

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



AUTOMATIZACION CON ALIMENTACION NEUMATICA DE LOS
EQUIPOS AUXILIARES DE UN TREN DE LAMINACION DE
MATERIALES NO FERROSOS, LEWIS \varnothing 16" X 20" , DE
LA COMPAÑIA METALURGICA ATE S. A.

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE :

INGENIERO MECANICO

WALTER PUBLIO FELIX QUILLAMA

PROMOCION 85 II

L I M A P E R U

1,987

CONTENIDO

	Página
Prólogo.	8
Simbología.	
CAPITULO No 1.	
Introducción.	9
CAPITULO No 2.	
TRENES DE LAMINACION .	
2.- DESCRIPCION DE LA MAQUINA LAMINADORA LEWIS Ø 16" x 20".	17
2.1.- Fundamentos de la teoría del laminado.	17
2.1.1.- Condición de agarre del metal por los rodillos de laminar.	22
2.1.2.- Papel del rozamiento durante el laminado.	23
2.1.3.- Dependencia entre el diámetro de trabajo de los rodillos y el grado de deformación, y el coeficiente de rozamiento.	25
2.1.4.- Presión del metal sobre los rodillos.	27
2.1.5.- Dirección de las fuerzas que actúan sobre los rodillos y momento de laminado.	28
2.1.6.- Determinación experimental de la presión de laminado.	30
2.2.- Detalles de funcionamiento de la laminadora de desbaste Lewis Ø 16" x 20".	32
2.2.1.- Clasificación de los trenes de laminación.	32
2.2.2.- Equipos principales del tren de laminación.	35
2.2.3.- Equipos auxiliares del tren de laminación.	40
2.3.- Tecnología de laminación.	44
2.3.1.- Preparación de placas.	44

	Página
2.3.2.- Calibrado de los cilindros.	46
2.3.3.- Producción de placas laminadas en frío.	47

CAPITULO No 3 .

FORMULAS Y TABLAS UTILIZADAS. 49

3.1.- Consumo de aire requerido por los cilindros neumáticos.	49
3.2.- Caída de presión en tuberías.	52
3.3.- Caída de presión en mangueras.	53
3.4.- Tabla de consumo de aire en función de la presión de operación y diámetro del pistón.	54

CAPITULO No 4 .

4.- ANALISIS DE PARAMETROS PARA LA SELECCION DEL COMPRESOR.	56
4.1.- Precedimiento.	56
4.2.- Cálculo de la fuerza necesaria para accionar el freno, embrague y botador de rellos, y sus respectivos consumos de aire por pistón.	56
4.3.- Cálculo de la fuerza necesaria para accionar el alimentador de material (presionador y transportador) y el consumo de aire por pistón.	66
4.4.- Cálculo de la fuerza necesaria para accionar el mecanismo de relado de láminas y expulsor de rellos y el consumo de aire por pistón.	76
4.5.- Cálculo de la fuerza necesaria para accionar el mecanismo receptor de rellos y volteador de rellos y su consumo de aire por pistón.	87
4.6.- Resumen.	91

	página.
4.7.- Selección del compresor.	95

CAPITULO No 5 .

5.- ESQUEMA DEL SISTEMA NEUMATICO.	97
5.1.- Descripción de los elementos neumáticos utilizados.	97
5.2.- Diagrama del sistema neumático.	110
5.3.- Detalles de funcionamiento.	112

CAPITULO No. 6 .

6.- COSTO DE LA IMPLEMENTACION.	115
6.1.- Coste de los elementos neumáticos.	115
6.2.- Coste de los elementos mecánicos.	117
6.3.- Coste de la implementación.	118

CONCLUSIONES	120
--------------	-----

Bibliografía.	124
---------------	-----

Planes .

Apéndice.

SIMBOLOGIA :

σ_f = Tensión de fluencia del metal

λ = estiraje del metal.

η = coeficiente de deformación en altura.

β = coeficiente de ensanchamiento.

α = ángulo de agarre.

f = fuerza de rozamiento (coeficiente de fricción).

h = altura de la placa.

b = ancho de la placa.

l = longitud de la placa.

l_{ar} = longitud del arco de agarre.

P = presión del metal sobre los rodillos.

M = momento de fuerza para el accionamiento de un rodillo.

a = brazo de aplicación de la presión de laminado.

E = módulo de elasticidad del material.

S = sección transversal del material.

Q = consumo de aire.

D = diámetro del pistón.

L = carrera del pistón.

N = número de carreras por minuto.

p = presión de operación del cilindro.

d = diámetro del vástago del pistón.

Δp = caída de presión.

T = temperatura del aire comprimido.

K = factor de corrección para determinar la caída de presión en tuberías.

Θ = ángulo de abrazamiento.

$T_{\text{máx.}}$ = torque máximo.

p_a = presión máxima.

v = velocidad de resbalamiento.

F = fuerza.

A = área del diámetro interior del pistón.

W = peso.

V = volumen.

$p.e.$ = peso específico.

F_H = fuerza horizontal.

F_V = fuerza vertical.

$f.s.$ = factor de seguridad.

\cosh = coseno hiperbólico.

ρ = densidad del fluido.

ξ = rugosidad absoluta.

ν = viscosidad cinemática.

R_e = número de Reynolds.

PROLOGO.

El presente trabajo puede servir como guía a estudiantes y profesionales de Ingeniería Mecánica y ciencias afines, fundamentalmente cuando se requiera automatizar cualquier máquina o equipo mediante dispositivos neumáticos.

En el texto se expone el objetivo del trabajo, se explica la tecnología de laminación de materiales no ferrosos, la definición de los equipos principales de un tren de laminación que es primordial, porque justamente se trata de automatizar los equipos auxiliares, las fórmulas y tablas utilizadas, así como el análisis de parámetros para la selección del compresor para la generación de energía neumática necesaria.

Finalmente se expone el diagrama del sistema neumático y la función de cada uno de sus componentes e incluye el costo de implementación del proyecto.

Deseo demostrar mi reconocimiento a los Ingenieros Ronald Cueva Pacheco y Guillermo Lira Cache, y a la señora Imelda Terrazas por el intercambio de ideas y sugerencias útiles.

Además estoy muy agradecido a la compañía METALURGICA ATE S.A., por su constante apoyo en la ejecución del presente trabajo.

W.P.F.Q.

CAPITULO No. 1.

INTRODUCCION.

El desarrollo de la ciencia y la tecnología exige que continuamente se mejoren los procesos productivos con la finalidad de incrementar los volúmenes de producción, por lo tanto la productividad, para cumplir con este objetivo se hacen estudios y modificaciones en las máquinas y equipos de tal manera que se simplifiquen operaciones que impliquen minimizar esfuerzos, horas-hombre, horas máquina, etc.

Los problemas más importantes están planteados ante la necesidad de incrementar la producción, debido a que en nuestro medio es muy costoso declarar obsoleto a una máquina, y se recurre al estudio de mejoras del proceso de producción.

Existen muchos métodos que pueden cumplir con este objetivo - siendo los principales el uso de utilajes o dispositivos y la automatización de éstos mediante sistemas mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos, electrónicos y mixtos, cuya selección se hace de acuerdo a los requerimientos de cada operación y la adaptabilidad de los dispositivos a una determinada máquina o equipo.

Se supone aumentar el volumen de producción y productividad en gran parte debido al mejor aprovechamiento de la máquina disponible, el perfeccionamiento de la planificación del trabajo, a la simplificación de operaciones, a la intervención de menor cantidad de horas hombre y a la introducción de la organización

científica del trabajo cuyo fin es escoger la más razonable solución en el empleo de la mano de obra y la maquinaria para lograr altos índices de producción siendo mínimo los gastos.

La gran variedad de funciones que cumplen las piezas de una máquina, la presencia de piezas móviles e inmóviles, los distintos tipos de rozamiento entre las piezas, la utilización de materiales con diferentes propiedades, así como las diversas presiones, calidades de tratamientos, las funciones que cumplen cada una de ellos y otros factores determinan la duración de las piezas y operaciones que realizan respectivamente, por lo tanto plantean la necesidad y la conveniencia de su renovación y modificación para su mejor aprovechamiento en beneficio de una mayor productividad.

Para el entendimiento del presente trabajo se requiere de la explicación breve de los métodos de tratamiento de los metales por presión y los métodos de automatización con énfasis en sistemas neumáticos.

Se llama tratamiento de los metales por presión al tipo de tratamiento en el cual a la pieza bruta en estado caliente o frío se le comunica bajo la acción de fuerzas externas una forma dada, dimensiones y propiedades de resistencia.

El tratamiento por presión se funda en la utilización de la ductilidad de los metales, es decir en la capacidad de los mismos de cambiar irreversiblemente sin destruirse, bajo la acción de fuerzas externas su forma y sus dimensiones; A los cambios plásticos de la forma de un cuerpo se les llama deformaciones plásticas.

La ductilidad de los metales y aleaciones depende de la composición química, la estructura, la temperatura de calentamiento, la velocidad y el grado de deformación de los mismos y otros factores.

Según la forma de las piezas a fabricar, las particularidades del metal y el volumen de producción se utilizan los siguientes métodos del tratamiento de los metales por presión: La laminación, el estirado (trefilado), el prensado, el forjado, el estampado a presión y el estampado de chapas.

