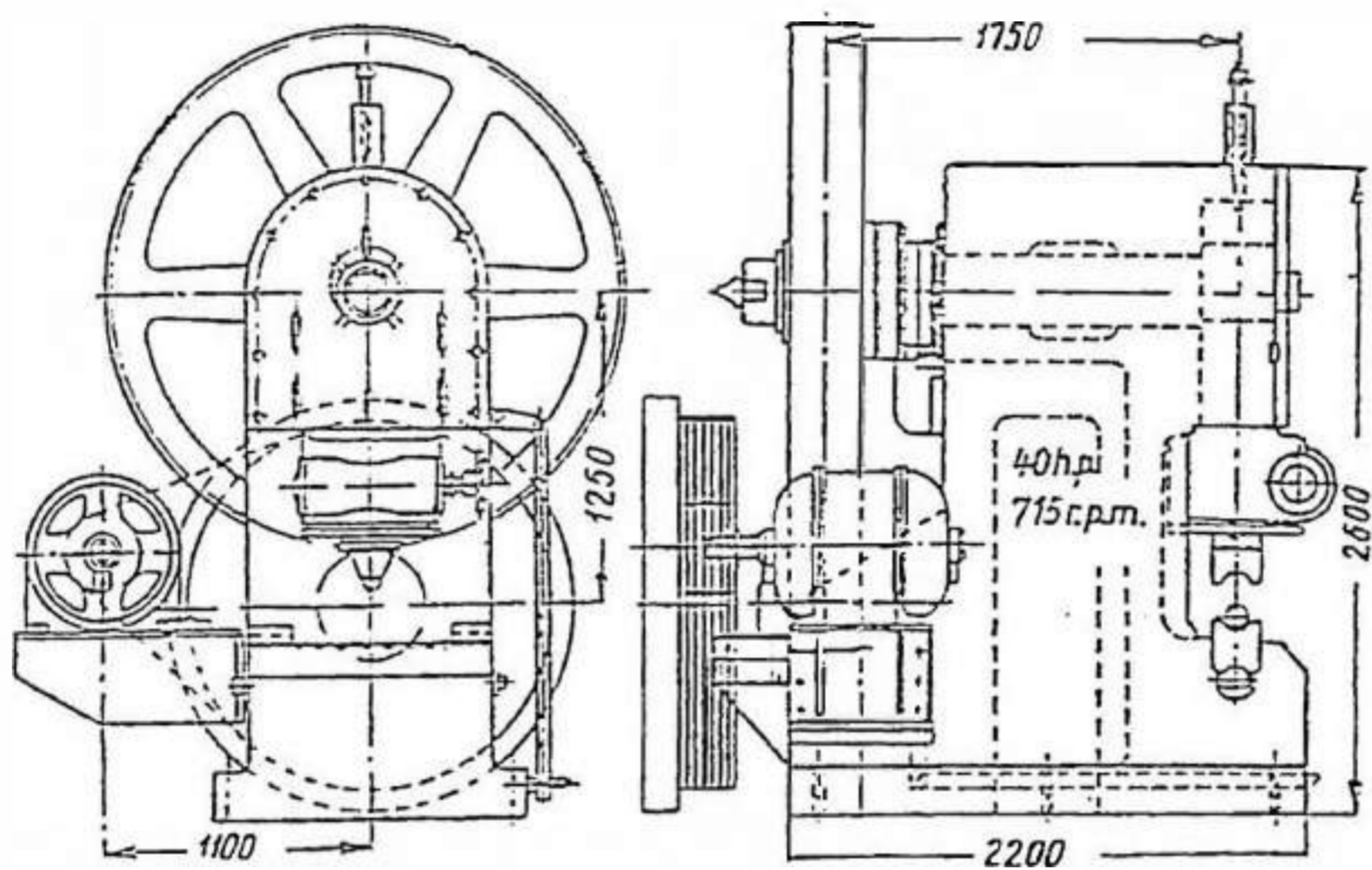


FIG. 1

Prensa de 500 t y su mecanismo

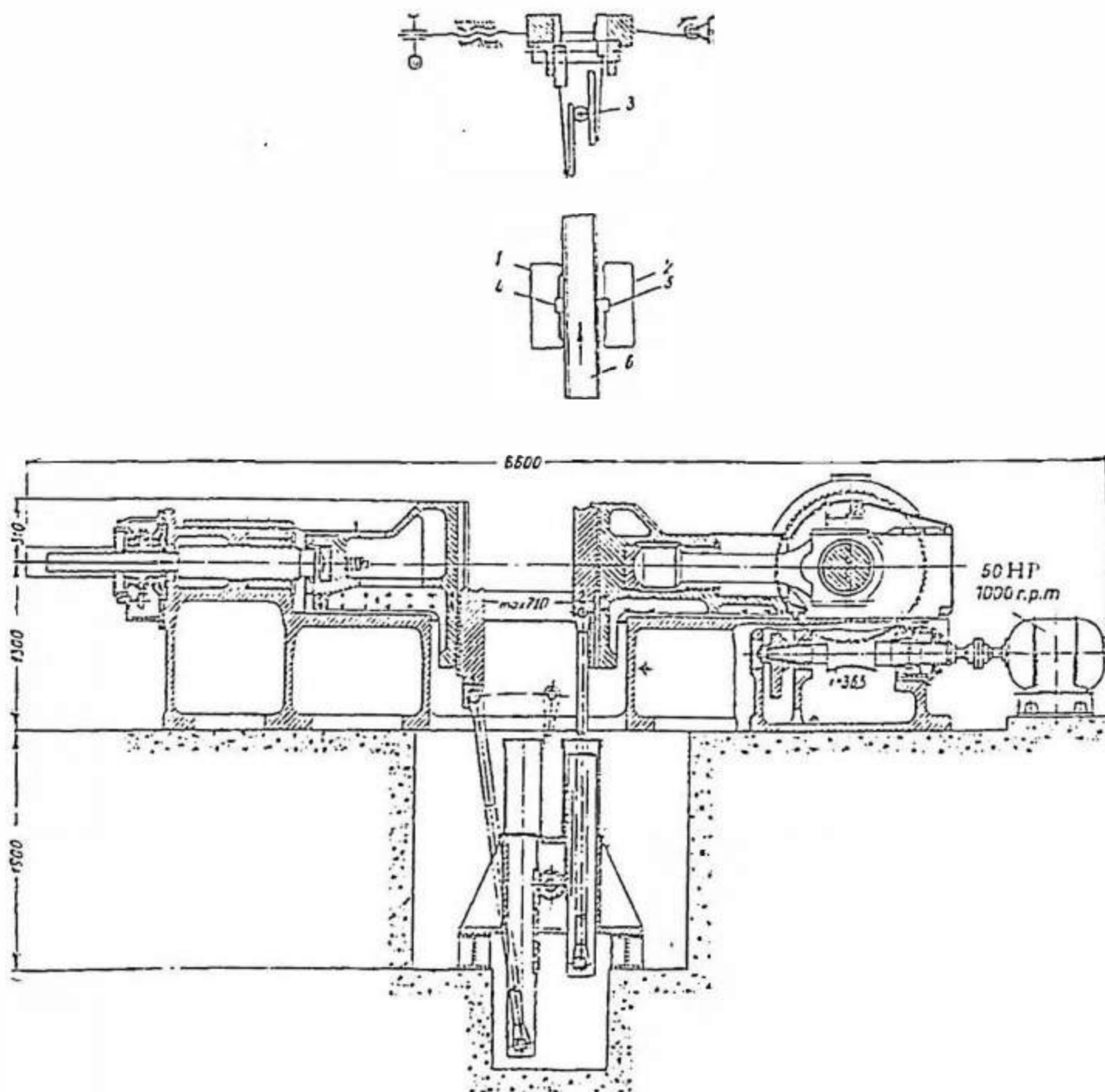


Fig. 2 Disposición y diseño de una prensa horizontal para el enderezado de vigas: 1 y 2, guías 3, piñon y cremalleras para elevar las mazas; 6 metal que se está enderezando.

Las prensas de enderezar funcionan generalmente por un mecanismo de manivela. En la prensa vertical para enderezar tubos de la figura 1, el metal se endereza entre una pieza superior móvil y dos soportes inferiores fijos. Se emplean prensas similares para enderezar carriles.

La Figura 2 muestra una prensa horizontal para enderezar vigas, instalada en línea con la mesa de rodillos situada detrás de una máquina de enderezar rodillos. La prensa endereza las vigas únicamente en el plano horizontal, pero las máquinas de rodillos no realizan un enderezado apropiado en esa dirección. La guía izquierda (1) se regula por un tornillo de acuerdo con la dimensión de la sección transversal del metal. La guía derecha (2) es accionada por un mecanismo de manivela que produce un movimiento alternativo continuo de 50 mm de recorrido.

Según sea la dirección de la torcedura, un mecanismo de cremallera y piñon (3) eleva el mecanismo izquierdo (4) o el derecho (5), los cuales comprimen el metal contra los extremos correspondientes de las guías, efectuándose el enderezado. La ventaja de esta prensa es que el enderezado se realiza con el metal moviéndose lentamente a través de ella.

3.2 PRENSAS ESTACIONARIAS

Clasificación de las prensas

Todas las prensas tienen la característica de poseer las herramientas de trabajo (punzones y matrices) montados en partes dotadas de movimiento rectilíneo alternativo en ambos sentidos.

Desde el punto de vista de la estructura constructiva, se pueden tener prensas de cuello de cisne y prensas de montantes.

Según el sistema de transmisión con el cual se obtiene el movimiento alternativo, las prensas se dividen en:

Prensas mecánicas,

Prensas hidráulicas.

Según el trabajo que ejecutan, o sea según que realicen un ciclo de estampado más o menos completo, se tienen:

Prensas de simple efecto,

Prensas de doble efecto,

Prensas de triple efecto.

Prensas de cuello de cisne

Las prensas de cuello de cisne están constituidas por un bastidor provisto de un pistón

portaestampa en su parte superior. Esta disposición permite trabajar en tres lados de la prensa.

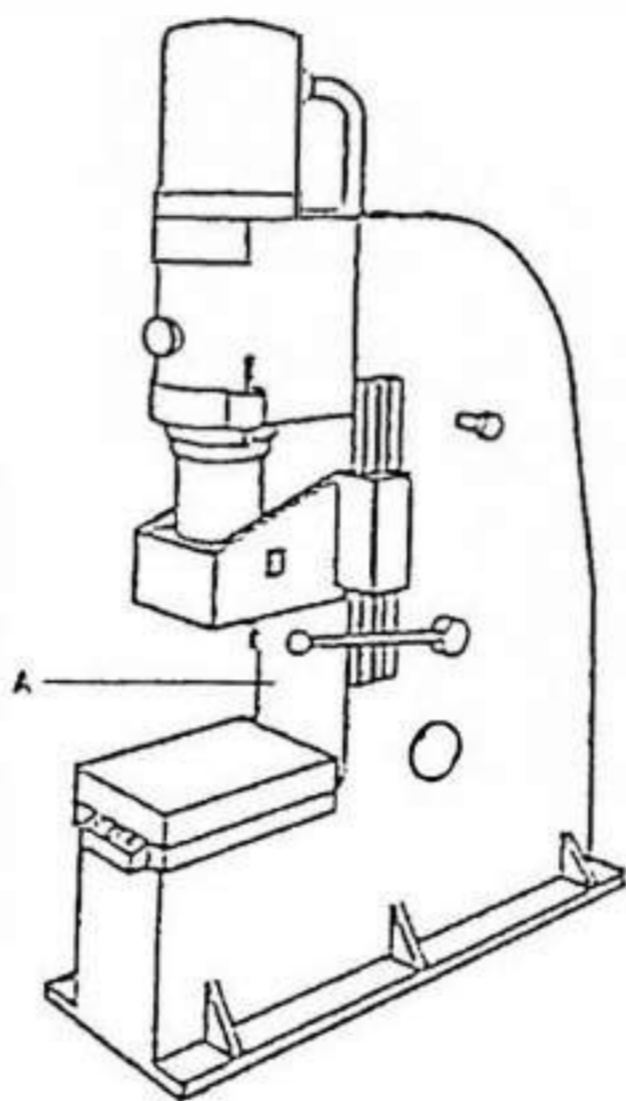


Fig. 3. Prensa de Cuello de Cisne

Prensas de montantes

Las prensas de montantes están constituidas por un bastidor fijo I que tiene dos o cuatro montantes, a lo largo de los cuales desliza una traviesa móvil M guiada mediante correderas a propósito.

Por lo general, la parte móvil lleva la estampa, mientras que la fija F sirve de apoyo a la matriz. Este tipo de prensa permite trabajar sobre dos lados frontalmente.

Todos los mandos de maniobra de la prensa van reunidos en un cuadro a propósito Q.

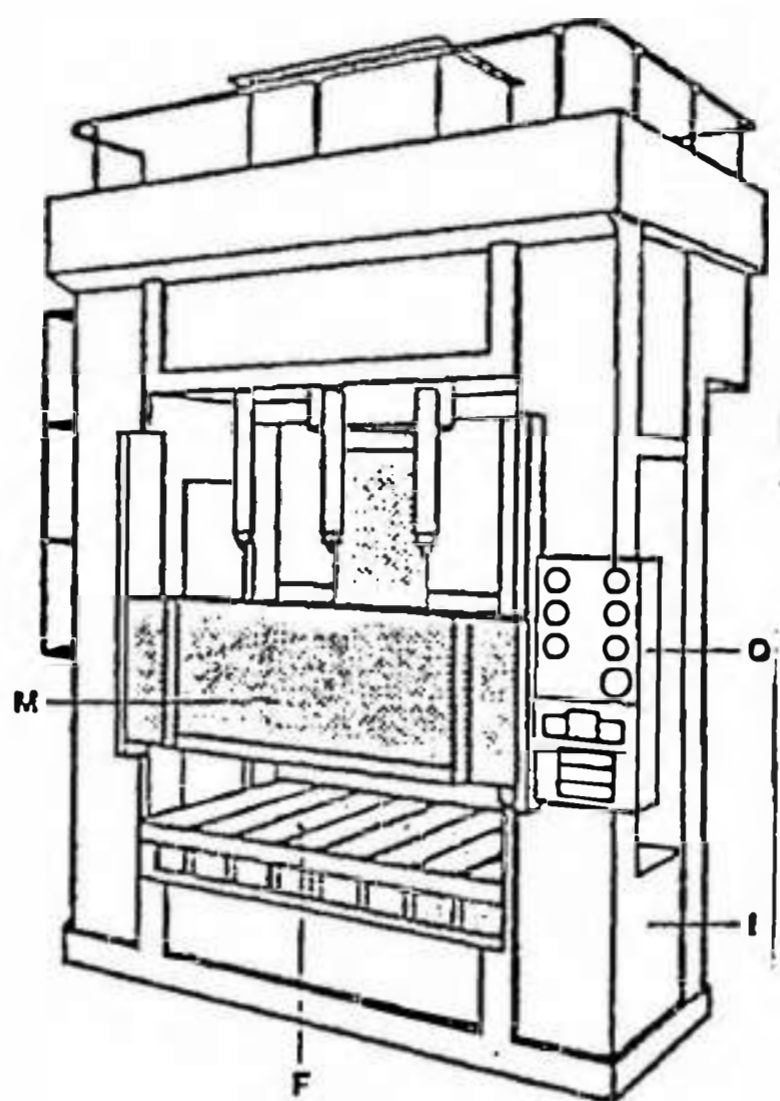


Fig. 4 Prensa de Montantes

Prensas mecánicas

Son prensas en las cuales el movimiento de los carros herramientas (estampa y matriz) es obtenido por medio de órganos de transmisión mecánicos.

Prensas mecánicas de simple efecto

Las prensas de simple efecto están constituidas por un bastidor en cuello de cisne 1, en cuya parte inferior va montada la mesa portamatriz 2, y en la parte superior el pistón portaestampa 3.

Los órganos de la transmisión mecánica son: un motor eléctrico, el grupo embrague-freno, el árbol excéntrico 6, la biela 7, el tirante 8 y el balancín 9. El pistón 3 va montado en un carro guiado por dos carriles 10.

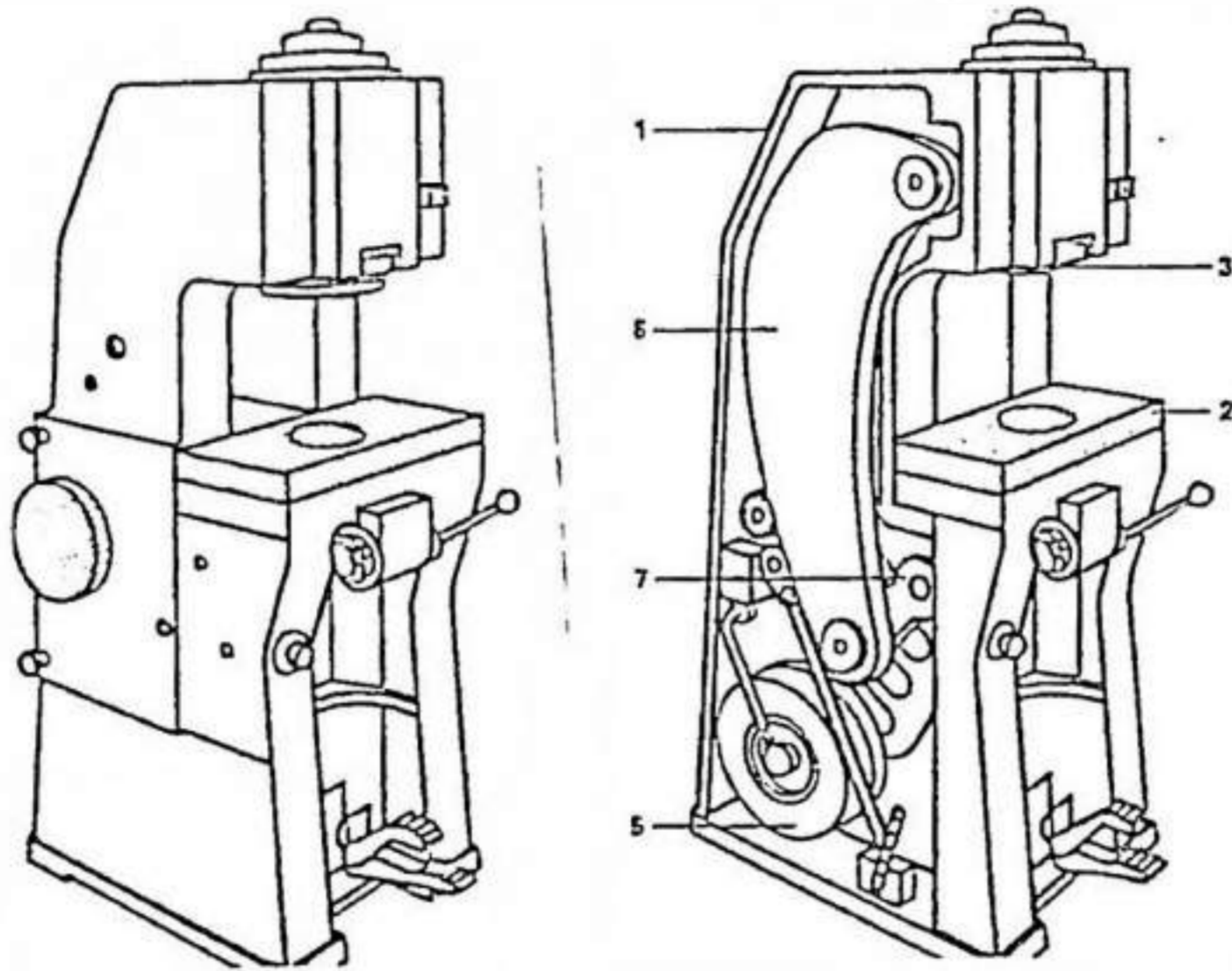


Fig. 5 Prensa mecánica de simple efecto

El funcionamiento de este tipo de prensa mecánica es como sigue:

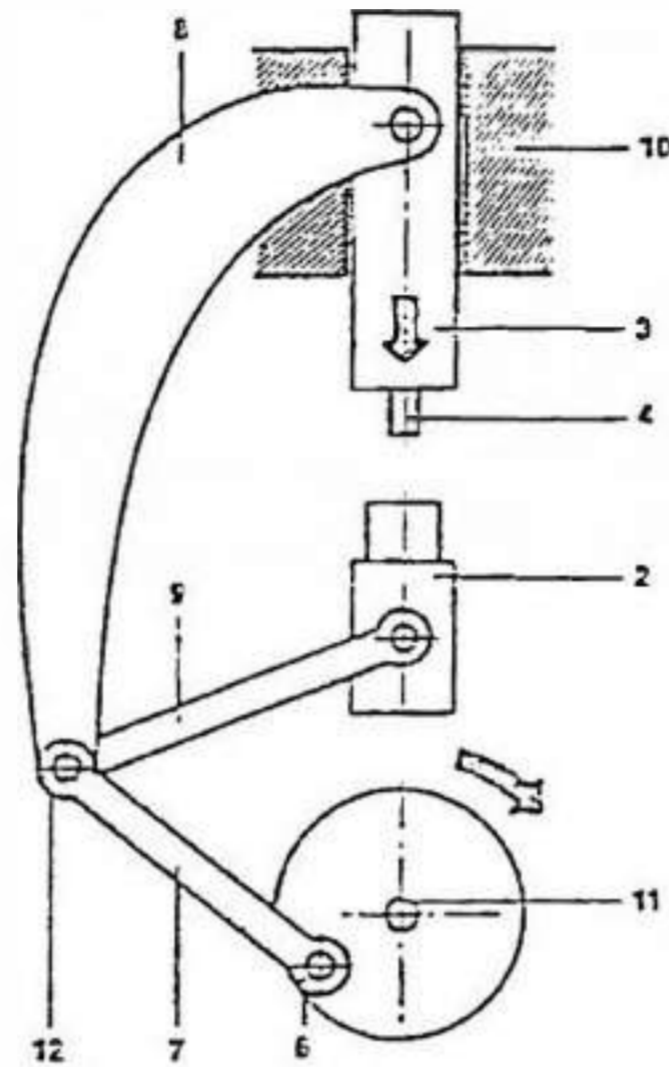
El movimiento giratorio del árbol de mando 11 de la prensa se transforma (por medio de excéntrica, bielas y tirantes) en movimiento alternativo para el pistón que lleva la estampa 4.

Al bajar el pistón, la estampa se acerca a la matriz y el material interpuesto entre ellas es prensado hasta asumir la forma preestablecida.

En la carrera de retroceso, la estampa libera la pieza, la cual es expulsada mientras se inicia una fase sucesiva de estampado.

Este tipo de prensa se llama de rodillera, por ser el movimiento del árbol 12 similar al que ejecuta la articulación de la rodilla humana.

Fig. 6. Fundamento de la Prensa mecánica de simple efecto



Prensas mecánicas de doble efecto

Estas prensas, empleadas en casos particulares de trabajo en serie, están constituidas por organismos que tienen una función doble.

Por ejemplo, en algunos casos es necesario, antes del estampado, enclavar sobre la matriz la chapa a estampar.

El movimiento transmitido por el motor es transformado en dos movimientos alternativos, de los cuales uno, en una primera fase, enclava la chapa, y el otro procede, a continuación, al estampado.

Prensas mecánicas de triple efecto

En las prensas de efecto triple, un tercer órgano, además de los descritos precedentemente, sirve para extraer y expulsar de la estampa la pieza acabada.

Características de las prensas mecánicas

Las dimensiones de las prensas mecánicas pueden variar entre límites bastantes amplios; por ejemplo:

Base: 0,5 ÷ 3 x 1 ÷ 4 metros,

Altura: 2 ÷ 4 metros,

Peso: 1 ÷ 100 toneladas.

La presión máxima total de las prensas mecánicas puede oscilar entre 10 y 1,200 toneladas y más.

Las posibilidades de trabajo son también muy variables de un modelo a otro. Existen prensas para estampar chapa fina y otras que pueden estampar chapa de más de 15 mm de espesor.

Estos pocos datos indicativos dan cuenta de la vastísima gama de prensas existentes y de la importancia que puede tener la elección de una máquina respecto a otra, sobre la base del tipo de estampado que se quiere efectuar.

Prensas hidráulicas

Las prensas hidráulicas se diferencian de las mecánicas en que las partes principales en

movimiento son accionadas por una instalación hidráulica o, más exactamente, oleodinámica, o bien hidroneumática.

También las prensas hidráulicas pueden ser de simple, doble y triple efecto.

Es característica común a todas las prensas hidráulicas la de tener siempre una estructura de montantes y grandes platos portaherramientas accionados por los cilíndricos y pistones de la instalación hidráulica.

En las prensas modernas los platos son accionados por bombas del tipo rotativo de capacidad variable que permiten regular de una manera gradual y continua la velocidad de movimiento de los platos y la presión con que éstos actúan.

Las prensas hidráulicas tienen todos los mandos automáticos o semiautomáticos.

Están dotadas de dispositivos muy eficientes de protección contra accidentes.

Al igual que las mecánicas, también las prensas hidráulicas tienen dimensiones y capacidad de trabajo muy variables de un modelo a otro.

Sus dimensiones suelen ser, en todo caso, imponentes (de 5 a 8 metros de altura) y están en condiciones de desarrollar presiones totales del orden de 300-600 toneladas y más.

Prensa hidráulica de doble efecto

En la figura Nº 7 se representa una prensa hidráulica de doble efecto.

La máquina está constituida por una robusta base B sobre la cual se apoyan dos columnas C que sostienen, en el extremo superior, la testera T.

En la testera va fijado el recipiente de aceite F, fluido que es enviado bajo presión a los órganos en movimiento de la máquina, a través de los tubos I, gracias a la acción de una bomba G mandada por un motor eléctrico.

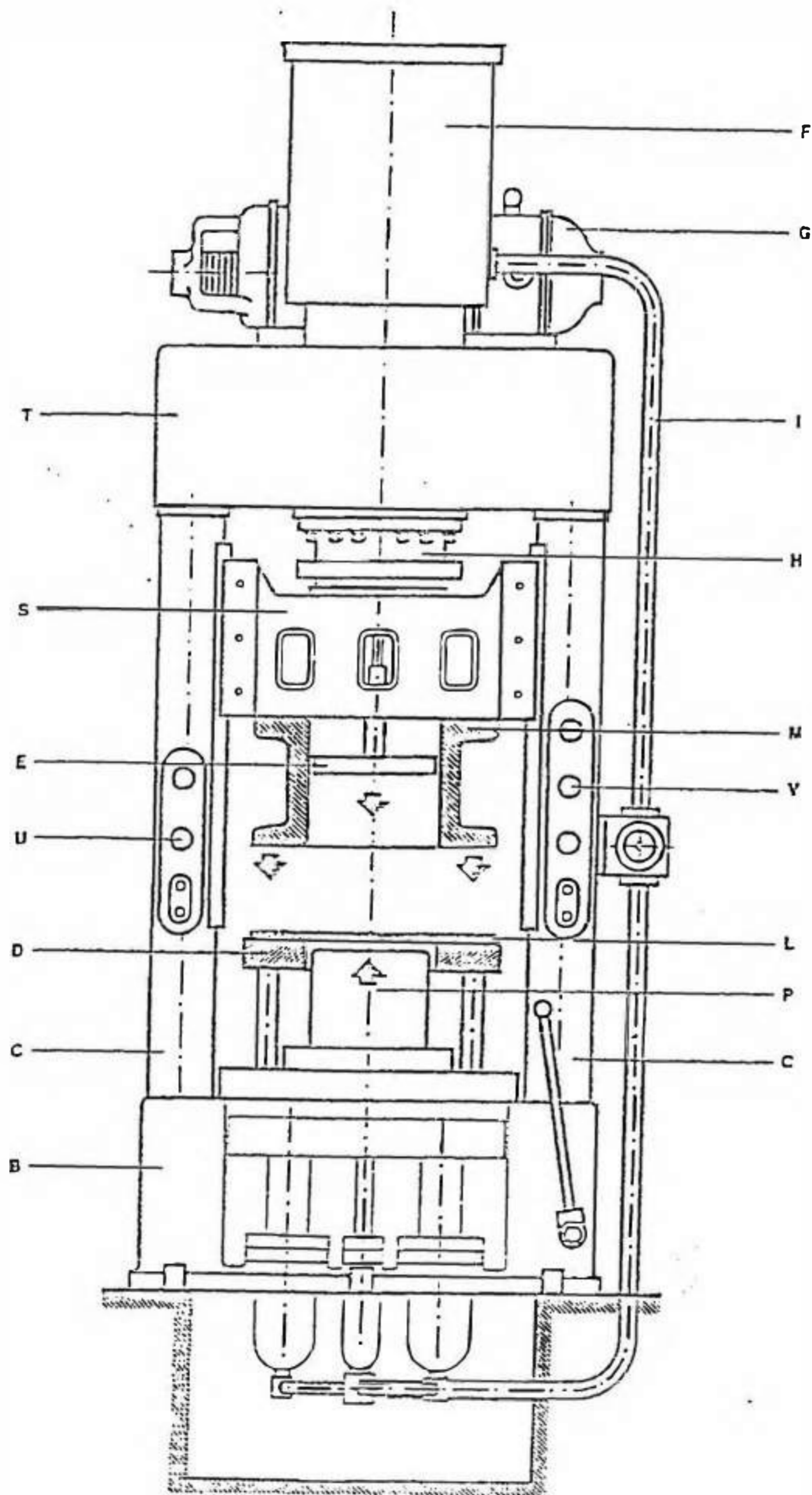
A lo largo de las columnas C desliza, accionado por el pistón correspondiente H, el carro portamatriz S, el cual impulsa la matriz M contra el punzón P.

La chapa L es sostenida por el sujetachapa D.

La pieza estampada es extraída de la matriz mediante un extractor E.

La máquina es accionada automáticamente y la presión del aceite se regula a conveniencia maniobrando los mandos U-V.

Fig. 7. Prensa hidráulica de doble efecto



Ciclo de trabajo en la prensa

El ciclo de trabajo de una prensa hidráulica de doble efecto se puede subdividir, en sus líneas generales, en cuatro fases.

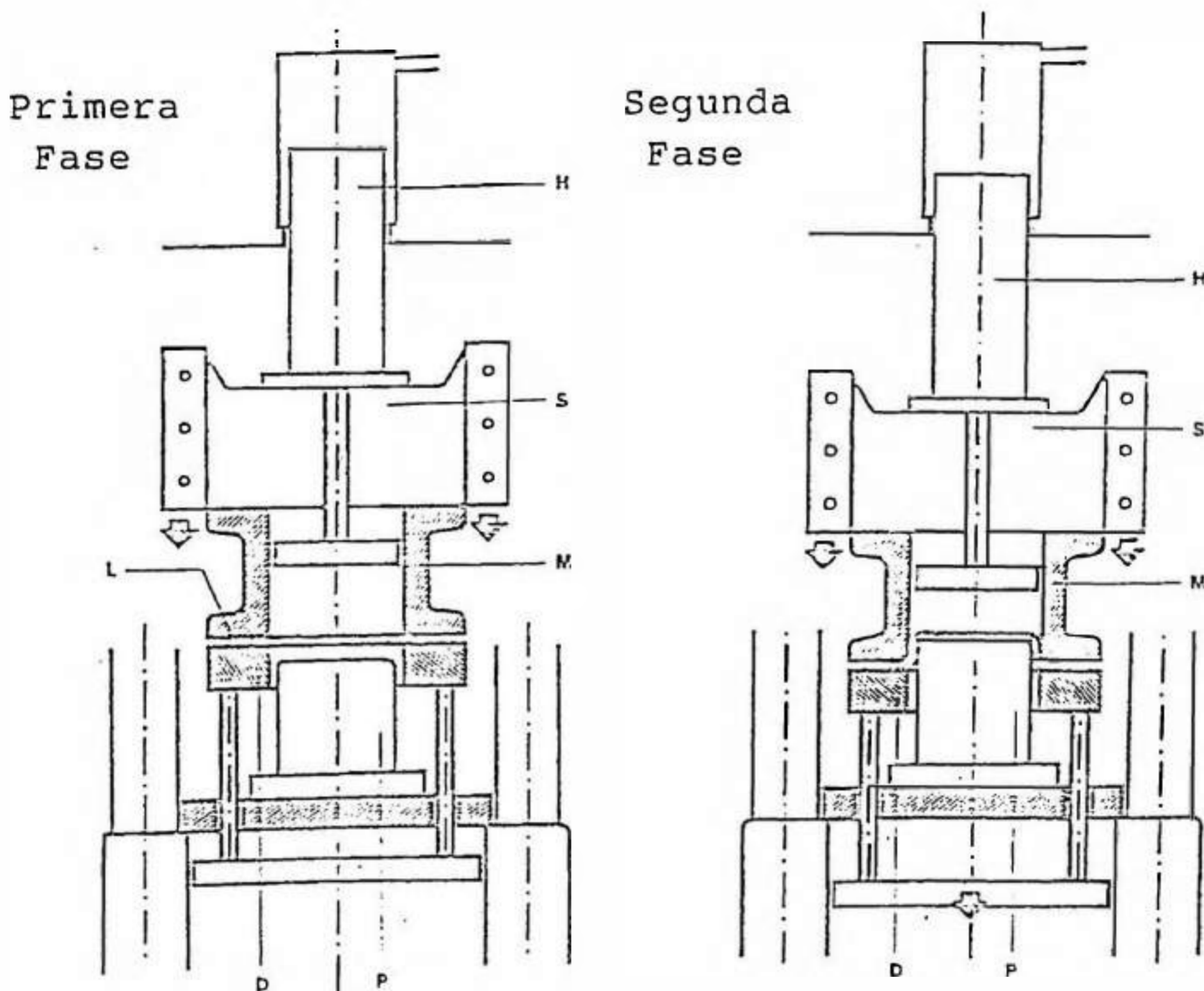
Primera fase

El carro portamatriz es empujado hacia abajo por el pistón correspondiente H y, por medio de la matriz M, comprime la chapa L sostenida por el sujetachapa D.

Segunda fase

Prosiguiendo su carrera, el carro S obliga al sujetachapa D a ceder para permitir la penetración del punzón P en la matriz M.

Se realiza así el embutido de la chapa.



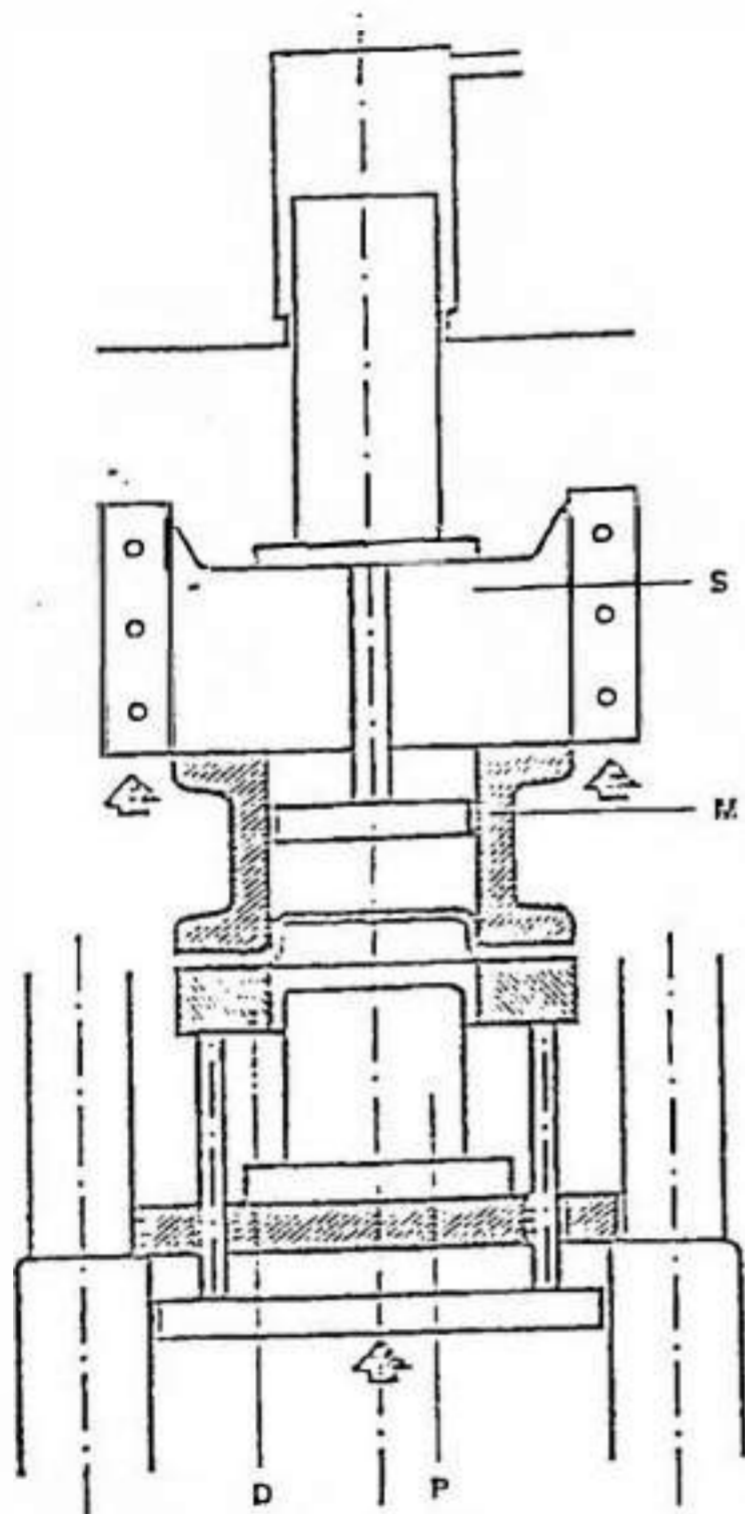
Tercera fase

Una vez completado el embutido, el carro S retrocede hacia arriba junto con la matriz M, en cuyo interior se mantiene la pieza embutida por efecto del contraempuje del sujetachapa D.

Cuarta fase

Durante la carrera de retroceso hacia arriba del carro, la pieza es extraída de la matriz M mediante el extractor E.

Tercera Fase



Cuarta Fase

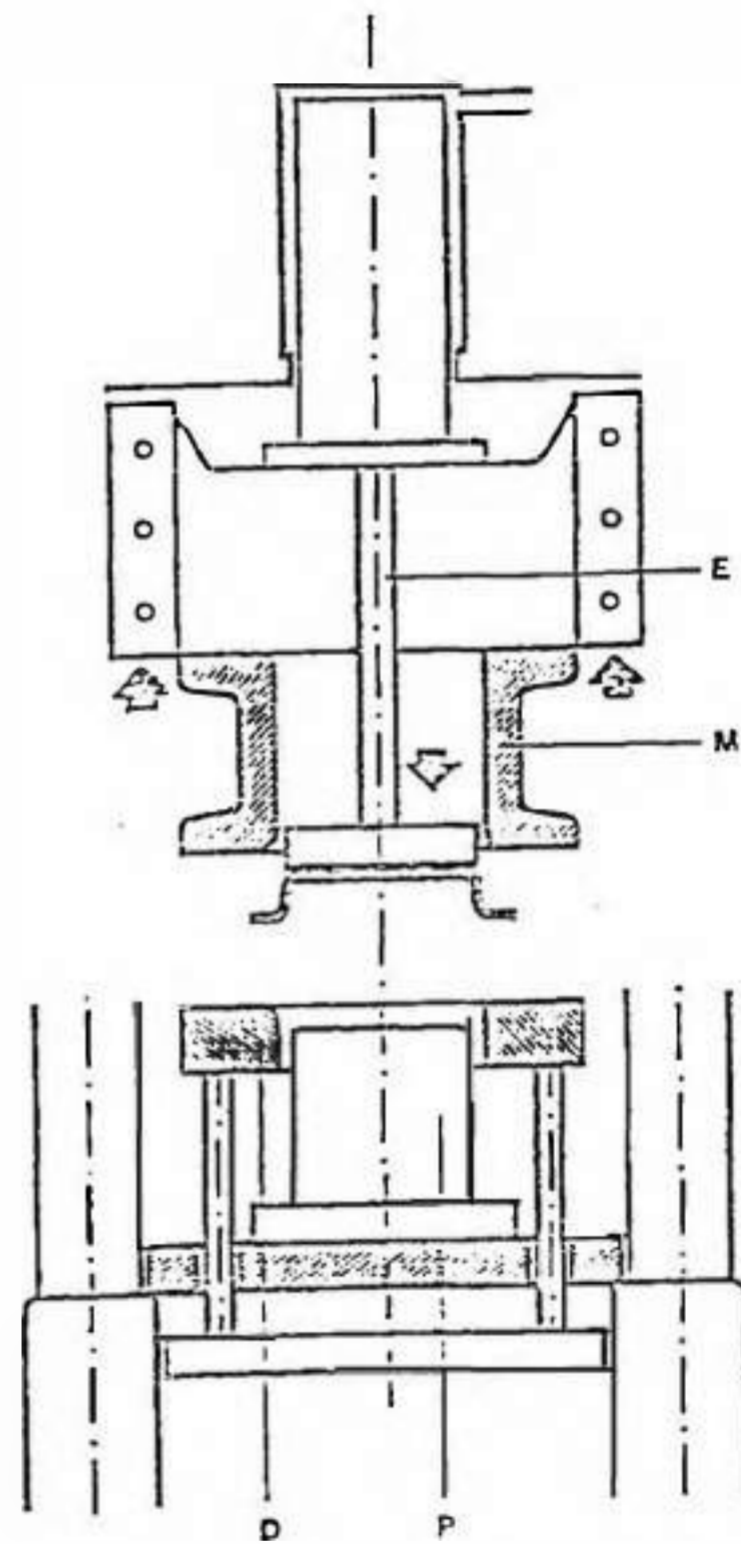


Fig. 8

Accesorios de las prensas

Entre los dispositivos aplicados a las prensas, son particularmente importantes el sujetachapa, el extractor y los aparatos de lubricación.

Sujetachapas

En las operaciones de embutido, la chapa debe estar tensada uniformemente en todo su contorno, mientras sufre en el centro la acción de conformado.

Por consiguiente, el contorno de la chapa es fijado entre dos marcos planos uno que pertenece a la parte superior de la estampa, y otro que pertenece a la parte inferior.

Los dispositivos que cumplen con esta finalidad son precisamente los sujetachapas.

Los sujetachapas son de accionamiento mecánico, siendo comprimidos contra la chapa por medio de resortes.

1. El sujetachapas PL está constituido por dos soportes que son empujados contra la chapa L por la acción de dos resortes ML por tanto, la chapa queda apretada contra la matriz A.

2. En la operación de embutido, la chapa, presionada por la matriz A, resbala a lo largo del sujetachapa que la retiene haciéndola adherir de un modo uniforme al punzón B.

A veces los sujetachapas, en lugar de resortes, poseen cojinetes elásticos de aire comprimido, u oleodinámicos, que constituyen la parte inferior del apoyo de la chapa.

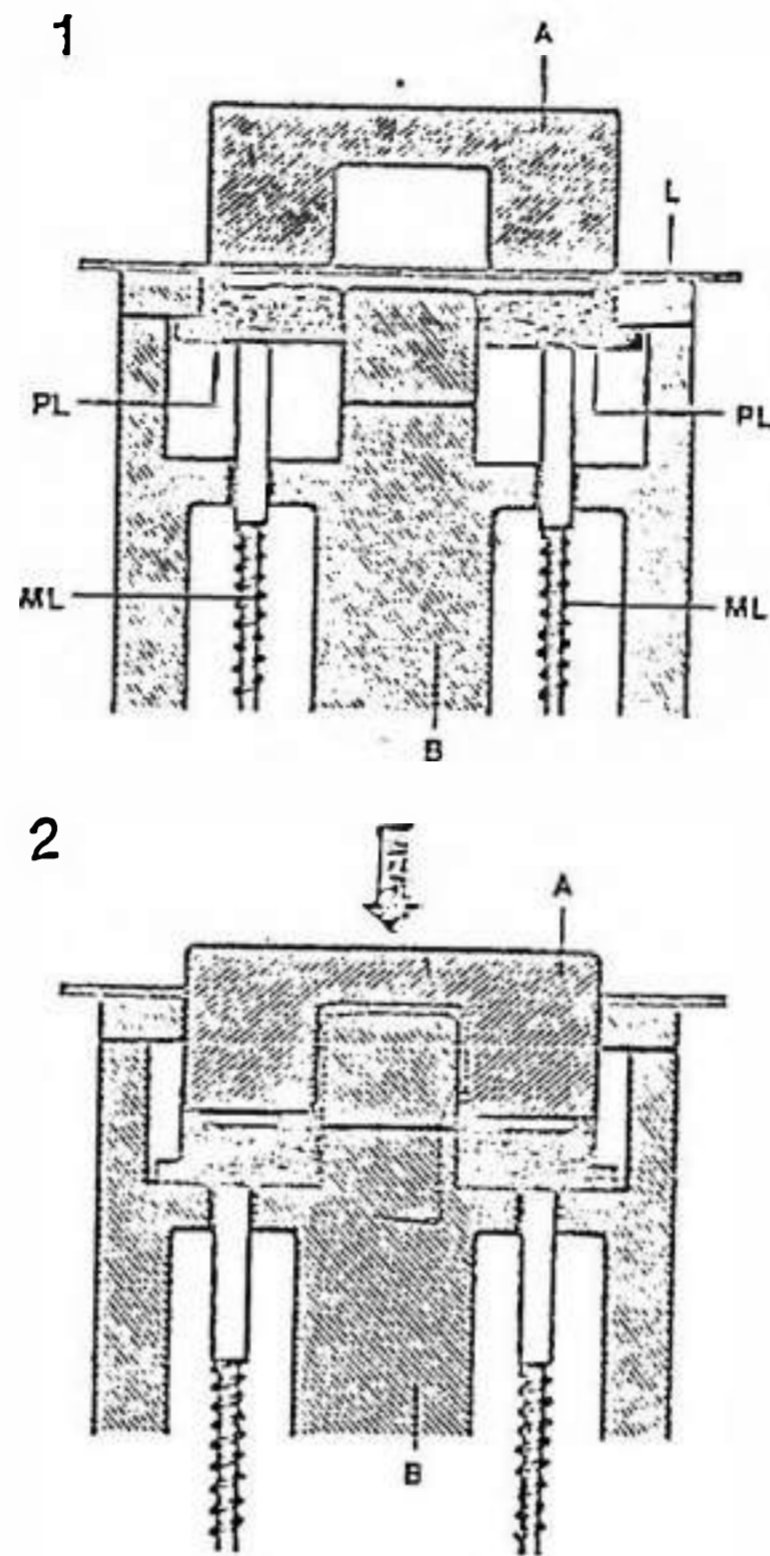


Fig. 9. Sujetachapas

Extractor

Es un mecanismo accionado mecánicamente u oleodinámicamente, constituido por un pistón P que tiene por misión extraer de la máquina la pieza trabajada.

Los extractores pueden ser de diversos tipos y frecuentemente van acoplados al sujetachapa PL, el cual, así, tiene una doble función la normal (1) y la de extractor (2) que libera la pieza en la fase final del ciclo de estampado.

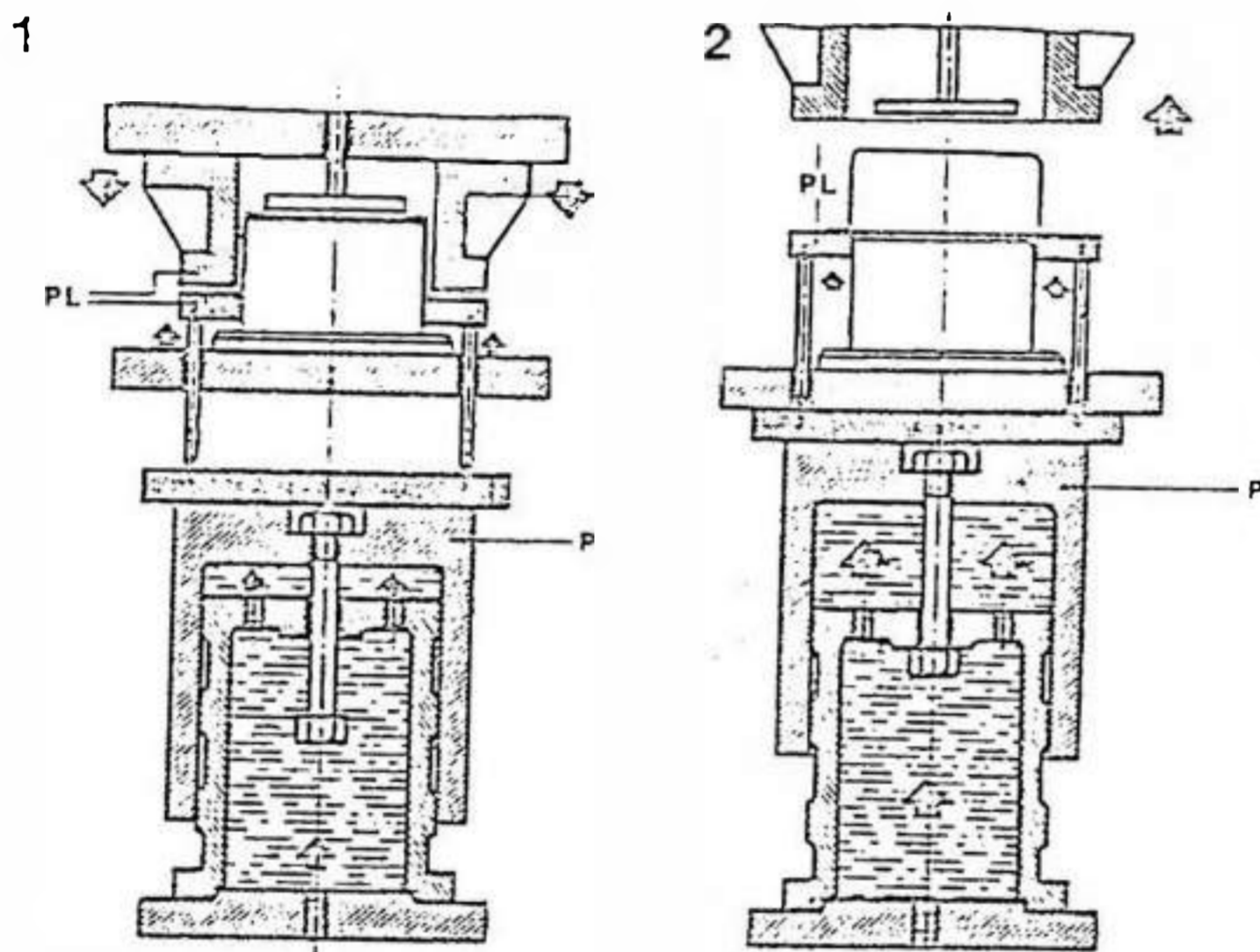


Fig. 10. Extractor

Aparatos de lubricación

Antes de estampado es necesario lubricar la chapa que se debe trabajar para facilitar su deslizamiento entre el punzón, la matriz y el sujetador.

Para esta finalidad se emplean engrasadores automáticos éstos, por lo general, consisten en un juego de rodillos recubiertos de fieltro, sobre el cual gotea, previamente calentado, el lubricante.

La chapa pasa por entre los rodillos y sale de ellos lubricada y a punto para el estampado.

A veces la lubricación se efectúa por medio de aparatos rociadores manejados a mano. Este tipo de lubricación presenta la ventaja de permitir el engrase de únicamente la parte de la chapa afectada por el estampado.

Normas generales de seguridad

Para trabajar en las prensas, usar gafas de seguridad y evitar el vestirse con indumentaria que tenga partes colgantes (bufandas, mangas largas, etcétera).

Antes de poner en marcha una prensa de cualquier tipo, comprobar que todos los dispositivos de seguridad estén en su lugar y que sean eficientes. Hacer que la máquina efectúe entonces una o dos carreras de pruebas a velocidad disminuida (o a mano, según los tipos).

Utilizar utensilios apropiados o pinzas para introducir las piezas y para sacarlas si tienden a quedar encastradas en las estampa.

Si se trata de una prensa de pedal, levantar el pie del pedal después de cada carrera, a fin de hacer que el punzón quede parado en el límite superior de cada una de ellas y evitar el peligrosísimo "doble golpe".

Parar la máquina antes de proceder a la lubricación o a la regulación, y asegurarse de que nadie puede accidentalmente volver a ponerla en marcha.

Constituye una buena regla disponer de pinzas, cuñas, extractores, etc., de aluminio o de metales blandos y maleables, al objeto de evitar que se quiebren y salten las piezas de alrededor, en la eventualidad de que la prensa efectúe accidentalmente una carrera no deseada, mientras dichos utensilios se hallan encima de la estampa.

Para el cambio y la colocación de las estampas en la prensa, conviene observar las siguientes normas.

Montar sólo estampas de las que se tenga constancia de sus buenas condiciones de conservación.

Una vez montada la estampa, reponer en su sitio todos los dispositivos de alimentación y de seguridad que habían sido quitados, y comprobar el funcionamiento a velocidad disminuida (llevar siempre las gafas durante esta operación).

Dispositivos de seguridad

Los métodos para eliminar el riesgo característico de las prensas (aplastamiento de los dedos o de las manos entre las dos estampas) son los siguientes, en parte ya expuestos.

-
- A El punto de carga de las piezas se halla fuera de la zona de operación.
 - B Se impide así que los dedos del operario entren en la zona de peligro.
 - C Estas defensas deben consentir la entrada de la pieza, pero no la de las manos del operario.
 - D Ocupa simultáneamente las dos manos en el tiempo de funcionamiento.
 - E Interrumpen la corriente de alimentación en el instante en que una parte del cuerpo del operario o un objeto extraño interfiere en la zona peligrosa.
 - F Limita el movimiento de las manos en la zona peligrosa.
 - G Alejan las manos de la zona de peligro durante el funcionamiento de la máquina.
 - H Pueden ser pinzas especiales, de succión, de vacío, de imán permanente, de electroimán, etc.
 - I Pilotos luminosos y señales acústicas especiales deben indicar siempre al operario y a quienquiera que se halle cerca de la máquina, que ésta se encuentra funcionando, o bien que está a punto de ser puesta en marcha.
 - J Uno o más carteles de precaución, con avisos claros sobre la peligrosidad del trabajo en la prensa, deben colocarse cerca de la máquina y bien a la vista, para recordar constantemente al operario los riesgos que comportan los errores accidentales de maniobra y cualquier descuido.
-

- A = Alimentación mecánica.
- B = Limitación de la carrera del punzón a un máximo de 12 mm.
- C = Protección mediante defensas de la zona de operación.
- D = Doble mando.
- E = Dispositivos de célula fotoeléctrica.
- F = Método de las cadenillas enlazadas a las muñecas del operario.
- G = Dispositivo "apartamano".
- H = Empleo de utillajes especiales para poner las piezas en la estampa y sacarlas de la misma.
- I = Señalización acústica y luminosa.
- J = Carteles de precaución.

Prensas hidráulicas Hydroform

Son prensas que se diferencian sustancialmente de las normales, ya que emplean estampas especiales y matrices elásticas.

Las estampas están exentas de aristas y la matriz es hueca en el interior de ésta se crea una presión oleodinámica variable y regulable a voluntad, la cual provoca su deformación y la adaptación a la estampa accionada por un pistón.

Esta característica constructiva evita la formación de pliegues, grietas superficiales y

roturas, permitiendo realizar, con una sola operación, el estampado de formas complicadas en efecto, la operación es favorecida por la falta de rozamiento entre punzón y matriz.

Esta prensa está constituida por tres partes mecánicas esenciales una parte móvil A, una parte fija B y un pistón P.

En la parte móvil A hay una cámara cilíndrica a la cual va superpuesta una cúpula semiesférica C.

En la parte inferior de esta cavidad va dispuesta una membrana elástica Me, de goma blanda, pero muy robusta, inalterable al aceite y fijada a lo largo de su contorno mediante un anillo expansible en forma de corona circular Ac, de acero de resortes, que encuentra asiento en una garganta practicada en el cuerpo.

En el bloque inferior de la máquina se halla la parte fija B, dentro de la cual desliza el pistón con la estampa macho P.

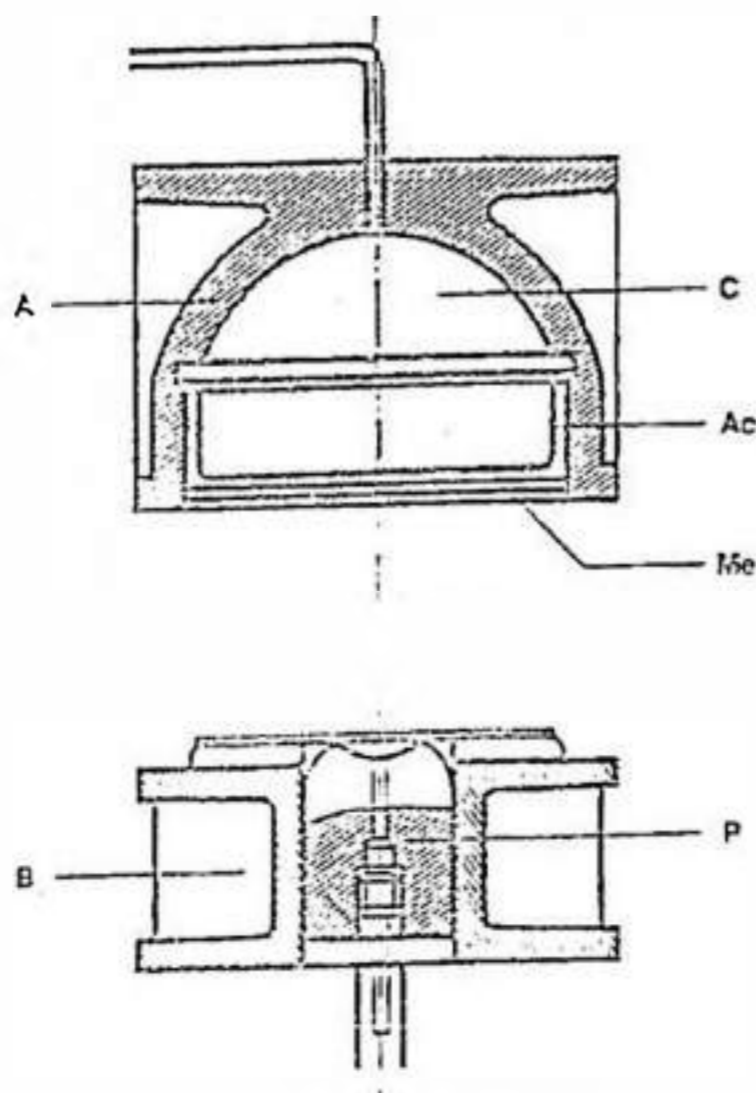


Fig. 11. Partes mecánicas esenciales de la prensa hidráulica Hydroform

Características principales de las prensas del tipo Hydroform.

Las matrices están constituidas por membranas elásticas para las que no se requieren perfiles especiales, pudiéndose adaptar a las formas de cualquier punzón - estampa.

Los punzones, por no estar sujetos a desgaste, pueden ser de cualquier material como, por ejemplo, fundición de hierro, latón, aluminio, materias plásticas, etc.

Para estas máquinas no son necesarios extractores, sujetadores de chapa, pequeñas columnas de hierro para la pieza acabada, etc., ya que los sustituye en sus funciones la membrana elástica.

Por sus propias características de funcionamiento, las máquinas del tipo Hydroform resuelven en gran parte los graves problemas de seguridad que presentan las prensas del tipo normal.

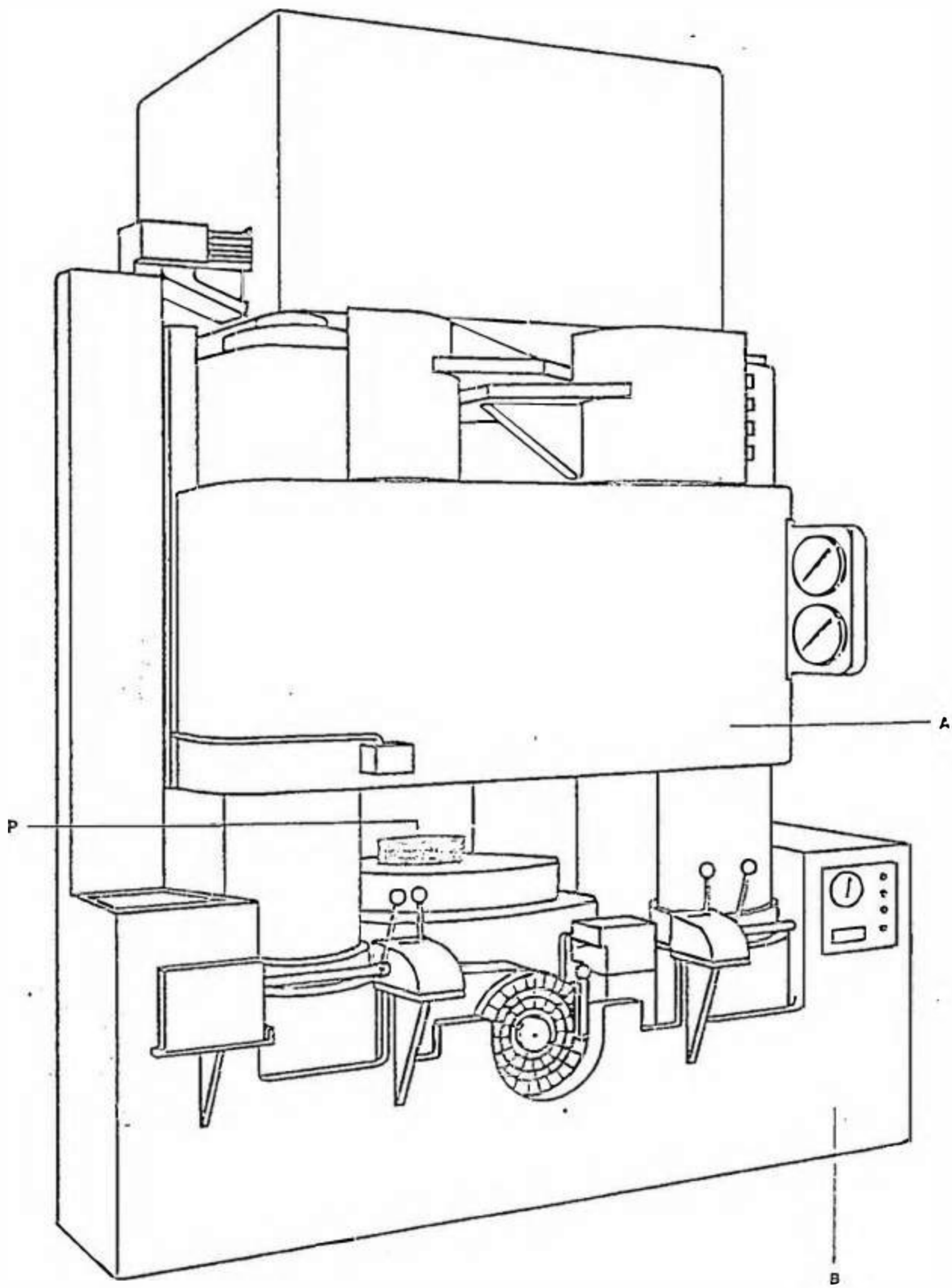


Fig. 12. Prensa hidráulica hydroform

Ciclo de estampado en una prensa de tipo Hydroform

El ciclo completo de embutido de una chapa en la prensa de tipo Hydroform puede subdividirse en seis fases principales.

Primera fase

La parte móvil y la parte fija de la prensa están separadas. La chapa a estampar es introducida entre ellas, apoyándose en la parte fija.

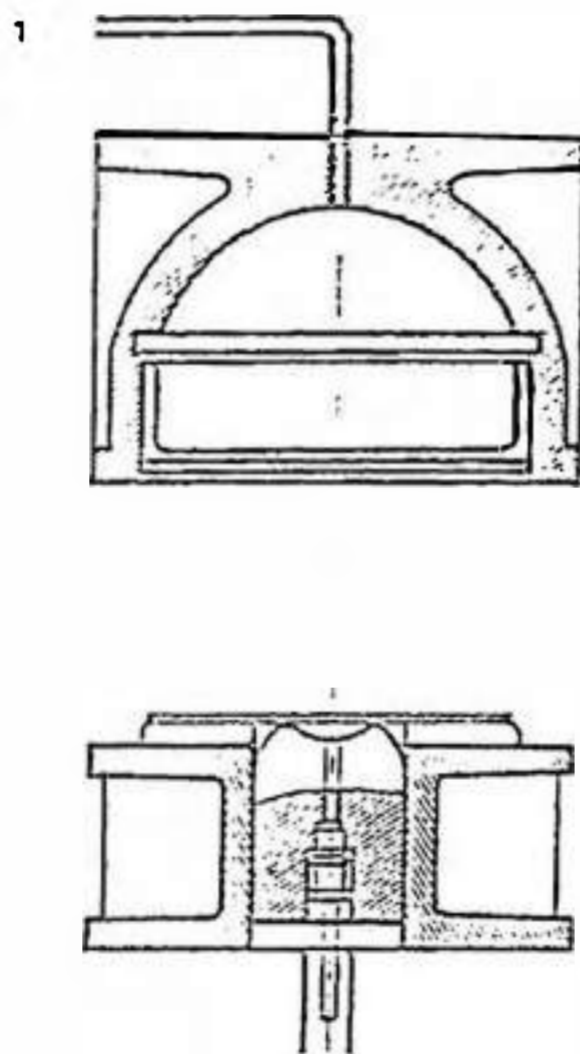


Fig. 13. Primera Fase

Segunda fase

La parte móvil es bajada hasta que la membrana elástica entra en contacto con la chapa. En la cavidad de encima de la membrana hay aceite sin presión.

2

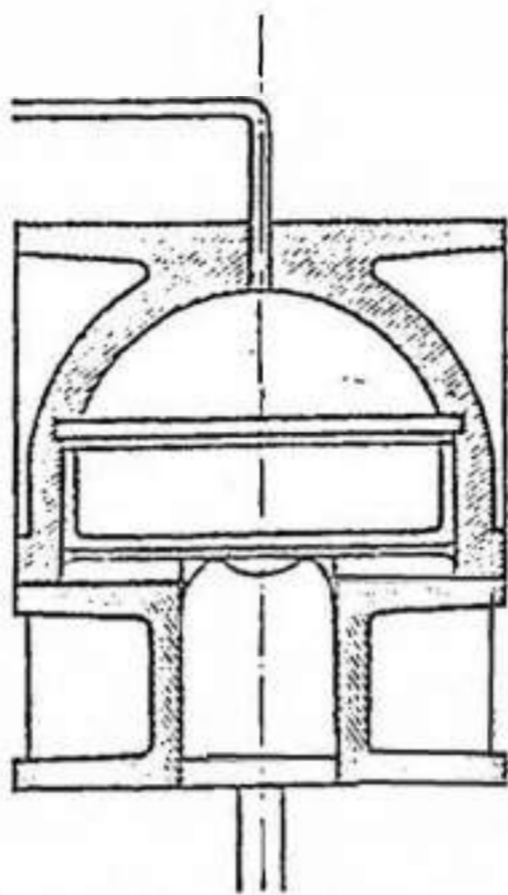


Fig. 14. Segunda Fase

Tercera fase

Por un conducto unido a la parte superior de la máquina se hace entrar aceite a presión en la cámara de encima de la membrana. Esta última, por efecto de la presión del aceite y gracias a su elasticidad, adquiere la forma de la parte fija.

3

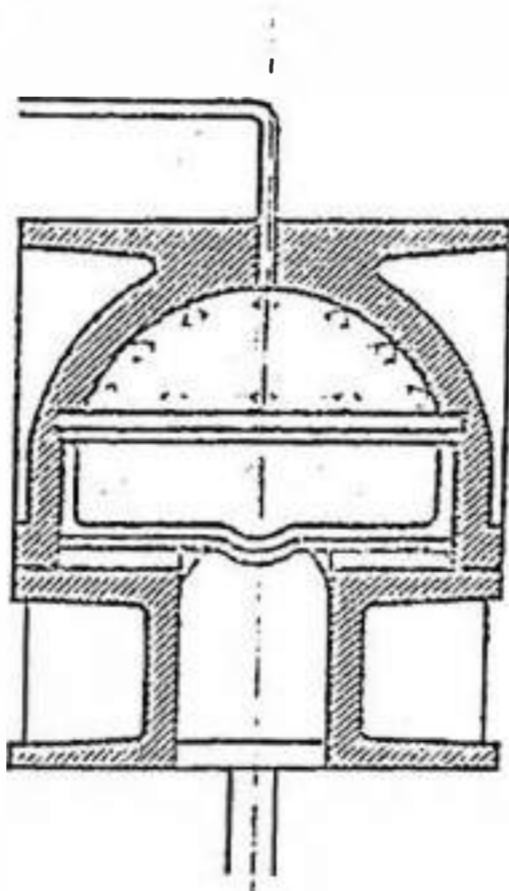
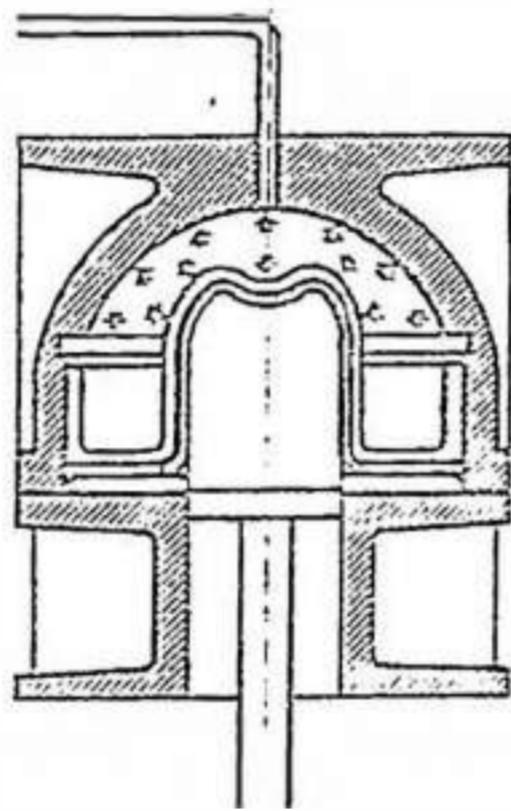


Fig. 15. Tercera Fase

Cuarta fase

La estampa, fijada al pistón, es impulsada hacia arriba con mando hidráulico hasta penetrar en la cavidad superior. La chapa es comprimida contra la membrana elástica, que es rigidizada por la presión constante del aceite, y toma la forma del pistón.

Fig. 16. Cuarta Fase



Quinta fase

Se descarga la presión del aceite de la cavidad superior y se eleva esta última; la chapa embutida permanece, en esta fase, apoyada en el pistón.

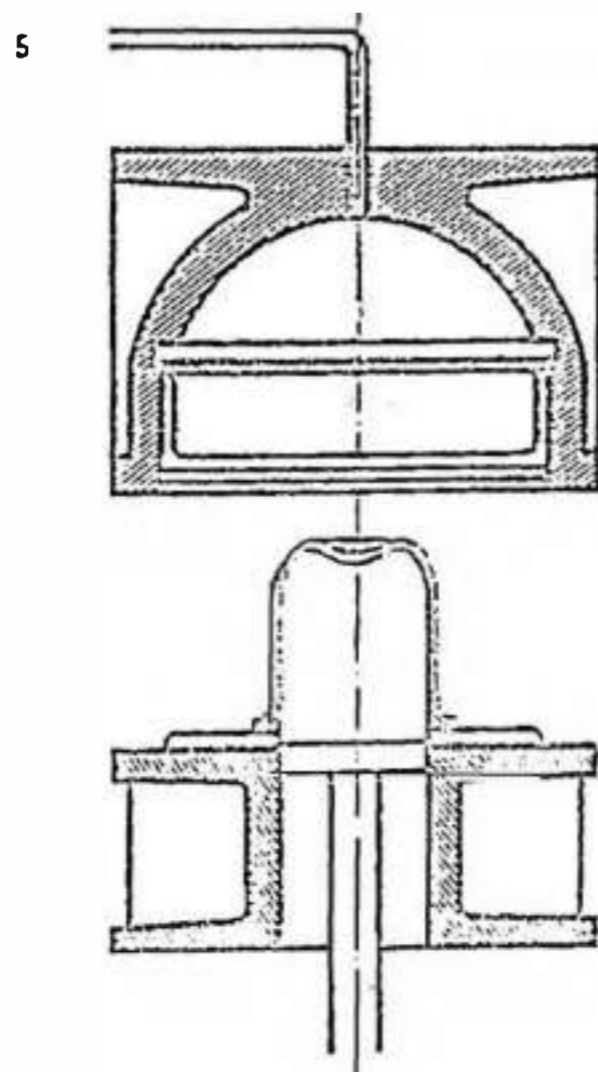


Fig. 17. Quinta Fase

Sexta fase

El pistón vuelve a su posición inicial, mientras la chapa embutida queda apoyada en la parte fija de la prensa, de donde puede extraerse fácilmente.

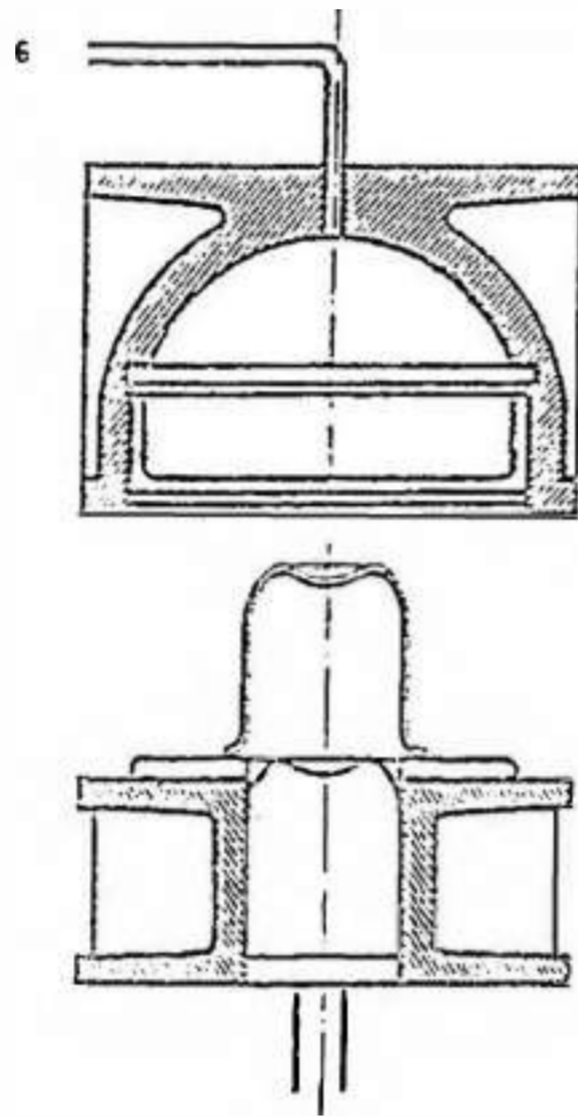


Fig. 18. Sexta Fase

4 PARAMETROS PARA EL DISEÑO DE LA PRENSA

CONSIDERACIONES

4.1 CAPACIDAD

Fuerza desarrollada por el pistón: 50 TM. (110 klb)

Carrera estimada: 400 mm

(15 3/4")

Carrera del pórtico longitudinal: 3,500 mm

(11' - 5 (13/16)")

Carrera del cilindro hidráulico

Transversal: 1,000 mm

(3' - 3 (5/16)")

(se entiende carrera del trolley porta cabezal hidráulico).

Superficie cubierta por el pistón: 3,500x1,000 mm

(11' - 5 (13/16)"x 3' - 3(5/16)")

4.2 DIMENSIONES PRINCIPALES

Dimensiones de la mesa de trabajo

1,390 x 4,360 mm

Abertura max. entre pistón

y mesa

800 mm

(2' - 7 (1/2)")

4.3 VELOCIDADES DE OPERACION (ESTIMADAS)

Velocidad de elevación pistón:	20 mm/seg
Velocidad de prensado rápido:	36 mm/seg
Velocidad de prensado lento:	1.2 mm/seg
Velocidad pórtico longitudinal:	120 mm/seg
Velocidad mov. transversal:	38 mm/seg
(Trolley) estimado.	

Acerca de las velocidades de operación: Discusión

A menudo un ciclo operativo (ó de trabajo) exige el funcionamiento del receptor (en nuestro caso el cilindro hidráulico) a distintas velocidades, especialmente cuando durante partes importantes del ciclo *los esfuerzos resistentes son nulos ó, en todo caso, bastante inferiores al esfuerzo de trabajo propiamente dicho.* Estos periodos "muertos" típicos de las máquinas herramientas y de las prensas hidráulicas, en los que se precisa colocar el porta herramienta (punzón) hasta la posición necesaria para permitir el comienzo de la operación principal de trabajo, son los que deben ejecutarse con velocidades suficientemente elevadas para que el rendimiento económico de la máquina sea aceptable. Sobre todo teniendo en cuenta que estos desplazamientos pueden corresponder a carreras del receptor incluso muy superior a la propia carrera de trabajo.

En efecto solo de esta manera pueden reducirse al mínimo los tiempos invertidos en estas operaciones auxiliares (llamadas impropriamente "muertos" ó "perdidos" porque no son directamente productivos) y hacer por tanto que repercutan menos sobre la duración total del ciclo.

Si bien teóricamente cabe admitir incluso la posibilidad de suprimir íntegramente los tiempos "muertos", la práctica impone ya límites bien precisos al propio proceso que conduce a la simple reducción de aquellos. Así, en el caso de la prensa hidráulica, los movimientos en "vacío" (aproximación y retorno) deben cubrir una determinada carrera, que se podrá recorrer con una velocidad tal vez muy elevada, pero evidentemente nunca infinita.

Así, en *condiciones normales* la relación entre la velocidad de trabajo y la velocidad en vacío esta comprendida entre 1:4 y 1:30, esto significa que el llenado de un cilindro durante la fase, de aproximación rápida puede exigir caudales instantáneos de incluso varios millares de litros por minuto.

Esta es la razón por la que nosotros hemos escogido los valores para las velocidades de operación tal como se muestran en 4.3.

5 DISEÑO DE LA PRENSA PARA ENDEREZADO

5.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PORTICO

Consideraremos las sollicitaciones a que queda sometido el pórtico durante la operación de prensado a plena carga. Puesto que la carga de prensado es bastante más grande que el propio peso del pórtico mas el cilindro hidráulico y accesorios, inicialmente para este análisis despreciaremos este peso propio.¹

DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE SOBRE EL PORTICO

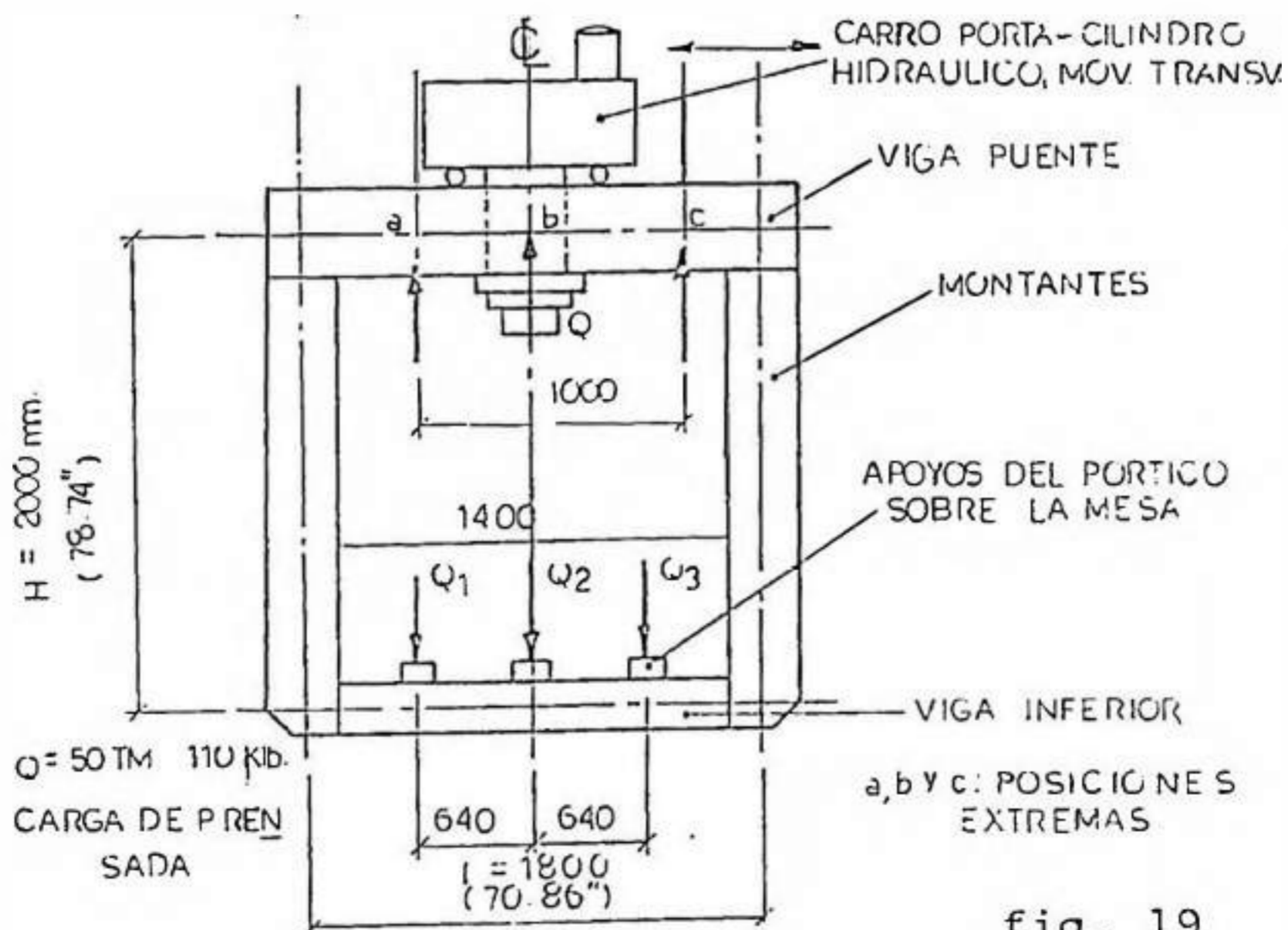


fig. 19

1] Más aún tengase en cuenta que el peso propio tiende a descargar el pórtico, consecuentemente al no tenerlo en cuenta estamos añadiendo seguridad a los cálculos.

5.1.1 DIAGRAMAS DE CARGA

a) Posición pistón hidráulico en el medio:

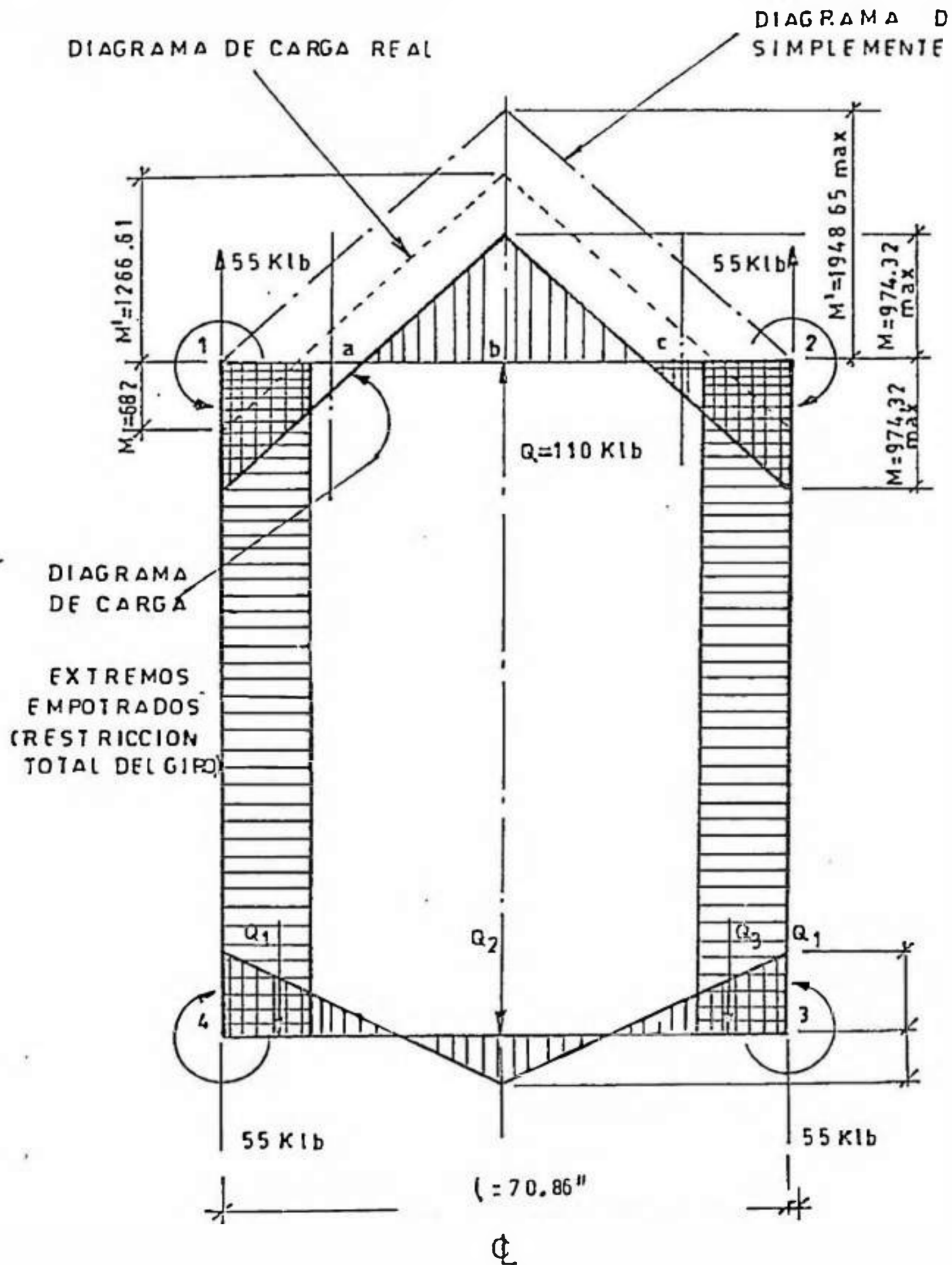


Fig. 20 Posición del pistón en el medio

Si se considera la viga-puente, empotrada en sus extremos (marco rígido)

$$M_{\max} = \frac{Q \times l}{8} = \frac{110 \text{ Klb} \times 70.86''}{8}$$

$$M_{\max} = 974.32 \text{ Klb} \times \text{plg}$$

Considerando la viga-puente simplemente apoyada (gran flexibilidad en los apoyos):

$$M'_{\max} = \frac{Q \times l}{4} = \frac{110 \text{ Klb} \times 70.86''}{4}$$

$$M'_{\max} = 1948.65 \text{ Klb} \times \text{plg.}$$

Por supuesto el comportamiento elástico real de la viga-puente respecto de sus apoyos es más bien intermedio, pues estos tienen capacidad de tomarse una cantidad de momento de empotramiento en un rango intermedio entre el caso de flexibilidad total (momento nulo) y el de un marco rígido (momento de empotramiento perfecto) esto es lo que las especificaciones de AISC denominan, para los diversos tipos de construcciones como de marco ó pórtico semi-rígido.