La laminación consiste en la deformación plástica del metal en estado caliente o frío haciendo pasar entre los cilindros de rotación la pieza bruta que es atraída por las fuerzas de rozamiento.

Los trabajos que se realizan a temperatura superior a la de recristalización del metal se denomina normalmente trabajo en caliente, y en caso contrario es decir si la temperatura de trabajo es inferior a la de recristalización se dice que ha sido trabajado en frío para una velocidad de deformación determinada.

Las temperaturas aproximadas de recristalización de algunos metales no ferrosos y sus aleaciones son las siguientes:

	°C.
Cobre con 99.999%	121
Cobre con 5% de Zinc	315
Aluminio con 99.999%	79
Aleaciones de aluminio	315
Niquel con 99.999%	371
Zinc	10
Cobre con 5% de aluminio	288

	°C
Estaño	- 44
Magnesio con 99.999%	65
Plomo	- 4

En la actualidad se tiende a automatizar toda máquina o equipo de la industria en general, para el presente caso se elige la energía neumática como medio de transmisión del movimiento, debido a que se adecúa al trabajo a realizar, su mantenimiento comparativamente es menos oneroso y por consiguiente su costo es menor, los diversos elementos que forman el circuito se seleccionan de catálogos que proporcionan los fabricantes.

El aire comprimido aumenta grandemente la producción en los más importantes campos de la industria, un compresor alternativo o de desplazamiento positivo es una máquina donde se obtiene un aumento en la presión estática cuando se succiona sucesivamente un cierto volumen de aire dentro de un espacio cerrado y luego se le expulsa hacia el circuito i para el fin determinado, todo esto ocurre por el desplazamiento de un elemento móvil dentro del espacio cerrado.

El proceso de producción en la laminadora Lewis \emptyset 16" x 20" actualmente se realiza de la siguiente manera:

- 1.- Fundición : por colada continua se obtienen placas de 14 x 320 x 3,000 mm. con peso aproximado de 105 Kg.
- 2.- Escalado : la placa se fresa por ambas caras , quedando con un peso aproximado de 100 kg. de 13 x 320 x 3,000 mm.
- 3.- Laminado de desbaste : esta operación consta de las siguientes sub-operaciones .:

- a.- Colocar la placa sobre la mesa con polines, esto con ayuda de una pluma giratoria, por el lado de ingreso de material de la laminadora.
- b.- Empujar la placa hasta que sea agarrado por los cilindros, esto con el aporte de 2 a 3 personas, y así dar la primera pasada con una reducción de 25 a 30%. Esta operación resultaría más dificultosa si se tiene en cuenta que se proyecta trabajar con placas de 300 a 500 kilos.
- c.- Enrollar, para esta operación se cuenta con dos tipos de enrolladores, un enrollador de bobina de velocidad variable - que embobina materiales con espesores por debajo de 1.5 mm. y otro enrollador tipo roladora sin eje central que embobina materiales por encima de 1.5 mm. hasta 6 mm. como máximo.

El enrollador de velocidad variable consta de un conjunto de dispositivos que le permite ser parado o puesto en marcha a los requerimientos del operario para poder regular su velocidad y controlar el espesor de la placa, lo cual se logra mediante un embrague cónico y un freno de cinta que actualmente son accionados, el primero con palanca de mano y el segundo con palanca de pie, permitiendo de esta manera desplazamientos y esfuerzos innecesarios del operario.

Cabe destacar que la velocidad de trabajo del laminador debe ser igual en todo momento de embobinado a la velocidad del enrollador de corriente continua, esta sincronización se obtiene mediante un reóstato cuya tensión se regula con un servomotor, al variar la tensión varía las r.p.m. en proporción directa al diámetro del rollo y permite la sincronización automática

de velocidades del enrollador respecto al laminador.

El enrollador tipo roladora se utiliza cuando se vá embobinar materiales con espesor mayor de 1.5 mm., la regulación de la abertura de la roladora se hace mediante una volante que acciona el perno de regulación de acuerdo al espesor del material.

- d.- Extraer los rollos, en ambos casos de enrolladoras el rollo se extrae con ayuda de una pluma giratoria y el aporte de dos personas.
- 4.- Recocido :realizados en hornos tipo campana de alta convección.
- 5.- Decapado :realizado en tina de ácido con diferente concentración de acuerdo al tipo de material.
- 6.- Laminado de acabado :puede realizarse en la misma máquina pero es necesario cambiar los cilindros por otros rectificad^{os} y pulidos, o en otra máquina que cumpla estos requerimientos.
- 7.- Corte :realizado en cizallas circulares , cuyo enrollador también es de velocidad variable.
- 8.- Empaque y despacho.

El control de calidad se hace despues de cada operación.

Luego del análisis de alternativas y el diseño de utilajes y dispositivos se seleccionó la energía neumática para el accionamiento de los mecanismos, y el proceso de producción será el siguiente :

- 1.- Fundición : de características idénticas al caso anterior.
- 2.- Escalpado : fresado de la placa de 100 kg. de peso aproximado.
- 3.- Laminado de desbaste : cuyas sub-operaciones serían las siguientes :

- a.-Colocar la placa sobre la mesa con polines.
- b.-Agarre de la placa por los cilindros: con este fin se ha diseñado un dispositivo de alimentación de material que presiona la placa y lo transporta hasta que sea agarrado por los cilindros, el presionado y transporte de la placa será realizado con pistones neumáticos de doble efecto, ambos accionados por una válvula de flujo con mando a palanca de 3 posiciones con el centro cerrado para tubería de $\frac{1}{2}$ " \varnothing , operado por una sola persona.
- c.-Enrollado: para el caso de enrollador de velocidad variable - tanto el embrague y el freno serán accionados por medio de pistones neumáticos de doble efecto ambos comandados por una válvula direccional con mando a palanca de 3 posiciones que reemplazan las funciones de la palanca manual y a pedal del caso anterior, y operado por la misma persona.
- Para el caso del enrollador tipo roladora la abertura de la rola será realizada por un pistón neumático de doble efecto y no por la volante, accionada por una válvula direccional de flujo con mando a palanca de 3 posiciones con el centro cerrado.
- d.-Extracción de rollos: Para extracción de rollos del enrollador de velocidad variable se ha diseñado un dispositivo empujador de bobinas y un receptor de bobinas, el empujador de bobina será movido por un pistón neumático y a la vez accionado por una válvula direccional de flujo de 3 posiciones, el receptor de bobinas realizará sus movimientos una horizontal y la otra de giro por medio de 2 pistones neumáticos de doble efecto y a la vez accionados por una válvula direccional de flujo con mando a palanca de 3 posiciones.

Todas las válvulas direccionales de flujo serán fijadas en un solo tablero de mando razón por la cual podrá ser accionadas por una sola persona.

La extracción del rollo de la enrolladora tipo roladora se hará mediante un dispositivo diseñado para este efecto que estará movido por un pistón neumático de doble efecto y accionada por una válvula direccional con solenoide (electroválvula).

Con el procedimiento planteado se logra: disminuir el número de operarios, el tiempo por cada operación, trabajar con facilidad placas no solo de 100 Kg. si nó de hasta 500 Kg.

- 4.-Recocido.
- 5.-Decapado.
- 6.-Laminado de acabado.
- 7.-Corte.
- 8.-Empaque y despacho.

Al igual que en el método anterior el control de calidad se realiza después de cada operación.

El presente trabajo solamente considera la automatización de los equipos auxiliares del tren de laminación, pues la automatización de otros elementos complementarios del proceso de laminación en general sería menester de estudios particularmente para cada caso, incluso la parte eléctrica.

CAPITULO No 2.

TRENES DE LAMINACION.

2.- DESCRIPCION DE LA MAQUINA LAMINADORA LEWIS Ø 16" x 20".

2.1.- FUNDAMENTOS DE LA TEORIA DEL LAMINADO.

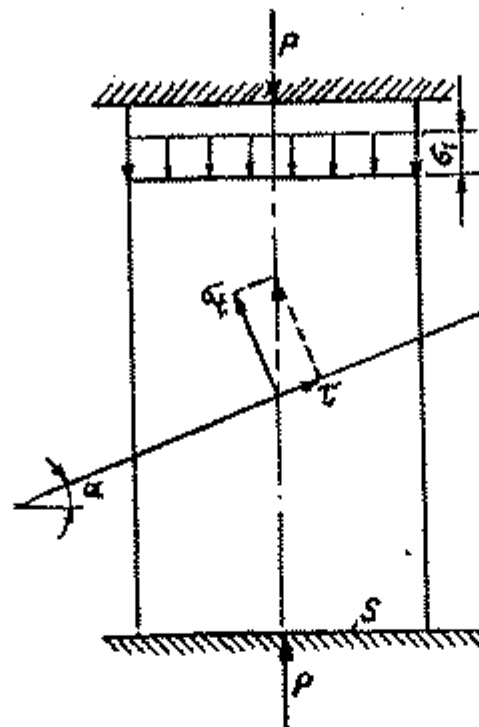
Bajo la acción de fuerzas externas los cuerpos modifican sus dimensiones lineales y su forma. Se diferencian la deformación elástica y plástica; se llama deformación elástica, la que desaparece despues de quitar la carga que la provoca.