Nosotros consideraremos debido a la forma como se proyectará el pórtico de la prensa en cuestión, y particularmente sus condiciones de apoyo como el de pórtico semi-rígido consecuentemente estimaremos el momento de empotramiento real en los extremos de viga-puente (M_2) como el 70% del momento de empotramiento perfecto.

Luego:

$$M_2 = 0.7 M_{max} = 0.7 (974.32) = 682 \text{ Klb} \times \text{plg.}$$

Para este diagrama de carga real estimada, tenemos:

$$M''_{max} = M_{max} + 0.3 M_{max} = 1.3 M_{max}$$

$$M''_{max} = 1.3 \text{ Klb} \times 974.32 \text{ plg.}$$

$$M''_{max} = 1266.61 \text{ Klb} \times \text{plg.}$$

Los montantes quedaran sometidos al siguiente estado de carga:

$$\text{Tracción: } Q_t = 55 \text{ Klb.}$$

$$\text{Momento flector extremos: } M_2 = 682 \text{ Klb} \times \text{plg.}$$

b) Posición pistón-hidráulico en un extremo de su carrera transversal:

Considerando la viga-puente, simplemente apoyada:

$$M'_{max} = \frac{Q \times a \times b}{l} = \frac{110 \text{ Klb} \times 15.745'' \times 55.115''}{70.86''}$$

$$M'_{max} = 1347.11 \text{ Klb} \times \text{plg.}$$

$$1 \text{ Klb} \times \text{plg} = 1,000 \text{ lb} \times \text{plg.}$$

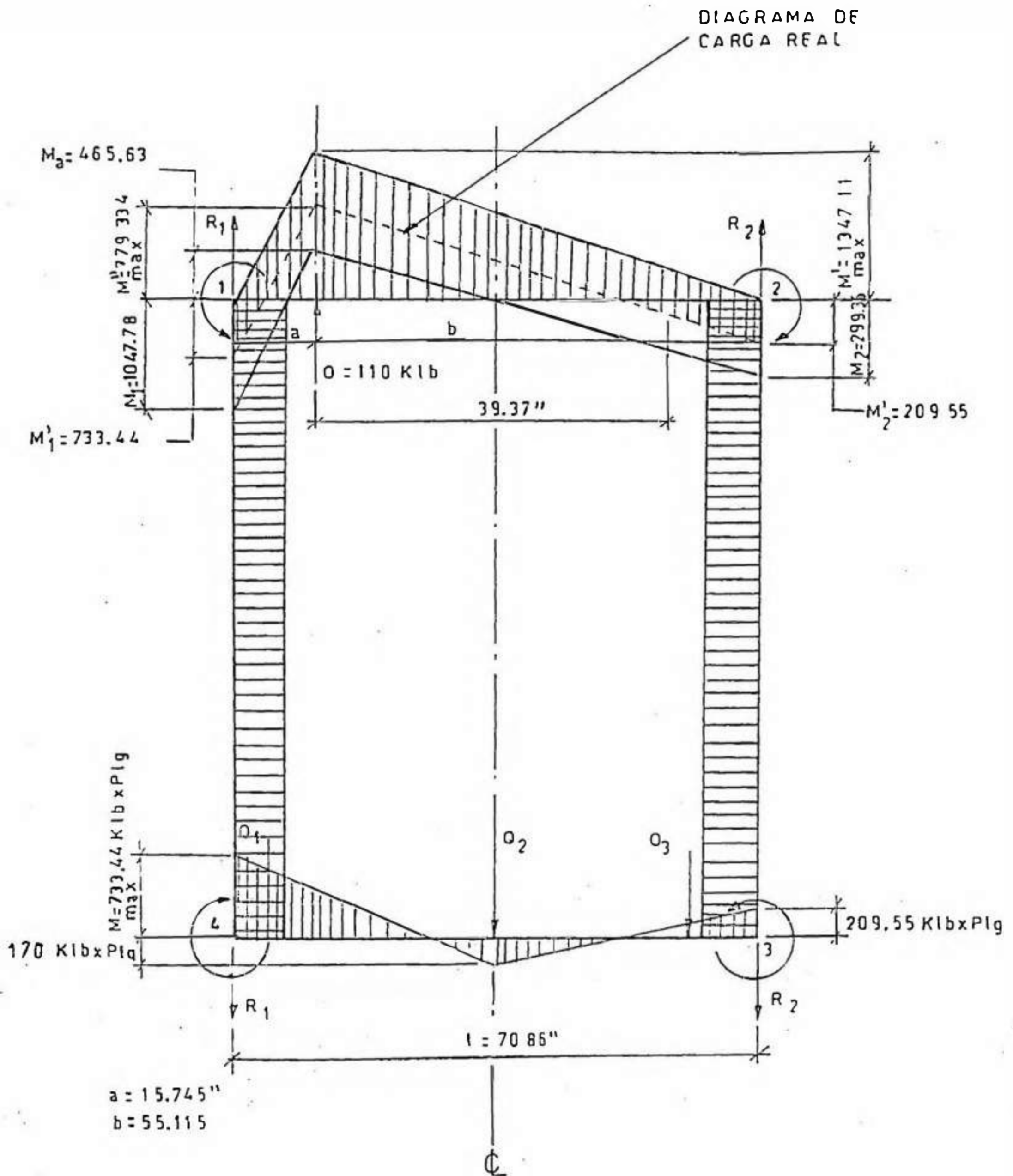


Fig. 21 Posición del pistón en un extremo de su carrera

$$R_1 = \frac{Q \times b}{l} = \frac{110^k \times 55.115''}{70.86''} = 85.558^k$$

$$R_2 = Q - R_1 = 110^k - 85.558^k = 24.442^k$$

Considerando la viga puente, empotrada en sus extremos (marco rígido):

$$R'_1 = \frac{Q \times b^2}{l^2} \times (3a + b)$$

$$R'_1 = \frac{110^k (55.115)^2 (3 \times 15.745 + 55.115)}{70.86^2}$$

$$R'_1 = 96.12^k$$

$$R'_2 = Q - R'_1 = 110^k - 96.12^k = 13.88^k$$

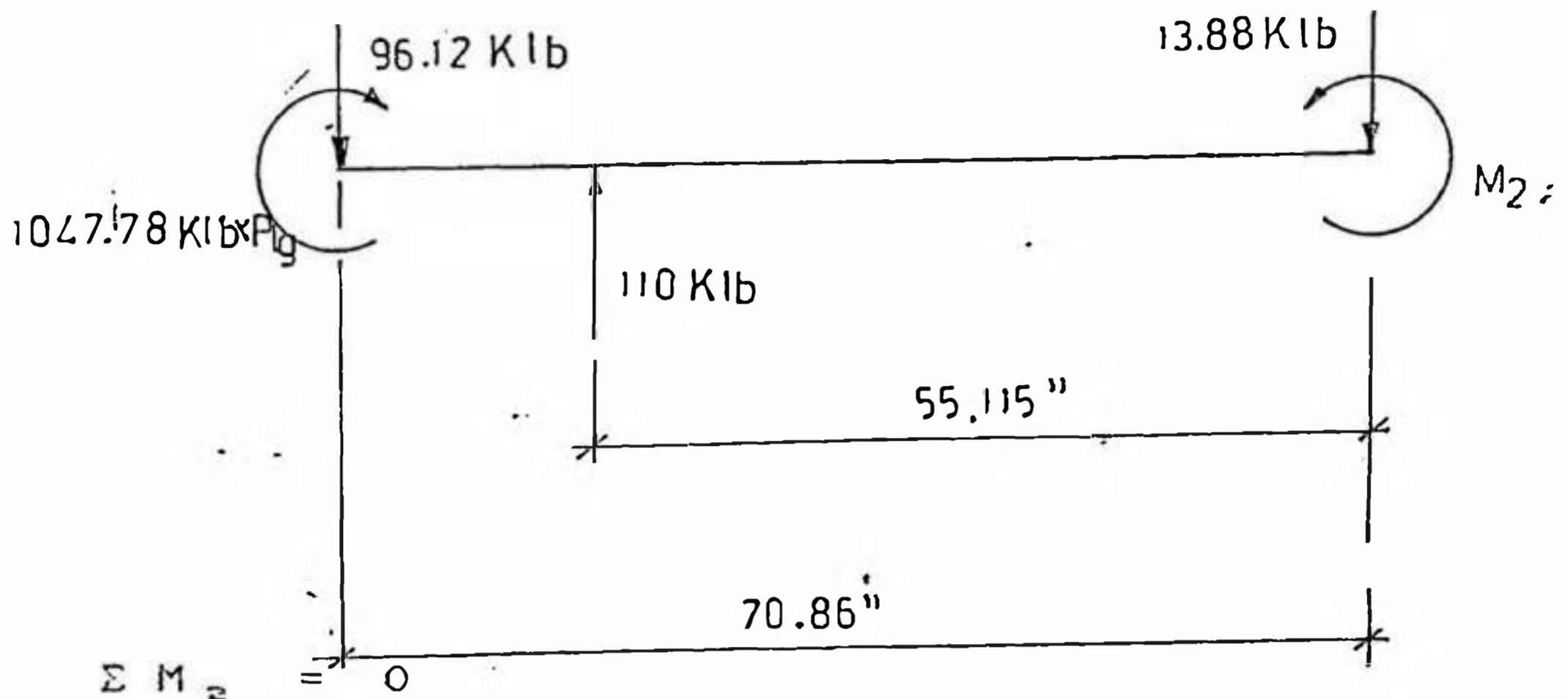
$$M_1 = \frac{Q \times a \times b^2}{l^2} = \frac{110^k (15.745)(55.115)^2}{70.86^2}$$

$$M_1 = 1047.78^k \times \text{plg}$$

$$M_2 = \frac{2Qa^2 b^2}{l^3} = \frac{2 \times 100^k (15.745)^2 (55.115)^2}{70.86^3}$$

$$M_2 = 465.63^k \times \text{plg}$$

Cálculo de M_2 :



$$110 \text{ Klb} (55.115) + 1047.78 - 96.12 \text{ Klb} (70.86) = M_2$$

$$M_2 = 299.36 \text{ Klb} \times \text{plg.}$$

Nuevamente si consideramos un pórtico semi-rígido, estimaremos el momento de empotramiento real en los extremos de la viga-puente (M'_2) como el 70% del momento de empotramiento perfecto (M_2):

Luego:

$$M'_2 = 0.7 M_2 = 0.7 \times 1047.78 = 733.44 \text{ Klb} \times \text{plg}$$

Para el diagrama de carga real estimada, tenemos:

$$M''_{max} = M_2 + 0.3 M_2 = 465.63 + 0.3 \times 1047.78$$

$$M''_{max} = 779.34 \text{ Klb} \times \text{plg.}$$

$$M'_2 = 0.7 M_2 = 0.7 \times 299.36 = 209.55 \text{ Klb} \times \text{plg.}$$

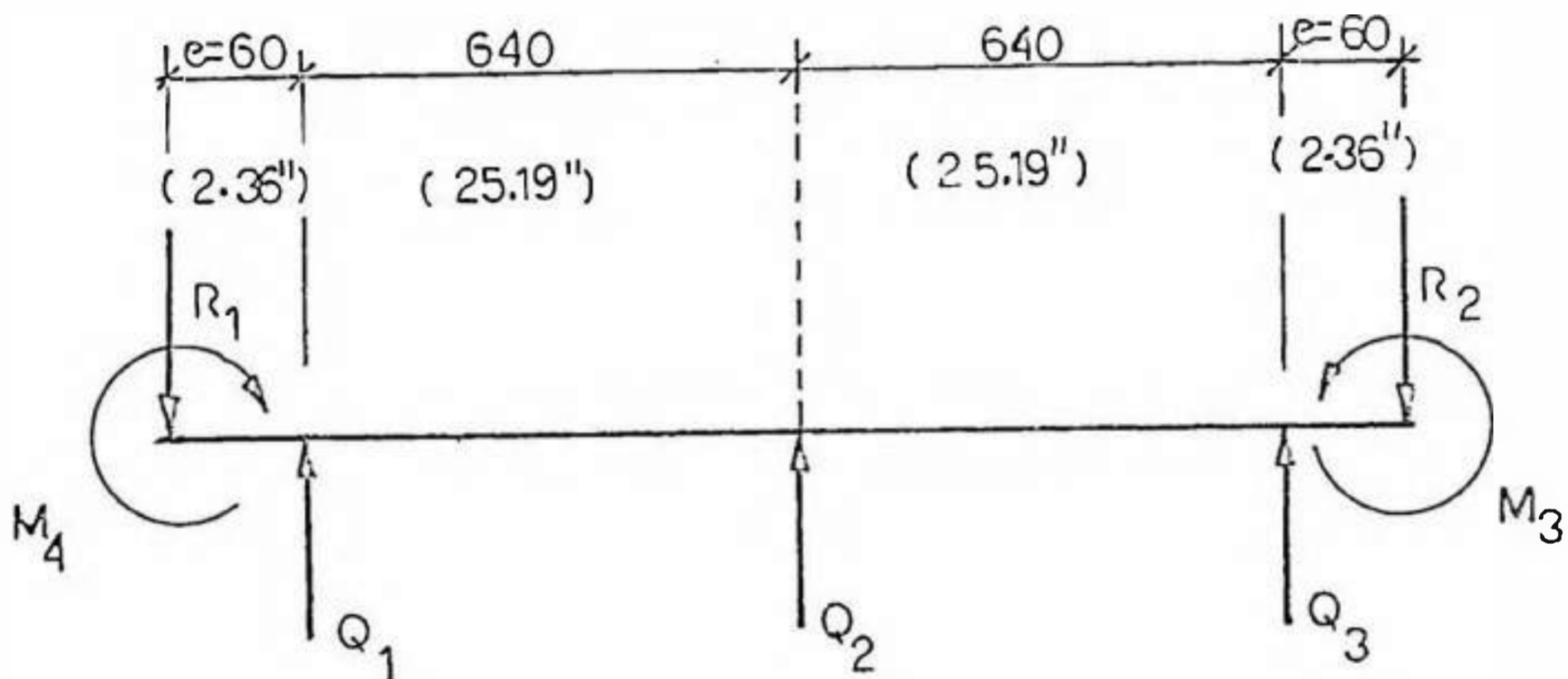
El montante más cargado quedará con:

Tracción $Q_e = 96.12 \text{ Klb}$

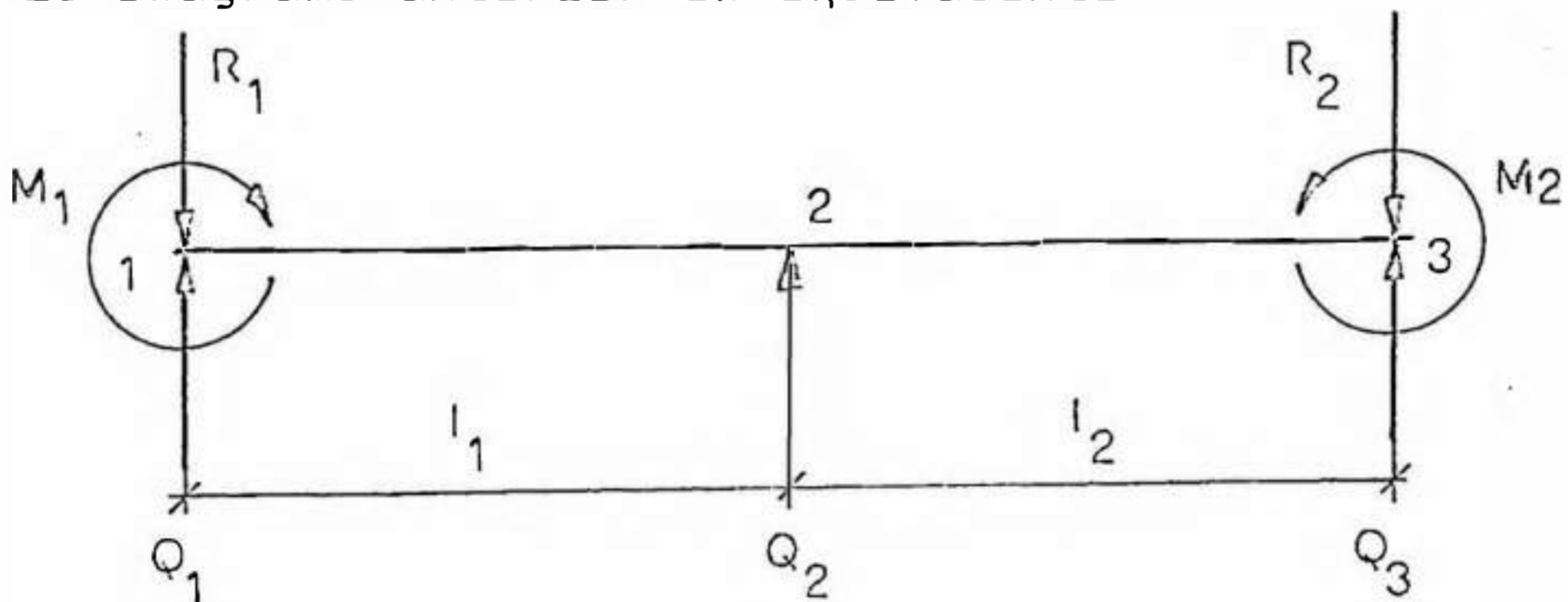
Momento flector extremo : $M'_2 = 733.44 \text{ Klb} \times \text{plg.}$

DIAGRAMAS DE CARGA VIGA INFERIOR:

Para cualquier posición del cilindro hidráulico durante la operación de prensado (enderezado) el diagrama de cuerpo libre para esta viga es como sigue (en términos generales):



El diagrama anterior es equivalente



$$l_1 = 640 \quad e = 60 \\ (25.19") \quad (2.36")$$

$$l_2 = 640 \\ (25.19")$$

Donde R_1 , R_2 , M' , M'' , son las cargas que se generan en los extremos de la viga durante la operación de prensado y que dependen de la ubicación del cilindro hidráulico. Estas cargas ya han sido calculados. Q_1 , Q_2 , y Q_3 son las reacciones de la mesa sobre los apoyos del pórtico y que son materia de cálculo. Para su cálculo emplearemos el teorema de los tres momentos:

$$M_1 l_1 + 2 M_2 (l_1 + l_2) + M_3 l_2 = - 6EI(A) \quad \dots(1)$$

$$A = (\theta^{iz}_2 + \theta^{der}_2)$$

$$Q_2 = Q^{\circ}_2 + \frac{M_1 - M_2}{l_1} + \frac{M_3 - M_2}{l_2} \quad \dots(2)$$

Q°_2 = La reacción total en el apoyo "2" de dos vigas contiguas correspondiente solamente a las cargas dadas sobre los varios.

θ^{iz}_2 , θ^{der}_2 : Los ángulos de giro de las secciones sobre el apoyo "2" correspondientes a las vigas situada a la izquierda y la derecha y originadas solamente por las cargas que actúan directamente sobre estos tramos.

a) Para la posición pistón en el medio:

Datos:

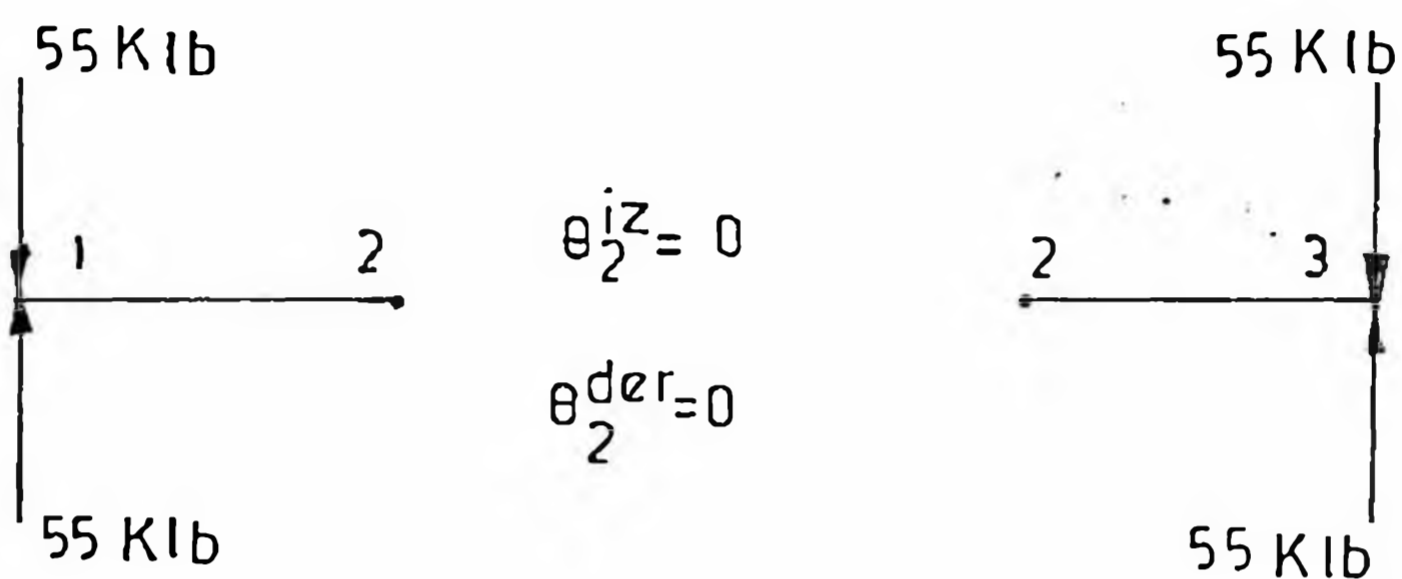
$$M_2 = 682^k \times \text{plg} - 55^k (2.36'') = 552.2^k \times \text{plg}$$

$$M_3 = M_2 = 552.2^k \times \text{plg}$$

$$l_1 = l_2 = 25.19''$$

$$R_1 = 55^k = R_2$$

Cálculo de θ_2^{iz} y θ_2^{der}

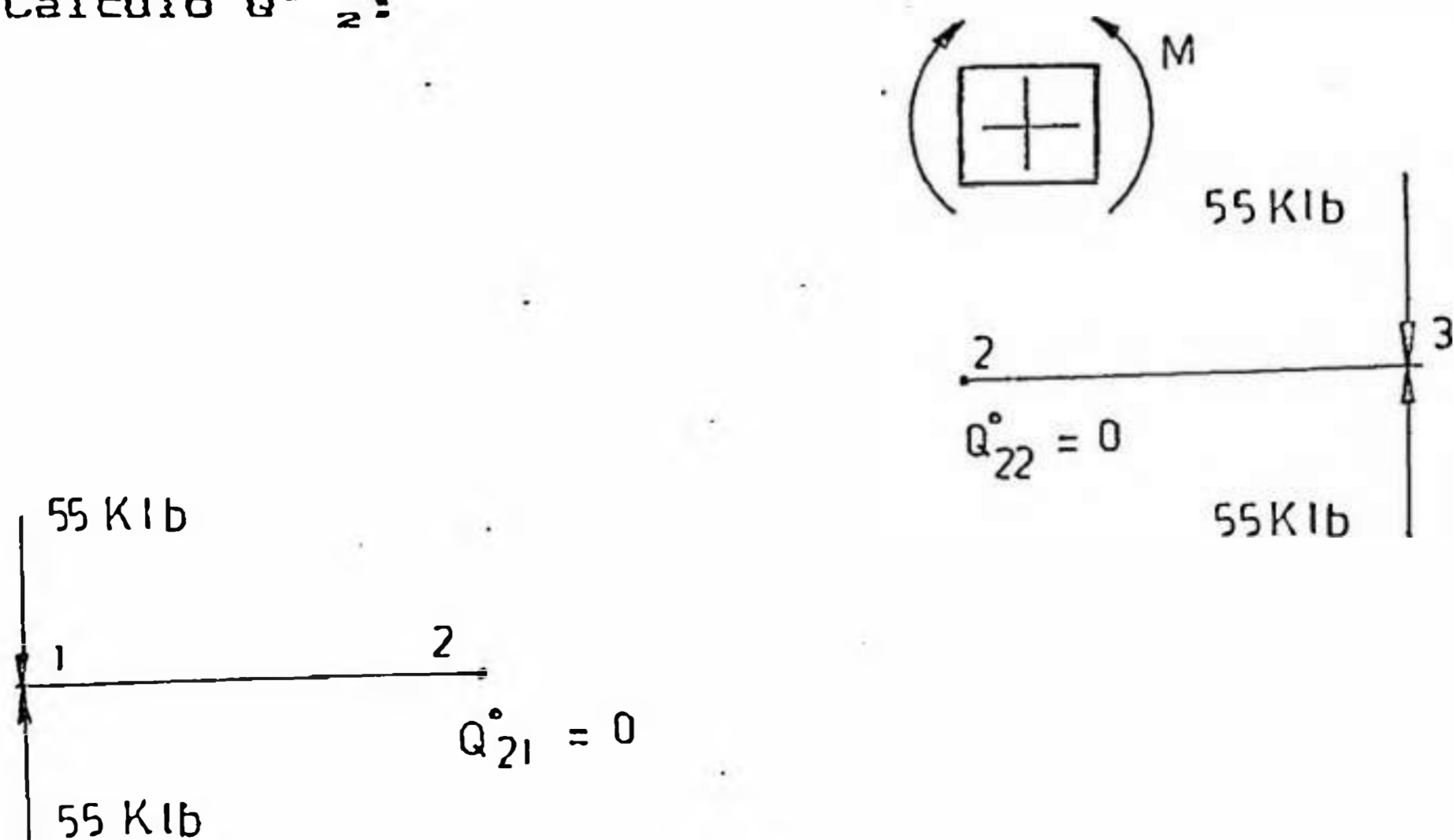


En (1)

$$552.2(25.19) + 2 M_2 (2 \times 25.19) + 522.2 (25.19) = 0$$

$$M_2 = -276.1^k \times \text{plg}$$

Cálculo Q°_2 :



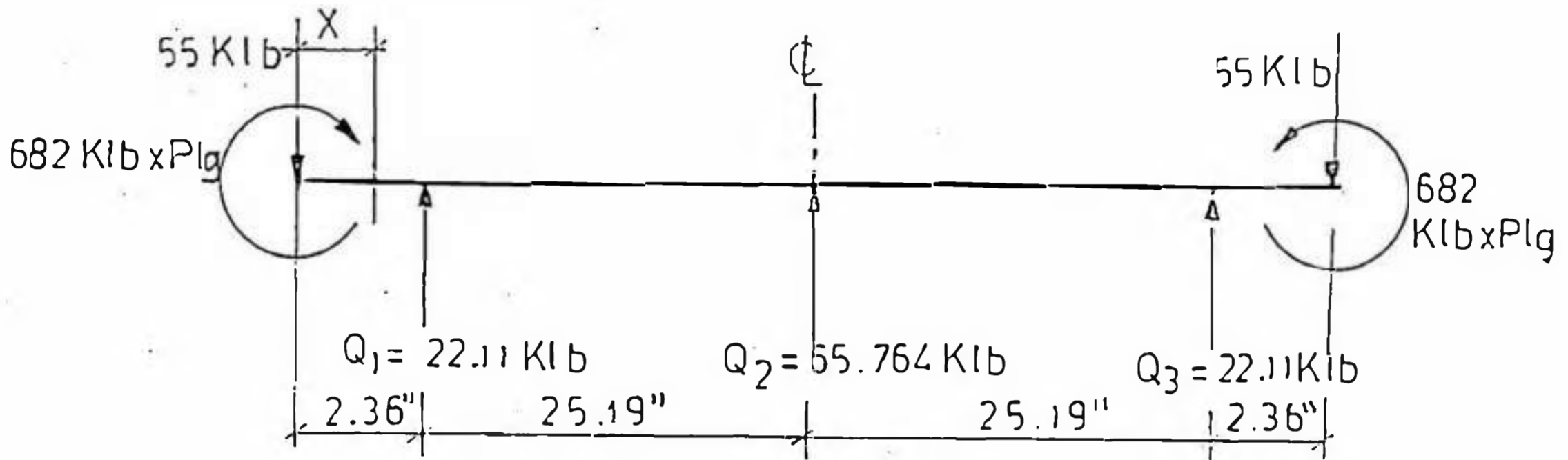
$$Q^{\circ}_2 = Q^{\circ}_{21} + Q^{\circ}_{22} = 0$$

En (2):

$$Q_2 = 0 + \frac{5522 - (-276.1)}{25.19} + \frac{552.2 - (-276.1)}{25.19}$$

$$Q_2 = 65.764 \text{ K}$$

Luego el estado de carga sobre esta viga será:



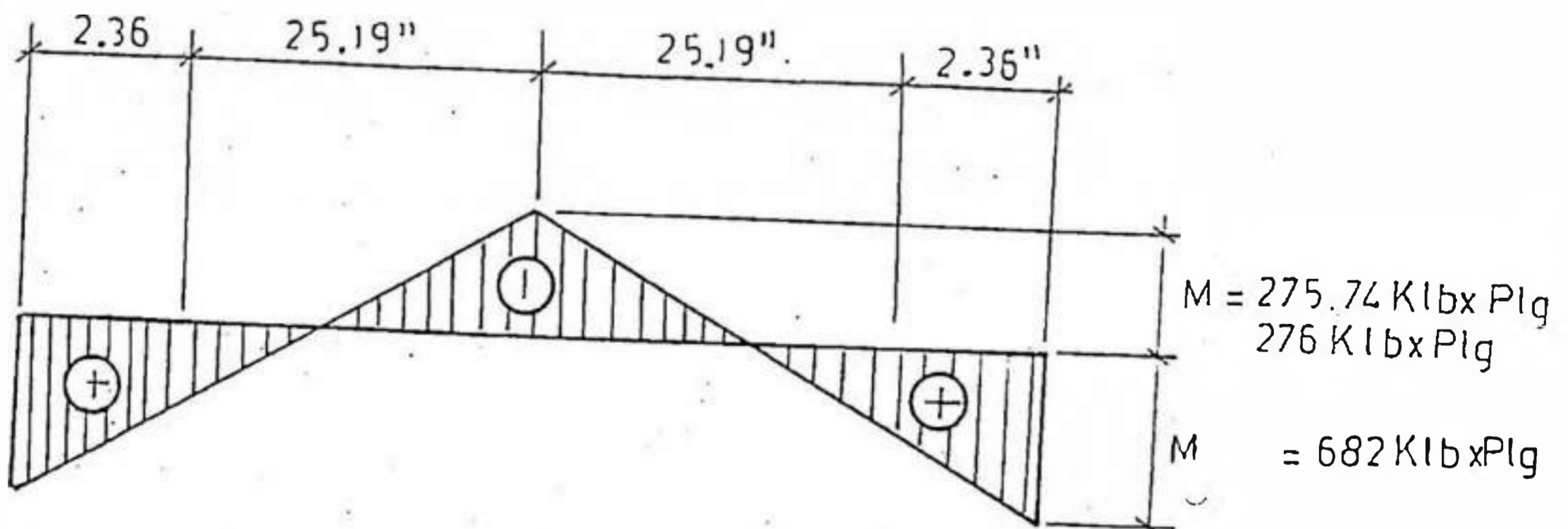
Por simetría: $Q_1 = Q_3$

Luego: $\Sigma F_v = 0$

$$2 Q_1 + 65.764 = 2 \times 55$$

$$Q_1 = \frac{2 \times 55 - 65.764}{2} = 22.118 \text{ K} = Q_3$$

EL DIAGRAMA DE CARGAS ES:



(Véase también en la Fig. 02)

Entrando por la izquierda:

Para:

$$0 < X < 2.36" \quad \rightarrow \quad M = 682 - 55X \quad (\text{Klb} \times \text{plg})$$

i

$$\text{Para:} \quad 2.36" < X \leq 27.55"$$

$$\rightarrow \quad M = 630.37 - 32.89 X;$$

Convención de signos:

b) Para la posición extrema del pistón hidráulico

Datos:

$$M_1 = 733.44^k \times \text{plg} - 96.12(2.36) = 506.596^k \times \text{plg}$$

$$M_2 = 209.55^k \times \text{plg} - 13.88(2.36) = 176.793^k \times \text{plg}$$

$$l_1 = l_2 = 25.19"$$

$$R_1 = 96.12^k$$

$$R_2 = 13.88^k$$

Aquí:

$$\theta^{iz}_2 = \theta^{der}_2 = 0 \quad (\text{referida a la fig. Nro 04})$$

En (1):

$$506.596(25.19) + 2(M_2)(2 \times 25.19) + 176.793(25.19) = 0$$

$$M_2 = -170.84^k \times \text{plg}$$

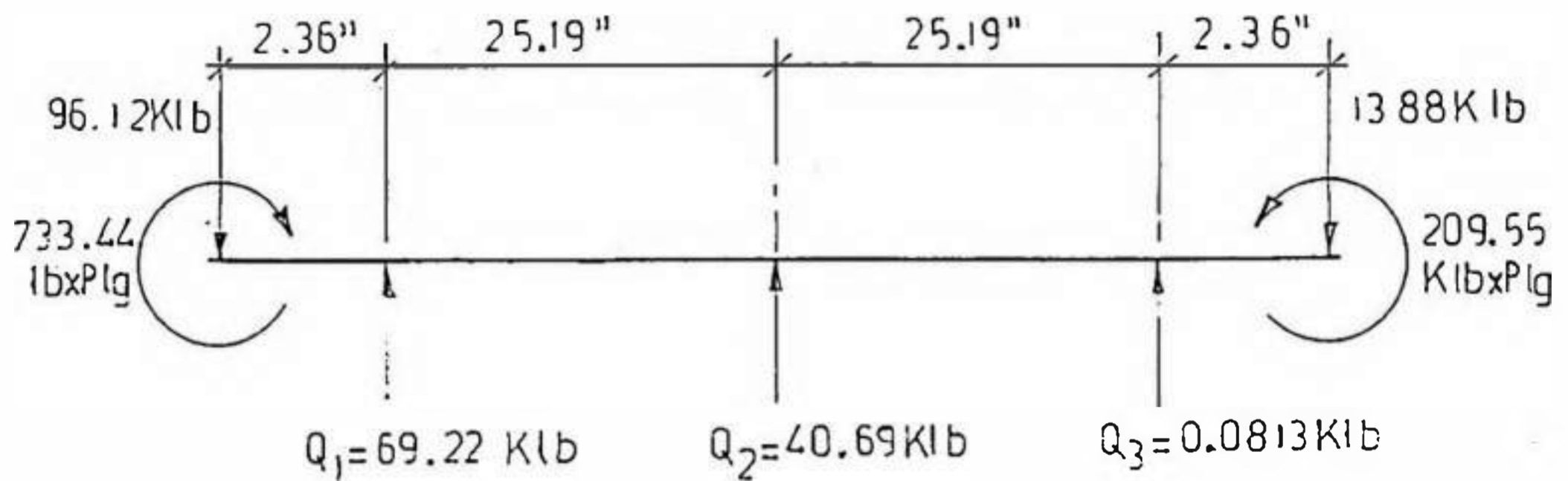
$$Q^o_2 = Q^o_{21} + Q^o_{22} = 0$$

En (2):

$$Q_2 = 0 + \frac{506.596 - (-170.84)}{25.19} + \frac{176.793 - (-170.84)}{25.19}$$

$$Q_2 = 40.69^k$$

El estado de carga para la viga es:



Calculando Q_1 y Q_3 :

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$96.12(2.36) - 733.44 + 40.69(25.19) + Q_3(50.38) +$$

$$209.55 - 13.88(52.74) = 0$$

$$Q_3 = 0.0813^k$$

$$\Sigma F_v = 0$$

$$40.69 + 0.0813 + Q_1 = 96.12 + 13.88$$

$$Q_1 = 69.22^k$$

DIAGRAMA DE CARGA:

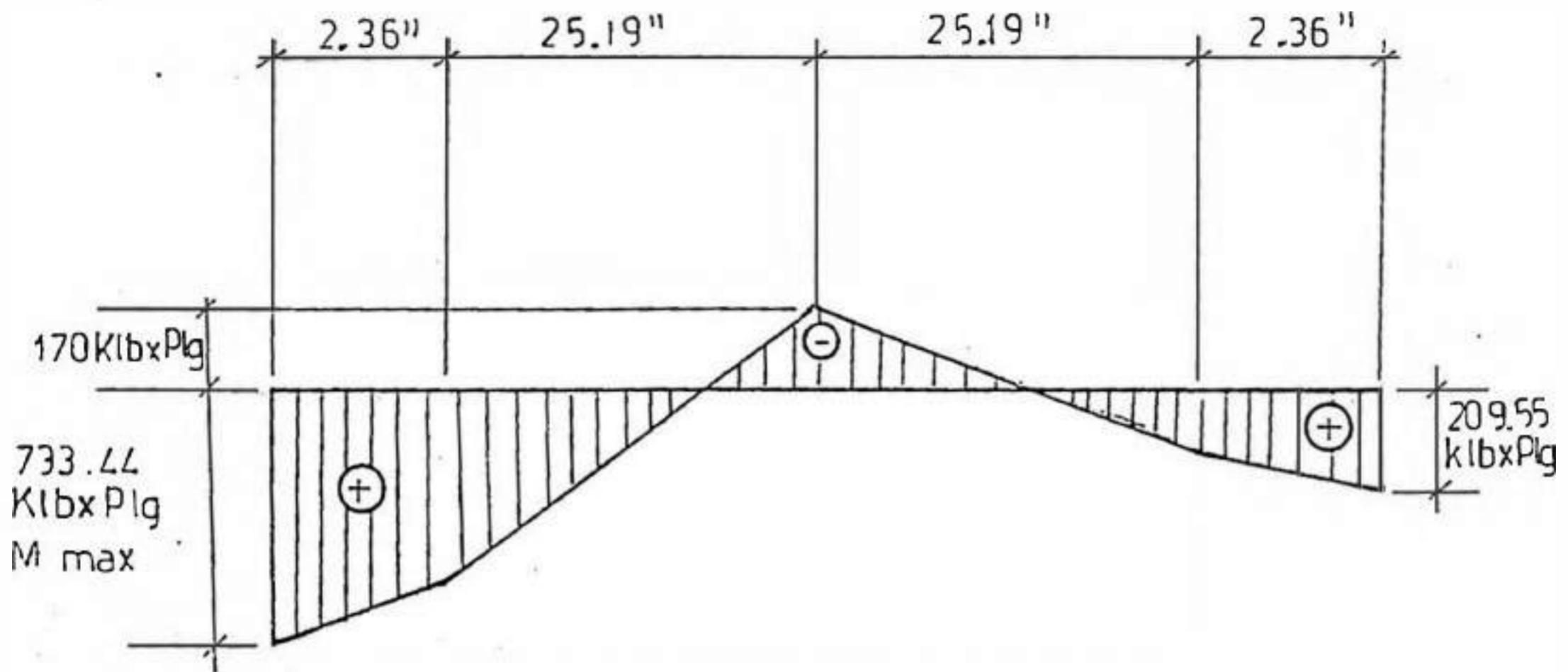


Fig. Nº 23

(Véase Figura Nº 21)

5.1.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA VIGA PUENTE

Los parámetros que sirven de base para el diseño de la viga puente son:

$$M_{\max} = 1266.61^k \times \text{plg.}$$

(la cual se presenta para la posición del cilindro hidráulico en el medio del span).

Por lo tanto:

$$S_b = \frac{M_{\max}}{W} \leq F_b$$

F_b : esfuerzo permisible de flexión

$$W \geq \frac{M_{\max}}{F_b} \quad \dots (3)$$

W : Módulo de sección

Si usamos acero estructural A-36.

Por lo tanto:

$$S_y = 36,000 \text{ Psi } \text{ ó } 36 \text{ Ksi}$$

Por lo tanto:

$$F_b = 0.66(36) = 23.76 \text{ Ksi}$$

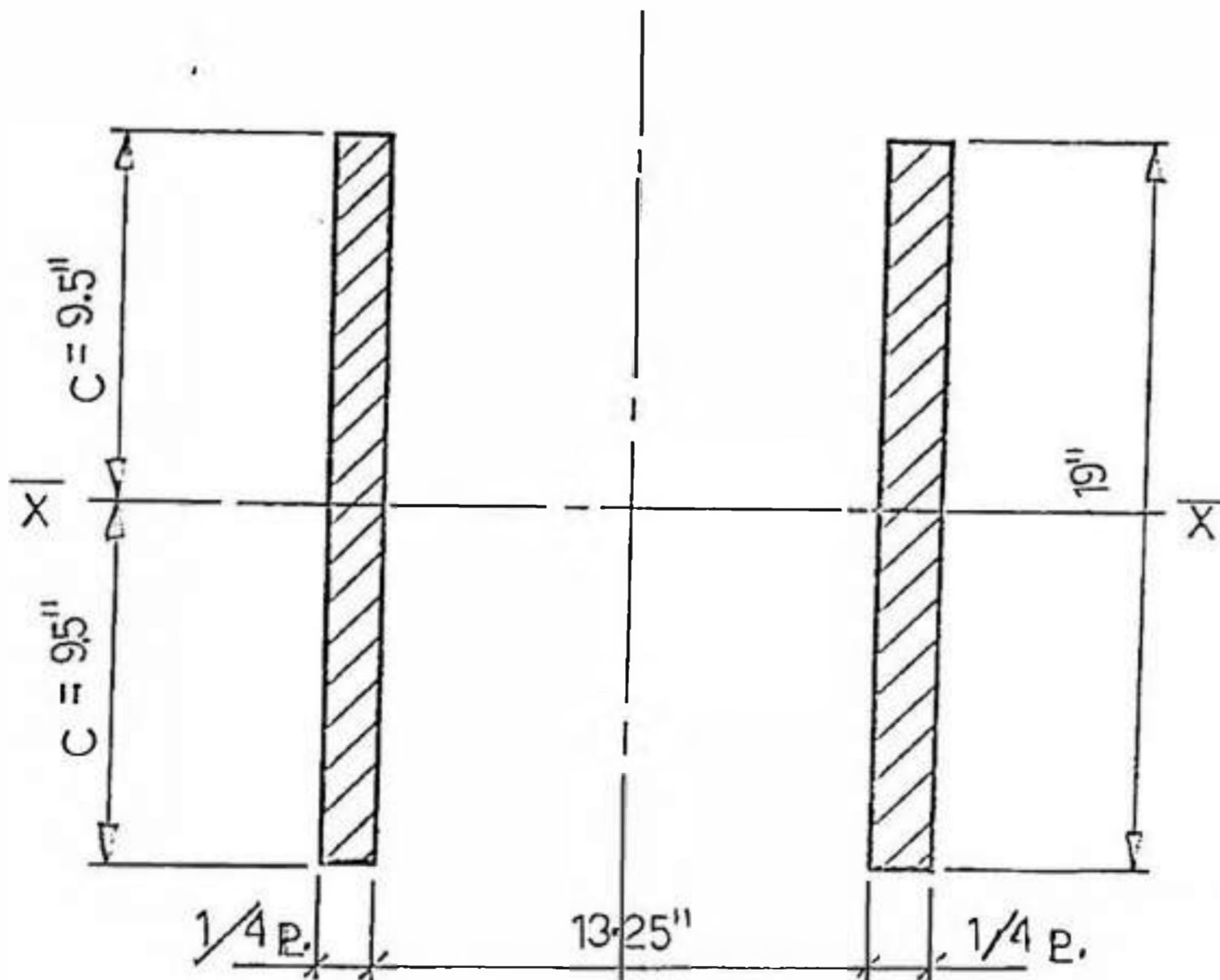
Nosotros tomaremos:

$$F_b = 20.0 \text{ Ksi}$$

Por lo tanto:

$$W \geq \frac{1266.61}{20.0} = 63.33 \text{ plg}^3$$

Si usamos para el puente la sección siguiente:



Esta sección se justifica teniendo en cuenta que interiormente debe preverse el desplazamiento del cilindro hidráulico; aquí los bordes superiores servirán de rieles al trolley que lo transporta.

$$I_{\bar{x}} = \left(\frac{1.25(19)^3}{12} \right) \times (2) = 1428.95 \text{ plg}^4$$

$$W_{\bar{x}} = \frac{I_{\bar{x}}}{C} = \frac{428.95}{9.5}$$

$$W_{\bar{x}} = 150.41 \text{ plg}^3 > 63.33 \text{ plg}^3 \quad \text{es OK!}$$

CHEQUEO DE LA DEFLEXION ELASTICA

Asumiendo que la viga es simplemente apoyada y por supuesto considerando la carga centrada:

$$\Delta_{max} = \frac{Pl^3}{48EI_{\bar{x}}}$$

(En el punto de la carga)

$$E = 29 \times 10^6 \text{ Psi}$$

$$I_{\bar{x}} = 1428.95 \text{ plg}^4$$

$$l = 70.86''$$

$$P = Q = 110 \text{ K}$$

$$\Delta_{max} = \frac{110 \times 10^3 \times 70.86^3}{48 \times 29 \times 10^6 \times 1428.95}$$

$$\Delta_{max} = 0.0196 \text{ plg} < > 0.499 \approx 0.5 \text{ mm}$$

DEFLEXION DEBIDO AL CORTANTE (Deformación Cortante)

En vigas con pequeñas relaciones luz/peralte (span/depth) los esfuerzos cortantes son altos y la deflexión debido al corte no puede ser despreciado, evaluando:

$$r_e = \frac{l}{h} = \frac{70.86''}{19''} = 3.729$$

l : longitud entre apoyos de la viga (luz)

h : peralte de la viga

r_e : relación luz/peralte

Para: $r_e = 3$ ó mas.

La deflexión cortante se puede encontrar por la fórmula:²

$$\Delta_s = \frac{1}{4} \times F \times \frac{P \times l}{A \times G} \dots(4)$$

G : Módulo de elasticidad al corte

P : Carga

l : Luz

A : Area sección transversal

F : Es un factor que depende de la forma de la sección transversal; para una sección rectangular es igual a 6/5.³

2] Véase para más detalle "Formulas por Stress and strain" by Raymond J. Roark & Warren C. Young. 71.10: "Beams of relatively great depth" pag. 184-187. FIFTH Editions, Mc Graw-Hill, 1975.

3] La fórmula premigener tal como se muestra en los manuales respectivos tiene la forma (método de las cargas unitarias)

$$\Delta_s = F \int \frac{Vv}{AG} dx$$

Aquí:

$$P = Q/2 = 110/2 = 55 \text{ k}$$

$$G = 11.5 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2$$

$$A = 1.25 \times 19 = 23.75 \text{ plg}^2$$

$$l = 70.86 \text{ plg}$$

En (4):

$$\Delta_s = \frac{1}{4} \left(\frac{6}{5} \right) \left(\frac{55 \times 10^3 \times 70.86}{23.75 \times 11.5 \times 10^6} \right)$$

$$\Delta_s = 4.28 \times 10^{-3} \text{ plg} < > 0.108 \text{ mm}$$

Por lo tanto:

$$\Delta^t_{\text{max}} = \Delta_{\text{max}} + \Delta_s = 0.0196'' + 4.28 \times 10^{-3}$$

$$\Delta^t_{\text{max}} = 0.0238'' < > 0.60452 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que estos cálculos se han hecho considerando una viga simplemente apoyada, estos valores son más bien conservadores puesto que el comportamiento de la viga es la de semi-empotrada (semi-rígida) realmente, consecuentemente las deflexiones esperada son más bajas que las calculadas.

Conclusión: Las dimensiones de la sección elegida satisfacen plenamente tanto las condiciones de rigidez como las de resistencia mecánica.

5.1.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA VIGA INFERIOR

Parámetros de diseño

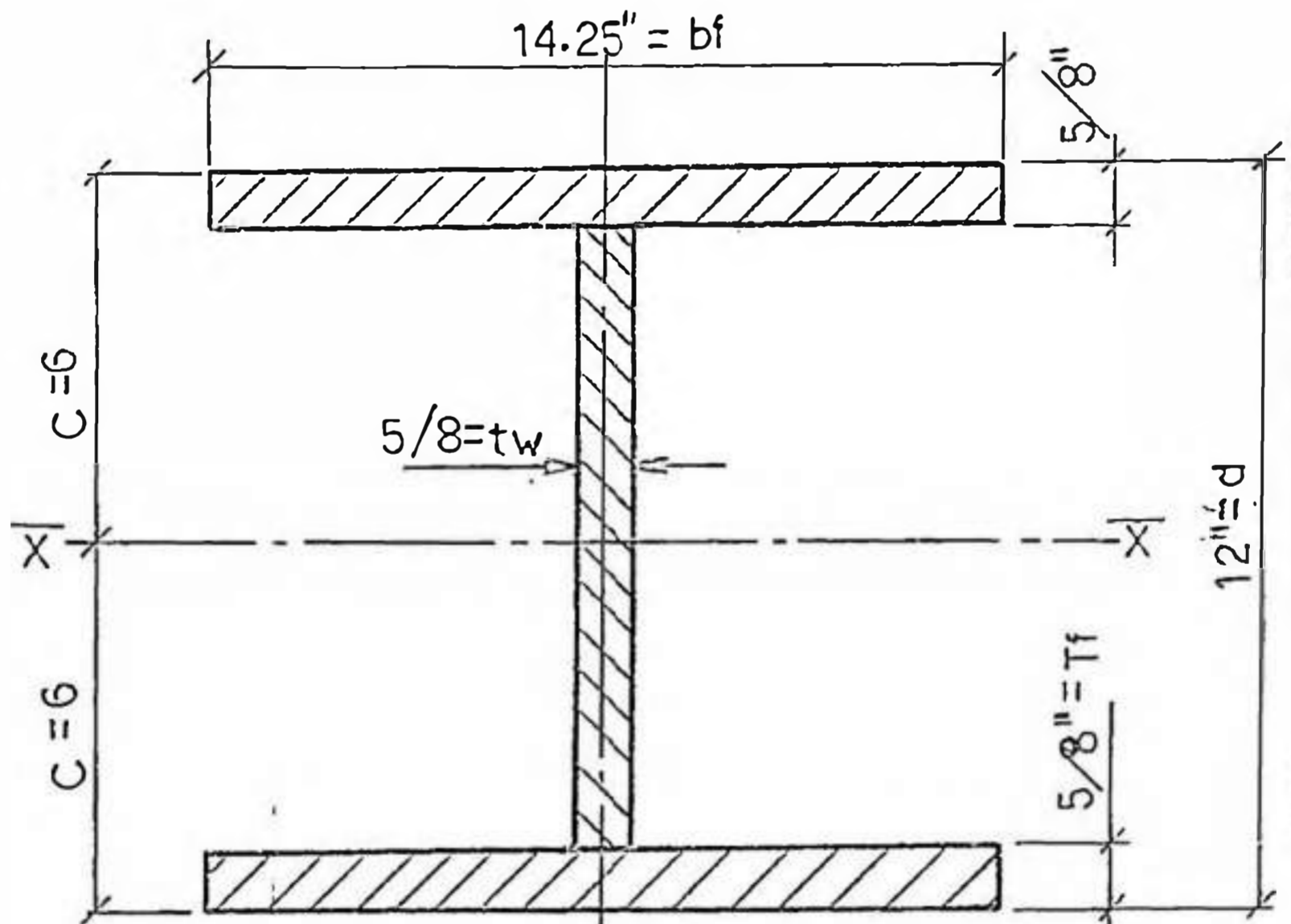
$$M_{\max} = 733.44 \text{ klb} \times \text{plg.}$$

(Caso de pistón hidráulico situado en el extremo de su carrera transversal).

El módulo de sección mínimo; aplicando (3):

$$W \geq \frac{M_{\max}}{F_b} = \frac{733.44}{20} = 36.672 \text{ plg}^3$$

Asumiendo un perfil tipo cajon:



Aplicando el Teorema de STEINER:

$$I_{\bar{x}} = \left(\frac{5}{8} \times \frac{14.25^3}{12} \right) + \left[\left(14.25 \times \frac{5}{8} \right) (5.6875)^2 \right] (2) +$$

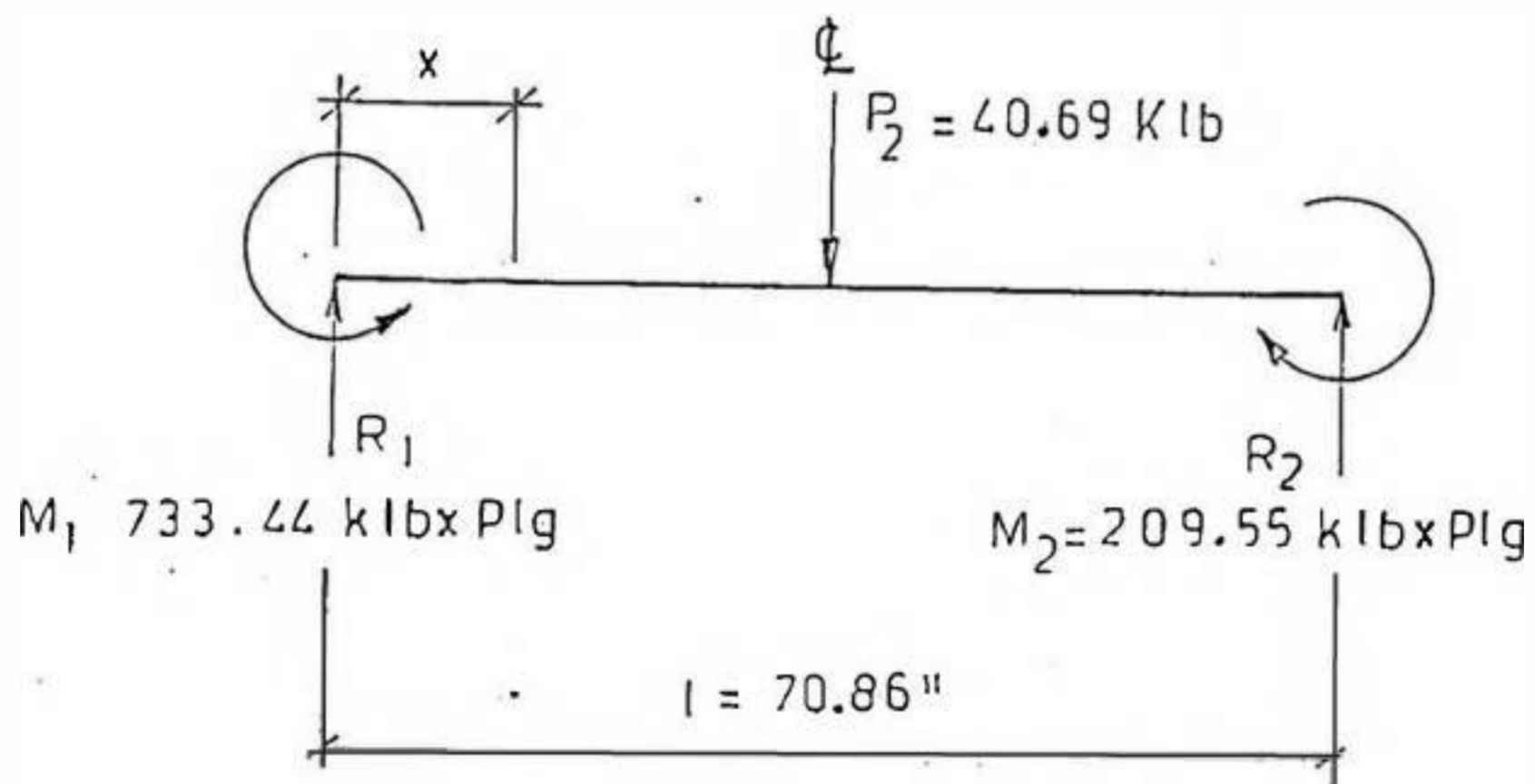
$$\left(\frac{5}{8} \times \frac{10.75^3}{12} \right) \implies I_{\bar{x}} = 640.82 \text{ plg}^4.$$

$$W_x = \frac{I_x}{C} = \frac{640.82}{6}$$

$$W_x = 106.80 \text{ plg}^3 > 36.672 \text{ plg}^3 \text{ es OK!}$$

Chequeo de la deflexión elástica

Emplearemos el "método de superposición" para evaluarla. Consideraremos primero la viga sometida al siguiente estado de carga:



Para esta configuración la deflexión será:

$$\Delta_1 = \frac{Q_2 \cdot x}{48EI} \left[3l^2 - 4x^2 - \frac{8(1-x)}{Q_2 l} \times A \right]$$

$$A = M_1 (2l - x) + M_2 (l + x)$$

$$\text{Para : } M_1 > M_2 ; \text{ y } x < l/2 = 35.43''$$

Sustituyendo:

$$\Delta_2 = \frac{40.69 \times 10^{-3} (x)}{48 \times 29 \times 10^6 \times 640.82} [3(70.86)^2 - 4(x)^2 - \frac{8(70.86-x)}{40.69 \times 10^{-3} \times 70.86} x A]$$

$$A = [733.44 \times 10^{-3} (2 \times 70.86 - x) + 209.55 \times 10^{-3} (70.86 + x)]$$

$$\Delta_2 = 4.5615 \times 10^{-9} (x) [15,063.41 - 4(x)^2 - 2.774 \times 10^{-5} (70.86 - x) \times A]$$

$$A = 1.039 \times 10^8 - 7.334 \times 10^5 (x) + 1.485 \times 10^7 + 209.55 \times 10^{-3} (x)$$

Reduciendo:

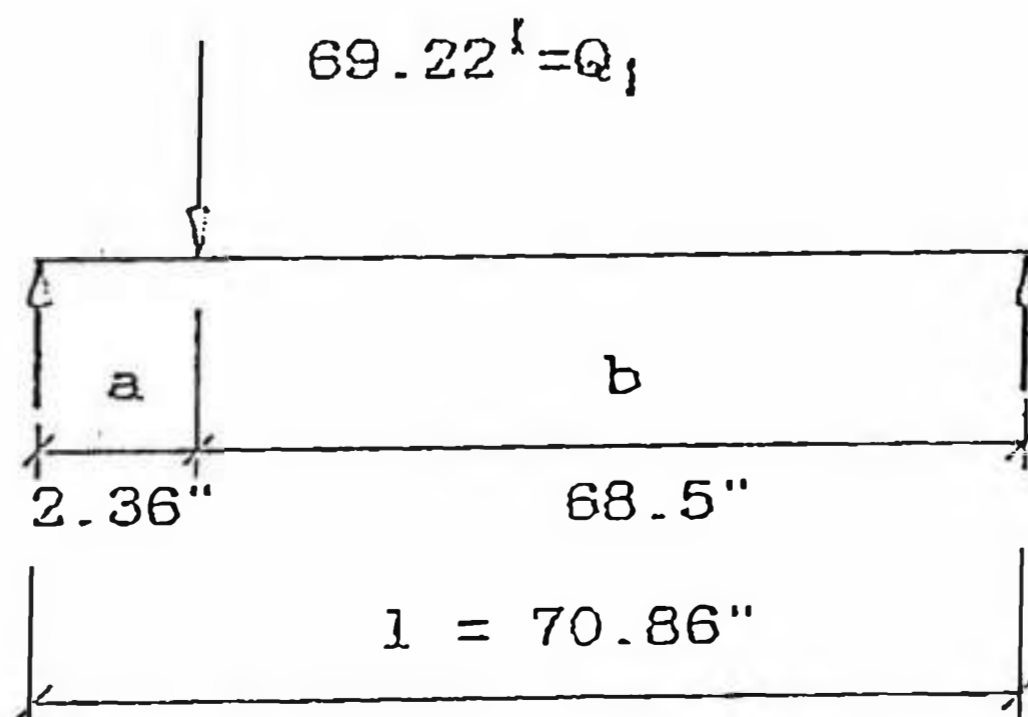
$$\Delta_2 = -3.78 \times 10^{-4} (x) + 1.31 \times 10^{-5} (x)^2 - 1.56 \times 10^{-7} (x)^3$$

Luego para : $x = 35.43''$

$$\Delta_2 = 3.818 \times 10^{-3} \text{ plg. } < > 0.0969 \text{ mm.}$$

Luego la misma viga sometida a carga concentrada, simplemente apoyada.

Su deflexión es:



$$\Delta_{max} = \frac{Q a^2 b^2}{3 E I l}$$

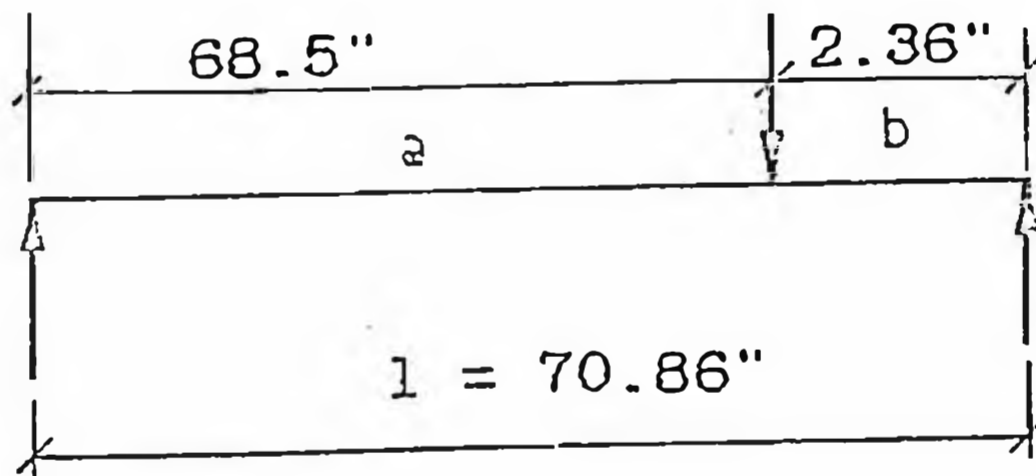
(En el punto de la carga)

$$\text{Luego: } \Delta_2 = \frac{69.22(2.36)^2 (68.5)^2 \times 10^{-3}}{3 \times 29 \times 10^6 \times 640.82 \times 70.86}$$

$$\Delta_2 = 4.579 \times 10^{-9} \text{ plg. } < > 0.011 \text{ mm.}$$

Análogamente pero considerando la carga Q_3 :

$$Q_3 = 0.0813 \text{ l}$$



$$\text{Luego: } \Delta_3 = \frac{0.0813 \times 10^{-3} (68.5)^2 (2.36)^2}{3 \times 29 \times 10^6 \times 640.82 \times 70.86}$$

$$\Delta_3 = 5.3782 \times 10^{-7} \text{ plg. } < > 1.36 \times 10^{-5} \text{ mm.}$$

Luego:

$$\text{Aproximadamente: } \Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$$

$$\Delta \approx 3.818 \times 10^{-3} + 4.579 \times 10^{-9} + 5.3782 \times 10^{-7} = 4.27 \times 10^{-3} \text{ plg.}$$

$$\Delta \approx 4.27 \times 10^{-3} \text{ plg. } < > 0.1086 \text{ mm.}$$

Puesto que la relación: $r = \frac{I}{h} = \frac{70.86}{12} = 6$

Podemos despreciar la deformación debido al cortante. Luego es suficiente con el cálculo de la deformación debido a la flexión.

A fin de satisfacer los requerimientos por el criterio de "sección compacta" de la especificación AISC: "Specification for the design, fabrication and erection of structural steel for buildings". de Feb. 12, 1969., para miembros de perfiles laminadas (Hotrolled) y miembros fabricados por soldadura (build up members) sometido a flexión (bending); se deben chequear:

1. Relación ancho-espesor: ala (flange)

La relación ancho-espesor de los elementos no arriostrados de ala en compresión.

$$\frac{b_f}{2 t_f} < \frac{52.2}{(F_y)^{0.5}}$$

$$\begin{array}{l} b_f = 14.25" \quad ; \quad \frac{14.25"}{2(5/8)} = 11.4 \\ t_f = 5/8" \quad ; \end{array}$$

$$\frac{52.2}{(36)^{0.5}} = \frac{52.2}{6} = 8.7$$

$$\text{Luego: } \frac{b_r}{2 t_r} > \frac{52.2}{(36)^{0.5}} = 8.7$$

no cumple !!

2. Relación peralte-espesor de el alma : ó almas (webs) no deben exceder el valor.

$$\frac{d}{t_w} < \frac{d}{t} = 412 \left(1 - 2.33 \frac{f_a}{F_y} \right) / (F_y)^{0.5}$$

$$\text{Luego: } \frac{d}{t_w} = \frac{12}{5/8} = 19.2$$

$$\text{Puesto: } f_a = 0 \rightarrow \frac{d}{t} = \frac{412}{(36)^{0.5}} = 68.66$$

$$\frac{d}{t_w} = 19.2 < 68.66 \quad \text{OK!!}$$

3. El ala en compresión debe estar soportado lateralmente a intervalos que no excederan:

$$\frac{76.0 b_r}{(F_y)^{0.5}} \leq \frac{20,000}{(d/A_r) F_y} ; A_r : \text{área del ala en compresión}$$

$$\frac{76.0 (14.25)}{6} = 180.5''$$

$$\frac{20,000}{(12/5/8 \times 14.25)(36)^{0.5}} = 2,473.9''$$

Luego los soportes laterales del ala deben estar espaciados a intervalos no más de 180.5" lo que equivale ó significa que no existe necesidad de soportes laterales para las dimensiones de luz de la viga en cuestión.

Esto es bueno tener en cuenta a fin de evitar el pandeo del ala en compresión; de igual forma el chequeo de la relación peralte-espesor de alma a fin de evitar el pandeo del mismo.

Sin embargo puesto que no se satisfacen los requerimientos de relación ancho-espesor del ala (flange); la especificación AISC en cuestión sugiere, que el elemento deba ser diseñado sobre al base de un esfuerzo permisible de flexión siguiente:

$$F_b = F_y \left[0.733 - 0.0014 \left(\frac{b_f}{2t_f} \right) (F_y)^{0.5} \right]$$

$$F_y = 36 \text{ ksi (ASTM A-36)}$$

$$b_f = 14.25"$$

$$t_f = 5/8"$$

$$F_b = 36 \left[0.733 - 0.0014 \left(\frac{14.25}{2 \times 5/8} \right) (36)^{0.5} \right]$$

$$F_b = 36(0.637) = 22.94 \text{ ksi.}$$

Nosotros estamos empleando un $F_u = 20$ ksi consecuentemente no existen problemas de resistencia mecánica.

Conclusión:

Por lo expuesto las dimensiones elegidas para la sección de la viga inferior satisfacen plenamente tanto los requisitos de resistencia mecánica como los de rigidez; este último requisito es fundamental satisfacer a fin de permitir un funcionamiento satisfactorio de la prensa.

5.1.4 DIMENSIONAMIENTO DE LOS MONTANTES (COLUMNAS)

Los montantes están sujetos a tracción-flexión para la situación más crítica, esta se presenta durante la operación de prensado, cuando el cilindro hidráulico está en un extremo de carrera.

Parametros de diseño

Carga de tracción: $Q_u = 96.12$ Klb.

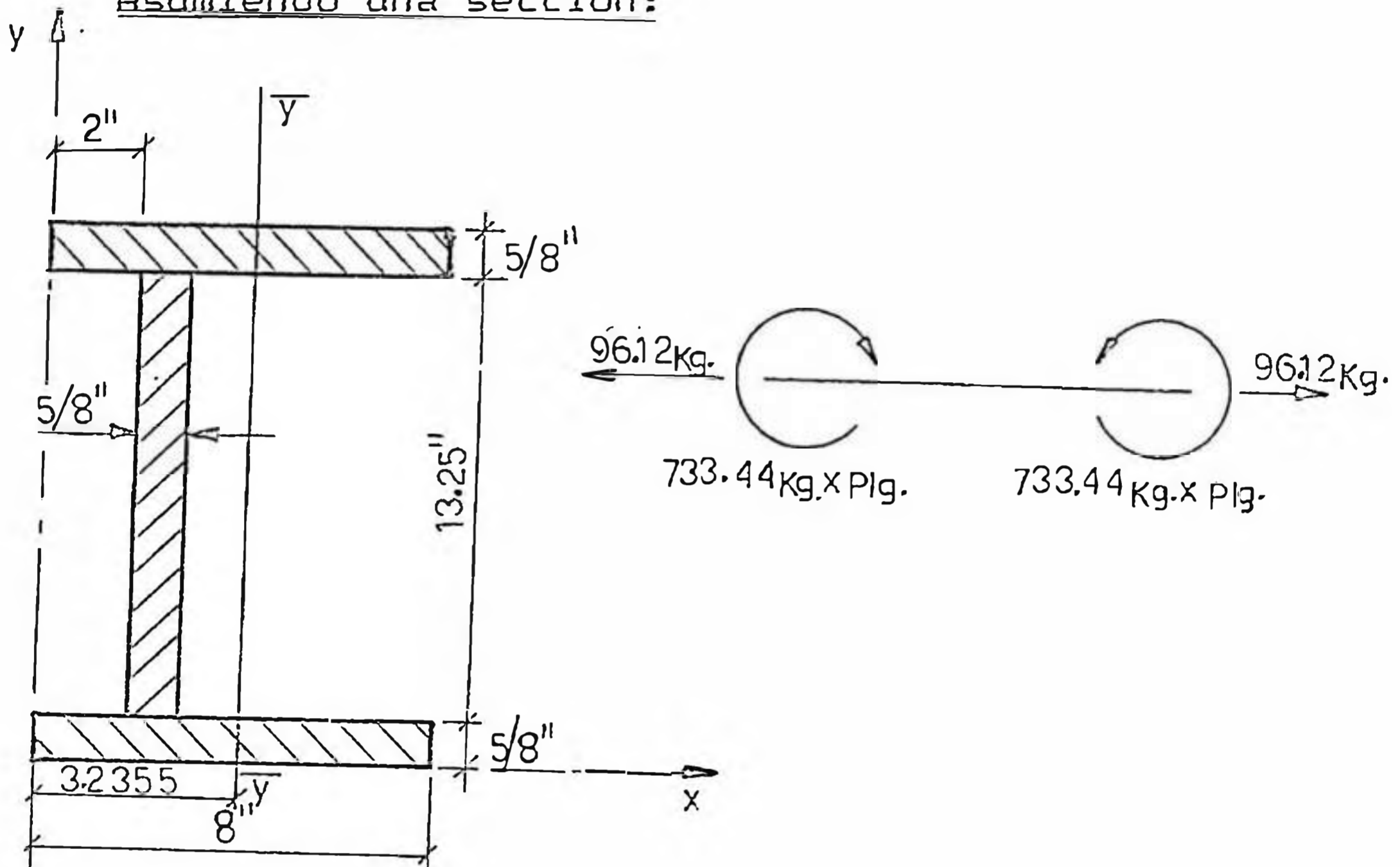
Momento flector : $M_u = 733.44$ Klb x plg.
(en los extremos)

Calculo de esfuerzos:

$$\text{Tracción: } S_u = \frac{Q_u}{A_u}$$

$$\text{Flexión: } S_v = \frac{M'_2}{W}$$

Asumiendo una sección:



Cálculo del centro de gravedad (\bar{x})

$$\Sigma A_i x_i = \frac{5}{8} 8(2)(4) + \frac{5}{8} (13.25)(2.3125) = 59.1503 \text{ plg}^3$$

$$\Sigma A_i = \frac{5}{8} (8)(2) + \frac{5}{8} (13.25) = 18.28125 \text{ plg}^2$$

$$\bar{x} = \frac{59.1503}{18.28125} = 3.2355 \text{ plg.} = c_x$$

Cálculo del momento de inercia: $I_{\bar{y}}$

$$I_{\bar{y}} = \frac{5}{8} 8^3 \left(\frac{1}{12} \right) (2) + 13.25 \left(\frac{5}{8} \right)^3 \left(\frac{1}{12} \right) + \left[\frac{5}{8} (8)(0.7645)^2 \right] (2) + A$$

$$A = \frac{5}{8} (13.25)(0.923)^2 = 66.50 \text{ plg}^2 .$$

$$W_1 = \frac{66.50}{4.7645} = 13.95 \text{ plg}^3 \quad \begin{array}{l} ; C_1 = 4.7645" \\ ; C_2 = 3.2355" \end{array}$$

$$W_2 = \frac{66.50}{3.2355} = 20.55 \text{ plg}^3 .$$

$$S_{b1} = \frac{733.44 \times 10^3}{13.95} = -52.57 \text{ Kpsi (compresión)}$$

$$S_{b2} = \frac{733.44 \times 10^3}{20.55} = 35.69 \text{ Kpsi (tracción)}$$

$$S_t = \frac{96.12 \text{ Klb}}{18.28125 \text{ plg}^2} = 5.257 \text{ Kpsi (tracción)}$$

Esfuerzos resultantes:

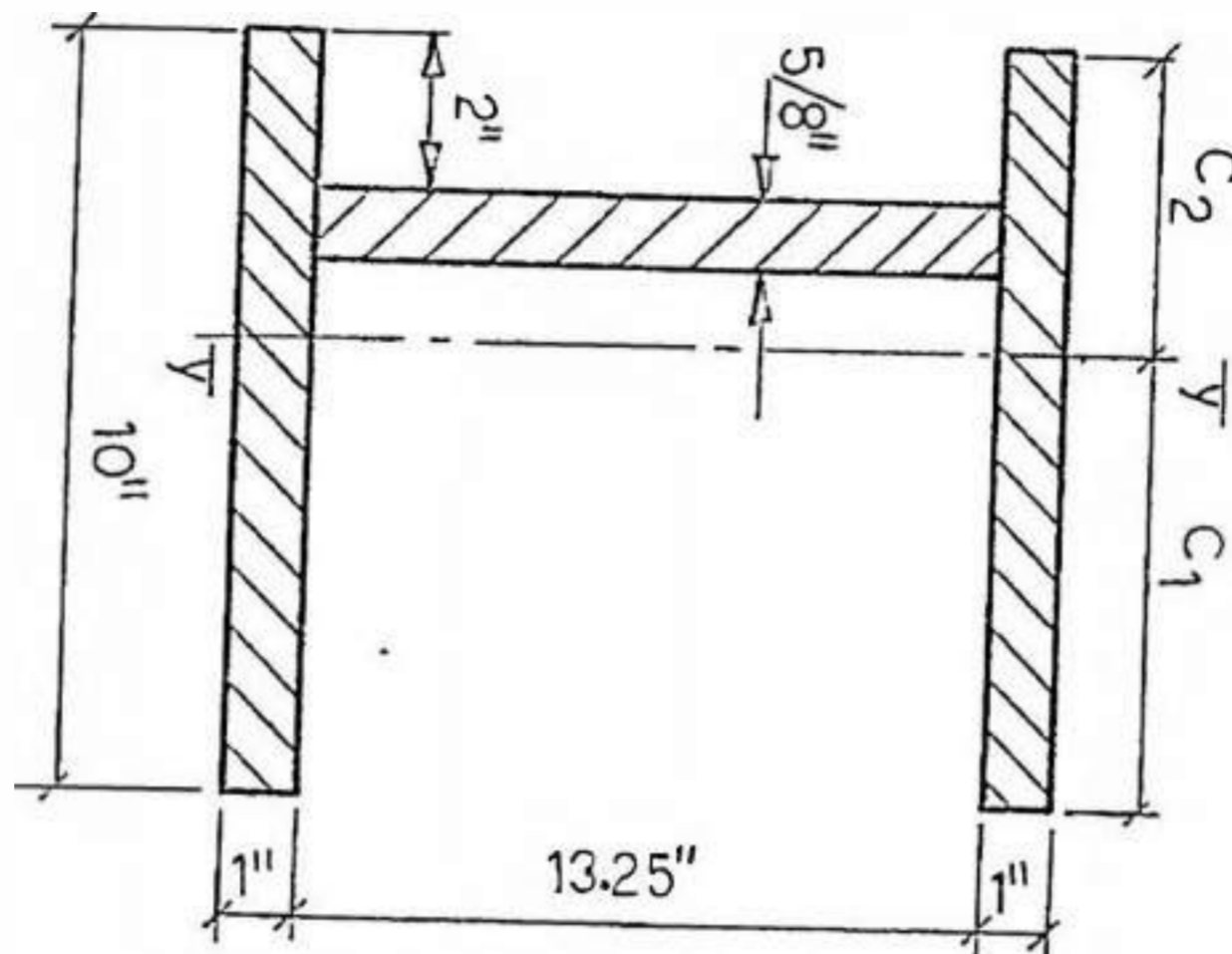
$$\text{Fibras en tracción: } S'_{b2} = S_{b2} + S_t = 35.69 + 5.257 .$$

$$S'_{b2} = 40.94 \text{ Kpsi}$$

$$\text{Fibras en compresión: } S'_{b1} = S_{b1} + S_t = -52.57 + 5.257$$

$$S'_{b1} = -47.31 \text{ Kpsi} \quad \text{Luego: demasiado elevados !!!}$$

Ensayando con:



Recalculando: (\bar{x})

$$\Sigma A_i x_i = (10)(5)(2) + 13.25 \left(\frac{5}{8}\right) (2.3125) = 119.15 \text{ plg}^3$$

$$\Sigma A_i = (10)(2) + \left(\frac{5}{8}\right)(13.25) = 28.281 \text{ plg}^2$$

$$\bar{x} = \frac{119.15}{28.28} = 4.21 \text{ plg.} = C_2$$

$$C_1 = 10 - C_2 \quad \text{--->} \quad C_1 = 5.79 \text{ plg.}$$

Recalculando: I_y

$$I_y = (1)(10^3) \left(\frac{1}{12}\right) (2) + 13.25 \left(\frac{5}{8}\right)^3 \left(\frac{1}{12}\right) + [10(0.79)^2] 2 + A$$

$$A = \frac{5}{8} 13.25(-)(1.8975^2) = 209.23 \text{ plg}^2$$

Luego:

$$W_1 = \frac{209.23}{5.79} = 36.13 \text{ plg}^3 ; W_2 = \frac{209.23}{4.21} = 49.69 \text{ plg}^3$$

Evaluando esfuerzos:

$$S_{b1} = \frac{733.44}{36.13} = -20.30 \text{ Kpsi} \quad (\text{compresión})$$

$$S_{b2} = \frac{733.44}{49.69} = 14.7 \text{ Kpsi} \quad (\text{tracción})$$

Esfuerzo resultante:

$$S_t = \frac{96.12}{28.281} = 3.39 \text{ Kpsi}$$

Fibras extremas en tracción:

$$S'_{b2} = 14.7 + 3.39 = 18.09 \text{ Kpsi} < F_u = 20 \text{ Kpsi}$$

Fibras extremas en compresión: Para A-36

$$\text{con } F_y = 36 \text{ Kpsi}$$

$$S'_{b1} = -20.30 + 3.39 = -16.91 \text{ Kpsi} < F_u = 20 \text{ Kpsi}$$

Ahora puesto que: $F_b = 20 \text{ ksi}$

Esta sección satisface las condiciones de resistencia mecánica.

Chequeo de la deflexión elástica:

Para su evaluación despreciaremos el efecto de la carga axial de tracción y solo consideraremos el efecto del momento externo aplicado en los extremos del montante; luego:

$$\Delta_{max} = \frac{M' \cdot l^2}{2 E I} = \frac{733.44 \times 10^3 (78.74)^2}{2(29 \times 10^9)(209.23)}$$

$$\Delta_{max} = 0.3747 \text{ plg. } < > 9.51 \text{ mm.}$$

Teniendo en cuenta que la carga axial de tracción tiende más bien a disminuir el momento flexionante, es de esperar una deflexión real más baja que la evaluada; la deflexión real aquí es difícil de calcular y no vale la pena desde un punto de vista práctico de ingeniería.⁴

Al mismo tiempo tengase en cuenta que la distancia "l" entre apoyos es más pequeña realmente; si consideramos el ensamble de las partes ya calculadas tendríamos que:

⁴ Para mayores dimensiones vease "Formulas for stress and strain" by Raymond J. Roark and Warren C. Young: "Beams under simultaneous axial and transverse loading". 1975.

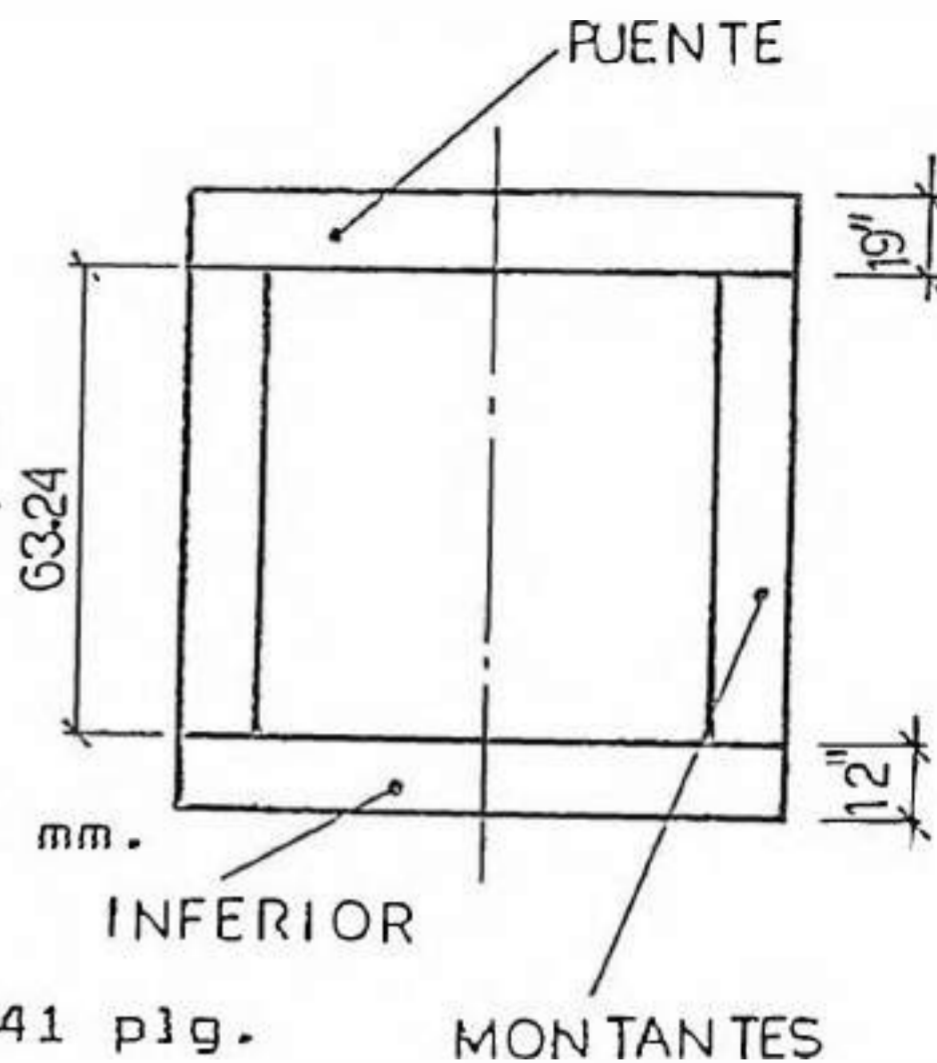
$$l = 63.24''$$

Luego:

$$\Delta_{max} = \frac{733.44 \times 10^3 (63.24)^2}{2(29 \times 10^6)(209.23)}$$

$$\Delta_{max} = 0.241 \text{ plg. } < > 6.1 \text{ mm.}$$

$$\Delta_{max, \text{ real}} < \Delta_{max} = 0.241 \text{ plg.}$$



Conclusión

Las dimensiones de la sección escogida para los montantes, satisfacen bien tanto los requisitos de rigidez como de resistencia mecánica.

5.2 DISEÑO DEL CILINDRO HIDRAULICO

El diseño y la forma constructiva de los cilindros hidráulicos obedecen a la forma como se ha proyectado el sistema oleodinámico, este a su vez responde al ciclo de trabajo previsto para la prensa en cuestión. De otra parte se ha tenido al mismo tiempo en mente la disponibilidad de espacio y esto ha resultado en una solución compacta, para los cilindros en cuestión.

En efecto el diseño toma en cuenta los criterios

y decisiones tomadas en el acápite 4.3, en el se deciden las velocidades de desplazamiento del punzón para las diferentes carreras ó movimientos que conforman el ciclo de trabajo a saber; es decir: dos carreras ó movimientos en vacío: una carrera de aproximación y una carrera de retorno (ó de retracción), y una carrera de trabajo propiamente dicha. En total el ciclo de trabajo consta de 3 movimientos para el pistón como ya se ha señalado en el capítulo 4, la necesidad de reducir los tiempos "muertos", en "vacío" ó improductivos, hacen que se elijan para sus movimientos respectivos, velocidades de desplazamiento relativamente altas comparadas a la velocidad elegida para el movimiento principal ó de trabajo.