La deformación residual se conserva despues de quitar la fuerza que la ocasiona. Por consiguiente antes de empezar la deformación plástica las fuerzas externas deben realizar cierto trabajo, el que se acumula en el cuerpo en deformación en forma de energía potencial y surgen fuerzas internas, que equilibran la acción del esfuerzo externo deformante.

En los procesos técnicos de tratamiento de los metales a presión, además del esfuerzo de deformación y las fuerzas internas se deben tener en cuenta las fuerzas de rozamiento en el contacto del metal que se deforma y la herramienta, la reacción de las paredes de la herramienta.

La deformación plástica comensará cuando la tensión en la sección perpendicular a la dirección de la fuerza actuante, será igual a la tensión de la fluencia del metal σ_f y la tensión tangencial alcance el valor:

$$\tau = \sigma_f / 2$$



Esquema lineal del estado de tensión.

De acuerdo a la figura anterior, determinemos las tensiones y la presión específica para el caso de aplastar una probeta cilíndrica. La presión en la superficie de contacto (S) del cilindro y de la herramienta es igual a:

$$P_m = P / S .$$

En la sección del cilindro, perpendicular a la dirección de la fuerza, surgirán los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = P / S .$$

En la superficie S_alpha, trazada bajo un ángulo alpha en dirección a la acción de la fuerza P, tendrán lugar las tensiones normales (sigma_n) y tangenciales (tau). Las tensiones en la superficie inclinada son iguales a:

$$\sigma_t = \sigma_1 \cdot \cos^2 \alpha .$$

$$\tau = (\sigma_1 / 2) \cdot \text{sen} 2\alpha$$

El tratamiento de los metales a presión está basado en la ductilidad de los metales y sus aleaciones. Se denomina ductilidad a la propiedad de los metales de variar su forma bajo la acción de la herramienta sin destruirlos. La ductilidad de los metales y aleaciones no es una característica física, sino que también se determina por las condiciones de deformación; el mismo metal o aleación tendrá en unas condiciones mayor ductilidad que admite grandes deformaciones, en otras se destruye, aún siendo pequeña las variaciones residuales de su forma.

La ductilidad de los metales y sus aleaciones depende de la composición química y del estado de fase, la estructura, velocidad, el grado de deformación y el esquema mecánico.

Es importante notar que durante la deformación en frío las modificaciones de los metales y aleaciones se acumula a medida que aumenta el grado de deformación. Ello acarrea que al alcanzar una deformación total determinada, los metales y aleaciones pierden la propiedad de deformarse plásticamente y comienza a destruirse.

La variación de la densidad del metal durante la deformación plástica constituye partes de por ciento. Por ello con una exactitud suficiente para los fines prácticos es posible aceptar que el volumen del cuerpo antes de la deformación plástica es igual al volumen del cuerpo después de la deformación plástica.

Para una placa rectangular (fig. No.1) el volumen del cuerpo antes de la deformación es igual a :

$$V_0 = h_0 \times b_0 \times l_0.$$

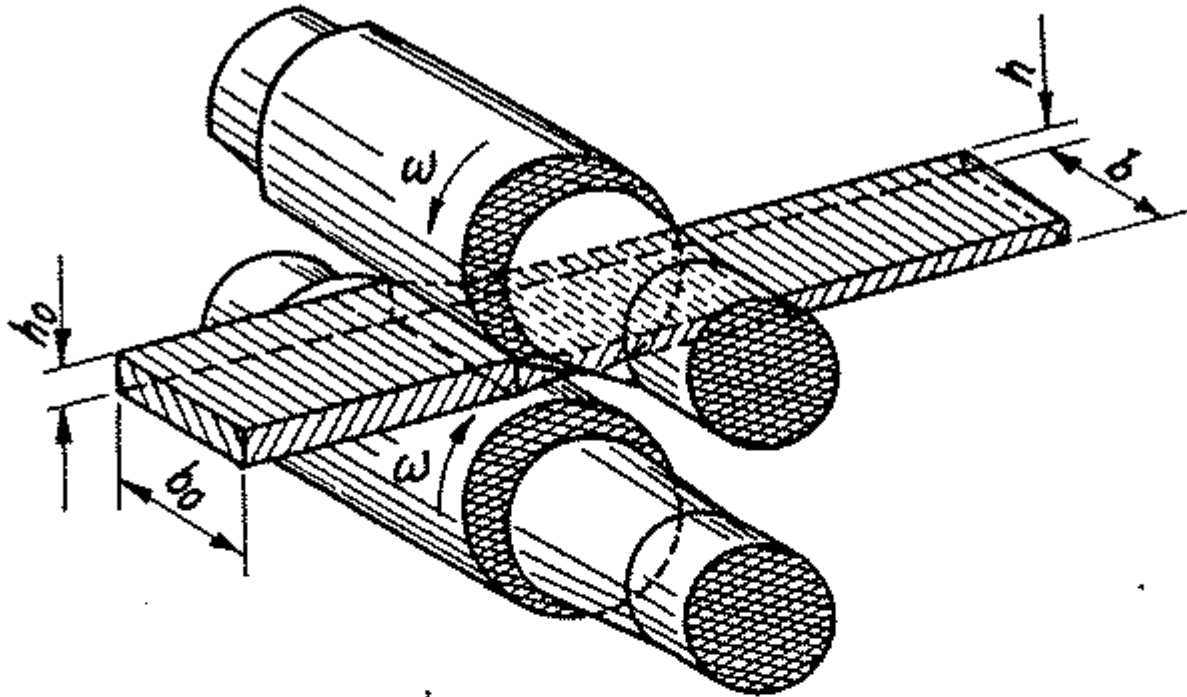


Figura No 1 : Esquema de deformación de una placa rectangular entre dos cilindros.

y despues de la deformación :

$$V = h \times b \times l .$$

La condición de constancia de volúmen durante la deformación plástica da base para anotar:

$$(h \times b \times l) = (h_0 \times b_0 \times l_0) ,$$

donde l_0 , l , son las longitudes de la placa antes y despues de la deformación.

El estiraje del metal puede ser hallado por la fórmula:

$$\lambda = \frac{l}{l_0} = \frac{S_0}{S}$$

Siendo S_0 , S , las superficies de la sección transversal de la placa antes y despues de la deformación ($S = h \times b$.

$\lambda = \frac{l}{l_0} =$ (coeficiente de ensanchamiento o estiramiento del metal.

$\eta = \frac{h_0}{h} =$ (coeficiente de deformación en altura).

$\beta = \frac{b}{b_0} =$ (coeficiente de ensanchamiento).

Para describir la deformación del metal, además de los coeficientes indicados se emplean los siguientes parámetros:

a.- Reducción absoluta (Δh):

$$\Delta h = h_0 - h .$$

b.- Ensanchamiento absoluto: (Δb):

$$\Delta b = b - b_0 .$$

c.- Reducción relativa (\mathcal{E}):

$$\mathcal{E} = \frac{h}{h_0} \times 100 .$$

Al laminarse en varias pasadas el estiraje total λ_{tot} se determina por la relación de la superficie de la sección transversal de la placa antes de comenzar la deformación S_0 a la de la sección transversal de la placa después de la última pasada S_n .

$$\lambda_{tot} = \frac{S_0}{S_n}$$

Si se conocen los estirajes en cada pasada, el estiraje total se determina por el producto de cada estiraje.

$$\lambda_{tot} = \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots \lambda_n = \lambda_{med}^n$$

Siendo λ_{med} , el valor medio del estiraje por todas las pasadas.

Analicemos el proceso de laminado en rodillos de laminar cilíndricos; en el proceso de laminación los rodillos percibirán la resistencia del metal, la presión de laminado, etc.

La caja de laminación del tren de laminado es un sistema elástico, la presión de laminado provocará la deformación elástica de las piezas y por consiguiente el aumento de la distancia entre los rodillos establecida inicialmente.

El ángulo central α se llama ángulo de agarre, el arco ab corresponde al ángulo de agarre, se denomina arco de agarre; ver figura No 2.

$$\alpha \cong \sqrt{\frac{\Delta h}{R}}$$

$$ab = R \times \alpha.$$

$$ab = \sqrt{\Delta h \times R}.$$

Siendo R el radio de rodillo de laminar.

2.1.1.- CONDICION DE AGARRE DEL METAL POR LOS RODILLOS DE LAMINAR.

Al hacer contacto con los rodillos en rotación (figura No 2), sobre la placa actúan fuerzas sobre cada uno de los rodillos: la fuerza de reacción F , dirigida por el radio y la fuerza de rozamiento T perpendicular al radio. La correlación de las proyecciones horizontales de las fuerzas indicadas determinan la posibilidad de agarre.

La fuerza de rozamiento es igual al producto de la fuerza a la su

perficie normal por el coeficiente de rozamiento "f" entre el metal y los rodillos.

$$T = f \times F .$$

La proyección horizontal de las fuerzas es igual a:

$$F_x = F \times \text{sen } \alpha .$$

$$T_x = f \times (F \times \text{sen } \alpha) .$$

Es importante notar lo siguiente:

Si $F_x > T_x$, no ocurre el agarre del metal.

Si $F_x \leq T_x$, tendrá lugar el agarre del metal.

El agarre del metal con los rodillos será asegurado si :

$$\frac{T_x}{F_x} \geq 1 , \text{ ó bien } f \geq \text{tg } \alpha .$$

Para pequeños ángulos de agarre:

$$\beta \approx \alpha ,$$

siendo β el ángulo de rozamiento.

El sentido físico de esta última relación se interpreta como sigue: Si el ángulo de rozamiento β es mayor que el ángulo de agarre α , la resultante de la fuerza normal F y la fuerza de rozamiento T será desviada en dirección de la rotación de los rodillos y la placa llenará la zona de deformación; con una relación inversa de los ángulos la placa será expulsada y no ocurrirá el agarre del metal con los rodillos de laminar.

2.1.2.- PAPEL DEL ROZAMIENTO DURANTE EL LAMINADO.

Como resulta de lo expuesto, debido a las fuerzas de rozamiento

tiene lugar el agarre del metal con los rodillos de laminar, es decir el proceso de laminado es realizado solo siendo suficiente la fuerza de rozamiento.

En una serie de casos para mejorar el agarre del metal con los rodillos se emplea el avance forzado, cuando la tira se mete con un dispositivo especial a los rodillos. Ello es motivado por el hecho de que la relación entre el ángulo de agarre y el coeficiente de rozamiento determinado por $T_x/F_x \geq 1$, ó $f = \operatorname{tg} \alpha$, es variable para el momento de iniciarse el proceso de laminado. Al llenarse de metal la zona de deformación, a veces resulta suficiente para realizarse un proceso de laminado estable el cumplimiento de la siguiente condición:

$$f = \frac{1}{2} \operatorname{tg} \alpha,$$

es decir al llenarse la zona de deformación con metal, el ángulo de agarre puede superar en dos veces el coeficiente de rozamiento.

A los procesos técnicos de tratamiento de los metales a presión se plantean tales exigencias como el cumplimiento de la deformación con un gasto mínimo de energía, más prolongados los períodos de servicio de las herramientas, la obtención de la calidad requerida de la superficie.

Para disminuir el rozamiento en la zona de deformación se suministran diversos líquidos lubricantes enfriadores: agua, emulsiones, aceites, etc. El rozamiento caracteriza la continua renovación de la superficie del metal, la variación del relieve de la superficie útil de la herramienta, una considerable temperatura en la zona de rozamiento, notable salto de presión a lo largo del arco de agarre, el cambio de las propiedades mecánicas del metal, la velocidad del desplazamiento relativo de las superficies rozantes.

Al laminarse una placa en un rodillo liso, el coeficiente de rozamiento "f" no excede de 0.5 .

El valor del coeficiente de rozamiento próximo al límite superior tiene lugar durante la deformación en caliente.

A continuación indico valores aproximados del coeficiente de rozamiento:

LAMINADO EN CALIENTE.

Laminadores desbastadores con rodillos de ribetes soldados y tallados.	0.45 - 0.50
Laminadores de perfiles gruesos de calibres medios y finos.	0.35 - 0.45
Trenes de chapas gruesas y laminadores de flejes.	0.25 - 0.35

LAMINADO EN FRIO.

Laminadores de hojalata y cinta con rodillos rectificadas.	0.03 - 0.07
Laminadores de chapa con rodillos sin rectificar.	0.10 - 0.15
Lo mismo con rodillos rectificadas.	0.07 - 0.10

2.1.3.- DEPENDENCIA ENTRE EL DIAMETRO DE TRABAJO DE LOS RODILLOS Y EL GRADO DE DEFORMACION Y EL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO.

Teniendo en cuenta la ecuación:

$$\frac{T_x}{F_x} \geq 1, \text{ ó bien } f \geq \operatorname{tg} \alpha,$$

es posible escribir $f \geq \sqrt{\frac{h}{R}}$. De aquí hallaremos por las condiciones de agarre del metal, el radio del rodillo:

$$R_{\min} \leq \frac{h}{f^2}$$

El diámetro del rodillo determina para un valor concreto del coeficiente de rozamiento, la disminución posible del espesor de la placa.

Para elevar la eficacia del proceso de laminado es deseable obtener por cada pasada una mayor reducción del espesor de la placa. No obstante se debe tener en cuenta que grandes compresiones pueden ser obtenidas como resultado del aumento del diámetro de los rodillos de laminación, lo que no es siempre deseable. Al aumentarse el diámetro se elevará la presión del metal sobre los rodillos; cuando se aumenta el diámetro de los rodillos resulta difícil i en algunos casos imposible elaborar placas de pequeño espesor.

El ensanchamiento durante el laminado depende de la compresión absoluta Δh , el coeficiente de rozamiento entre los rodillos y el metal "f", la relación de la anchura de la placa y su espesor.

Para determinar el ensanchamiento absoluto es posible utilizar la fórmula de S. Gubkin:

$$\Delta b = n \times \Delta h (1 + \xi) (f \sqrt{\xi(D/h_0)} - 0.5\xi ,$$

donde n es el coeficiente que tiene en cuenta la relación de la anchura inicial de la placa al espesor. (siendo $b/h_0 > 1$, entonces $n = 1$).

El ángulo central γ , corresponde a la sección neutra, se llama ángulo de la sección neutra y se puede determinar por la fórmula de Ekehund-Pavlov:

$$\gamma = \frac{\alpha}{2} (1 - \frac{\alpha}{2\beta})$$

El adelanto de los rodillos por el metal se determina por la -

fórmula de Fink-Desdren:

$$s_h = \gamma^2 \left(\frac{R}{h} \right)$$

2.1.4.- PRESION DEL METAL SOBRE LOS RODILLOS.

La presión del metal sobre los rodillos durante el laminado (presión de laminado) es igual a :

$$P = P_{med.} \times F_c ,$$

siendo $P_{med.}$ la presión por unidad de superficie de contacto del metal con los rodillos (presión específica media), MN/m^2 ; F_c la superficie de contacto del metal con los rodillos, m^2 .

Al laminar una placa en rodillos lisos la superficie de contacto F_c se determina por la fórmula:

$$F_c = \frac{b_o + b}{2} \times l_{ar} ,$$

donde $l_{ar.}$ es la longitud del arco de agarre; $b = b_o + \Delta b$, la anchura de la placa después del laminado.

La presión media específica depende de muchos parámetros del proceso de laminado : la resistencia del metal a la deformación "k", la compresión, el coeficiente de rozamiento exterior "f", la relación del arco de agarre al espesor medio de la placa $l_{ar.}/h_{med.}$, la tensión de las partes externas de la placa, la deformación elástica de los rodillos, etc.

En el caso de laminar tiras anchas ($\Delta b \rightarrow 0$), la presión media específica se determina por la fórmula de A. Tsélivov:

$$P_{med.} = K \frac{2(1-\epsilon)}{\epsilon(\sigma-1)} \left(\frac{h_n}{h} \right) \left(\left(\frac{h_n}{h} \right)^\sigma - 1 \right),$$

donde K es la resistencia del metal a la deformación, MN/m^2 ; h_n

la altura de la placa en la sección neutra.

La resistencia del metal a la deformación siendo bidimensional el laminado es igual a :

$$K = 1.15 \bar{\sigma}_f \cdot$$

siendo $\bar{\sigma}_f$ el valor medio del límite de fluencia del metal teniendo en cuenta las condiciones de deformación, MN/m^2 ; depende de la temperatura del metal, del grado de deformación ϵ y la velocidad de su variación, $d\epsilon/dt$.

2.1.5.- DIRECCION DE LAS FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LOS RODILLOS Y MOMENTO DE LAMINADO.

En el proceso simple de laminado la presión del metal sobre los rodillos P está dirigida paralelamente a la línea que une los centros de los rodillos (ver figura No 2):

La dirección vertical de la presión de laminado se determina por el hecho de que, en la zona de deformación, las condiciones en las superficies de contacto desde los rodillos son iguales, sobre la placa no actúan fuerzas externas, por consiguiente la proyección horizontal de la presión de laminado en el eje "x" debe ser igual a cero.

Si a los extremos libres de la placa se aplican fuerzas externas la dirección del efecto de laminado no será vertical.