Estos criterios exigen en lo que respecta al diseño lo siguiente:

1. Puesto que no existen datos suficientemente seguros para evaluar las fuerzas puestas en juego, como para considerar que el peso de las partes móviles sea suficiente para vencer las diversas resistencias, a fin de asegurar el movimiento ó carrera de aproximación (el pistón se dispone verticalmente y actúa de arriba a abajo); es indispensable recurrir a un pistón auxiliar. Este pistón, impulsado únicamente por

el caudal de la bomba, arrastra en su movimiento al pistón principal.

2. Puesto que existen limitaciones de espacio, los cilindros auxiliar y principal no pueden estar separados. Teniendo en cuenta sobre todo, que los componentes del sistema hidráulico en su totalidad deberan formar una unidad compacta que sea capaz de poder ser transportada por el trolleg en su movimiento transversal sobre la viga-puente de la prensa. Este hecho exige que el cilindro auxiliar sea único y este dispuesto coaxialmente en el interior del cilindro principal.

3. Puesto que debe preverse una velocidad alta no solo para el movimiento de descenso (aproximación) si no también para el retorno, hay que asegurarse que la sección anular del cilindro principal (es decir, la que corresponde al lado del vastago-cilindro auxiliar) sea suficientemente pequeña.

Por supuesto, esta disminución de la sección útil está limitada por razones evidentes, la principal de las cuales es contar con un empuje total suficiente para el ascenso del pistón y de su equipo sin necesidad de exigir a la bomba una presión demasiado elevada.

4. La solución del punto anterior implica inmediatamente descargar un gran volumen de aceite de la cámara superior del cilindro al depósito a través del conducto de retorno, teniendo en cuenta que el caudal queda multiplicado por la relación existente entre la sección plana y la sección anular del pistón. Ocurre entonces que el caudal instantáneo de retorno a desalojar es notablemente superior al absorbido durante la fase de pre-llenado, y por tanto difícil de descargar a través de un conducto y de un distribuidor (ó válvula direccional) dimensionados para las condiciones normales de régimen a presión es decir, exclusivamente para el caudal de la bomba.

De aquí la conveniencia de que la válvula de pre-llenado se habra también durante la fase de retorno y permita con ello la descarga del caudal al depósito a través de una vía más directa que, a pesar de tener un diámetro de paso de ciertas proporciones, resulta siempre más barata que un distribuidor con idénticas dimensiones.

5. Puesto que durante la fase de aproximación rápida del pistón hay que asegurar la toma y la entrada del volumen de aceite que durante la caída del pistón debe llenar la cámara superior

del cilindro; deberá aprovecharse a este fin la depresión creada en esta cámara del cilindro principal para llenarla directamente desde el depósito, que debe estar situado necesariamente sobre el cilindro. El paso de líquido se realiza a través de una válvula llamada precisamente de "prellenado".⁵

El circuito hidráulico utilizado en la prensa se muestra en el acapite: "planos".

5.2.1 CALCULO DEL CUERPO

De acuerdo a las consideraciones de 5.2., el esquema constructivo de los cilindros hidráulicos es como sigue:

Nomenclatura:

D : Diámetro interior del cilindro principal.

D₂ : Diámetro del conducto de descarga al cilindro auxiliar.

⁵ Las válvulas de pre-llenado son una variante de las válvulas sin retorno del tipo con desbloqueo; estas se montan en el extremo superior de los cilindros verticales cuyos pistones actúan normalmente hacia abajo. Durante el movimiento de descenso del pistón deja penetrar en el cilindro el volumen de aceite necesario, de forma análoga a las válvulas de aspiración; durante la fase de ascenso del pistón actúa en cambio como válvula de descarga con apertura gobernada. Para más detalle vease: "Oleodinámica" por H. Speich y A. Bucciarelli, Dr. Ing. Editorial Gustavo Gili, S.A. Barcelona, 1978, capítulo 8: "Válvulas".

- D_1 : Diámetro exterior del cilindro auxiliar.
- D_0 : Diámetro interior del cilindro auxiliar.
- t : Espesor de las paredes del cuerpo del cilindro.
- t_1 : Espesor de la tapa del fondo cilindro principal.
- t_2 : Espesor de la placa del embolo cilindro principal.
- t_3 : Espesor de la tapa guía cilindro principal.
- t_4 : Espesor de tapa ciega cilindro auxiliar.

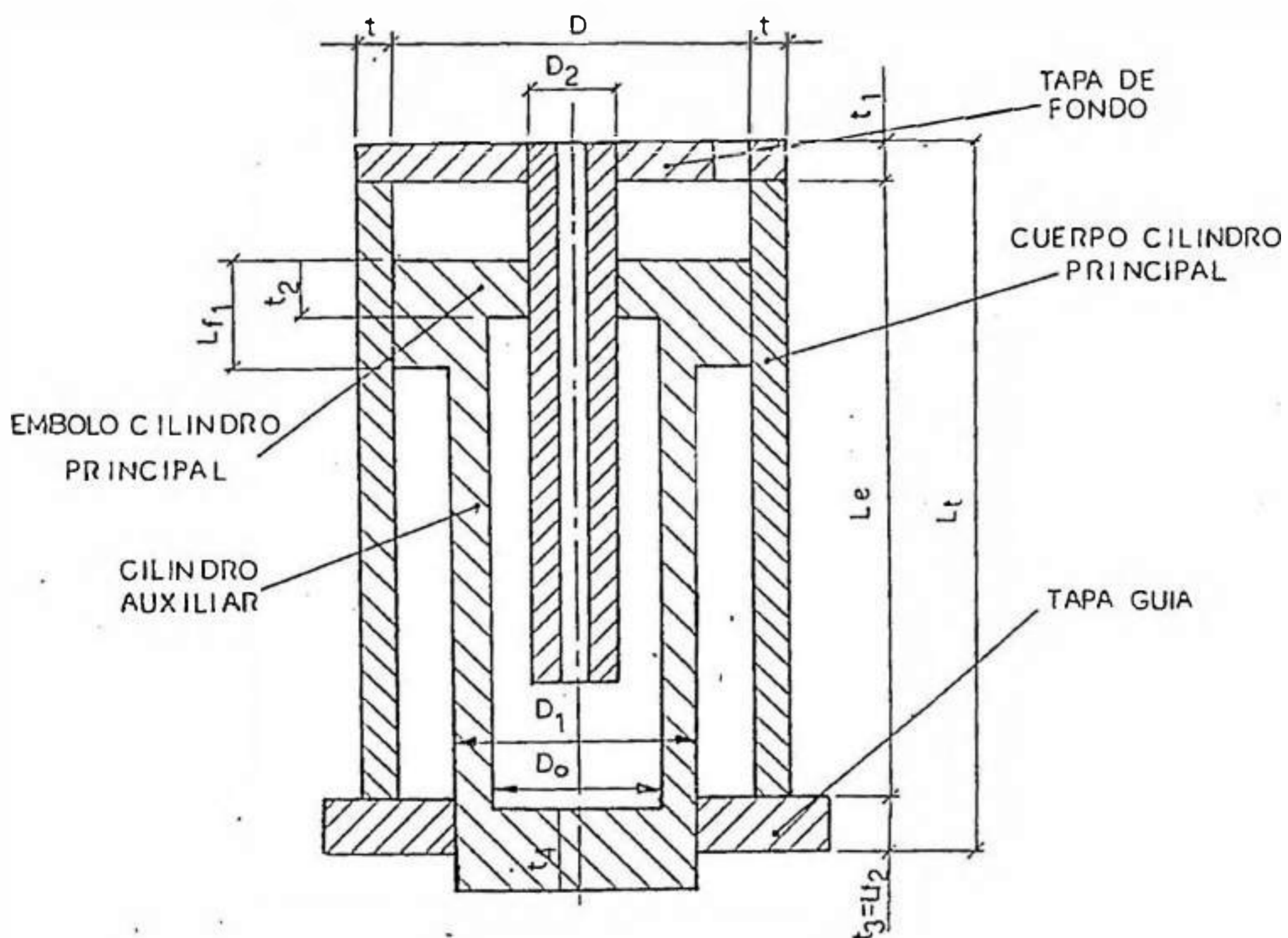


Figura Nº 24

5.2.1.1 CALCULO DEL DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO PRINCIPAL: "D"

Puesto que la presión en la cámara superior del cilindro principal durante la carrera de trabajo del pistón para las condiciones más críticas de carga es:

$$p = \frac{Q}{A} \quad \text{y} \quad A = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_z^2) = \frac{\pi}{4} D^2 \left(1 - \frac{D_z^2}{D^2}\right)$$

$$\text{Haciendo:} \quad K = \frac{D_z}{D}$$

$$\text{Luego:} \quad A = \frac{\pi}{4} D^2 (1 - K^2) \quad \rightarrow \quad \frac{\pi}{4} D^2 (1 - K^2) = \frac{Q}{p}$$

$$D^2 = \frac{4}{\pi} \times \frac{Q}{p(1 - K^2)} \quad \rightarrow \quad D = \left[\frac{4}{\pi} \times \frac{Q}{p(1 - K^2)} \right]^{0,5} \dots (5)$$

Donde:

p : Presión de trabajo del aceite en el cilindro.

Q : Fuerza máxima en el vastago.

Asumiendo: $K = 0.3$, en (5) :

Con: $p = 150 \text{ bar} < > 2175 \text{ PSI}$: presión de trabajo.

$Q = 110 \text{ k} < > 50 \text{ TM}$: Fuerza máx. en el punzón.

$$D = \left(\frac{4}{\pi} \times \frac{110}{2.175(1 - 0.3^2)} \right)^{0.5} = 8.412 \text{ plg. } \langle \rangle 213.66 \text{ mm.}$$

Tomaremos: $D = 215 \text{ mm. } \langle \rangle 8.464''$

5.2.1.2 CALCULO DEL ESPESOR "t" DE LAS PAREDES DEL CILINDRO PRINCIPAL

Se sabe que en recipientes cilíndricos sujetos a presión se presentan esfuerzos radiales y circunferenciales cuyo valor dependen del radio del elemento en consideración; sus magnitudes son: asumiendo que: $p_o = 0$; $p_t =$ presión externa.

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad : \text{Esf. tangencial}$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad : \text{Esf. radial}$$

$$\sigma_z = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \quad : \text{Esf. longitudinal}$$

Cuando: $r = r_i$; estos son máximos y serian:

$$\sigma_t = p_i \frac{(r_i^2 + r_o^2)}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad \dots \dots \dots (6)$$

$$\sigma_r = -p_i \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

Asumiendo: $t = 25 \text{ mm} < > 1''$, luego:

$$r_o = 1'' + 4.232'' = 5.232''$$

$$y : r_i = \frac{D}{2} = \frac{8.464''}{2} = 4.232''$$

En (6), (7) y (8):

$$\sigma_t = 2,175 \frac{(4.232^2 + 5.232^2)}{(5.232^2 - 4.232^2)} = 10,407 \text{ psi}$$

... (tracción)

$$\sigma_r = -2,175 \text{ psi} \quad \dots (compresión)$$

$$\sigma_t = \frac{2,175 (4.232)^2}{(5.232^2 - 4.232^2)} = 4,116 \text{ psi. (tracción)}$$

Considerando barra perforada de acero especial laminada en caliente AISI 1320 equivalente a un Boehler DESFORD T1 52 en estado normalizado con:

$$S_y = 34 \text{ Ks/mm}^2 < > 48,358.846 \text{ psi.}$$

$$S_t = 0.5 (48,358) = 24,179 \text{ psi.}$$

ensayaremos nuevamente puesto que esta ligeramente sobredimensionado; luego:

$$\text{Tomando: } t = 3/4" \text{ } \langle \rangle \text{ } 19.05 \text{ mm.}$$

$$r_o = 3/4" + 4.232" = 4.982" \text{ ; } r_i = 4.232"$$

en (6), (7) y (8):

$$\sigma_t = 2,175 \frac{(4.232^2 + 4.982^2)}{(4.932^2 - 4.232^2)} = 13,448.82 \text{ psi.}$$

$$\sigma_r = - 2,175 \text{ psi}$$

$$\sigma_z = \frac{2,175 (4.232)^2}{(4.932^2 - 4.232^2)} = 5,636.91 \text{ psi.}$$

Puesto que conviene tener más bien un diseño compacto podríamos considerar una presión de trabajo mayor a fin de tener un diámetro "D" relativamente bajo.

Tomando:

$$p = 200 \text{ bar } \langle \rangle \text{ } 2900 \text{ psi.}$$

Luego en (5):

$$D = 7.28" \text{ } \langle \rangle \text{ } 185 \text{ mm.}$$

Luego, asumiendo: $t = 3/4" < > 19.05 \text{ mm.}$

$$r_o = \frac{3}{4} + 3.64 = 4.39"$$

$$r_i = \frac{D}{2} = \frac{7.28}{2} = 3.64"$$

En (6), (7) y (8):

$$\sigma_t = 2,900 \frac{(3.64^2 + 4.39^2)}{(4.39^2 - 3.64^2)}$$

$$\sigma_t = 15,660 \text{ psi} < 24,000 \text{ psi.}$$

$$\sigma_r = -2,900 \text{ psi.}$$

$$\sigma_z = 2,900 \frac{(3.64^2)}{(4.39^2 - 3.64^2)} = 6,380 \text{ psi.}$$

Las dimensiones para este cilindro escogidas satisfacen bien los requerimientos de resistencia mecánica.

Conclusión:

Se usara: $p = 200 \text{ bar} < > 2,900 \text{ psi.}$

$D = 7.28" < > 185 \text{ mm.}$

$t = 3/4" < > 19 \text{ mm.}$

Con material: barra perforada AISI 1320 ó Boehler Doesford T1 52, estado normalizado.

5.2.1.3 CALCULO DEL DIAMETRO EXTERIOR DEL CILINDRO AUXILIAR "D₂"

Puesto que:

$$Q_R = r_R \times A_1 = v_t \times A_e \times K' \quad \dots\dots (9)$$

$$\frac{A_1}{A_e} = \left(\frac{v_t}{v_R} \right) K' \quad \text{--->} \quad A_1 = \left(\frac{v_t}{v_R} \right) A_e K' \quad \dots\dots (10)$$

Donde:

A₁: Area de presión de la cámara inferior del cilindro principal.

A_e: Area de presión de la cámara superior del cilindro principal.

v_t: Es la velocidad del punzón en la carrera de trabajo útil.

v_R: Velocidad de elevación ó de retorno del punzón.

Luego, ya que:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D^2_2) \quad \text{y} \quad A_e = \frac{\pi}{4} (D^2 - D^2_2)$$

Teniendo en cuenta que:

$$K' = 1 + \frac{A^*}{A_e} = 1 + \frac{D^2_2}{D^2 - D^2_2} \quad \dots\dots (11)$$

$$\text{Con : } A^* = \frac{\pi}{4} D^2_2$$

Esto en virtud que: $Q_R = Q_1 + Q_2$

Q_R : Caudal de aceite en el retorno del punzón

Q_1 : Caudal de aceite que ingresa por el ducto central al cilindro auxiliar (carrera de trabajo).

Q_2 : Caudal de aceite que ingresa a la cámara superior del cilindro principal (carrera de trabajo).

En (10):

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - D^2_1) = \left(\frac{V_t}{V_R} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) (D^2 - D^2_2) (K')$$

Resolviendo con respecto a D_1 :

$$D_1 = D^2 - \left(\frac{V_t}{V_R} \right) (D^2 - D^2_2) (K') \dots \dots (12)$$

Ya que:

$$D = 7.28'' \quad ; \quad D_2 = 0.3 (7.28) = 2.184''$$

$$K' = 1 + \frac{2.184^2}{7.28^2 - 2.184^2} = 1.0989$$

$$V_e = 1.2 \text{ mm/sg} ; V_R = 20 \text{ mm/sg.} ; \text{ en (12):}$$

$$D_2 = [7.28^2 - \left(\frac{1.2}{20}\right)(7.28^2 - 2.184^2)(1.0989)]^{0.5} = 7.05''$$

$$\text{Tomaremos : } D_2 = 7'' < > 178 \text{ mm.}$$

El caudal requerido será entonces, de (9):

$$Q = 0.7874 (3.14) \text{ ---} \rightarrow Q = 2.4727 \text{ plg}^3/\text{seg.}$$

$$V_R = 20\text{mm/seg.} < > 0.7874\text{plg/seg.} < > 2.4312 \text{ lt/min}$$

$$A_2 = \frac{\pi}{2} (7.28^2 - 7^2) = 3.14 \text{ plg}^2 < > 0.6422 \text{ GPM US}$$

5.2.1.4 CALCULO DEL ESPESOR DE PARED: CUERPO DEL CILINDRO

AUXILIAR: "e"

$$\text{Asumiendo: } e = 3/4'' < > 19.00 \text{ mm.} ; p_1 = 2,900 \text{ psi}$$

$$r_o = \frac{D_2}{2} = \frac{7}{2} = 3.5'' ; r_i = r_o - e = 3.5 - 3/4$$

$$r_i = 2.75'' ; \text{ sustituyendo en : (6), (7) y (8)}$$

$$\sigma_t = 2,900 \frac{(2.75^2 + 3.5^2)}{(3.5^2 - 2.75^2)} = 12,257.33\text{psi (tracción)}$$

$$\sigma_r = -2,900 \text{ psi} ; \sigma_L = \frac{2,900 (2.75)^2}{3.5^2 - 2.75^2} = 4,678 \text{ psi}$$

..... (tracción)

Ya que: $\sigma_t < 24,000 \text{ psi}$

Utilizando AISI 1320, equivalente a un Boehler Desford T1 52 en estado normalizado.

Concluiremos que el espesor considerado es suficiente.

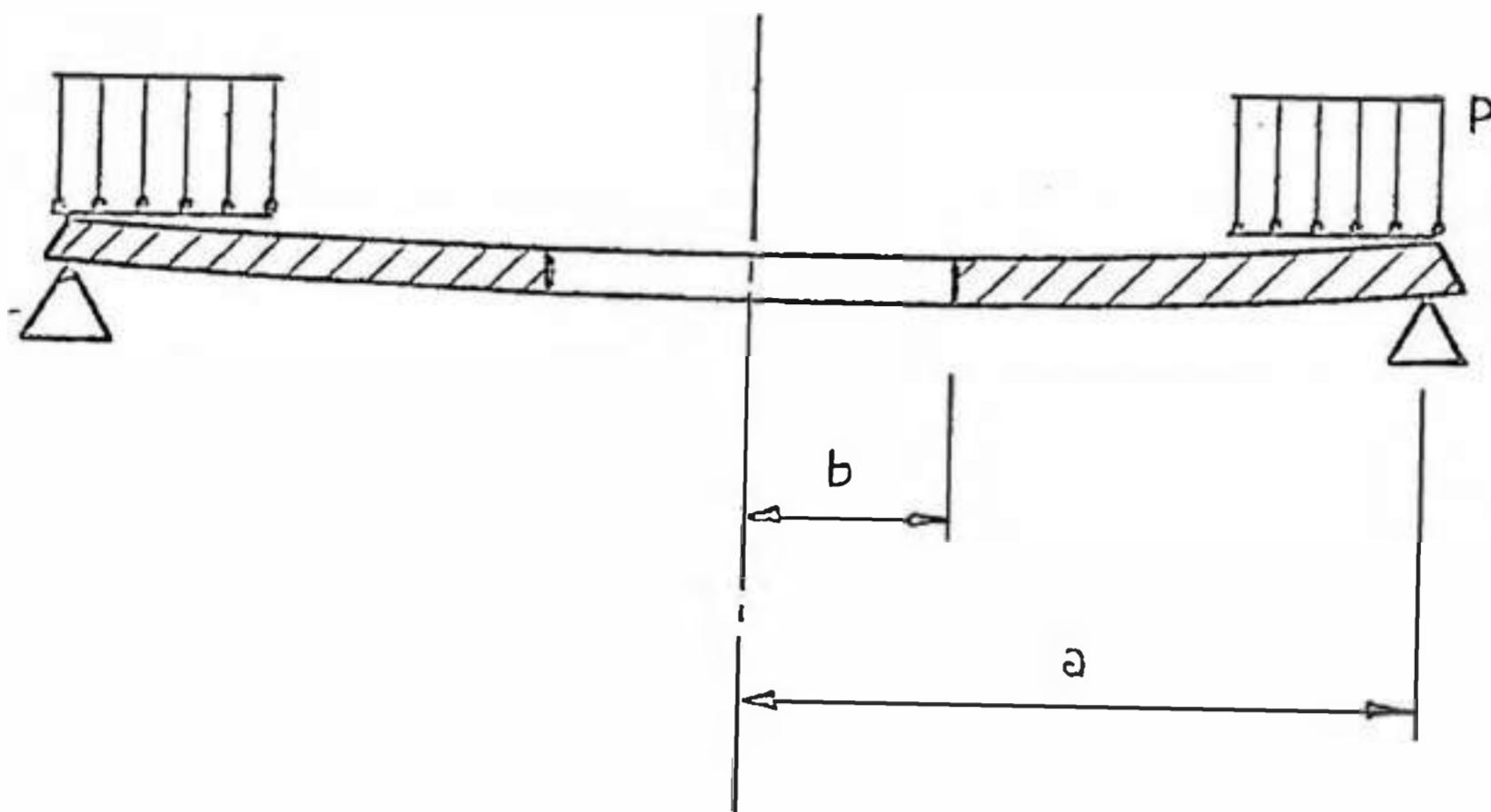
5.2.1.5 CALCULO DE TAPAS Y EMBOLOS

Como se aprecia en la figura N° 06, en los cilindros hidráulicos se distinguen la tapa de fondo y la tapa guía.

Estas dos tapas se consideran elementos suficientemente rígidos y sus respectivos espesores mínimos se calcula utilizando la teoría de placas planas.

Tapa de fondo cilindro principal: "t₂"

Consideramos placa circular con agujero circular concéntrico, con bordes exteriores simplemente apoyados, sometido a carga uniforme en toda su superficie:



El espesor mínimo se calcula con la expresión:

$$t^2_{\min} = \frac{3 p}{4 m s_t (a^2 - b^2)} [a^2 (3m + 1) + b^2 (m - 1) - A]$$

$$A = 4 m a^2 b^2 + 4 (m + 1) a^2 b^2 \log_e \frac{a}{b}$$

... (13)

$$\text{Con : } a = \frac{D}{2} = \frac{7.28}{2} = 3.64'' \quad , \quad b = 1.092''$$

$$p = 2900 \text{ psi} \quad , \quad m = \frac{1}{\nu} = \frac{1}{0.3} = 3.3 \quad \text{(recíproco de la relación de Poisson).}$$

S_t : Esfuerzo tensión tangencial max. $\leq 24,000$ psi (admisible) utilizando acero AISI 1320.

En (13) :

$$t^2_{\min} = \frac{3(2,900)[3.64^2(3 \times 3.3 + 1) + 1.092^2(3.3 - 1) - A]}{4(3.3)(24,000)(3.64^2 - 1.092^2)}$$

$$A = 4(3.3)3.64^2 (1.092)^2 + 4(3.3+1)3.64^2 (1.092)^2 \times B$$

$$B = \log_e \frac{3.64}{1.092}$$

$t_{\min} = 1.772$ plg. ; nosotros tomaremos: $t_2 = 2''$

teniendo en cuenta que: $y_{\max} \leq t/2 = 1''$

Chequearemos la deflexión máxima:

$$y_{\max} = \frac{3p(m^2-1)}{2m^2Et^3} \left[\frac{a^4(5m+1)}{8(m+1)} + \frac{b^4(7m+3)}{8(m+1)} + \frac{a^2b^2(3m+1)}{8(m+1)} \times M-N \right]$$

$$M = \log_e \frac{a}{b} ; \quad N = \frac{2a^2b^4(m+1)}{(a^2-b^2)(m+1)} \left(\log_e \frac{a}{b} \right)$$

..... (14)

$$\text{Con : } E = 29 \times 10^6 \text{ psi}$$

En (14) :

$$y_{\max} = \frac{3(2,900)(3.3^2-1)}{2(3.3^2)29 \times 10^6(2)^3} \left[\frac{3.64^4(5 \times 3.3+1)}{8(3.3+1)} - P + Q - N \right]$$

$$P = \frac{3.64^2 (1.092)^2 (3 \times 3.3 + 1)}{2 (3.3 + 1)}$$

$$Q = \frac{3.64^2 (1.092)^2 (3 \times 3.3 + 1)}{2 (3.3 - 1)} \log_e \frac{3.64}{1.092}$$

$$N = \frac{2 (3.64)^2 (1.092)^4 (3.3 + 1)}{(3.64^2 - 1.092^2) (3.3 - 1)} \left(\log_e \frac{3.64}{1.092} \right)^2$$

$$\gamma_{max} = 1.963 \times 10^{-3} \text{ plg. } \ll 1''$$

Luego: tomaremos entonces $t_1 = 2''$, acero AISI 1320

Tapa guía cilindro principal:

Podríamos elegir el mismo espesor para la tapa guía, es decir: $t_3 = 2''$

Sin embargo existen recomendaciones prácticas para estos espesores:⁶

$$L_{r2} = (0.8 \dots\dots 1.2) d.$$

donde:

L_{r2} : Es el espesor de la tapa guía recomendado.

d : diámetro del vastago.

para nuestro caso: $d = D_1 = 7''$ y $L_{r2} = t_3$

Luego, tomando:

$$L_{r2} = t_3 = (0.8)(7'') = 5.6'' \langle \rangle 142 \text{ mm.}$$

Usaremos para la tapa guía: $t_3 = 5.6'' \langle \rangle 142 \text{ mm.}$

⁶ Para más detalle vease: "Oleodinámica" por Hanno Speich y Aurelio Bucciarelli Dr. Ings., Editorial Gustavo Gili S.A. Barcelona, 1978; Capítulo 5: "Cilindros Hidráulicos".

Longitud axial del embolo: (cilindro principal)

Utilizaremos la recomendación: $L_{r1} = (0.4 \dots 0.6) D$

L_{r1} = longitud del émbolo.

$D' = 7.28"$; luego, tomando: $L_{r1} = 0.6(7.28) = 4.368"$

Tomaremos: $L_{r1} = 4.5" < > 114.3" \text{ mm.}$

Estimación de: t_2 (cilindro auxiliar)

El valor mínimo para " t_2 " sera similar a " t_1 " ;
es decir: $t_2 = t_1 = 2"$

5.2.1.6 CHEQUEO DE LA ESTABILIDAD DEL VASTAGO DEL CILINDRO PRINCIPAL

De la figura N° 06 observamos que el "vástago" en realidad corresponde al cilindro auxiliar es decir este elemento cumple una doble función. Puesto que este elemento trabaja básicamente en compresión, es deseable chequear la seguridad del mismo, frente a una ocasional falla por pandeo; situación que es típica de los elementos esbeltos, sometidos a esfuerzos de compresión.

Determinación de la relación de esbeltez

Antes de poder evaluar la carga de pandeo; la

carga crítica que provoca la falla por inestabilidad, es necesario evaluar el grado de esbeltez del elemento, luego:

$$\lambda = \frac{L_p}{i} \dots\dots (15)$$

L_p : Longitud de pandeo libre de la barra.

$$i = \left(\frac{I}{A} \right)^{1/2} ; \text{ es el radio de giro.}$$

Puesto que la sección del elemento en cuestión es anular:

$$I = \frac{\pi (d_o^4 - d_i^4)}{64} = \frac{\pi}{64} (7^4 - 5.5^4)$$

$$I = 72.94 \text{ plg}^4.$$

$$d_o = D_i = 7" ; d_i = D_o = 7" - 2(3/4)$$

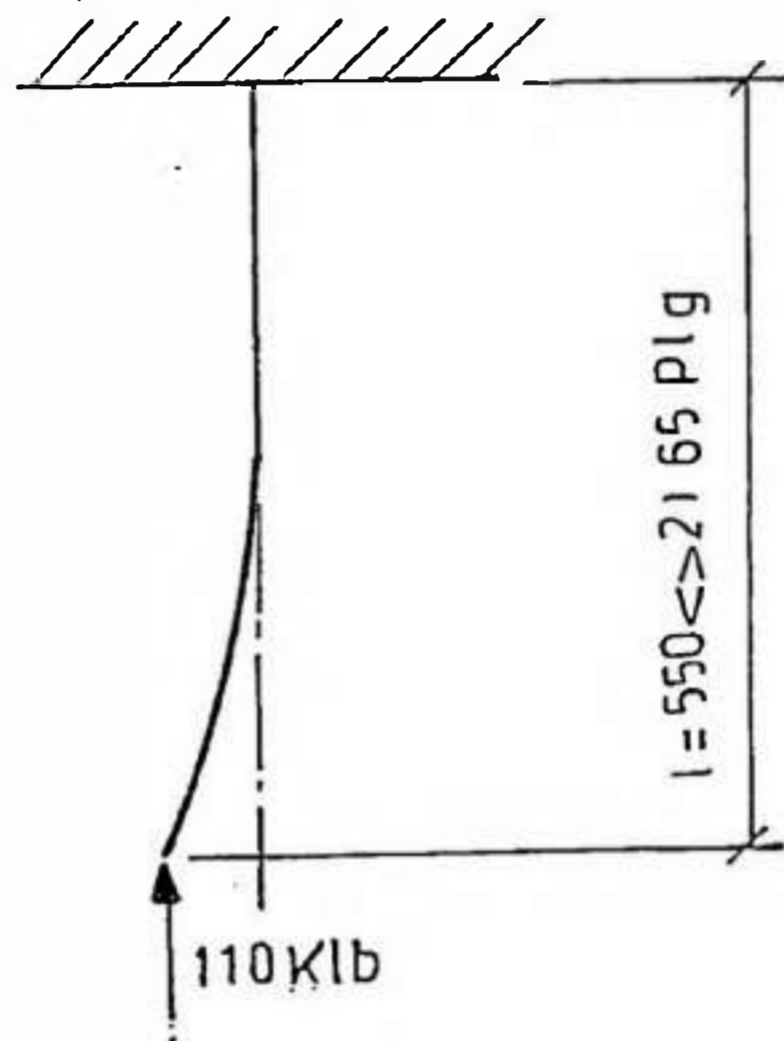
$$d_i = 5.5"$$

$$\text{También: } A = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_o^2) = \frac{\pi}{4} (7^2 - 5.5^2)$$

$$A = 14.72 \text{ plg}^2 ; \text{ entonces: } i = \left(\frac{72.99}{14.72} \right)^{0.5} = 2.22 \text{ plg.}$$

Teniendo en cuenta la condición más crítica de fijación de los extremos para esta columna y que se presentaría cuando el pistón alcance su punto muerto inferior; es decir este completamente extendido, solicitado con la máxima carga de compresión.

El esquema sería, para este caso:



$$L_p = 2L = 2(21.65) = 43.3''$$

En (15) :

$$\lambda = \frac{43.3}{2.22} = 19.5$$

El esfuerzo de pandeo elástico según la fórmula de Euler es:

$$\sigma_p = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \times 29 \times 10^6}{19.5^2} = 752.71 \text{ psi.}$$

$$\gamma \quad \sigma_p = 752.71 \text{ ksi} > S_y = 48.35 \text{ ksi}$$

Para AISI 1320 (Boehler Desford T1 52) estado normalizado.

Puesto que para este caso, $\sigma_p > S_y$. La fórmula de Euler es inaplicable y más bien hay que aplicar la fórmula de Tetmayer (en la zona elasto-plástica); luego:

$$\sigma_p = 3,350 - 6.2 \quad (\text{Kg/cm}^2)$$

$$\text{ó } \sigma_p = 47.54 - 0.08799 \quad (\text{ksi}) \quad \dots\dots (16)$$

En (16):

$$\sigma_p = 47.54 - 0.08799 \times (19.5)$$

$$\sigma_p = 45.82 \text{ ksi} < S_y = 48.35 \text{ ksi}$$

Evaluando el esfuerzo de compresión actual:

$$\sigma_c = \frac{110^k}{14.72 \text{ plg}^2} = 7.4728 \text{ ksi} < \sigma_p = 45.82 \text{ ksi}$$

! No fallará por INESTABILIDAD !

El coeficiente de seguridad al pandeo:

$$C_p = \frac{\sigma_p}{\sigma_c} = \frac{45.82}{7.4728} = 6.13. \text{ Lo cual es suficiente.}^7$$

Según el Dr. Ing° G. Niemann:

$C_p = 3 @ 6$, mientras no deban tenerse en cuenta esfuerzos adicionales.

⁷ Vease: "Tratado Teórico-Práctico de Elementos de Máquinas" por Dr. Ing° G. Niemann, Editorial Labor S.A. 1970 - "Esfuerzo de Pandeo".

5.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRASLACION TRANSVERSAL

A fin de poder trasladar transversalmente el cilindro hidráulico con todo su equipo correspondiente, el cual consta de; bomba de engranajes, motor eléctrico de accionamiento, tuberías, válvulas y recibidor ó deposito de almacenamiento de líquido hidráulico; hay que preveer un carro transportador ó Trolley, el cual trasladara todo el sistema hidráulico de manera compacta. Este Trolley descansará sobre dos ejes, los cuales a su vez tendran dos (2) ruedas cada uno, <indravetados> a los mismos; para garantizar el giro de estos ejes, se preveen (2) chumaceras con cojinetes autoalineantes por cada eje, estos soportes estaran rígidamente conectados al trolley por medio de pernos.

El accionamiento del trolley sera mediante motor eléctrico, a travez de un reductor de gusano sin fin-ruedas dentada; esta elección es debida a la alta relación de reducción que hay que emplear a fin de cunplir con los valores provistos para la velocidad de desplazamiento transversal. La transmisión mecánica termina en un piñon que atacará a una cremallera la cual estará rígidamente unida a la viga puente.

Este trolley utilizará como rieles los bordes superiores de la viga-puente de la prensa.

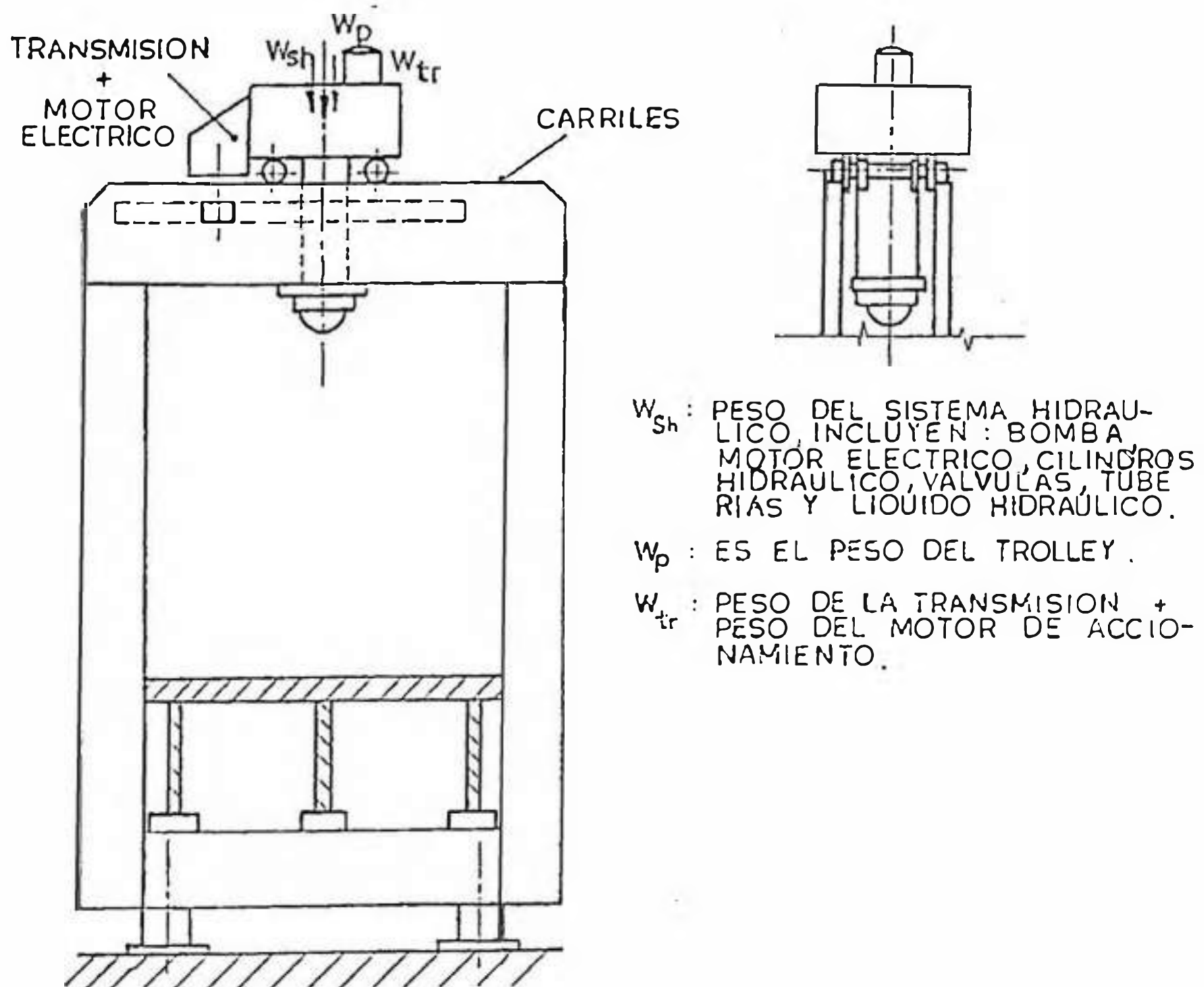
Resumiendo:

El sistema estará conformado por:

1. Unidad de accionamiento: motor eléctrico.
2. Reductor gusano sin fin-rueda dentada.
3. Piñon de ataque-cremallera.
4. Trolley.

5.3.1 ESTIMACION DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO

Al desplazarse el trolley transversalmente sobre la viga puente (vease figura adjunta), el motor del mecanismo, de avance debera de vencer las resistencias friccionales, las fuerzas de inercia y las fuerzas debida al viento (en caso de trabajar a ciclo abierto).



, Fig. 25.

Las resistencias a las fuerzas de inercia hay que tenerlas en cuenta necesariamente cuando el accionamiento es mecánico (como en nuestro caso); si fuera el accionamiento manual podría despreciarse. Al desplazarse por el carril, el trolley con peso propio " W_p " y cargado por la carga a transportar de peso: ($W_{sh} + W_{tr}$), en las ruedas del trolley surge el momento de rozamiento:

$$M_2 = (W_p + W_{sh} + W_{tr}) \frac{d}{2} f \quad \dots(1)$$

Donde:

d : Diámetro del muñon (asiento del cojinete)

f : Coeficiente de rozamiento en el apoyo de la rueda (cojinetes).

Adicionalmente, debido a la elasticidad de los materiales del carril y de la rueda, en el punto de contacto tienen lugar deformaciones elásticas y surge un momento de resistencia a la rodadura de la rueda por el carril igual a:

$$(W_p + W_{sh} + W_{tr}) \mu = M_2 \quad \dots(2)$$

Donde:

μ : Coeficiente de rozamiento por rodadura (brazo de la fuerza reactiva) de la rueda sobre el carril medido en unidades de longitud.

Entonces el momento resistente total de fricción es:

$$M' = M_1 + M_2$$

$$M' = (W_p + W_{sh} + W_{tr}) \left(\mu + \frac{d}{2} (f) \right) \dots (3)$$

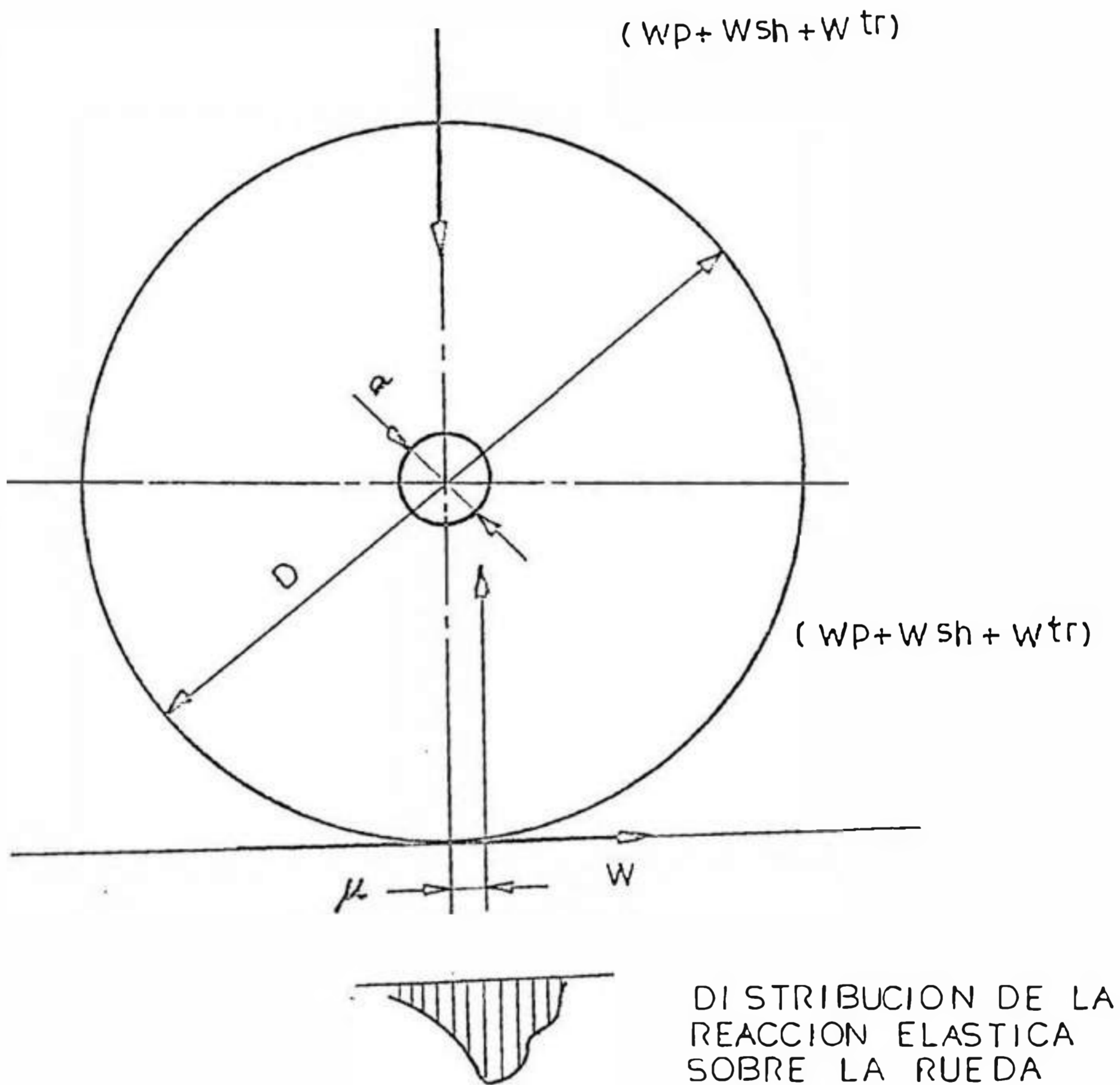


Fig. 26

La resistencia al avance producto de la fricción, reducida a la circunferencia de rodadura de la rueda es:

$$W' = \frac{2 M'}{D} = \frac{(W_p + W_{sn} + W_{tr})(2\mu + fd)}{D}$$

$$W' = \frac{(W_p + W_{sn} + W_{tr})(2\mu + fd)}{D} \dots (4)$$

Si consideramos ruedas con pestañas, existe la necesidad de considerar una resistencia al rozamiento adicional debido a que las pestañas entran en frotamiento con los carriles; aunque es difícil de evaluar teóricamente esta resistencia, M. Alexandrov recomienda que en la práctica dicha resistencia se tiene en cuenta introduciendo lo que el llama: "El coeficiente de las pestañas": K_{pec} , el cual depende de la magnitud de las resistencias en los apoyos de la rueda y del rozamiento por rodadura de la rueda por el carril.²

Estimación de "K_{pec}"

Para carros de grua:	K_{pec} .
Con suministro de corriente rígido ----	2.5
Con suministro de corriente flexible ----	2.0

Teniendo en cuenta " K_{pec} ", el momento resistente de fricción y la fuerza de resistencia correspondiente actuando en la rueda se determinan entonces por:

$$M'_1 = (M_1 + M_2) K_{pec}$$

$$M'_{2} = W \left(\mu + f \frac{d}{2} \right) K_{pcc.} \quad \dots(5)$$

Haciendo:

$$W_p + W_{sn} + W_{tr} = W$$

$$y: W'_{1} = W' \cdot K_{pcc.}$$

Por lo tanto:

$$W'_{1} = \frac{W}{D} (2\mu + fd) K_{pcc.} \quad \dots(6)$$

Si se desea evaluar el par de arranque a que queda sometido el motor, durante el régimen transitorio hasta que se obtenga el régimen estacionario, hay que evaluar los momentos de resistencia de las fuerzas de inercia de las masas giratorias del mecanismo (transmisión): $M_{iner. 1}$ y el momento de las fuerzas de inercia de las masas que se mueven progresivamente de la carga y del propio trolley:

$M_{iner. 2}$ es decir:

$$M_{arranque} = M'_{2} + M_{iner. 1} + M_{iner. 2} \quad \dots(7)$$

$$y M_{iner. 2} = ma \frac{D}{2} = m \frac{V}{t} \left(\frac{D}{2} \right) \quad \dots(8)$$

Siendo:

m: La masa total del trolley + la carga (sist. hidráulico).

v: Velocidad de movimiento transversal nominal del trolley.