En el caso de aplicarse la tensión delantera Q_1 la presión de laminado P_1 se desplazará de la posición vertical hacia el lado de la fuerza efectiva. En caso de aplicarse la tensión Q_0 solo al extremo posterior de la placa laminada, la presión de laminado

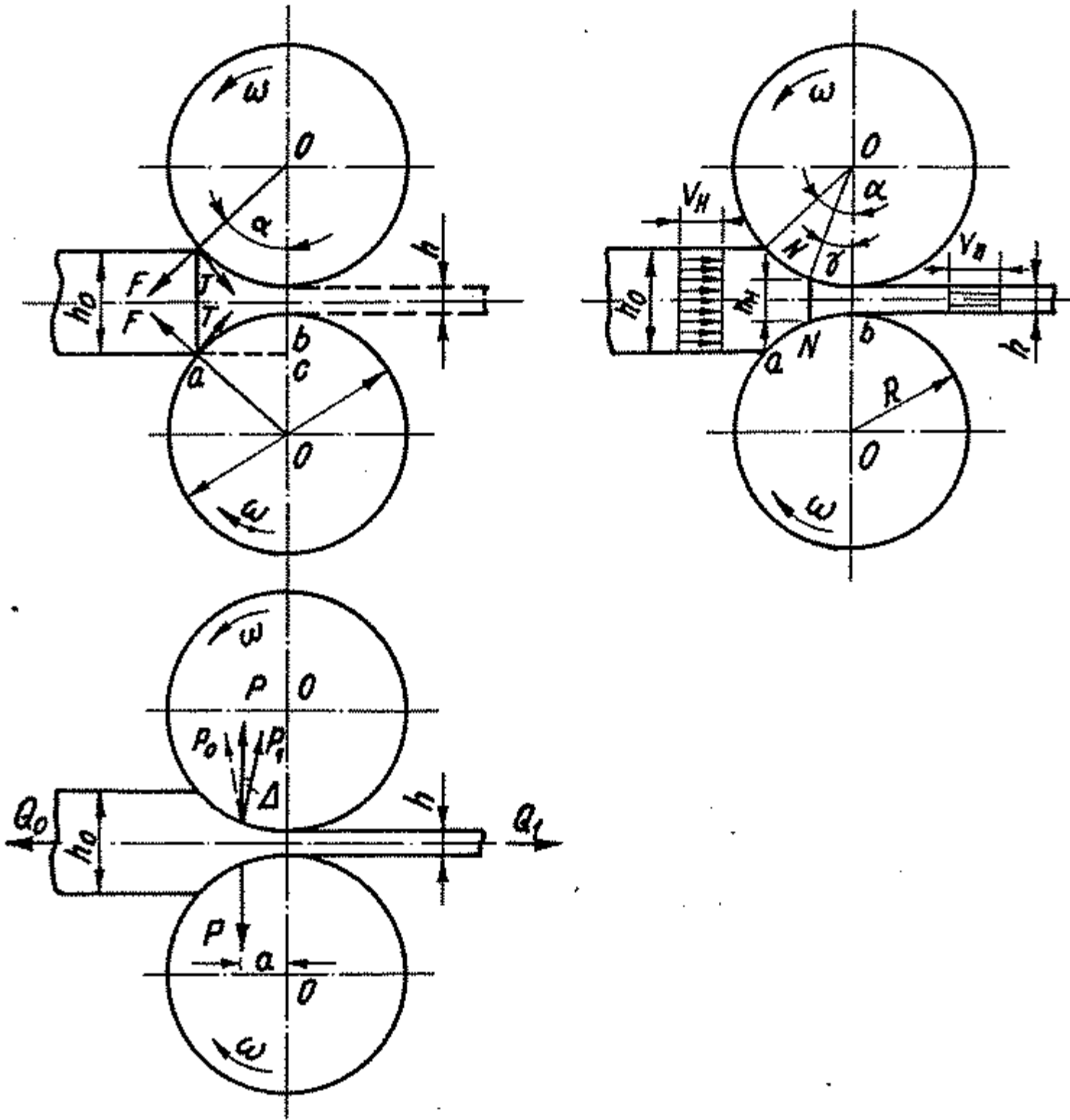


Fig. No 2: Dirección de las fuerzas que actúan durante el laminado.

P_o se desviará hacia el lado de la fuerza efectiva externa.

El momento de fuerza necesario para el accionamiento de un rodillo durante el proceso simple de laminado es igual a :

$$M = P \times a .$$

"a" es el brazo de aplicación de la presión de laminado.

Para el accionamiento de ambos rodillos se debe aplicar el momento:

$$M_t = 2 \times P \times a .$$

Según datos empíricos:

$$a = (0.3 - 0.5) l_{ar.}, \text{ para el laminado en caliente.}$$

$$a = (0.25 - 0.4) l_{ar.}, \text{ para el laminado en frío.}$$

2.1.6.- DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LA PRESION DE LAMINADO.

La medición de la presión del metal en los rodillos es necesaria para determinar el margen de seguridad real de las piezas y bloques del tren de laminación, una correcta carga del motor principal, la evaluación de la exactitud del laminado de acabado, etc.

El bastidor de laminación es un sistema elástico.

La medición de la presión de laminado está relacionada con la medición de la deformación elástica de las piezas del bastidor de laminación. De acuerdo a la ley de Hooke es igual a :

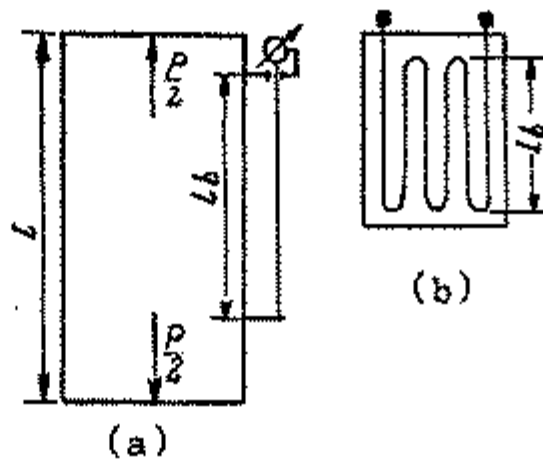
$$\Delta l = \frac{P \times l.}{S \times E.}$$

donde: S = Sección transversal de la probeta metálica.

l = Longitud de la probeta metálica.

P = fuerza.

E = Módulo de elasticidad del material de la muestra.



- a.-Esquema de medición del esfuerzo de laminado con ayuda de un tensómetro mecánico.
- b.-Captadores tensométricos.

La bancada de la jaula de laminación del laminador es un bastidor rígido elástico, cuyos montantes en el proceso de trabajo están expuestos a la tracción por el esfuerzo $P/4$ y a la flexión por el momento reactivo M_0 . Si se realiza la medición de la deformación del montante por el eje neutro, que pasa a través del centro de gravedad de la sección del montante, el grado de deformación será determinado solo por el valor del esfuerzo de tracción $P/4$. La medición de la deformación del montante de la bancada se efectúa con ayuda de un calibre indicador con el valor de una división de $1\mu\text{m}$. Al cargar el montante de la bancada con la fuerza $P/4$, la bancada en una longitud L_b obtendrá un alargamiento ΔL_b y el tope b del bástago tendrá un desplazamiento con respecto al soporte superior igual a ΔL_b . Desplazando el vástago en el proceso de cargarse el montante, la aguja seguirá el recorrido del vástago.

La medición de la deformación de las piezas de laminadores se efectúa con ayuda de captadores tensométricos.

La deformación por tracción o compresión es proporcional a la fuerza aplicada. Por consiguiente si de algún modo se mide la deformación de la pieza del laminador, es posible determinar la presión actuante en el laminado.

Con un alargamiento determinado del montante del bastidor Δl_b , basándose en la fórmula anterior, se determina la presión de laminado :

$$P = 4 \frac{S \times E}{l_b} \times \Delta l_b .$$

2.2.- DETALLES DE FUNCIONAMIENTO DE LA LAMINADORA DE DESBASTE, LEWIS \emptyset 16" x 20" .

Dentro de una línea de laminación de materiales no ferrosos, después de tener preparada la placa de fundición por colada continua, luego escalpada a lo ancho por ambas caras, sigue el laminado de desbaste, esta operación en este caso se realiza en la laminadora de desbaste Lewis \emptyset 16" x 20", cuya descripción se detalla a continuación.

2.2.1.- CLASIFICACION DE LOS TRENES DE LAMINACION.

Por la función : se trata de un laminador de desbaste.

Por su destinación : se trata de un laminador de placas o chapas hasta un ancho máximo de 20".

Por el régimen termomecánico : indistintamente puede emplearse como un laminador de desbaste en caliente o en frío.

Por la disposición de las cajas de laminación : es un laminador de una sola caja.

Por la cantidad y disposición de los rodillos : es un laminador dúo (dos cilindros) dispuestos en forma horizontal.

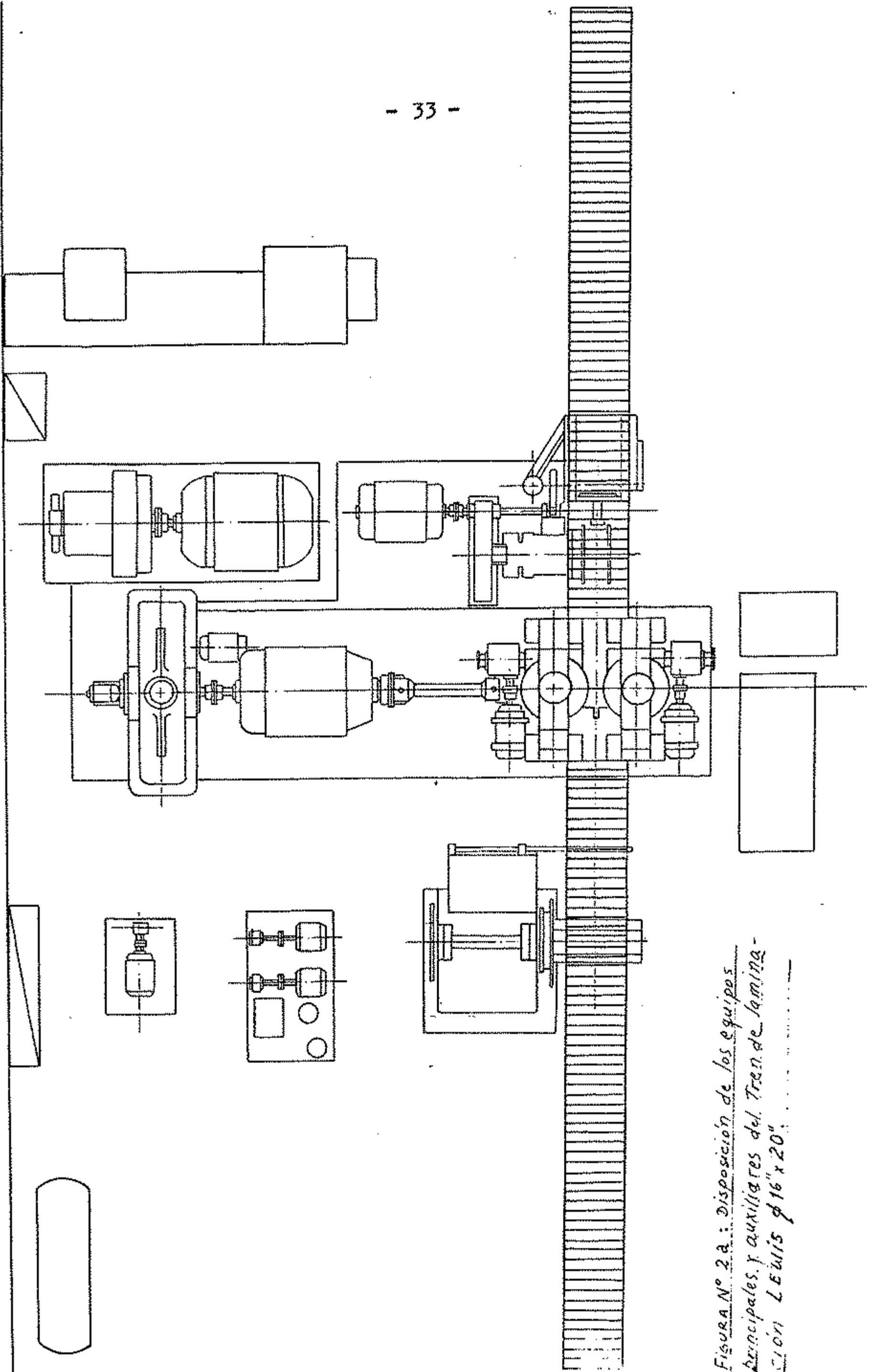
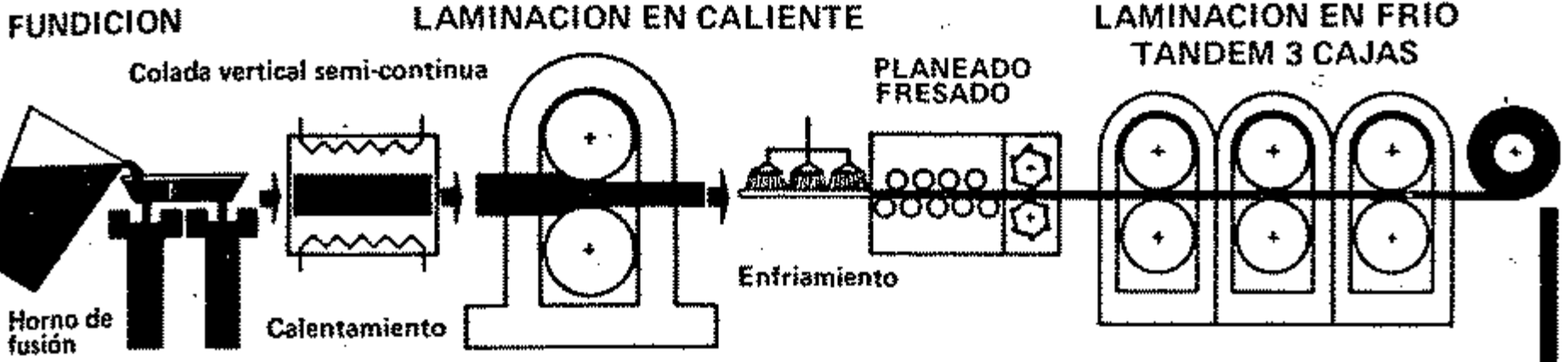


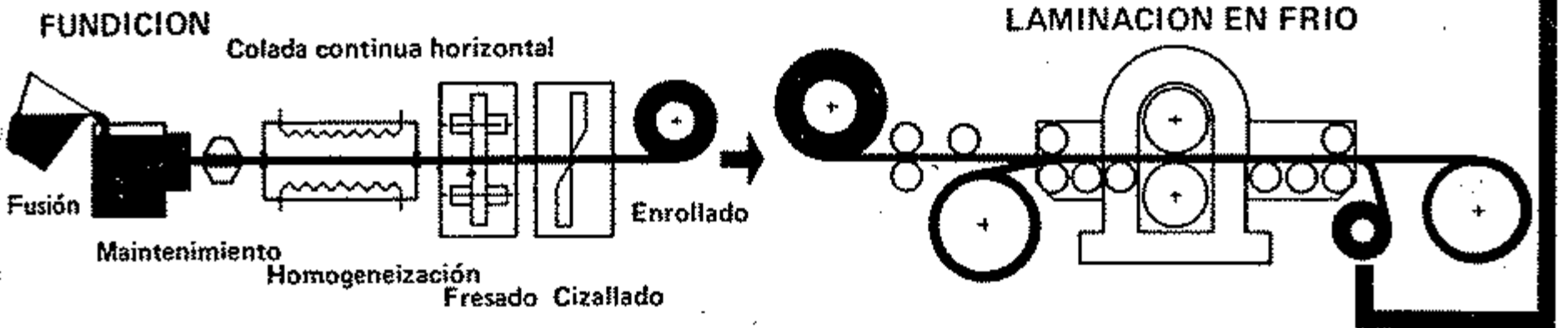
Figura N° 2 a : Disposicion de los equipos
principales y auxiliares del Tren de lamina-
cion LEWIS φ16" x 20"

FUNDICIÓN Y LAMINACIÓN DE METALES NO FERROSOS PROCEDIMIENTO DE FABRICACIÓN

A - Fundición + laminación en caliente y en frío



B - Fundición + laminación en frío



C - Acabado

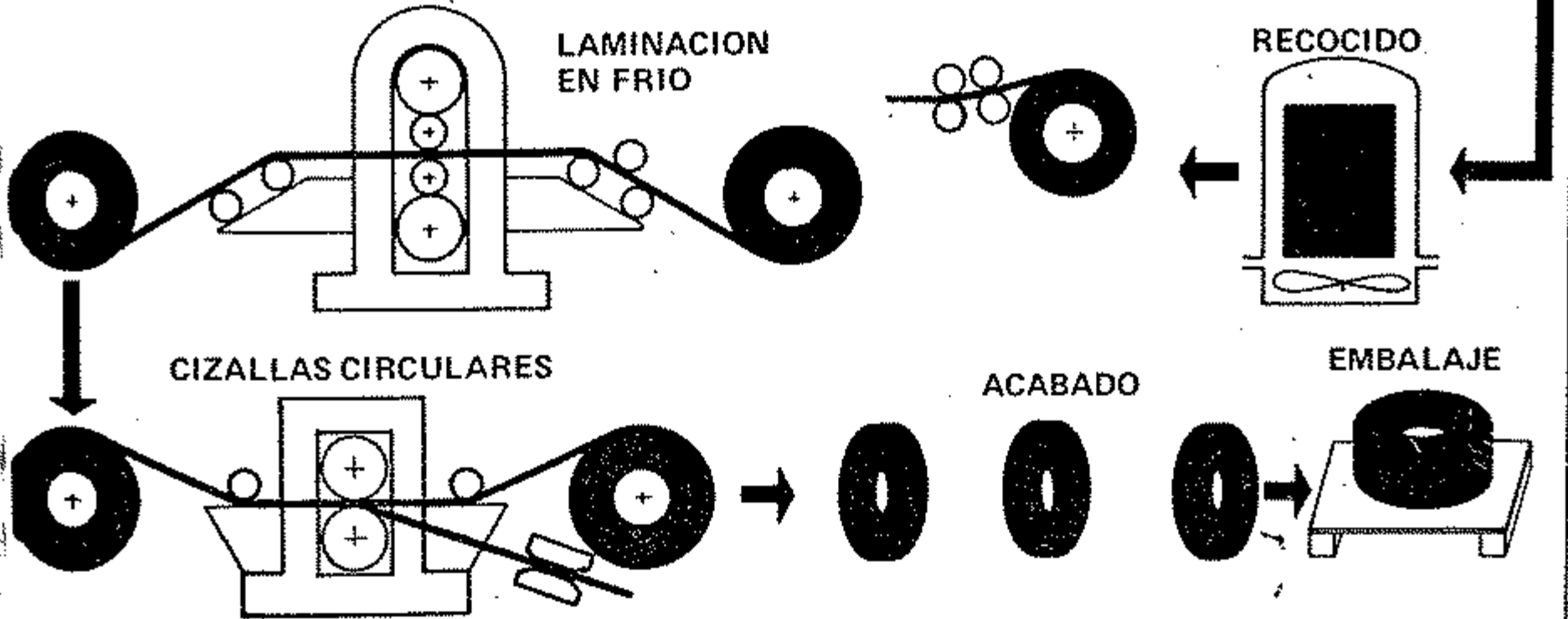


Figura No 2b : procedimiento de fabricación de fundición y laminación de materiales no ferrosos.