D: Diámetro de la rueda

t: Es el tiempo de arranque

El tiempo de arranque "t" puede determinarse a partir de recomendaciones prácticas para la aceleración (partiendo de las particularidades del proceso tecnológico y de las condiciones de trabajo) en el arranque "a":

$$t = \frac{\Delta v}{a} = \frac{v_f - v_i}{a} ; \text{ con: } v_i = 0$$

$$\rightarrow t = \frac{v}{a}$$

$$v = v_f = 38 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

La fabrica "Kirov" de la EX-URSS recomienda las siguientes magnitudes de aceleración: (m/seg²).

Para gruas y carros que transportan metal líquido, cargas explosivas e inflamables y productos químicos	0.10
Para gruas puente de destino general	0.15
Para carros de gruas puente, etc.	0.12

Para nuestro caso debemos tomar: $a = 0.12 \text{ m/seg}^2$

Luego:

$$t = \frac{38}{10^3} \times \frac{1}{0.12} = 0.3166 \text{ seg}$$

$M_{\text{iner. 1}} \approx 0$ puesto que es pequeño comparado con $M_{\text{iner. 2}}$

Este momento de arranque: M_{arranque} es necesario calcular a fin de seleccionar adecuadamente el motor eléctrico.

Si consideramos: de acuerdo a 5.6.2:

Por lo tanto:

$$W = 420 \text{ lb} < > 190.9 \text{ kg}$$

Tomando conservadoramente:

$$W = 500 \text{ lb} < > 227.27 \text{ kg}$$

También: $f = 0.015$, cojinetes de contacto rodante de bolas $\mu = 0.03$ cm, considerando riel plano.

$K_{\text{pes}} = 2.0$, con suministro de corriente flexible asumiendo: $d = (1 \frac{3}{4})'' < > 44.45 \text{ mm}$.

Sustituyendo en (5):

$$M'_2 = 500 \left(\frac{0.03}{2.54} + 0.015 \left(\frac{1.75}{2} \right) \right) 2.0$$

$$M'_2 = 24.936 \text{ lb} \times \text{plg}$$

En (6): con $D = 100 \text{ mm} < > 3.937 \text{ "} \approx 4 \text{"}$

$$W'_2 = \frac{500}{4} \left(2 \times \frac{0.03}{2.54} + 0.015 (1.75) \right) 2.0$$

$$W'_2 = 12.468 \text{ lb} < > 5.66 \text{ kg}$$

$$\text{Si: } V = 38 \frac{\text{mm}}{\text{seg}} < > 0.038 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \text{ entonces:}$$

La potencia necesaria para vencer las resistencias friccionales en el trolley es:

$$P = W'_2 (v) = 5.66 (0.038) = 0.2153 \text{ kg} \times \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$< > 2.831 \times 10^{-3} \text{ Hp}$$

La potencia en regimen estable (Potencia Nominal) que debera entregar el motor será:

$$P' = \frac{P}{\eta_{cre} \eta_{sinfin}} ;$$

η_{cre} = Eficiencia mecánica en la transmisión presión-cremallera.

η_{sinfin} = Eficiencia mecánica del reductor de tornillo sinfin-rueda dentada.

Asumiendo para: $n_{cre} = 90\%$

$$y : n_{sinfin} = \left(100 - \frac{mg}{2} \right), \text{ empíricamente}$$

$$\text{Con } mg = \frac{60}{1}$$

(Reducción estimada en el reductor sinfin).

Por lo tanto:

$$n_{sinfin} = \left(100 - \frac{60}{2} \right) = (70)\%$$

Por lo tanto:

$$P' = \frac{2.831 \times 10^{-3}}{0.9 (0.7)} = 4.495 \times 10^{-3} \text{ Hp}$$

El momento resistente de fricción reducido al arbol del motor eléctrico será; (par nominal):

$$M'' = \frac{HP \times 63,000}{n_{motor}} ;$$

Si consideramos un motor eléctrico asincrono trifásico de 8 polos con: $n_{motor} = 830 \text{ RPM}$ a plena carga.

$$M'' = \frac{4.495 \times 10^{-3}}{830} = 0.3411 \# \times plg$$

El par de arranque:

$$M_{\text{iner. 2}} = m \frac{v}{t} \left(\frac{D}{2} \right)$$

$$m = 227.27 \text{ kg-masa} ; v = 0.038 \text{ m/seg} ;$$

$$t = 0.3266 \text{ seg} ; D = 180 \text{ mm} < > 4" < > 0.1 \text{ m.}$$

En : (8)

$$M_{\text{iner. 2}} = 227.27 \times 0.038 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times \frac{1}{0.3166 \text{ seg}} \left(\frac{0.1}{2} \right)$$

$$M_{\text{iner. 2}} = 1.3635 \text{ N} \times \text{m}$$

$$< > 0.139144 \text{ kg} \times \text{m} < > 12.051 \text{ lb} \times \text{plg}$$

Por lo tanto luego en (7):

$$M_{\text{arranque}} = 24.936 + 12.051 = 36.987 \text{ lb} \times \text{plg}$$

En terminos de potencia:

$$P_{\text{arranque}} = \frac{M_{\text{arranq.}} \times n_{\text{ruedas}}}{63,000}$$

$$n_{\text{ruedas}} = \frac{V \times 60,000}{\pi \times D} = \frac{0.038 \times 60,000}{\pi \times 100}$$

$$n_{\text{ruedas}} = 7.25 \text{ RPM}$$

Por lo tanto:

$$P_{\text{arranque}} = \frac{35.987 \times 7.25}{63,000} = 4.256 \times 10^{-3} \text{ Hp}$$

Pero la potencia que deberá entregar el motor en el arranque será:

$$P'_{\text{arranque}} = \frac{P_{\text{arranque}}}{\eta_{\text{cre}} \eta_{\text{electr}}} = \frac{4.256 \times 10^{-3}}{0.9 (0.7)}$$

$$P'_{\text{arranque}} = 6.756 \times 10^{-3} \text{ Hp}$$

Luego: el par de arranque en el motor será:

$$M_a = \frac{(6.756 \times 10^{-3})(6,300)}{930} = 0.5128 \text{ lb} \times \text{plg}$$

Por lo tanto:

La relación par de arranque - par nominal será:

$$\frac{M_a}{M''} = \frac{0.5128}{0.3411} = 1.5$$

5.3.2 SELECCION DEL MOTOR ELECTRICO:

Teniendo en cuenta la elevada relación de reducción, se considerará un motor de 8 polos, del tipo asíncrono trifásico con rotor en jaula de ardilla.

Los parámetros para decidir la elección son:

1. Relación par de arranque-par nominal:

$$\frac{M_a}{M''} = \frac{0.5128}{0.3411} = 1.5$$

2. Potencia nominal (en régimen estable)

$$P' = 2.6952 \times 10^{-3} \text{ Hp.}$$

Del Catálogo de Motores Delcrosa S.A., tenemos que el criterio que se debiera emplear es el de la relación:

$$\frac{M_a}{M''}$$

Puesto que es relativamente grande, el tamaño del motor viene determinado principalmente por el par de arranque " M_a ".²

Teniendo en cuenta además que no es conveniente usar motores con dicha relación demasiado en exceso nosotros seleccionamos:

Motor Delcrosa, tipo: NV80b8, con potencia: 0.42 HP
60 Hz @ 840 RPM a plena carga, $\mu = 61.3 \%$ y
 $M_a / M'' = 1.8$, peso del motor: 14. kg < > 32.56 lb.

] Para una mayor discusión vease "Tratado Teórico-Práctico de Elementos de Máquinas" por el Dr. Ing G. Niemann, Capítulo V: "Transmisiones", paginas 419, 420, 421., Editorial Labor S.A. 1970.

5.3.3 CALCULO DE TRANSMISION PIÑON-CREMALLERA:

Puesto que se trata de una extensión de las transmisiones por ruedas dentadas con: $m_g = \alpha$ (relación de transmisión), el diámetro de paso del piñon de ataque "Dp" se evaluara como sigue;

$$D_p = m Z_p \quad \dots\dots (9)$$

Puesto que el número mínimo de dientes obtenidos por generación sin el sobrecortado de los flancos es: para $\alpha = 20^\circ$ (ángulo de presión) altura completa.

$$Z_{p_{min}} = 17 \text{ dientes}^3.$$

Este será el "Zp", base para el cálculo, pues lo que queremos es un diseño compacto y además obtener un "np" relativamente grande a fin de no tener una reducción demasiado elevada en el reductor.

Los módulos comerciales posibles a emplear son: 3,4,5,6, y 8. Tomando el módulo más pequeño: $m = 3$

$$\text{Tenemos; } D_p = 3(17) = 51 \text{ mm. ; } V = 38 \text{ mm/seg}$$

Luego: Las revoluciones en el piñon:

$$n_p = \frac{60,000 V}{\pi D_p} \quad \dots(10)$$

Sustituyendo:

$$n_p = \frac{60,000 \times 38}{\pi \times 1000 \times 51} = 14.23 \text{ RPM}$$

Entonces, la reducción total que se dejará al reductor tornillo sin fin-rueda dentada será:

$$mg_r = \frac{M_{motor}}{M_{piñon}} \dots\dots (11)$$

Por lo tanto:

$$mg_r = \frac{840}{14.23} = 59.03$$

COMPROBACION DE LA CAPACIDAD DE LA TRANSMISION

Puesto que las revoluciones del piñon son más bien bajas, es suficiente un chequeo de la resistencia a la flexión, a fin de evitar la fractura en la raiz del diente debido a la fatiga; luego:

$$P_p = 6.98 \times 10^{-7} \left(\frac{D_p \cdot n_p \cdot S_{atp} \cdot m \cdot F \cdot J \cdot K_L \cdot K_v}{K_s \cdot K_m \cdot K_T \cdot K_R \cdot K_o} \right)$$

... (12)

Es la potencia que podra transmitir los dientes de engranajes; en nuestro caso el piñon. (procedimiento AGMA).

- Asumiendo para el material del piñon: Acero templado y revenido @ 180 BHN con:
 $Sat_p = 18 \text{ kg/mm}^2 = Sat_g$
- Ancho de flanco:
 $F = 10 \text{ m} = 10(3) = 30 \text{ mm}$
- Factor Geométrico: $J_g = 0.46554$ (segun: Mitchiner y Mabie). $20^\circ \phi$, F.D. (cremallera-piñon). Con: $Z_p = 17$ dientes, $J_p = 0.29$ eng. cilindricos de dientes rectos.
- $K_L = 1.0$, Nro. de ciclos: 10^7 , factor de vida.
- $K_v = 0.9$ (curva Nro. 3 Hori), engranaje acabados con fresa madre. $V = 0.038 \text{ m/seg}$
- $K_s = 1.00$, Factor de tamaño
- $K_m = 1.6$, Factor de distribución de carga
- $K_t = 1.0$, considerando que los engranajes operan a temperaturas que no exceden de 71°C (160°F).
- $K_R = 1.0$, Factor de seguridad respecto a la resistencia a la fatiga, confiabilidad del 99%.
- $K_o = 1.0$, Factor de sobrecarga, motor eléctrico-transportador.

Reemplazando en (12): Para el piñon

$$P_p = 6.98 \times 10^{-7} \left(\frac{51 \times 14.23 \times 18 \times 3 \times 30 \times 0.29 \times 0.9}{1.6 \times 1 \times 1 \times 1} \right)$$

$$P_p = 0.133 \text{ Cv} \quad \langle \quad \rangle \quad 0.131 \text{ Hp}$$

Para el engranaje:

$$P_p = \frac{J_g}{J_p} (P_p) = \frac{0.46554}{0.29} (0.133)$$

$$P_p = 0.2135 \text{ Cv} < > 0.21 \text{ HP}$$

Sin embargo, hay que tener en cuenta que la carga sobre el diente es carga reversible (existe inversión del giro, para asegurar el desplazamiento de "Ida" y "vuelta" del trolley).

LA AGMA sugiere que para estos casos se use el 70 % de los valores dados para los esfuerzos permisibles en condiciones normales (tabla Nro. 14, Manual Dis. Elemento de maq., Hori).

Luego, la máxima potencia transmitir sería entonces:

$$P_p = 0.1330 \text{ Cv} \times (0.7) = 0.09310 \text{ Cv} < > 0.0918 \text{ Hp}$$

$$P_p = 0.2135 \text{ Cv} \times (0.7) = 0.14945 \text{ Cv} < > 0.147 \text{ Hp}$$

Puesto, que la potencia requerida es:

$$1.698 \times 10^{-3} \text{ Hp}$$

Concluimos que las dimensiones del piñon de ataque y la cremallera, así como también el material a emplearse son los más adecuados y satisfacen plenamente las condiciones de resistencia mecánica.

5.3.4 SELECCION DEL REDUCTOR TORNILLO SINFIN-RUEDA DENTADA

Usaremos el Catálogo de "FALK", para su producto de reductores de gusano "OMNIBOX": "Worm Gear Speed Reducers".

Parámetros de selección

Aplicación: Trolley sobre gruas; F.S.=1.5

Accionamiento: Motor eléctrico

Trifásico 8 polos, 840 RPM

Revoluciones de salida:(piñon de ataque)= 14.23 RPM

$$\text{Reducción: } mg_r = \frac{840}{14.23} = 59.03$$

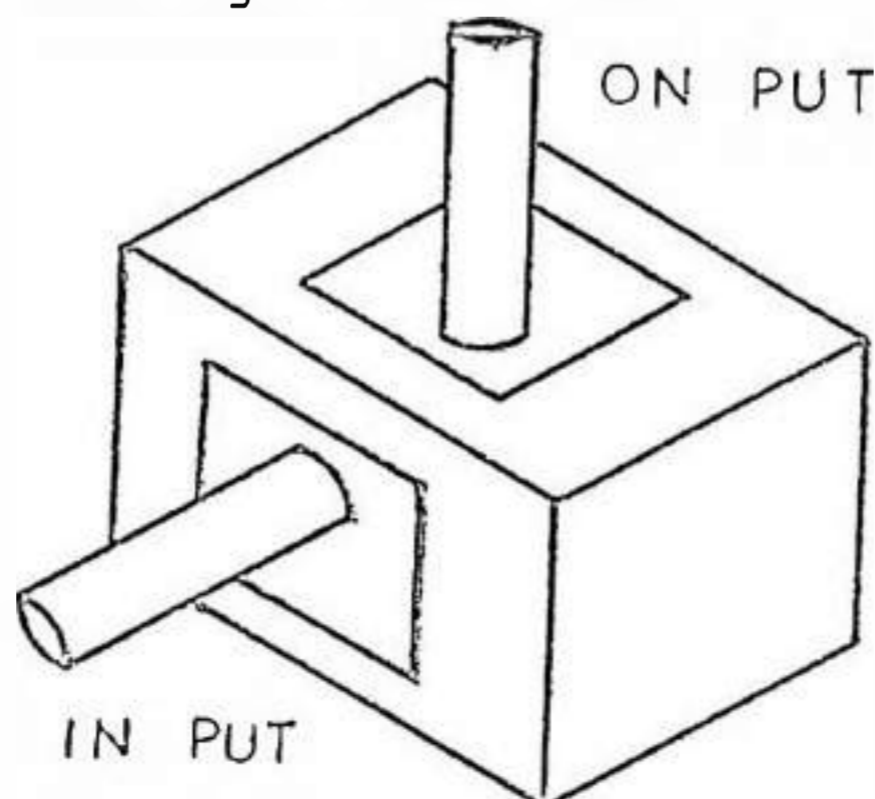
Potencia de entrada para selección: (Input Horsepower Ratings).

$$HP_s = HP_{motor} \times F.S. = 0.42 \times 1.5 = 0.63 \text{ HP}$$

$$HP_{motor} = 0.42 \text{ HP}$$

Elección de configuración:

Elegimos configuración WX.



Configuración WX simple reducción

Elegimos simple reducción de sus tablas "Horsepower, Over. Hungload and Torque Ratings".

Con: $m s_r = 59.03$; el que más se acerca es:

$$mg = 60 : 1$$

Con: $870 \text{ RPM}_{input} \quad Y = 15 \text{ RPM}_{output}$

Con: $HP_{input} = 0.62 \text{ HP}$

Usar reductor de tamaño : 262

5.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRASLACION LONGITUDINAL

Para asegurar el desplazamiento longitudinal del pórtico a lo largo de la mesa de trabajo, se proveen dos (02) carros laterales rígidamente unidos a cada uno de los montantes. Cada carro constara de dos ruedas del tipo de llanta cilíndrica con pestaña a un solo lado.

Cada uno de los carros utilizaran como rieles las superficies superiores de las alas inferiores de las vigas principales de la mesa de trabajo, tal como se muestra en la figura adjunta.

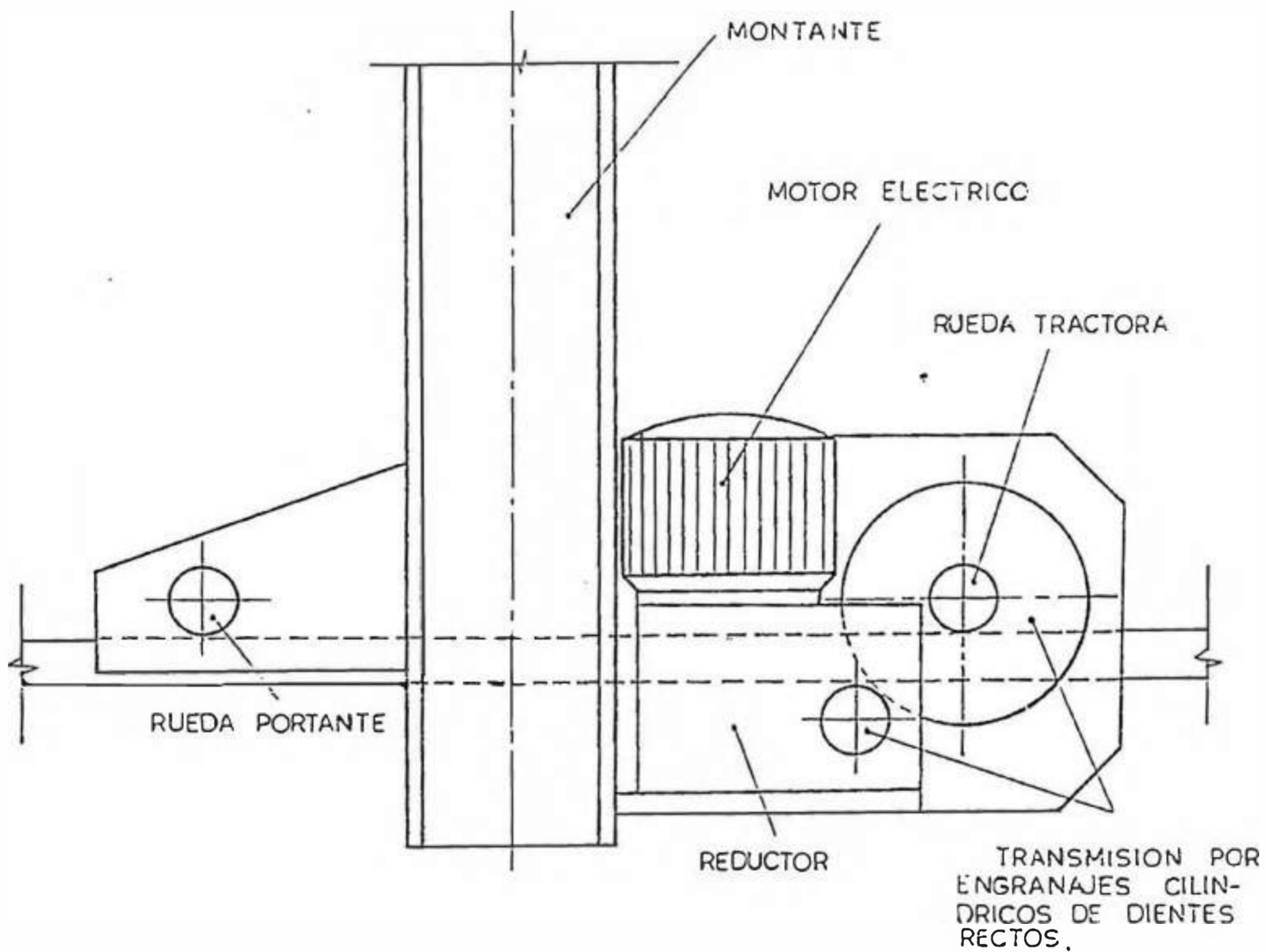
El accionamiento de los carros sera común, a partir de un eje de transmisión el cual estara conectado a un motor eléctrico trifásico a traves de un reductor.

Cada carro constará de una rueda tractora y una rueda portante; la rueda tractora a su vez es accionada por un engranaje el cual es movido por un piñon enchavetado al eje motriz.

Resumiendo:

El sistema quedara conformado por:

1. Unidad de accionamiento común: motor eléctrico trifásico.
2. Un reductor de velocidad común.
3. Dos (02) transmisiones por engranajes cilíndricos de diente rectos, una por cada carro.
4. Un eje de transmisión común.



DETALLE DEL CARRO LATERAL

Fig. 27

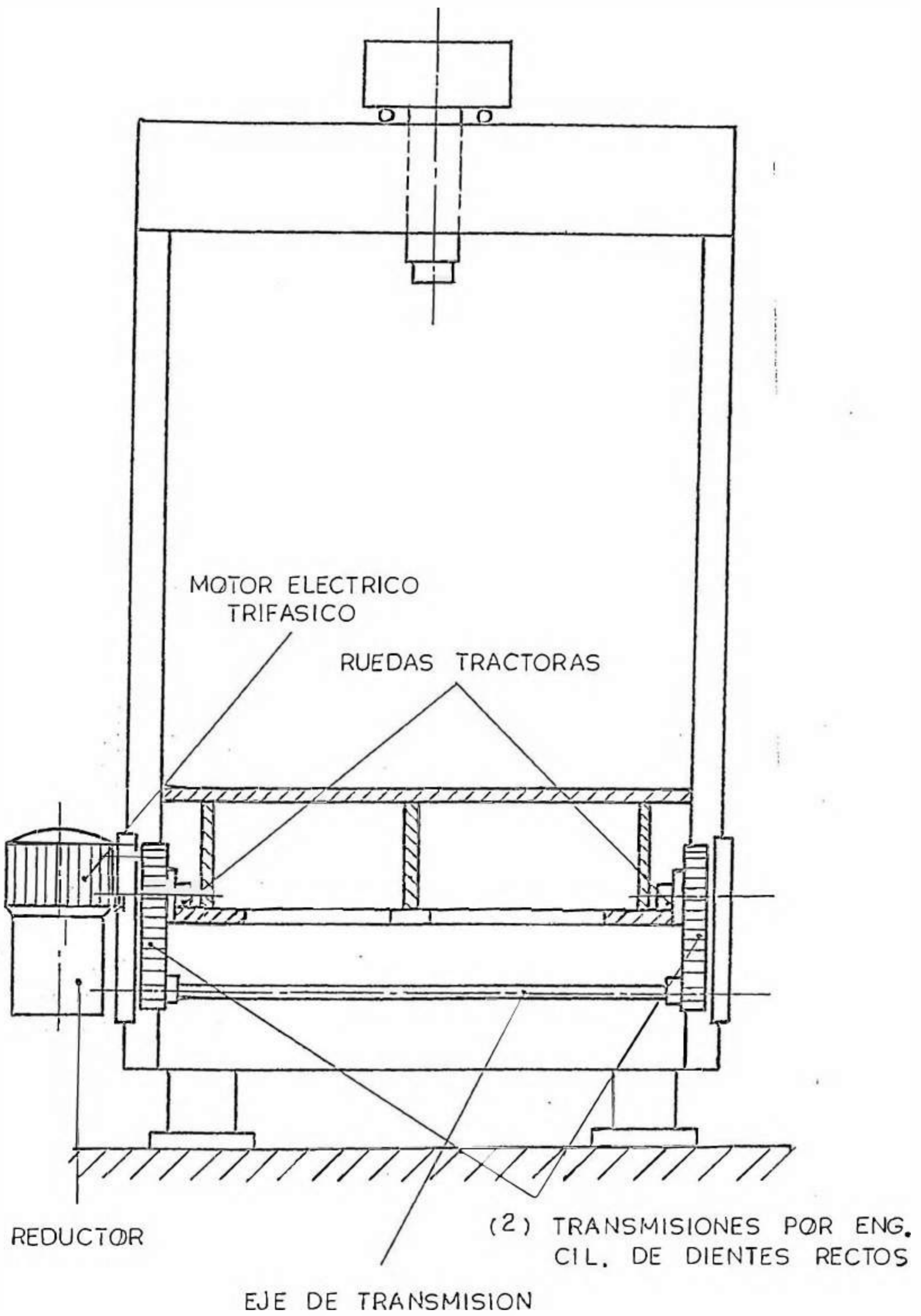


Fig. 28

5.4.1 ESTIMACION DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO

Para su evaluación emplearemos las mismas consideraciones ya discutidas en 5.3.1.

A partir de los cálculos efectuados en 5.6.2, se establece que:

1. Carga máxima sobre el carro lateral: Se presenta cuando el trolley portacilindro hidráulico esta en su posición más extrema y consecuentemente más cercano a este carro.
2. Esta condición de carga máxima se establece durante las operaciones de aproximación, cuando se esta situando el cilindro y consecuentemente el punzón en la posición de trabajo, de acuerdo a las necesidades del enderezado.
3. Durante la operación de enderezado (carrera de trabajo) la carga sobre los carros laterales más bien se libera, haciendose más bien despreciable.

Para el cálculo nosotros consideraremos, que ambos soportaran:

$$W = 2,569 \text{ lb (c/u)}.$$

Luego la carga total sobre ambos carros es:

$$2,569 \text{ lb} \times 2$$

Por lo tanto:

$$W = 2,569 \times 2 = 5138 \text{ lb (conservadoramente)}$$

Considerando:

$$f = 0.015 \quad (\text{cojinetes de contacto rodante})$$

$$\mu = 0.3 \text{ cm}, \text{ riel plano, con } D = 150 \text{ mm} = 6''$$

$$K_{pec} = 2.0, \text{ suministro de corriente flexible.}$$

Asumiendo: $d = 2'' < > 51 \text{ mm}$., diámetro del muñón.

Sustituyendo en (5), sección 5.3.1, tenemos:

$$M'_2 = 5,138 \left(\frac{0.03}{2.54} + 0.015 \times \frac{2}{2} \right) \times 2$$

$$M'_2 = 275.57 \text{ lb} \times \text{plg.}$$

En (6) con: $D = 150 \text{ mm.} < > 6''$

$$w'_2 = \frac{5,138}{6} \left(2 \times \frac{0.03}{2.54} + 0.015 \times 2 \right) \times 2$$

$$w'_2 = 91.82 \text{ lb} < > 41.73 \text{ Kg}$$

$$\text{Si: } V_L = 120 \frac{\text{mm}}{\text{seg}} < > 0.12 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Velocidad de desplazamiento longitudinal prevista.

La velocidad necesaria para vencer las resistencias friccionales en los carros laterales es:

$$P = w'_2 \times (V_L) = 41.73 \times (0.12)$$

$$P = 5.0 \frac{\text{Kg} \times \text{m}}{\text{seg}} < > 0.0658 \text{ Hp}$$

La potencia en régimen estable (potencia nominal) que deberá entregar el motor será:

$$P' = \frac{P}{n^2_{\epsilon} n_r n^2_{\text{coj}}}$$

Asumiendo para:

$$n_{\epsilon} = 90 \%$$

$$n_r = \left(100 - \frac{\text{mg}}{2}\right)$$

$$\text{Con: } \text{mg}_r = 10 : 1$$

Por lo tanto:

$$n_r = 95 \% \quad ; \quad n_{\text{coj}} = 98 \%$$

n_{ϵ} = Eficiencia mecánica de la trans. por engranajes cilíndricos rectos.

n_r = Eficiencia del reductor.

n_{coj} = Eficiencia cojinete de apoyo árbol de transmisión.

mg_r = Reducción en el reductor de gusano.

Reemplazando:

$$P' = \frac{0.0658}{(0.9)^2 (0.95) (0.98)^2} = 0.08912 \text{ Hp}$$

El momento resistente de fricción reducido al árbol del motor eléctrico es (par nominal):

$$M' = \frac{HP \times 63,000}{n_{motor}} = \frac{0.08912 \times 63,000}{850}$$

$$M' = 6.6 \text{ lb} \times \text{plg.}$$

Si consideramos, motor eléctrico asíncrono trifásico de 8 polos.

Con : $n_{motor} = 850 \text{ RPM}$ a plena carga.

El par de arranque:

$$M_{inert.2} = m \left(\frac{V_L}{t} \right) \times \left(\frac{D}{2} \right)$$

$$m = 5,138 \text{ lb} < > 2335.45 \text{ Kg.m} ; V_L = 0.12 \text{ m/seg}$$

Con: $a = 0.10 \text{ m/seg}^2$ (recomendación fábrica "KIROV", EX-URSS).

$$t = \frac{0.12}{0.10} = 1.2 \text{ seg.}$$

$$D = 150 \text{ mm} < > 0.15 \text{ m} < > 6''$$

Reemplazando:

$$M_{inert.2} = 2335.45 \times \frac{0.12}{1.20} \times \left(\frac{0.15}{2} \right)$$

$$M_{inert.2} = 17.515 \text{ N} \times \text{m}$$

$$M_{inert.2} = 17.515 \text{ N} \times \text{m} < > 1.7873 \text{ Kg} \times \text{m}$$

$$M_{inert} = 154.8 \text{ lb} \times \text{plg}$$

Luego en (7):

$$M_{arranque} = 275.57 + 154.8 = 430.37 \text{ lb} \times \text{plg}$$

En términos de potencia:

$$P_{arranque} = \frac{M_{arranque} \times n_{ruedas}}{63,000}$$

$$n_{ruedas} = \frac{V \times 60,000}{\pi \times D} = \frac{0.12 \times 60,000}{\pi \times 150}$$

$$n_{ruedas} = 15.27 \text{ RPM}$$

$$P_{arranque} = \frac{430.30 \times 15.27}{63,000} = 0.104 \text{ HP}$$

Pero la potencia que deberá entregar el motor en el arranque será:

$$P'_{arranque} = \frac{P_{arranque}}{n^2_t \cdot n_r \cdot n^2_{cos}}$$

$$P'_{arranque} = \frac{0.104}{(0.9)^2 \times 0.95 \times (0.98)^2}$$

$$P'_{arranque} = 0.1411 \text{ HP}$$

Luego: El par de arranque en el motor será:

$$M_s = \frac{0.1411 \times 63,000}{850} = 10.46 \text{ lb} \times \text{plg.}$$

Por lo tanto:

La relación par de arranque-par nominal será:

$$\frac{M_a}{M''} = \frac{10.46}{6.6} = 1.585$$

5.4.2 SELECCION DEL MOTOR ELECTRICO

Usando el Catálogo de Motores DELCROSA S.A. con:

$$HP_{\text{nominal}} \approx 0.1 \text{ HP} \quad , \quad \gamma$$

$$\frac{M_a}{M''} \approx 1.6$$

Seleccionamos:

Motor asíncrono trifásico con motor en jaula de ardilla

Tipo : NV90 L8, 0.9 HP @ 840 RPM a plena carga.

Con:

$$\frac{M_a}{M''} \approx 2.0 \quad , \quad 60 \text{ Hz}$$

Peso del motor : 24 Kg < > 52.8 lb.

5.4.3 CALCULO DE LA TRANSMISION POR ENGRANAJE CILINDRICO DE DIENTES RECTOS

Puesto que la velocidad de desplazamiento longitudinal es:

$$V_L = 0.12 \text{ m} \times \text{seg}^{-1}$$

Y diámetro de rodadura de la rueda se estima en:

$$D = 150 \text{ mm} \quad < \quad > \quad 6''$$

Por tanto:

$$m_g = \frac{V \times (60,000)}{\pi \times D} = \frac{0.12 \times (60,000)}{\pi \times (150)}$$

$$m_g = 15.27 \text{ RPM}$$

Donde:

m_g : Rev. del engranaje

La distancia entre centros:

$$C = \frac{D_p}{2} \times (1 + m_g) = \frac{m Z_p}{2} \times (1 + m_g)$$

$$m_{max} = \frac{2 \times C}{2p_{min} \times (1 + m_g)}$$

$$m_{max} = \frac{2 \times (200)}{16 \times (6)} = 4.166$$

Si asumimos para:

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

$$m_g \approx 5 : 1$$

$$Z_{p \text{ min}} = 16 \text{ dientes.}$$

Tomamos módulo STD = 4

Por lo tanto:

$$D_p = m Z_p = 4 \times (16) = 64 \text{ mm} \quad \langle \rangle \quad 2.519 \text{ plg.}$$

$$D_g = D_p \times \left(\frac{Z_g}{Z_p} \right) \quad ; \quad \frac{Z_g}{Z_p} = m_g = 5$$

$$Z_g = 5 \times 16 = 80 \text{ dientes.}$$

$$D_g = 64 \times (5) = 320 \text{ mm.} \quad \langle \rangle \quad 12.59 \text{ plg}$$

$$C = \frac{64}{2} \times (115) = 192 \text{ mm.} \quad \langle \rangle \quad 7.55 \text{ plg}$$

Por lo tanto:

$$n_p = n_g \times (m_g) = 15.27 \times (5) = 76.35 \text{ RPM.}$$

Este diseño esta permitiendo:

1. Lograr una transmisión compacta, con una alta relación potencia-peso.

2. Tener una relación de reducción apropiada a fin de no dejar para el reductor principal una reducción demasiado elevada y por ende anti-económica.
3. A fin de lograr esto, consideramos materiales apropiados de resistencia mecánica suficiente.

Por lo tanto:

La relación de reducción para el reductor de gusano será:

$$m_g = \frac{840}{76.35} = 11 : 1$$

Resumiendo: Datos de los engranos.

$$Z_p = 16 \text{ dientes}, Z_g = 80 \text{ dientes}$$

$$D_p = 64 \text{ mm}, D_g = 320 \text{ mm}$$

$$C = 192 \text{ mm}, m = 4, n_p = 76.35 \text{ RPM}$$

$$n_g = 15.27 \text{ RPM}, m_g = 5 : 1$$

Sistema dentado: $\phi = 20^\circ$ FD (profundidad completa)

5.4.3.1 CALCULO DE LA CAPACIDAD PORTANTE DE LOS ENGRANES

Puesto que las revoluciones son relativamente bajas, será necesario únicamente chequear la capacidad considerando la resistencia a flexión del diente (fatiga).

Utilizaremos el procedimiento AGMA, para esta evaluación; para el cálculo de la máxima potencia a transmitir por los dientes de los engranajes según este standard necesitamos:

$$\text{Sat}_p = 20 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}, \quad \text{Sat}_c = \text{idem},$$

@ 180 Bfw (acero templado y revenido)

$$K_o = 0.85$$

Considerando: Engranajes acabados con fresa madre.

Cuadro Nro. 3

$$V = \frac{\pi \times T_p \times n_p}{60,000} = \frac{\pi \times (64) \times (76.35)}{60,000}$$

$$V = 0.2558 \text{ m/seg.}$$

$$K_e = 1.00, \quad K_c = 1.6$$

(montaje menos rígido, engranajes menos precisos
100% de contacto).

$$F = 10 m = 10 \times (4) = 40 \text{ mm}$$

$$J_p = 0.28, \quad K_L = 1.0 \text{ (número de ciclos: } 10^7)$$

$$J_p = 0.41, \quad K_T = 1.0 \text{ (T < } 71^\circ\text{C, temp. engranajes)}$$

$$K_R = 1.0 \quad (\text{confiabilidad del } 99\%)$$

$$P_p = 6.98 \times 10^{-7} \times \left(\frac{64 \times 76.35 \times 20 \times 4 \times 40 \times 0.18 \times 0.85}{1.6 \times 1} \right)$$

$$P_p = 1.62 \text{ CV} \quad < > \quad 1.59 \text{ HP}$$

$$Y : P_g = \frac{J_g}{J_p} \times (P_p) = \frac{0.41}{0.28} \times (1.62)$$

Vemos que la capacidad es suficiente !!

$$P_g = 2.37 \text{ CV} \quad < > \quad 2.33 \text{ HP}$$

5.4.4 SELECCION DEL REDUCTOR DE GUSANO

Del catálogo de reductores de gusano "FALK", "omnibox" : De la página nro. 08, elegimos la disposición WJM con brida para encaje del motor eléctrico. Reducción simple.

Factor de servicio: De la página nro. 16 (ver apendice).

$$F.S. = 1.5$$

$$HP_{input} = \frac{0.9 \text{ HP}}{\text{motor}} \times \frac{1.5}{F.S.} = 1.35 \text{ HP}$$

Con : $n_{motor} = 840 \text{ RPM}$

Y : $mg_r = 11 : 1$, el reductor.
(requerido)

Un "mg" más cercano es con: $mg_r = 10 : 1$

Y con un: $HP_{input} = 1.37 \text{ HP}$

Con : $n_{input} = 870$

Y : $n_{output} = 87$

Elegimos : Tamaño 206

5.5 SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRAULICO

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

En el sistema hidráulico podemos apreciar (vease circuito hidráulico de la prensa).

- Una válvula direccional de 4 vías y 3 posiciones accionada por bobinas electromagnéticas.

- Una válvula direccional de 4 vías y 2 posiciones también accionada con bobinas electromagnéticas. Estas válvulas controlan independientemente los movimientos de avance rápido, lento (de trabajo) y de retorno; para los cilindros principal y auxiliar.
- Una válvula de secuencia (carrera de aproximación y retorno).
- Una válvula no retorno, la cual trabaja en paralelo con la anterior.
- Una válvula reguladora de presión.
- Una válvula de prellenado, la cual es una válvula sin retorno del tipo con desbloqueo, esta válvula permite (durante el movimiento de descenso del pistón) dejar penetrar en el cilindro el volumen de aceite necesario, de forma análoga a las válvulas de aspiración; durante la fase de ascenso del pistón, actúa en cambio como válvula de descarga con apertura gobernada.
- Una bomba de aceite, la cual resulta ser la más importante del sistema hidráulico por la transformación intrínseca de energía mecánica en

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

5.5.1 SELECCION DE LA BOMBA

La bomba a utilizar es de engranajes, su selección es debida a su construcción sencilla, permite trabajar a presiones relativamente altas.

Datos

- Presión máxima de funcionamiento
200 bar < > 2,900 PSI
- Caudal
2.5 lt/min < > 0.64 GPM (US)

Usando el catálogo de bombas de engranajes de alta presión la compañía himgano Me206p Monor (vease apendice).

A partir de las curvas características:

Seleccionamos

- Bomba tamaño N^o 3, con : 2.5 lt/min.
- @ 2,900, con una potencia de entrada de:
1.2 Kw, con : 1,150 RPM.

Selección de motor

- $P = 1.2 \text{ Kw} \times 1.2 = 1.44 \text{ Kw}.$

Usamos

- DELCROSA, 6 polos; NV 100 L6, 1.8 Kw, @ 1,145 RPM.

5.6 DISEÑO DE LA MESA SOPORTE

De acuerdo con 4.2:

- Dimensiones exteriores: 1,390 x 4,360 mm
- Superficie cubierta por el pistón: 3,500x1,000mm
- Fuerza máxima debida al pistón: 50 TM < > 110 *

CONSIDERACIONES

Se proyectará la mesa soporte como un panel suficientemente reforzado por elementos esbeltos, tanto longitudinales como transversales. Esto permitirá usar espesores de plancha para la placa superior de la mesa (placa de trabajo) relativamente delgadas; pero al mismo tiempo rígidas y resistentes mecánicamente.