2.2.2.- EQUIPOS PRINCIPALES DEL TREN DE LAMINACION.

La línea principal del laminador consta de : motor principal, caja de laminación, bloque de bancadas, cojinetes, árboles articulados, reductor, acoplamientos, mecanismo de presión, etc.

MOTOR PRINCIPAL .- De corriente continua, cuyas características nominales son las siguientes:

Potencia : 250 HP.

R.P.M. : 600 - 1,200.

V : 250.

A : 850.

CAJA DE LAMINACION .- El elemento básico y más importante de la línea principal es la caja de laminación, la cual consta de los bloques de bancadas y los rodillos con sus respectivos cojinetes.

El bloque de bancada es resistente y rígido de fierro fundido por que determina en grado considerable la precisión de laminación, es de dos bancadas de tipo cerrado que se compone de los siguientes elementos : los travesaños inferior y superior, dos montantes laterales que forman un conjunto con los travesaños, el espacio interior o ventana de la bancada.

En la ventana de la bancada se montan los rodillos con los cojinetes, en el travesaño superior se hacen los mandrinados para los tornillos de rosca cuadrada que son accionados por el mecanismo de presión.

Los rodillos de laminar placas realizan la deformación del metal y le dan el espesor necesario.

El rodillo de laminación consta de los siguientes elementos :

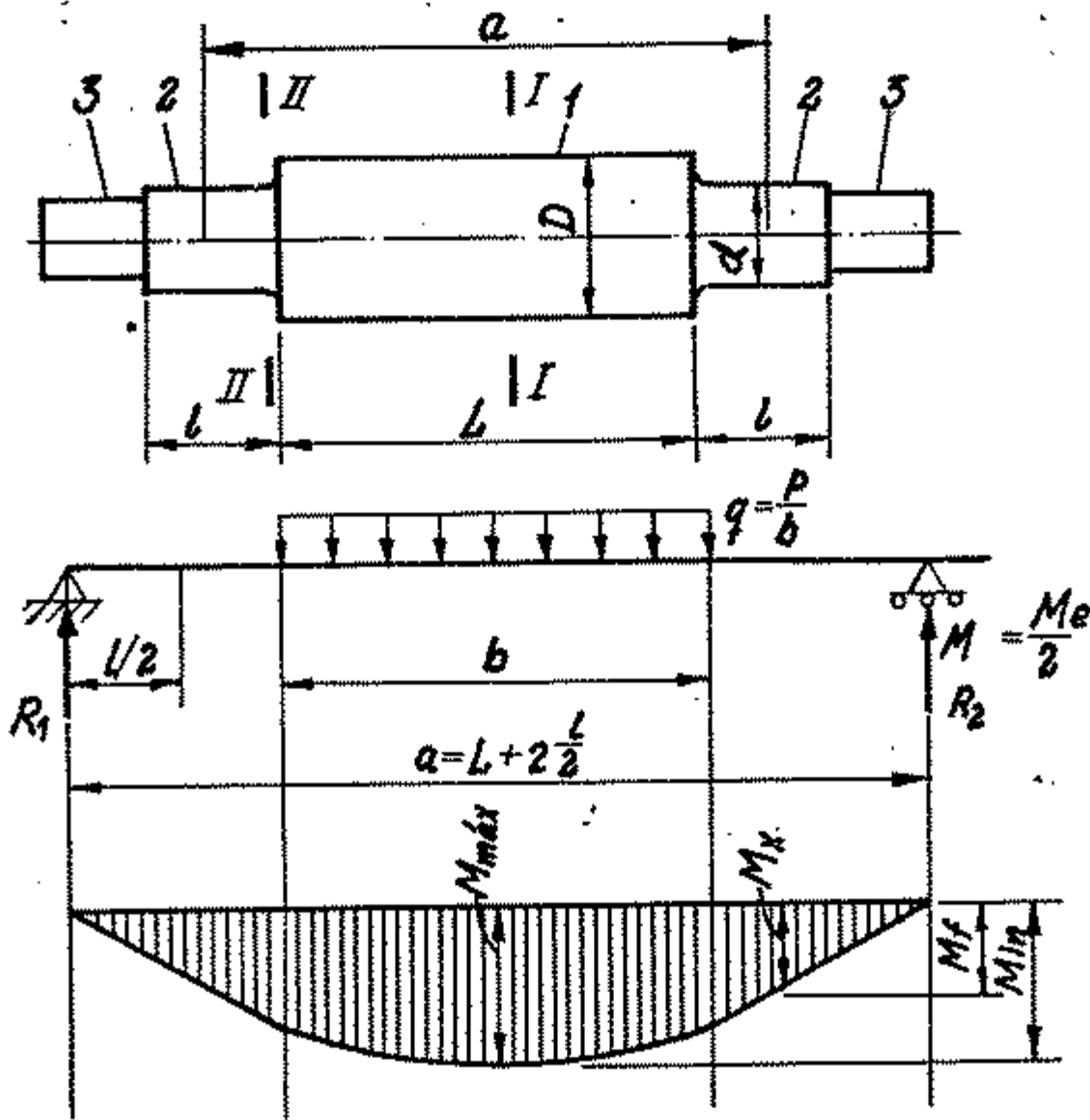


Fig.No 3: Esquema de cálculo del cilindro de un laminador de chapa.

La parte útil 1, se llama cubo, los muñones 2, con los cuales los rodillos se apoyan en los cojinetes, los extremos de accionamiento 3, a través de los cuales los rodillos de laminación reciben el movimiento de rotación; (ver figura No 3).

Los rodillos de laminación de los laminadores de placas se hacen con la tabla cilíndrica. Para la laminación en caliente la generatriz de la tabla se hace cóncava para compensar la expansión térmica del cilindro durante el funcionamiento; para la laminación en frío se hace convexa con el propósito de compensar la flexión del cilindro a causa de la presión de laminado.

La capa superficial en una profundidad hasta 0.1 del diámetro del rodillo contiene carburo de hierro y tiene una dureza de 60 a 85 RC y se hacen forjados de acero con un límite a la rotura de 70 a 90 MPa.

COJINETES DEL TREN DE LAMINACION .- En forma de bloques de rozamiento en los trenes de laminación se emplean cojinetes de deslizamiento abierto y cerrado y cojinetes de contacto rodante.

El laminador Lewis \varnothing 16" x 20" emplea cojinetes de fricción en líquido, (ver figura No 4); se monta en la almohada 6, el casquillo-gollete 7 está instalado en el muñón cónico del cilindro, para evitar el desplazamiento axial del casquillo-gollete se fija en la misma forma que el cojinete de contacto rodante, para que no se gire respecto a la superficie del muñón el casquillo se fija con chabetas.

La fricción en líquido se realiza entre la superficie del casquillo-gollete 7 y el casquillo inserto 8. Las superficies del casquillo-gollete y del casquillo inserto están cubiertas con