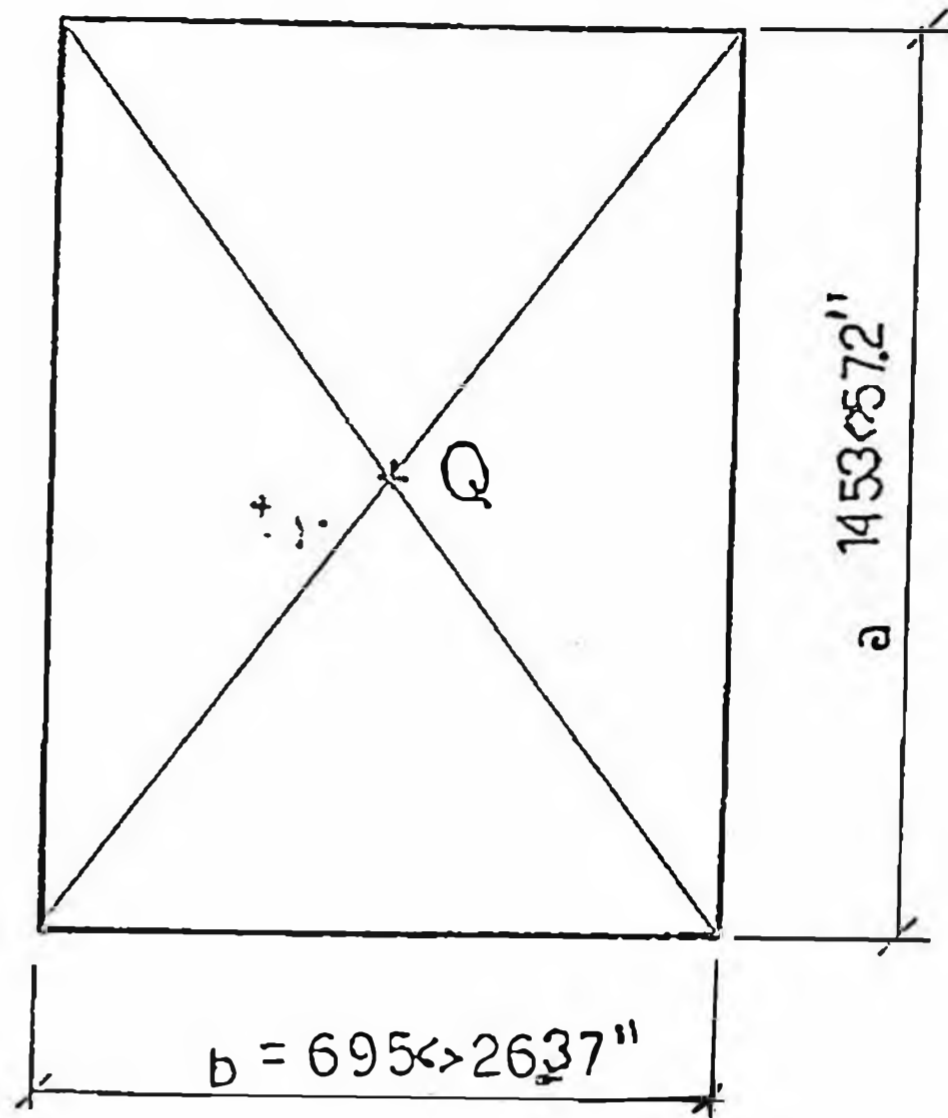
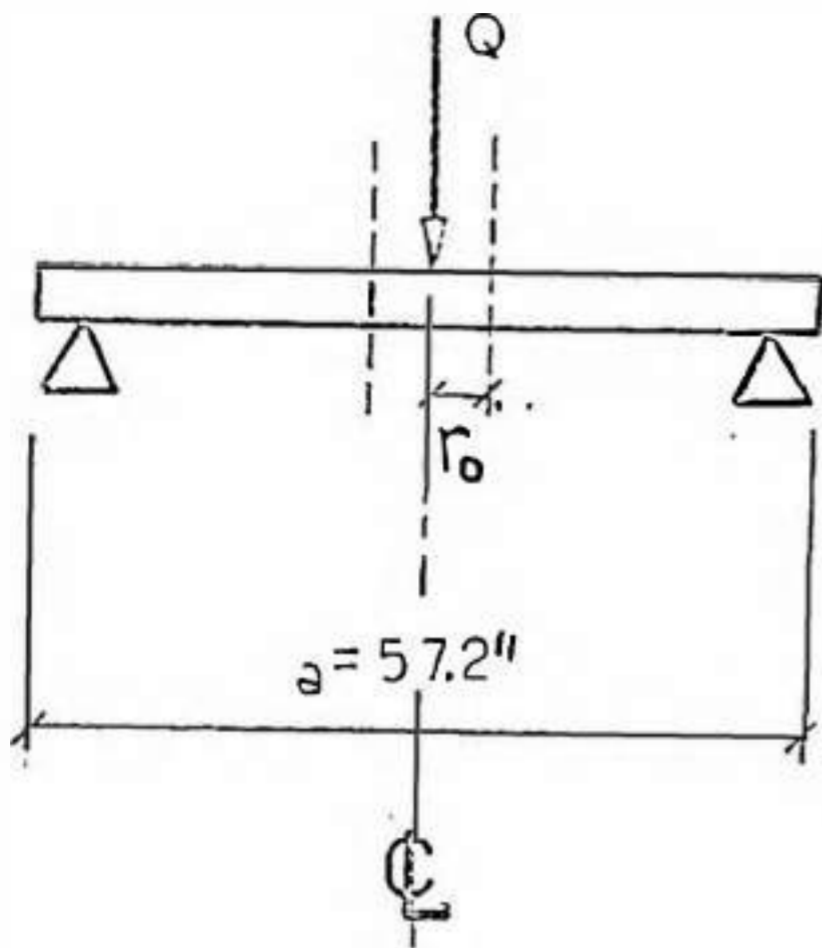
Esta estructura apanelada estará soportada finalmente por cuatro columnas cortas de ala ancha (wide flange) todo construido por soldadura.

5.6.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LA PLACA SUPERIOR (PLACA DE TRABAJO)

A partir del esquema de la figura N^o 29 podemos notar que es durante la operación de trabajo (enderezado) en donde se presentan los mayores esfuerzos sobre la placa ya que durante las operaciones de ubicación y aproximación del pistón al punto de trabajo la única carga externa sobre la mesa es debida al peso propio del pórtico más el peso del Trolley (cilindro hidráulico más equipo) cargas que se aplican y distribuyen sobre la pista de rodadura que conforman las alas inferiores de las vigas principales de la mesa.

De acuerdo con esto y considerando tres (03) refuerzos longitudinales y cuatro (04) transversales; el estado de carga más crítico para la placa se presenta cuando la carga "Q" se ubica exactamente en el centro del panel básico soportado en sus cuatro (04) bordes, tal como se muestra en la figura en cuestión. El esquema de cálculo sería entonces:

Placa sólida rectangular apoyada en todos sus bordes con carga uniforme sobre un pequeño círculo concéntrico de radio " r_0 ".



Considerando:

$$r_0 = 3.5''$$

$$Q = 110^k$$

$$y: \frac{a}{b} = \frac{57.20}{27.36} = 2.090$$

$$\beta \approx 0.042$$

$$\alpha \approx 0.1805$$

Luego:

$$t_{\min} = \left\{ \frac{3Q}{2\pi m S_{\max}} \left[(m+1) \operatorname{Log} \frac{2b}{\pi r_0} + 1 - \beta m \right] \right\}^{1/2}$$

Considerando un acero estructural ASTM, A-36,
con \$S_y = 36\$ KSI, \$S_{\max} \leq 20,000\$ PSI ó 20 KSI

Sustituyendo:

$$t_{\min} = \left\{ \frac{3(110)}{2\pi(0.3)^{-3.20}} \left[(0.3^{-3.1}) \text{Log} \frac{2(27.36)}{\pi(3.5)} + A \right] \right\}^{1/2}$$

$$A = 1 - 0.042 (0.3)^{-2}$$

$$t_{\min} = \left(\frac{123.11}{20} \right)^{1/2} = 2.4 \text{ plg.}$$

$$t_{\min} \approx (2 \ 1/2)'' < > 63.5 \text{ mm.}$$

Deflexión max: (en el centro)

$$y_{\max} = \alpha \frac{Qb^2}{Et^3} ; \quad \text{Sustituyendo:}$$

$$y_{\max} = \frac{0.1805(110)(27.36)^2(10)^3}{29 \times 10^6 \times 2.5^3}$$

$$y_{\max} = 0.0328'' < > 0.833 \text{ mm.}$$

Por lo tanto:

La placa es suficientemente rígida; en consecuencia úsese plancha de (2 1/2)" , acero A-36.

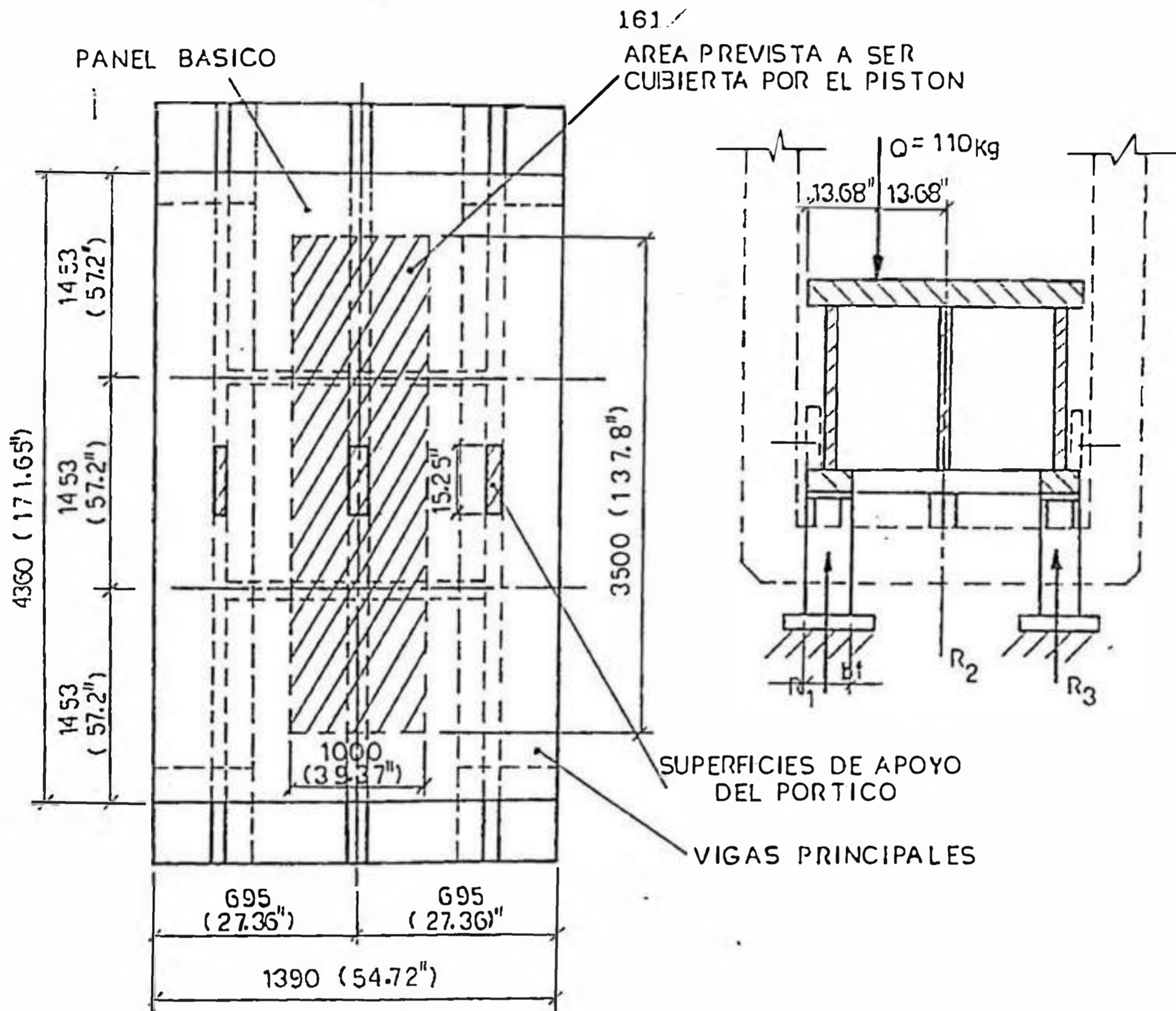


Fig. Nº 29 Fuerzas debido al pistón y a los apoyos del pórtico durante el prensado.

5.6.2 CALCULO DE LAS VIGAS PRINCIPALES

Para el dimensionamiento de estos elementos hay que considerar la situación más crítica de carga y esta se presenta no precisamente durante la operación de enderezado (como se vera más adelante)

sino más bien durante la aproximación del pistón al punto de trabajo; es decir, durante los movimientos longitudinal del pórtico y transversal del cilindro hidráulico, entendiéndose que las operaciones ó movimientos prescritos de la prensa son independientes. Es decir que no existen simultaneidad entre los movimientos de aproximación y de trabajo ó enderezado.

En la figura Nº 30, muestra las fuerzas sobre la mesa durante los movimientos de aproximación; como se ve las cargas ahora actúan sobre el borde superior de las alas inferiores de las vigas en cuestión; estas fuerzas son las que se transmiten a travez de las ruedas de los carros longitudinales que transportan el pórtico.

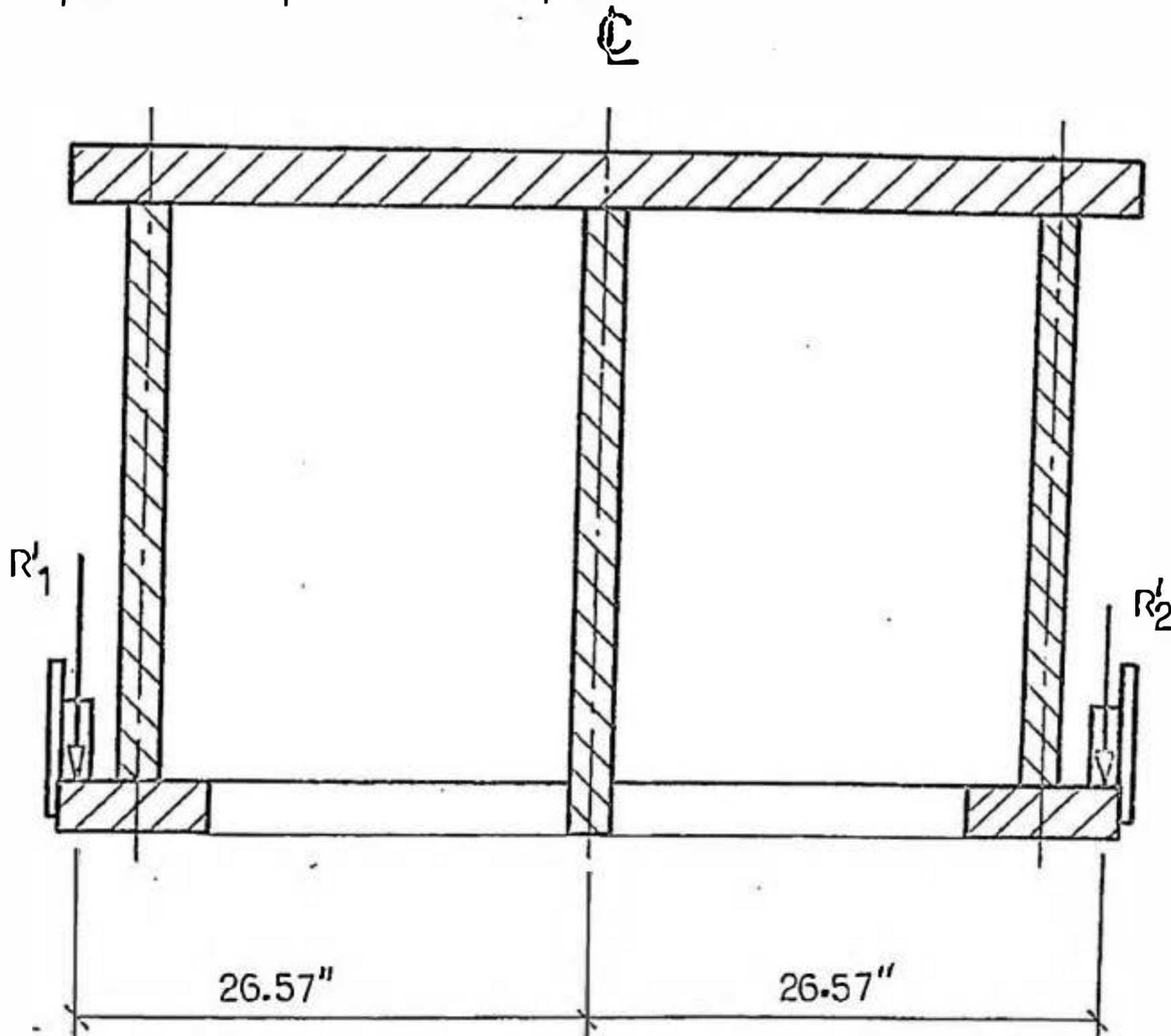


Figura Nº 30

R'_1 y R'_2 depende de la posición del carro transversal; el máximo valor de estas fuerzas se presenta cuando este carro se ubica en su posición más extrema; es decir:

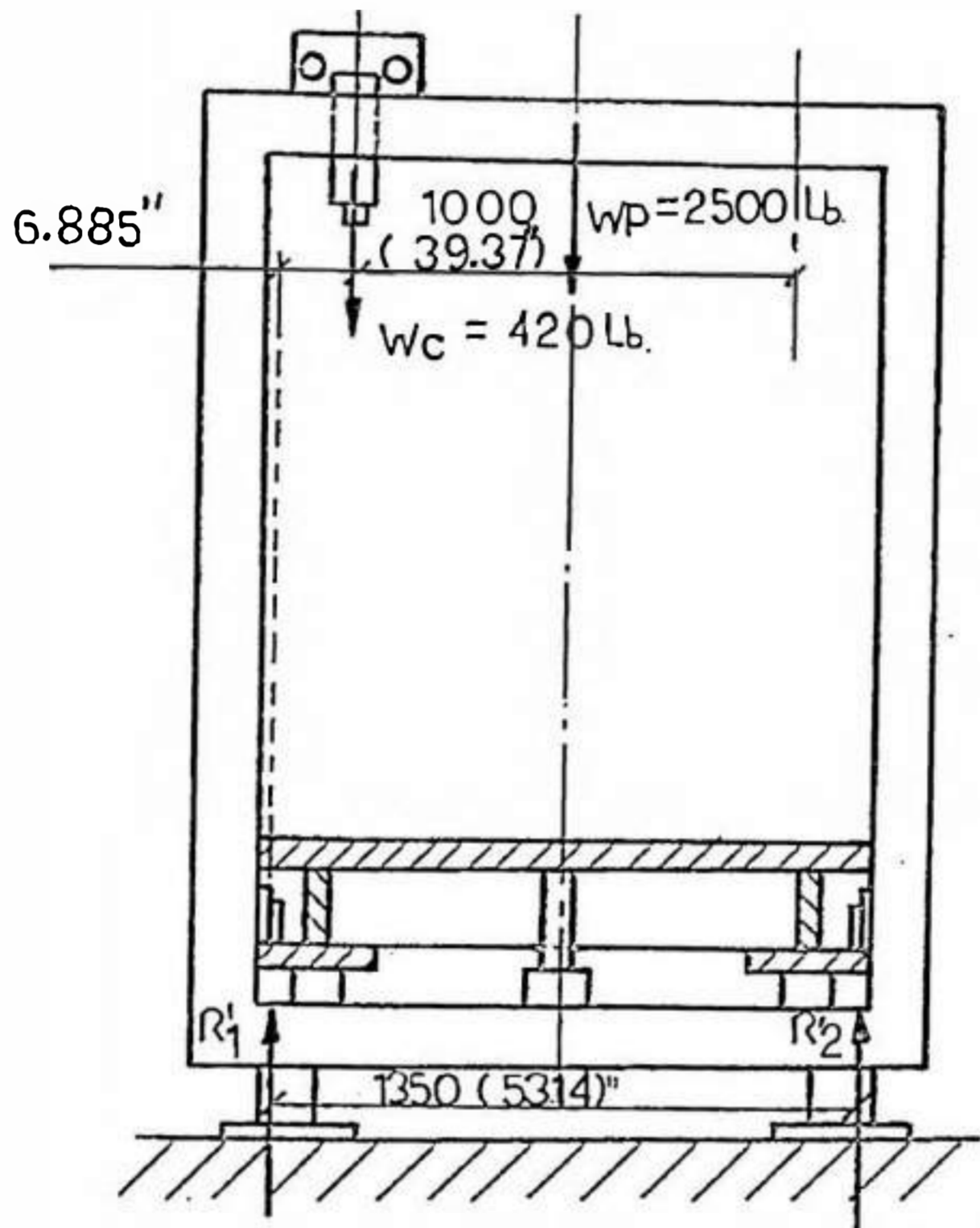


Figura Nº 31

W_p : Peso propio del pórtico + carro longitudinal.

W_c : Peso propio del cilindro hidráulico + trolley + equipos.

Estimación de "Wp":

1. Peso de la viga puente:

$$1.25" \times 19" \times 70.86" = 1,683 \text{ plg}^3$$

$$\times 2 \text{ placas} : 1683 \times 2 = 3,366.14 \text{ plg}^3$$

$$\langle \rangle 1.9479 \text{ pies}^3$$

$$\text{Peso: } 1.9479 \times 490 \text{ lb/pie}^3 = 954.47 \text{ lb}$$

2. Peso viga inferior:

$$\text{Alas: } (15.25)(5/8)(55.11)(2) = 1050.68 \text{ plg}^3$$

$$\langle \rangle \quad 0.6080 \text{ pies}^3$$

$$\text{Alma : } (5/8)(12)(55.118) = 413 \text{ plg}^3$$

$$\langle \rangle \quad 0.2392 \text{ pies}^3$$

$$0.8472 \text{ pies}^3$$

$$\text{Peso : } 490 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^3} (0.8472) \text{ pies}^3 = 415.128 \text{ lb}$$

$$\text{Peso vigas : } 1 + 2 = 1,69.59 \text{ lb}$$

3. Peso montantes:

$$\text{Alas : } (10)(1)(75.78)(2) = 1,515.60 \text{ plg}^3$$

$$\text{Alma : } (5/8)(13.25)(75.78) = 627.55 \text{ plg}^3$$

$$2,143.15 \text{ plg}^3$$

$$\langle \rangle \quad 1.24025 \text{ pie}^3$$

x 2 montantes:

$$2 \times 1.24025 \text{ pie}^3 \approx 2.4805 \text{ pie}^3$$

Peso montantes:

$$490 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} (2.4805) \text{ pie}^3 = 1,215.44 \text{ lb}$$

Peso pórtico:

$$1+2+3 : 954.471\text{b} + 415.1181\text{b} + 1,215.441\text{b} = 2585 \text{ lb}$$

Por lo tanto: 2,585 lb < > 1,175 Kg

+ Peso motor estimado	:	30 Kg	< >	66 lb
+ Peso reductor	:	30 Kg	< >	66 lb
+ Eje transmisión (1 1/8)"	:	5.034 Kg/m x 1.4 m		
(estimado)	=	7.04kg	< >	15.50lb
+ Tren de rodadura	:	8 kg	< >	17.6 lb

				165.1 lb

Total :

Peso Pórtico+Mecanismo avance long. 2,750.10

Otros

10%

3,025.11 lb

Nosotros tomaremos: $W_p = 3,500 \text{ lb.}$

Estimación de "Wc" :

1. Peso cilindro hidráulico

Cuerpo cilindro principal:

$$\frac{\pi}{4} (8.78^2 - 7.28^2) (23.62) = 446.89 \text{ plg}^3$$

$$< > 0.2596 \text{ pie}^3$$

Peso:

$$490 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \times 0.2586 \text{ pie}^3 = 126.72 \text{ lb}$$

Cuerpo del cilindro auxiliar:

$$\frac{\pi}{4} (7^2 - 5.5^2)(23.62) = 347.83 \text{ plg}^3$$

$$\langle \rangle 0.2012 \text{ pie}^3$$

$$\text{Peso : } 490 \times 0.2012 \approx 98.63 \text{ lb}$$

Total peso cilindros: 225.35 lb +

Tapas y embolos : 10% 22.53 lb

247.88 lb +

Punzón : 20.00 lb

Total: 267.88 lb

Tomaremos: peso cilindros hidráulicos: 270 lb

2. Equipos:

Motor : 66 lb ----> 66 lb

Bomba : 10 lb ----> 10 lb

Total : 76 lb

3. Válvulas, tuberías, trolley + otras

---> 60 lb ----- 60 lb

Sub total: 136 lb

Tomaremos: Peso = Equipos + Trolley + Otros \approx 150 lb

Total peso:

$W_c = \text{cilindro} + \text{trolley} + \text{equipos}$

$W_c = 270 \text{ lb} + 150 \text{ lb} = 420 \text{ lb}$

Del diagrama de campo libre del Esquema Nro. 03

$\Sigma M_A = 0 :$

$$W_c (6.885") + W_p \left(\frac{39.37"}{2} \right) = R'_2 (53.14")$$

Sustituyendo datos:

$$420(6.885) + 3500 \left(\frac{39.37"}{2} \right) = R'_2(53.14)$$

$$\text{---> } R'_2 = 1,350.9 \text{ lb}$$

$\Sigma F_y = 0$

$$W_c + W_p = R'_1 + R'_2$$

$$R'_1 = 420 + 3,500 - 1,350.9 = 2,569 \text{ lb}$$

Por lo tanto:

$$R'_2 = 1,350.9 \text{ lb} , \quad R'_1 = 2,569 \text{ lb}$$

Es decir la viga más cargada recibe:

$$R'_1 = 1,309.9 \text{ lb (viga izquierda, figura N° 31)}$$

La situación más crítica para este elemento se presenta cuando esta carga actúa en el centro de su luz (span) aproximadamente; es decir:

Aquí la carga de 2,569 lb. se distribuye entre las 2 ruedas del carro lateral izquierdo (carro longitudinal) es decir:

$$P = \frac{2,569}{2}$$

$$P = 1,284.5 \text{ lb}$$

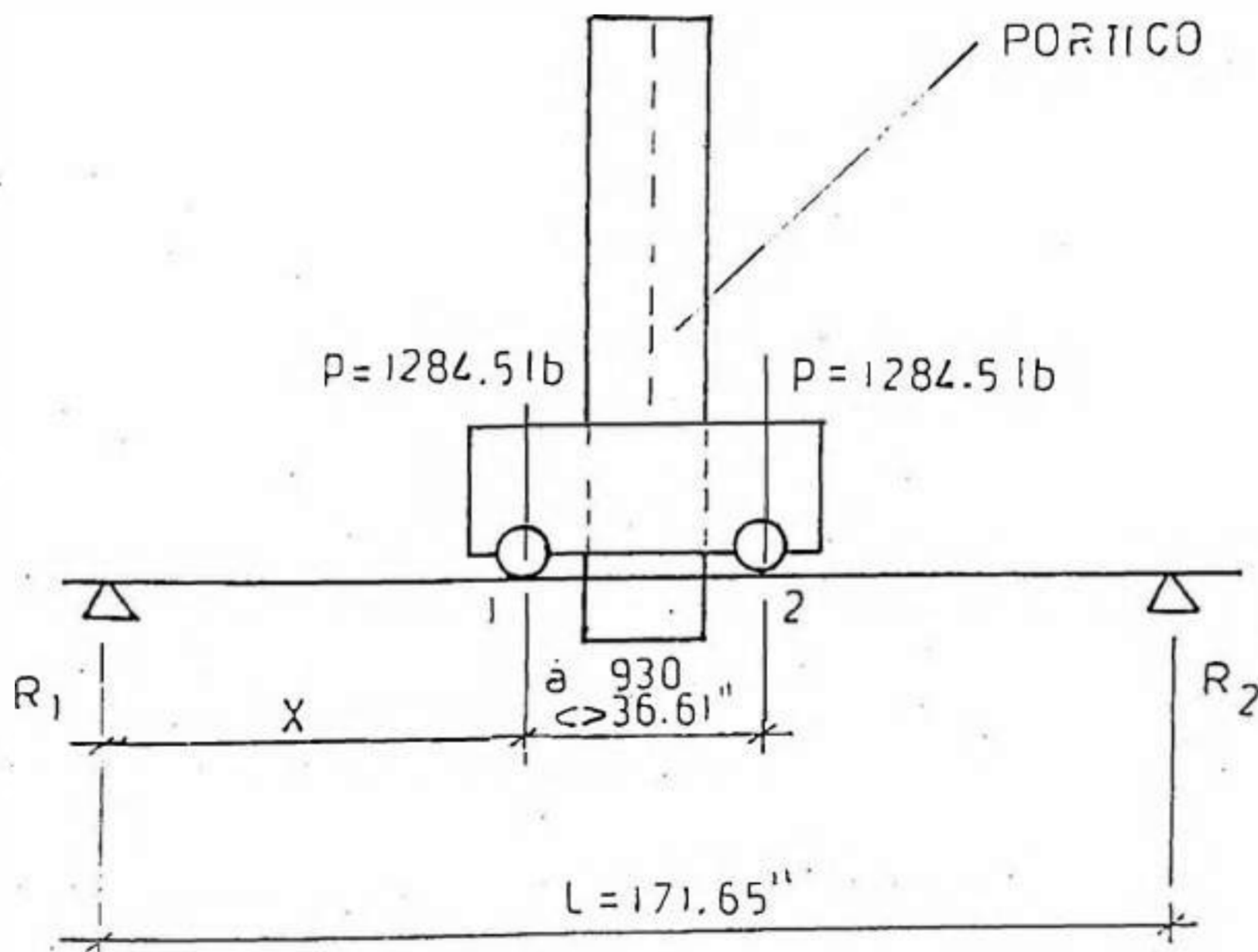


Figura N° 32.

De la figura N^o 32; tenemos entonces el caso de una viga simplemente apoyada con dos (02) cargas iguales separadas por una distancia "a", las cuales estan en movimiento.

La reacción más alta en los apoyos se presenta cuando:

$$x = 0$$

$$R_1 = P \left(2 - \frac{a}{L} \right)$$

$$R_1 = 1,284.52 \left(2 - \frac{36.61}{171.65} \right) = 1,170.21 \text{ lb}$$

El momento máximo:

$$[2 - (2)^{1/2}] \times L = 0.5861 L = 0.586 \times (171.65) = 100.581 \text{ lb}$$

Como:

$$a = 36.61 < [2 - (2)^{1/2}] \times L = 100.58''$$

El máximo momento flector aparece justamente en una sección ubicada bajo la carga en el punto 1, en: (ver figura N^o 32).

$$x = \frac{1}{2} \left(L - \frac{a}{2} \right)$$

$$x = \frac{1}{2} \left(171.65 - \frac{36.61}{2} \right) = 76.67 \text{ plg.}$$

Por lo tanto:

$$M_{max} = \frac{P}{2L} \left(L - \frac{a}{2} \right)^2$$

$$M_{max} = \frac{1,284.52}{2(171.65)} \left(171.65 - \frac{36.61}{2} \right)^2$$

$$M_{max} = 87,984.51 \text{ lb} \times \text{plg}$$

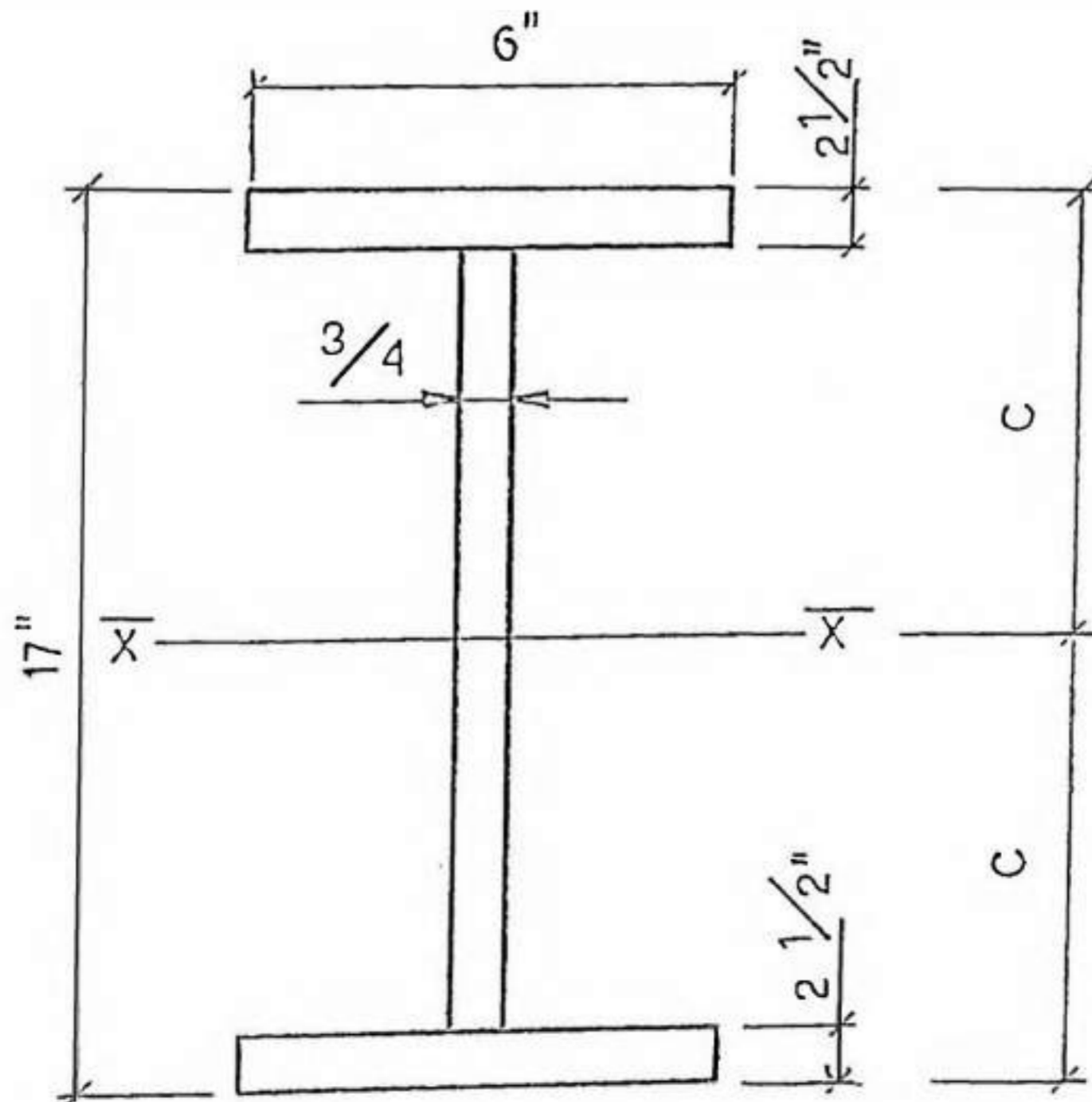
Si asumimos para esta viga una sección wide flange con:

$$b_f : (\text{ancho de ala}) = 6''$$

$$d : (\text{peralte}) = 17''$$

$$t_f : (\text{espesor de ala}) = (2 \frac{1}{2})''$$

$$t_w : (\text{espesor de alma}) = \frac{3}{4}''$$



Para esta sección:

$$I_x = \left[\frac{(6)(2.5)^3}{12} \right] (2) + \frac{(3/4)(12)^3}{12} + 2 [(6)(2.5)(7.25)^2]$$

$$I_x = 1700.5 \text{ plg}^4 ;$$

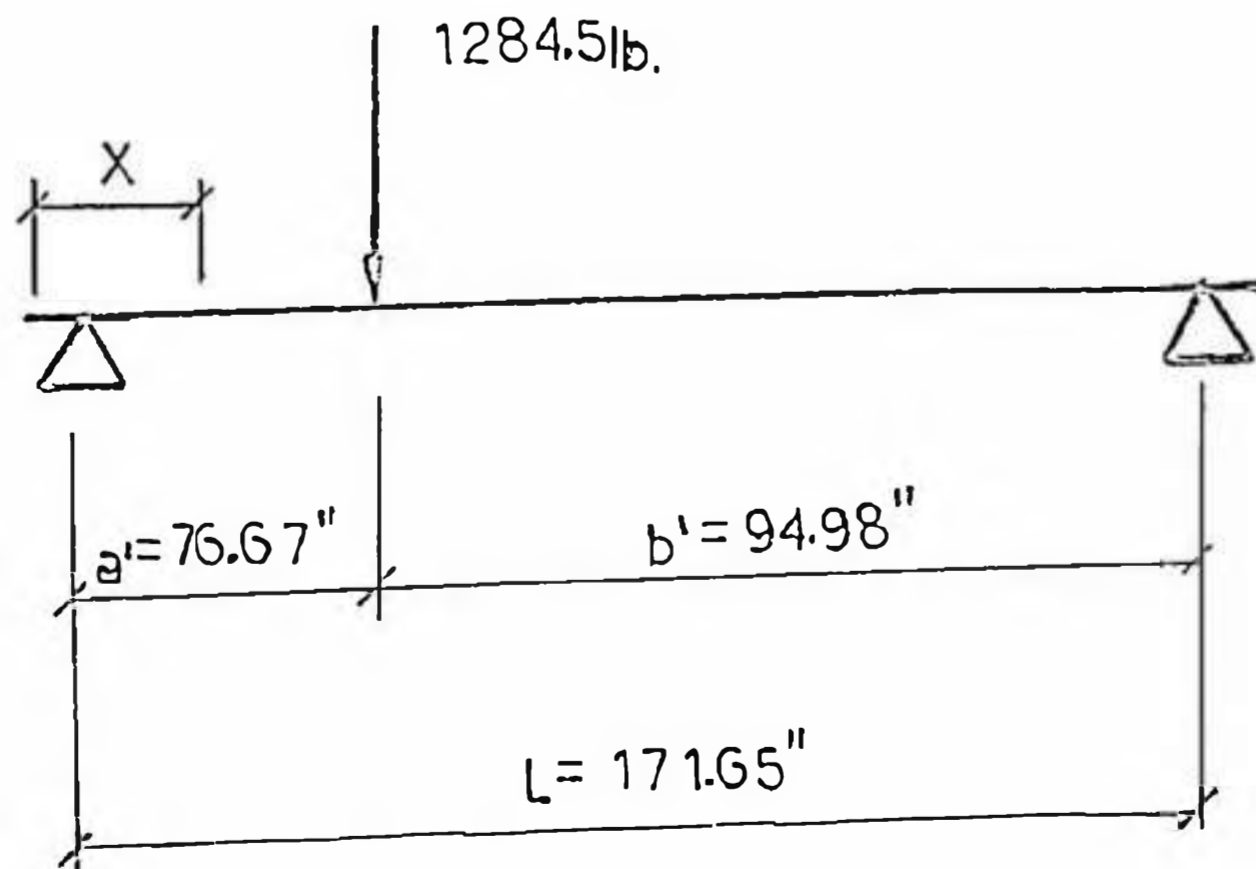
$$W_x = \frac{1700.5}{8.5} = 200.058 \text{ plg}^3$$

El esfuerzo de flexión:

$$S_b = \frac{M_{\max}}{W_x}$$

$$S_b = \frac{87,984.51}{200.058} = 439.79 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

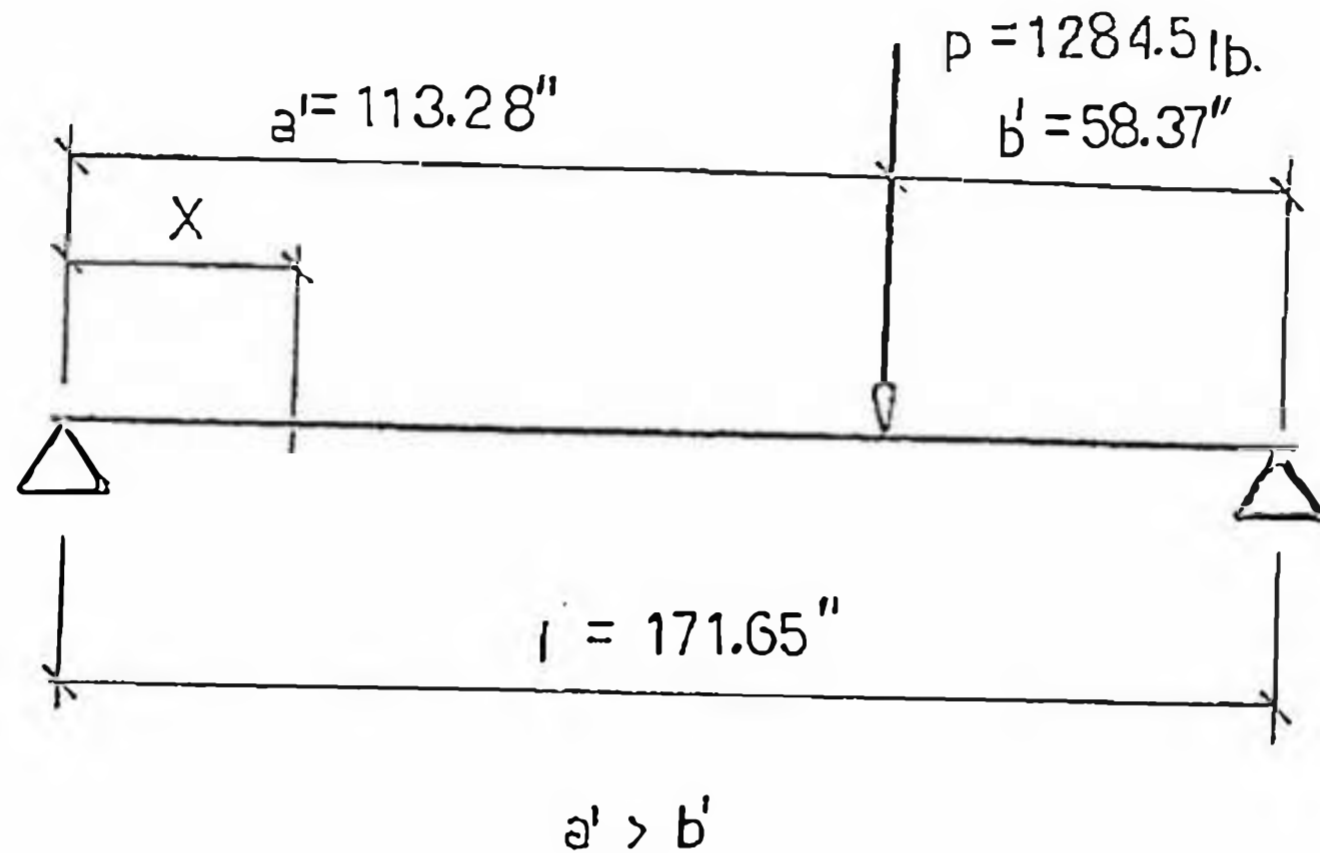
Aquí es mucho más importante la rigidez de la mesa. Para hacer una evaluación de la deformación aplicamos: El principio de superposición; primero consideraremos la viga cargada con:



$$y = \frac{Pb' x}{6EIL} [2L (L-X) - b^2 - (L-X)^2]$$

..... (a)

Para este caso la deflexión máxima se presenta en:



$$X = \left[\frac{1}{3} (a') (a' + 2b') \right]^{1/2}$$

$$X = \left[\frac{1}{3} (113.28) (113.28 + 2 (58.37)) \right]^{1/2}$$

$$X = 93.19''$$

$$Y_{max} = \frac{Pa'b'}{27EIL} (a' + 2b') (3a' (a' + 2b'))^{1/2}$$

... (B)

Sustituyendo en (B):

$$Y_{max} = \frac{1,284.5(113.28)(58.37) (A)}{27 \times 29 \times 10^6 \times 1700.5 \times 171.65}$$

$$A = (113.28) + 2(58.37) [3(113.28)(113.28 + 2 \times 58.37)]^{1/2}$$

$$Y_{max1} = 2.388 \times 10^{-3} \text{ plg } \langle \rangle 0.06 \text{ mm}$$

También sustituyendo en (a):

$$Y_{x=0.00263"} = \frac{1,245.95(94.98)(93.19) (B)}{6 \times 29 \times 10^6 \times 1700.5 \times 171.65}$$

$$B = [2 \times 171.65(171.65 - 93.19) - 94.98^2 - (171.63 - 93.19)^2]$$

$$Y_{x=0.00263"} = 2.63 \times 10^{-3} \text{ plg } \langle \rangle 0.066 \text{ mm} = Y_2$$

La deflexión total sería:

$$Y_{max1} + y_2 = 2.388 \times 10^{-3} + 2.63 \times 10^{-3} = Y_{total}$$

$$Y_{total} = 5.018 \times 10^{-3} \text{ plg } \langle \rangle 0.1274 \text{ mm.}$$

De acuerdo con estos resultados vemos que las vigas así dimensionadas son bastante rígidas; podríamos ensayar con una viga similar pero con un peralte: $d = 15"$.

Por lo tanto:

$$I_x = \left(\frac{(6)(2.5)^3}{12} \right) \times (2) + \frac{(3/4)(10)^3}{12} + 2 [6(2.5)(6.25)^2] = 1250 \text{ plg}^4$$

$$W_x = \frac{1250}{7.50} = 166.66 \text{ plg}^3$$

$$S_b = \frac{87,984.51}{166.66} = 527.9 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$$Y_{\text{max } 1} = 4.4 \times 10^{-3} \text{ plg} < > 0.111 \text{ mm}$$

$$Y_2 = 4.85 \times 10^{-3} \text{ plg} < > 0.123 \text{ mm}$$

$$Y_{\text{total}} = Y_{\text{max } 1} + Y_2$$

$$Y_{\text{total}} = 9.25 \times 10^{-3} \text{ plg} < > 0.23495 \text{ mm}$$

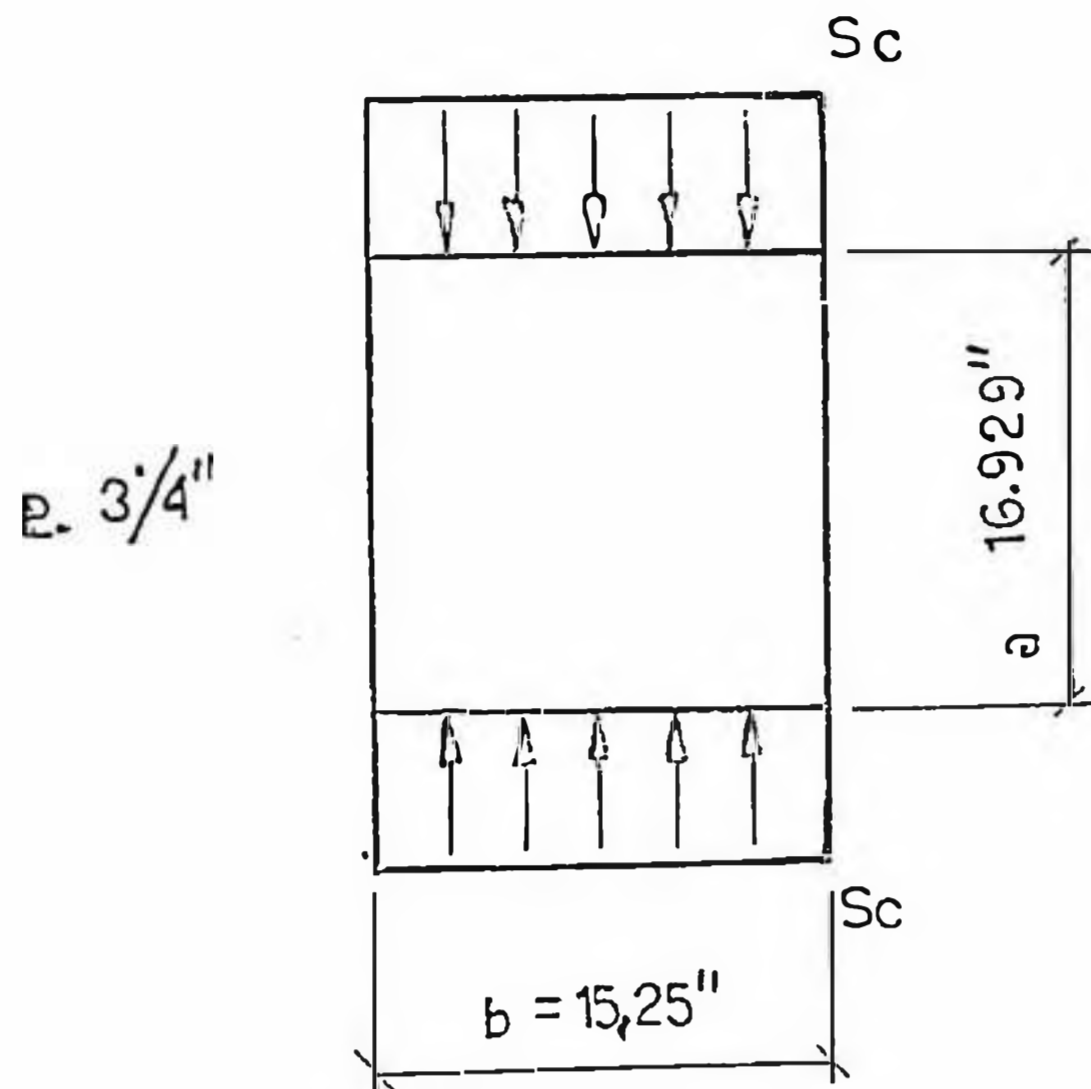
Conclusión:

Desde que la rigidez es el factor más importante en el diseño de la mesa, concluimos que las dimensiones propuestas para la viga es la más adecuada.

5.6.3 CHEQUEO DE LA ESTABILIDAD ELASTICA DE LAS ALMAS (ESFUERZOS) DE LAS VIGAS PRINCIPALES

Esto es necesario hacer, puesto que durante el prensado y de acuerdo con la figura Nro. 01, las placas longitudinales o almas quedan sometidas a compresión; esta carga es máxima cuando el pistón se posiciona directamente sobre ellas ó cuando este alcanza sus posición mas extrema de su carrera transversal.

El esquema de cálculo sería:



El esfuerzo de compresión crítico de pandeo sería:

$$S' = K \frac{E}{1 - \tau^2} \left(\frac{t}{b} \right)^2 ;$$

(placa con todos los bordes empotrados)

Con :

$$\frac{a}{b} = \frac{16.929''}{15.25''} = 1.11$$

$$K = 7.59$$

Sustituyendo:

$$S' = 7.59 \left(\frac{29 \times 10^6}{1 - 0.3^2} \right) \left(\frac{3/4}{15.25} \right)^2$$

$$S' = 585.03 \text{ KSi}$$

El esfuerzo actual de compresión:

$$S_c = \frac{110^k}{(3/4)(15.25)} = 9.61 \text{ KSi} \ll$$

$$S' = 585 \text{ KSi}$$

Por lo tanto:

No fallará la estabilidad !!.

Podría también calcularse los esfuerzos y chequear la deformación considerando toda la mesa como una viga cargada según el Esquema Nro. 02 y simplemente apoyada; pero no es necesario, por los análisis anteriores se deduce que la sección transversal eligida para la mesa es suficientemente rígida y adecuada para poder resistir los esfuerzos mecánicos que se presentaran durante la operación de la prensa.

5.6.4 CALCULO DE LOS SOPORTES DE LA MESA

Los soportes se proyectarán como columnas cortas de sección de ala ancho (wide flange).

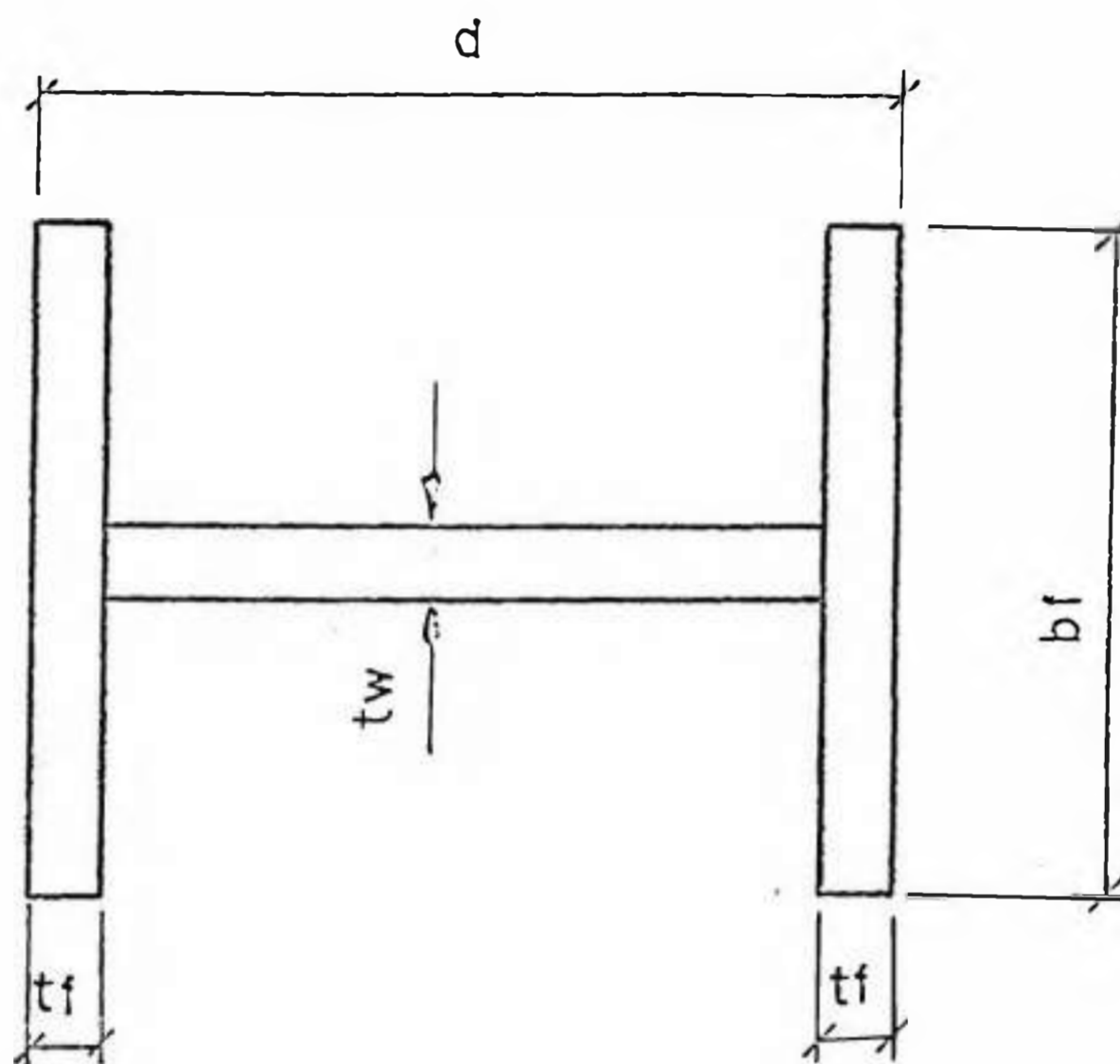
Carga máxima sobre un soporte:

$$P = 2,295 \text{ lb}$$

Considerando:

$$b_f = 6" \quad , \quad t_f = (5/8)"$$

$$d = 10" \quad , \quad t_w = (3/8)"$$



Ya que se trata de una columna, esta debe fallar por fluencia, luego:

$$\text{Esfuerzo permisible: } S_c = 0.6(36)$$

$$S_c = 21 \text{ KSi (para acero A-36)}$$

El esfuerzo actual de compresión:

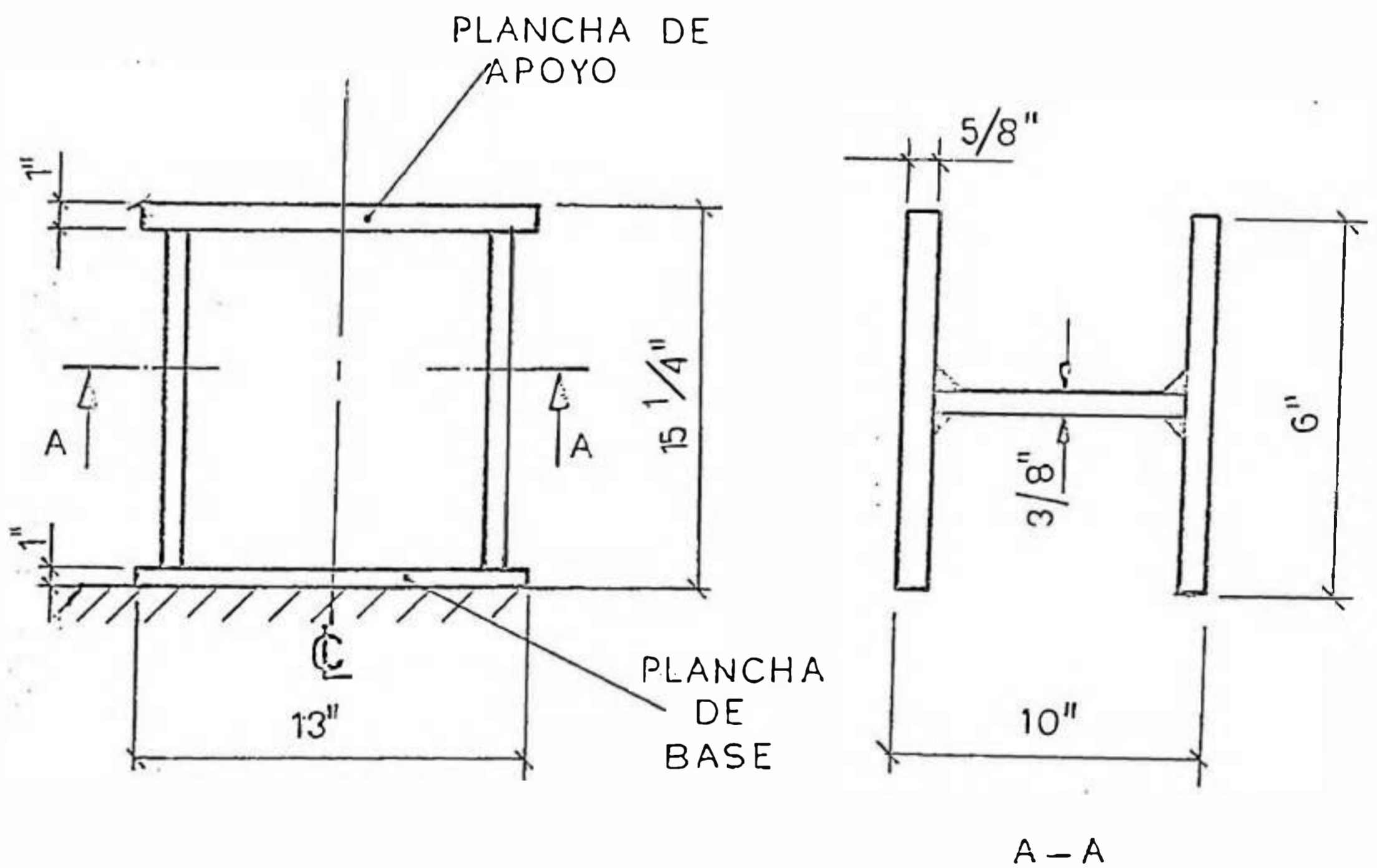
$$S = \frac{P}{A}$$

$$A = 2(6 \times 5/8) + 9.25(3/8) = 10.96 \text{ plg}^2$$

Por lo tanto:

$$S = \frac{2,295 \text{ lb}}{10.96 \text{ plg}^2} = 209.39 \text{ PSI} \ll 21,000 \text{ PSI}$$

Aunque aquí no se ha tomado en cuenta el peso propio de la mesa; resulta claro que las dimensiones escogidas para los soportes son suficientes. Cada apoyo se vería así entonces:



Cantidad: 04

Material: Acero Estructural ASTM, A-36.

6 ANALISIS DE COSTOS

6.1 COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS

El costo de materiales y equipos, comprende el costo de materiales para la fabricación estructural y el costo de los equipos para el funcionamiento de la prensa.

EQUIPOS	CANTIDAD	COSTO \$
Ruedas 100 mm	4	24
Cojinetes	4	60
Reductor FALK 0.7 HP	1	865
Transmisión Piñón-Cremallera	2	124
Motor eléctrico 0.5 HP	1	100
Bomba hidráulica	1	120
Sistema auxiliar hidráulico	1	550
Cilindro hidráulico	1	1,600
Reductor 1.2 HP	1	950
Motor 1 HP	1	150
Eje y Piñón	1	60
Eje 1"x1.4 m	1	24

Costo Total : 4,627

MATERIALES

ITEM	CANTIDAD	PESO (Kg)	COSTO MAT. (\$)
P 1x0.25x1.61m	4	328.44	330.00
P 5/8x0.336m x 2.39m	2	204.80	205.00
P 1 1/4x0.465m x 1.8m	2	426.87	428.00
P 1 1/4x16"x18"	2	94.76	95.00
P 1 1/4x10"x18"	2	59.22	60.00
P 2"x4.36m x 1.4m	1	249.43	250.00
P 1/2x4.36m x 1.4m	1	622.60	1,800.00
P 1x0.4x4.36	3	1067.30	1,070.00
P 1x0.4m x 1.4m	4	456.96	460.00
P 1/2x12"x1.4m	1	42.80	43.00
P 5/8x0.336m x 1.4m	2	119.70	120.00
P 1/2x0.37m x 1.2	4	181.15	182.00
P 5/8x0.37x0.2m	8	75.20	75.00
P 2"x0.15m x 4.74	2	580.20	580.00
P 1x0.1x4.74	3	290.00	290.00
P 1 1/2x12"x8"	8	126.35	127.00
		-----	-----
		4,925.80	6,115.00
Total otros		75.00	

NOTA : Todas las planchas son de acero estructural A-36, salvo donde se indique lo contrario.

6.2 COSTO DE FABRICACION Y MONTAJE

El costo de fabricación incluye, el habilitado, corte, plantillado, soldado y tratamiento térmico posterior (aliviado de tensiones) y el acabado posterior: 2.5 \$/Kg.

Costo de fabricación	2.5 x 5,000	=	\$ 12,500
Costo de ensamblaje		=	\$ 500

Total			\$ 13,000

Costo de material y fabricación:

$$\$ 6,115 + \$ 4,627 + \$ 13,000 = \$ 23,742.00$$

Acabados y gastos generales: 20% del total

$$\$ 23,742 \times 20\% = \$ 4,748.40$$

$$\text{COSTO TOTAL} = \$ 28,490.40$$

=====

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1.- La situación para la cual el pórtico queda sometida a las mayores sollicitaciones, se dan durante las operaciones de trabajo (enderezado). En estas circunstancias la sollicitación externa es la fuerza desarrollada por el pistón durante el enderezado, para la máxima capacidad de la prensa.
- 2.- Para efectos de cálculo se consideró al pórtico como una estructura semi-rígida, por ser esta condición la que resulta más compatible con la realidad.
- 3.- Para el cálculo de la viga puente se consideró que la situación más crítica de carga aparece cuando el cilindro hidráulico se ubica en el centro de la luz de la viga en cuestión.
- 4.- Del análisis de esfuerzos, para la sección transversal elegida para la viga puente se desprende de que estos están bastante por debajo de los esfuerzos permisibles de flexión, considerando carga estática.

- 5.- Aunque la carga actuante sobre la viga puente no es precisamente de naturaleza estática, si no más bien dinámica, se considera para efectos de cálculo como estática en vista que está se aplica lenta y gradualmente (durante la carrera de enderezado).
- 6.- El dimensionamiento de la viga puente; es decir, el tamaño de su sección transversal resulta más influenciada por los criterios de rigidez que por los criterios de resistencia mecánica; pues aunque el elemento en cuestión satisfaga los requisitos de resistencia esto no es suficiente, pues la deflexión elástica debe reducirse al mínimo.
- 7.- La situación más crítica de carga para la viga inferior resulta cuando el pistón hidráulico se sitúa en el extremo de su carrera transversal; esta condición prevaleciera en el cálculo de dicho elemento, y los criterios de cálculo fueron los mismos que los empleados en el cálculo de la viga puente.
- 8.- A fin de prevenir el pandeo local del ala y el alma de la viga inferior, teniendo en cuenta que se está usando una sección de ala ancha (wide flange) bastante esbelta se hace uso de los requerimientos del código del AISC por el criterio de sección compacta.

- 9.- El cálculo de los montantes se hace teniendo en cuenta que la situación más crítica de carga se presenta también durante la operación de enderezado, cuando el cilindro hidráulico se posiciona en un extremo de su carrera.
- 10.- El tipo de sollicitación a que queda sometidos los montantes de acuerdo al punto 9 es el de tracción-flexión; en razón a esto ha sido suficiente un cálculo de resistencia y por supuesto de rigidez sin que sea necesario un análisis de la estabilidad del elemento, situación que sería indispensable analizar en caso de que este elemento estuviese sometido a compresión.
- 11.- Los resultados obtenidos para las deflexiones elásticas de los montantes son bastantes conservadores puesto que no se ha considerado el efecto de la carga axial; dicha carga tendería a disminuir la flecha producida por los momentos flectores externos.
- 12.- El material seleccionado tanto para las vigas, como para los montantes, los cuales conforman el pórtico será acero estructural de multiple propósito, el cual deberá de satisfacer como mínimo las especificaciones de un acero según ASTM A-36; esta elección se debe a la necesidad de contar con un

acero de fácil soldabilidad, en la que los esfuerzos residuales producto de las juntas soldadas sean despreciables, a si como el costo del mismo no sea relativamente elevado.

- 13.- A fin de asegurar un buen comportamiento de las estructuras frente al medio ambiente se considerará que después de la construcción, estos elementos deberan de ser sometidos a un proceso de arenado, después del cual debe aplicarse pintura imprimante ó de base para después aplicar pintura de acabado anticorrosiva de preferencia con base eproxica.
- 14.- El diseño del cilindro hidráulico obedece al ciclo de trabajo previsto; dos carreras en vacío; es decir, una carrera de aproximación y una de retorno, y una carrera de trabajo propiamente dicha.
- 15.- A fin de asegurar el movimiento ó carrera de aproximación a sido indispensable recurrir a un pistón auxiliar, este pistón arrastra en su movimiento al pistón principal.
- 16.- Puesto que existen limitaciones de espacio, el cilindro auxiliar y principal no podian estar separados, teniendo en cuenta que los componentes del sistema hidráulico deberán formar una unidad

compacta capaz de ser transportada por un carro transversal ó trolley.

- 17.- La exigencia anterior motivo que los cilindros en cuestión se dispusieran coaxialmente; es decir el cilindro auxiliar se ubica en el interior del cilindro principal.
- 18.- Puesto que se prevee una velocidad alta no solo para el movimiento de descenso (aproximación) si no tambien para el de retorno, se debe de asegurar una sección anular del cilindro principal suficientemente pequeña.
- 19.- Lo anterior implica inmediatamente descargar un gran volumen de aceite de la camara superior del cilindro al depósito a través del conducto de retorno, teniendo en cuenta que el caudal queda multiplicado por la relación existente entre la sección y la sección anular del pistón.
- 20.- Para garantizar el desalojo del caudal instantáneo de retorno se elige una válvula de pre-llenado, la cual se debe abrir tambien durante la fase de retorno.
- 21.- Puesto que durante la fase de aproximación rápida del pistón hay que asegurar la toma y la entrada

del volumen de aceite que durante la caída del pistón debe llenarse la cámara superior del cilindro, deberá aprovecharse a este fin la depresión creada en esta cámara del cilindro principal para llenarla directamente desde el depósito, que deberá estar situado necesariamente sobre el cilindro. El paso de líquido se realiza a través de la válvula de pre-llenado.

22.- El material que se eligió para los cuerpos⁰ del cilindro hidráulico es barra perforada de acero especial laminado en caliente AISI1320, equivalente a un Boehler Desford TI52 en estado normalizado. El uso de barra perforada se justifica por la facilidad del mecanizado como por el ahorro en costos de fabricación.

23.- Tanto las tapas de fondo como las de guías se proveen de acero AISI1320, aunque pueden usarse acero CK20, ó CK25, inclusive hasta acero estructural ASTM A-36. Estos aceros pueden soldarse muy bien con el material de los cuerpos de los cilindros.

24.- Al hacer el chequeo de la estabilidad del vástago del cilindro principal se deduce que este no fallara por estabilidad elástica si no más bien por fluencia plástica, la zona de trabajo para este

elemento es elasto-plástica y la fórmula aplicable es la de Tetmayer. Es decir el vástago en cuestión se comporta más bien como una columna corta, el criterio a emplear para hacer esta distinción es calculando la relación de esbeltez " λ ". De la evaluación de los esfuerzos para las condiciones más desfavorables se deduce que este elemento no fallara por compresión.

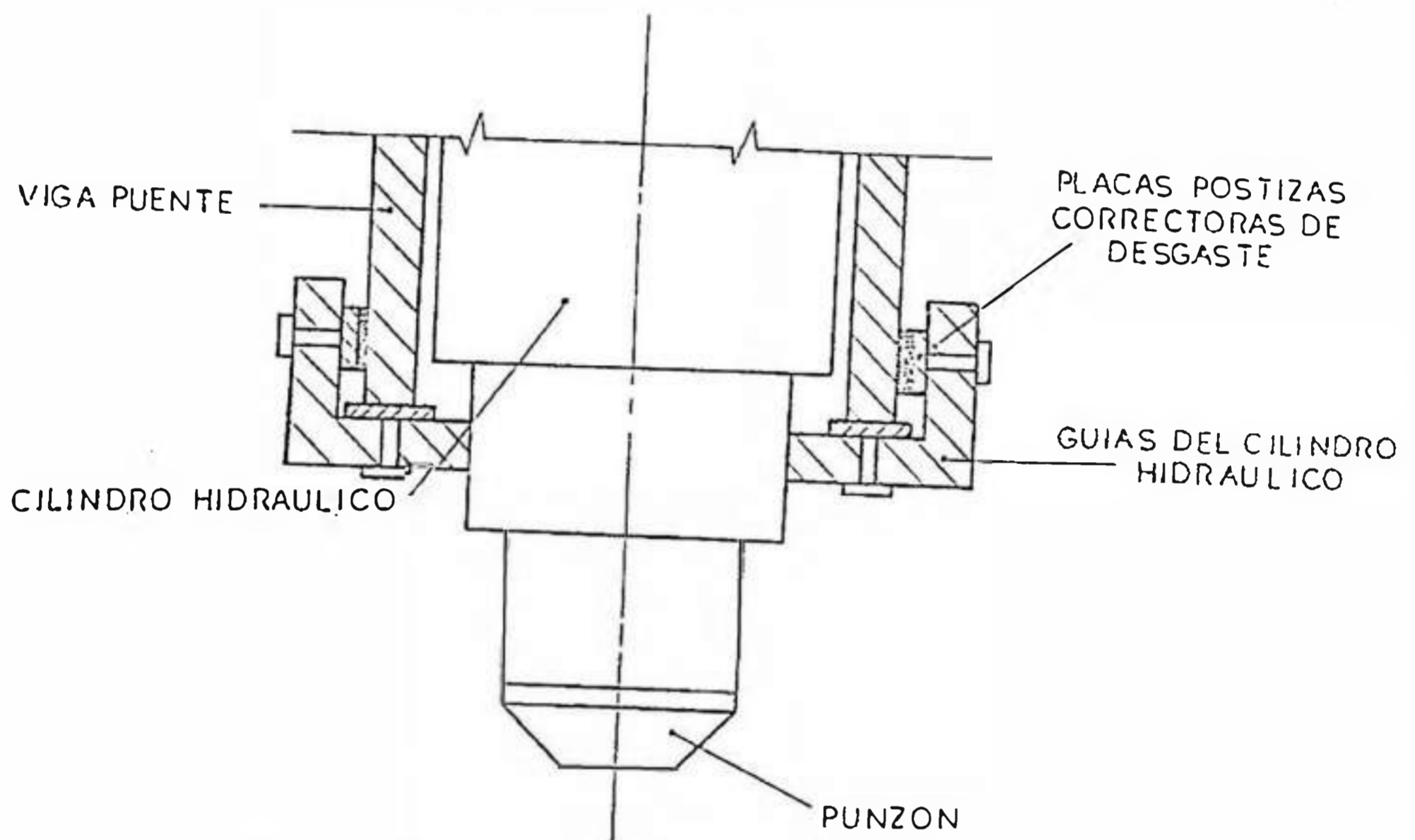
25.- Aunque la potencia necesaria para accionar el sistema de traslación transversal es realmente pequeña, de acuerdo a lo calculado hay que tener en cuenta que durante su carrera deberá vencer también la fricción entre las guías y/o soportes del cilindro hidráulico con los bordes inferiores de la viga puente. Esta fuerza de fricción es un poco difícil de estimar y dependerá del grado de desgaste entre las guías y los bordes en cuestión, téngase en cuenta que estas superficies en contacto deberán de estar engrasadas y con el uso y el paso del tiempo quedaran impregnadas con polvo y suciedad.

26.- Por esta razón es que elegimos un motor eléctrico con una potencia aparentemente sobredimensionada.

27.- Estas guías unidas a la tapa guía del cilindro hidráulico deberán de tener unas placas postizas de

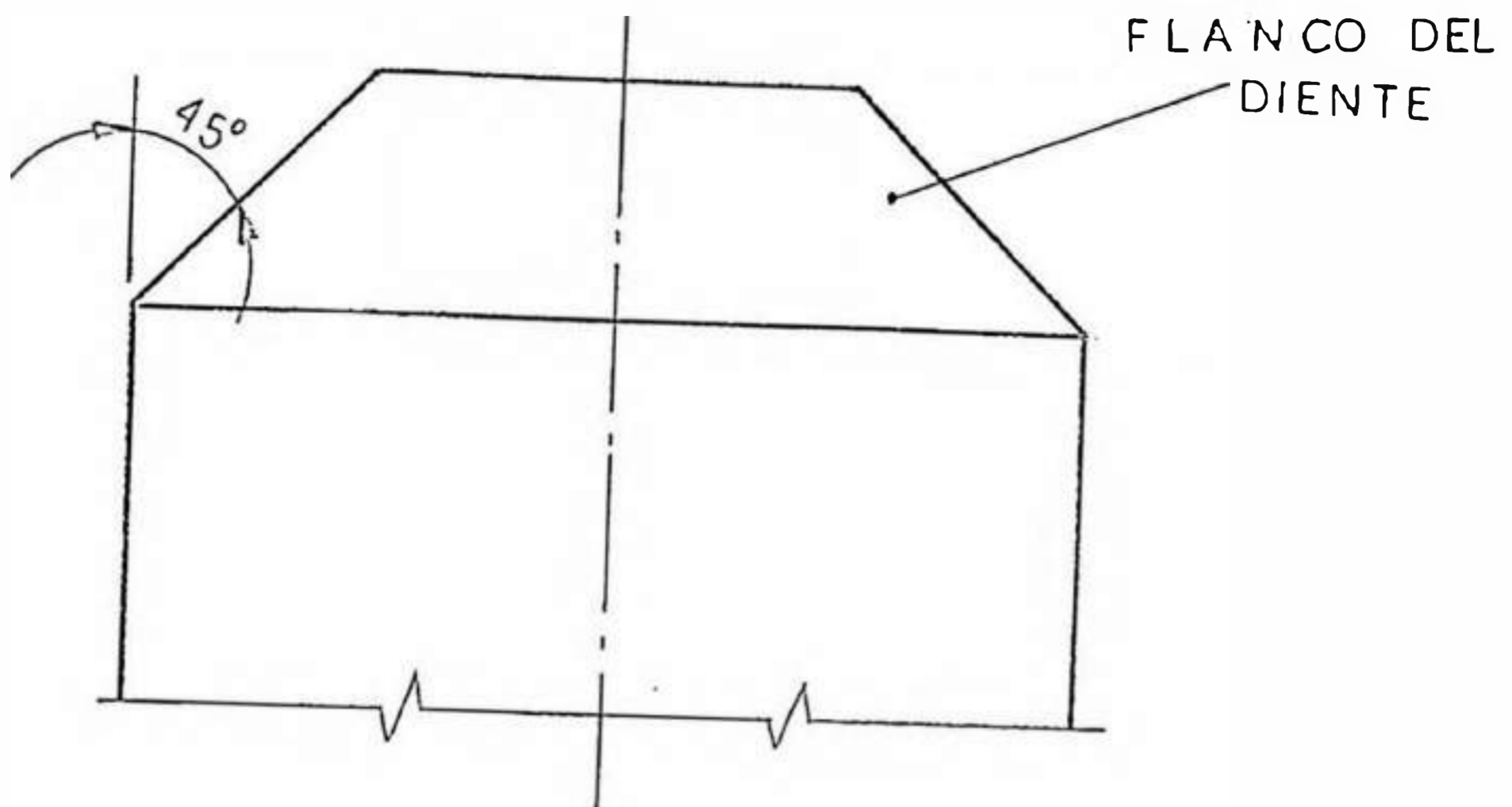
bronce las cuales podran regularse (pernos de regulaci3n) en el campo a fin de permitir un desplazamiento suave y sin juegos al trolley 3 carro transversal.

A si mismo estas placas postizas podran servir para compensar el desgaste que necesariamente se presentan debido al uso del equipo.

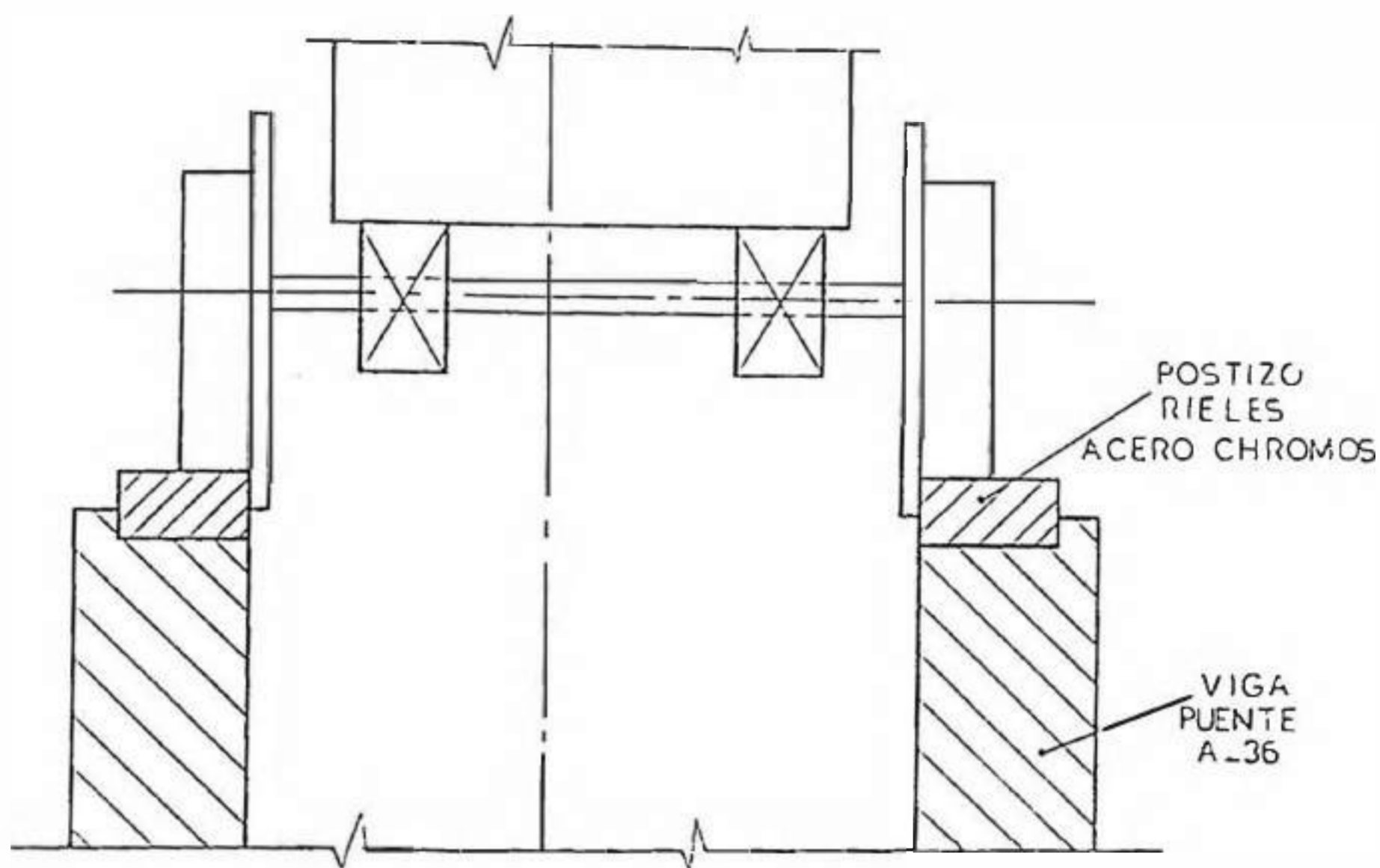


28.- El material previsto tanto para el pist3n, como para la cremallera ser3: acero SAE 1045, templado y revenido con una dureza m3nima BHN \approx 180.

29.- Se recomienda para la fabricaci3n del pi3n y de la cremallera eliminar las aristas "vivas" de la punta de los dientes, mediante un chaflan a 45°, es decir:



- 30.- Lo anterior debe hacerse a fin de eliminar las concentraciones de tensiones que apareceran durante el funcionamiento.
- 31.- Las ruedas del trolley deberan hacerse fundidas y preferiblemente de acero al manganeso resistente al desgaste; asi mismo deben de preverse dos (02) postizos a manera de regletas suficientemente atornilladas en cada uno de los bordes superiores de la viga puente, a fin de asegurar su reemplazo cuando estas estan desgastadas; sin tener que modificar ó rellenar dichas vigas debido al desgaste si es que no se previeron estos postizos. Estas regletas postizas que serviran en la práctica, de rieles, deberan hacerse preferiblemente de acero al manganeso de estructura austenítica DINx120Mn12; equivalente a un acero Boehler Chronos (ver figura adjunta).



32.- A sí mismo el cálculo de la potencia necesaria para vencer las resistencias de rodadura y fricción en los cojinetes y otras pérdidas por fricción en las transmisiones mecánicas evaluadas teóricamente resultan relativamente pequeñas, sin embargo se escoge un motor para el accionamiento nuevamente aparentemente sobredimensionado por las mismas razones expuestas en los puntos 25 y 27 con la única diferencia que aquí hay que considerar (03) tres superficies de apoyo, las cuales deberán tener postizos que puedan intercambiarse en caso de excesivo desgaste, las cuales deberán estar completamente engrasadas a fin de disminuir las fuerzas de fricción por deslizamiento; esta guías preferiblemente utilizaran postizos de bronce.

- 33.- El material previsto para el piñón y los engranajes de la transmisión abierta será acero al carbono fino SAE1045 templado y revenido, con una dureza mínima de BHN \approx 180, teniendo en cuenta las mismas recomendaciones del punto 29.
- 34.- El eje de transmisión común será de acero carbono CK25 ó SAE1025.
- 35.- Las ruedas de los carros laterales serán de un material igual a los dados en el punto 32, teniendo en cuenta las mismas consideraciones de este punto, referente a los postizos.
- 36.- El diseño de la mesa soporte (ó de trabajo), proyectada como un panel suficientemente reforzado por elementos atizadores, permitió usar espesores de plancha relativamente delgada.
- 37.- Para el cálculo del espesor de la placa superior de esta mesa se hizo uso de la teoría de placas planas, teniendo en cuenta que las máximas sollicitaciones aparecieran durante las operaciones de enderezado y esta situación será crítica cuando la carga máxima del punzón se aplique exactamente al centro del panel básico.
- 38.- De acuerdo con esto se calcula el espesor de placa, teniendo en cuenta que el criterio de rigidez, aquí

es el más importante (una vez satisfechos los requisitos de resistencia mecánica).

- 39.- El material a considerar aquí será acero estructural ASTM, A-36 y deberá preverse un forro de material resistente al desgaste suficientemente atornillado a esta placa. El material de este forro será acero al manganeso Boehler Chronos.
- 40.- Las vigas principales de esta mesa han sido calculadas para las situaciones más extremas de sollicitación; es decir, cuando los carros longitudinales se ubican aproximadamente en el centro de la luz de estas vigas. Para la sección de estas vigas se consideraron tipo ala ancha (wide flange) para efectos de cálculo. Al mismo tiempo se observa que esta situación crítica apareciera cuando adicionalmente el trolley transversal se encuentre en su posición más extrema, es decir, más cerca de estas vigas principales.
- 41.- El material previsto para estas vigas también será acero estructural ASTM A-36.
- 42.- El análisis de la estabilidad elástica de las almas de los refuerzos indican que son bastante seguras y estables, desechándose la posibilidad del pandeo local.

- 43.- El cálculo de los soportes de la mesa, se hace considerando columna corta por su pequeña relación de esbeltez y sus dimensiones aseguran gran estabilidad y resistencia; en este caso el material también será acero estructural ASTM A-36.
- 44.- El sistema hidráulico es relativamente simple y prevee: una (01) carrera de aproximación, (01) una carrera de trabajo y (01) una carrera de retorno; todos estos movimientos con velocidades diferentes dejando las mayores velocidades para los movimientos "muertos" ó improductivos, a fin de hacer más agil el proceso ó la operación de enderezado. A fin de cumplir con este ciclo de trabajo se deberá considerar válvulas direccionales o distribuidoras de flujo, válvulas de secuencia, válvulas no retorno y una válvula de pre-llenado. Todos estos elementos trabajaran a una presión máxima de trabajo de 200 bares (2,900 psi).
- 45.- Así mismo se eligio una bomba de engranajes, debido a su construcción sencilla, permitiendo trabajar a elevadas presiones con caudales relativamente bajos.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- "Formulas For Stress and Strain" by Raymond J. Roark & Warren C. Young, Fifth Editions. Mc Graw-Hill, 1975.
- 2.- "Oleodinámica" por H. Speich y A. Bucciarelli. Editorial Gustavo Gili S.A., Barcelona, 1978.
- 3.- "Tratado Teórico Práctico de Elementos de Máquinas" por Dr. Ing°. G. Niemann, Editorial Labor S.A. 1970.
- 4.- "Manual of Steel Construction" AIS.C., Fifth Edition 1973.
- 5.- "Diseño de Ingeniería Mecánica" Edward Shigley y Charles Mischke. Mc Graw-Hill, 1991.
- 6.- "Manual del Ingeniero Mecánico" de Marks. Octava Edición, Mc Graw-Hill, 1982.
- 7.- "Aparatos de Elevación y Transporte" por M. Alexandrov Editorial MIR, URSS 1986.
- 8.- "Manual de Diseño de Elementos de Máquinas" por el Ing°. Juan Jose Hori Asano, Profesor Principal de la Universidad Nacional de Ingeniería. Lima-Perú, 1989.
- 9.- "Calculul Proiectarea si Reglarea Presclor" por Dr. Ing°. Victor Tabara y Dr. Ing°. Dumitru Catrina, Ing°. Virgil Ganea. Bucarest, 1976.