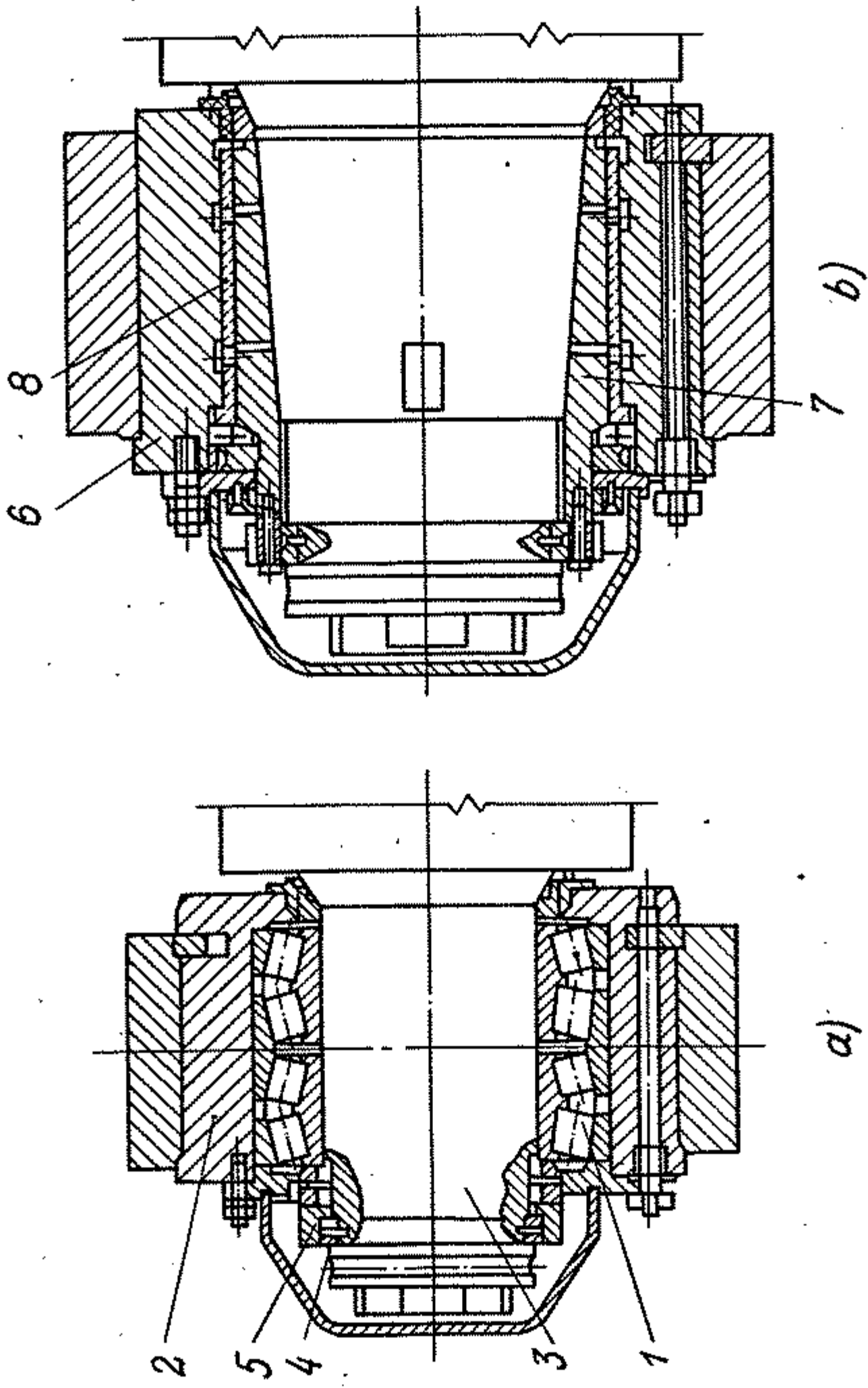


Fig. No 4 : Estructura de los cojinetes de los trenes de laminación.
a.- cojinete de rodamientos cónicos. b.- cojinete de fricción en líquido.

metal babbit rico en estaño y tienen un acabado de gran finura. La fricción del líquido se crea al desplazarse recíprocamente las superficies separadas con una capa de "aceite para máquinas" como resultado del efecto al crearse la cuña de aceite hidrodinámica.

Los cojinetes de fricción se lubrican con aceite líquido impulsado con un equipo de bombeo WEIMAN consistente en una bomba de engranajes de caudal constante.

La bomba de engranajes por lo general tienen la forma de dos ruedas dentadas iguales con perfil evolvente bien ajustados al cuerpo de la bomba, al estator. El rotor es la rueda conductora, el desplazador la conducida.

Las bombas de engranajes pueden crear presiones hasta 100-150 Kg/cm². y a veces aún mayores.

La bomba de engranajes se emplean en la construcción de máquinas particularmente en los sistemas hidráulicos de fuerza.

MECANISMO DE PRESION .- Para regular un espesor estrictamente determinado entre las generatrices de los rodillos se emplean dos mecanismos de presión electromecánicos. El mecanismo de presión del tren de laminación debe asegurar una elevada fiabilidad y larga vida, una rigidez suficiente, rápida acción y un elevado poder de resolución.

En los trenes de laminación de placas en frío los desplazamientos del rodillo de laminar son insignificantes, pero el mecanismo de presión debe asegurar un reglaje de hasta centésimas de milímetro.

El mecanismo de presión electromecánico incluye el bloque principal, el que consta de la tuerca de apriete y el tornillo de apriete. La tuerca de apriete está fijada en una cavidad cilíndrica del travesaño de la bancada, el accionamiento del tornillo de apriete se efectúa mediante un motoreductor.

El tornillo de apriete al girar se enroscará o desenroscará en la tuerca de apriete y realizará un movimiento de avance hacia arriba o abajo.

El cilindro de laminación superior también realiza un movimiento en dirección vertical, este movimiento se obtiene por el accionamiento de cuatro pistones hidráulicos (dos en cada cojinete) impulsados por una bomba hidráulica BOWSER.

CAJA DE ENGRANAJES Y REDUCTORES .- Para dividir el momento de torsión del motor en dos, tres y cuatro ejes de accionamiento, sirven las cajas de engranajes. El laminador de desvaste posee una caja reductora de engranajes cuya relación es de 8 a 1.

ARBOLES ARTICULADOS .- Para transmitir el momento de torsión a los cilindros de la caja de laminación se emplea dos árboles articulados universales que permiten transmitir un momento de torsión hasta 5,100 KN.m. con un ángulo de inclinación del eje del árbol de hasta 10° .

2.2.3.- EQUIPOS AUXILIARES DEL TREN DE LAMINACION.

Entre los equipos auxiliares podemos mencionar : la mesa de polines a la entrada y salida del laminador, el alimentador de material (presionador y transportador), el enrollador de velocidad variable, el enrollador tipo roladora, etc.

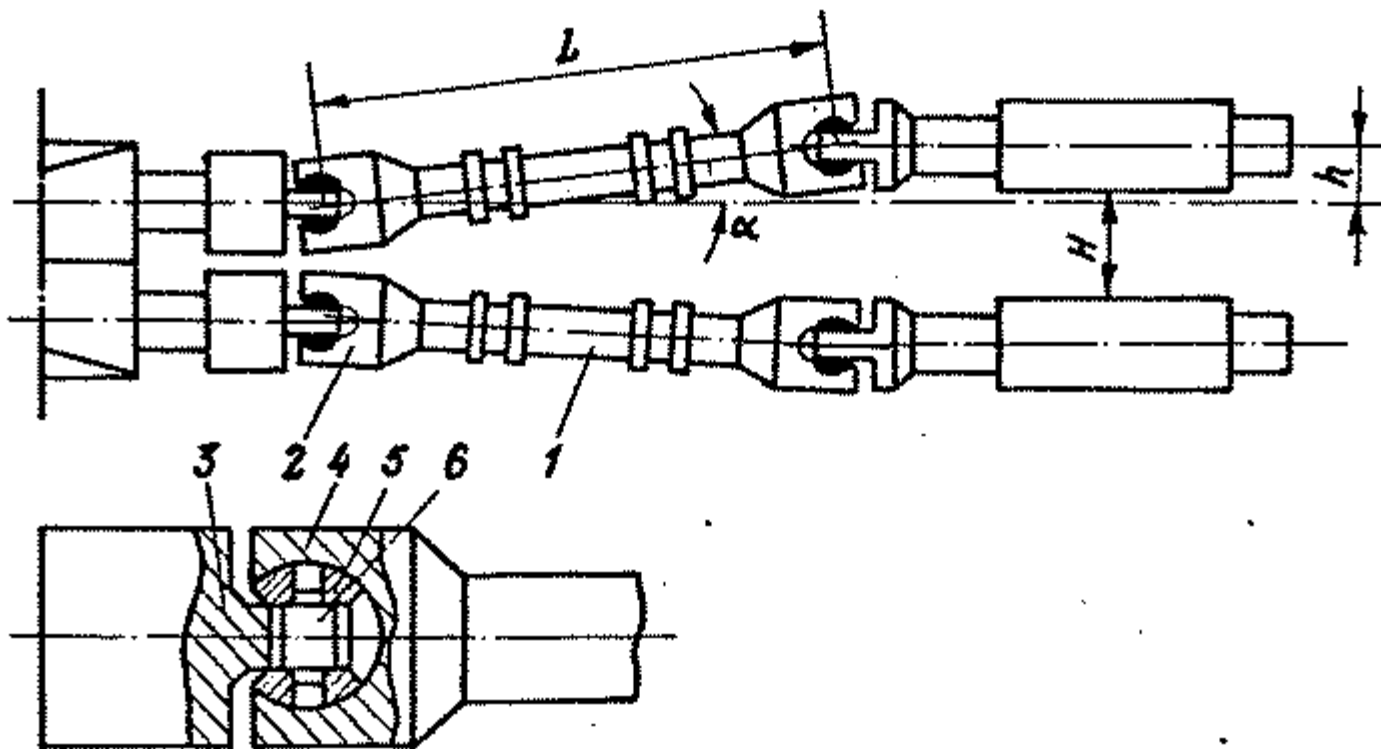


Fig. No. 5: Bloque de árboles articulados universales con casquillo de deslizamiento.

Gran parte de los equipos auxiliares son accionados mecánicamente y es materia del presente estudio su automatización

MESAS CON POLINES .- El transporte de placas desde los hornos de colada continua hasta la introducción de éstos en la caja de cilindros, a la salida de los cilindros y el envío de rollos hasta el sector de recocido se realiza sobre mesas con polines; Además de las mesas con polines se emplean otros equipos de transporte, así como transportadores de cadenas, pescales con teclas eléctricos, grúas de puente, etc.

ALIMENTADOR DE MATERIAL .- Este equipo está compuesto de un presionador y un transportador del material y cada uno de los cuales serán accionados por pistones neumáticos.

El presionador recepciona el material, que es conducido por el transportador hacia la caja de cilindros que por fricción arrastren a la placa para ser laminada.

ENRROLLADOR .- El principio de funcionamiento del enrollador es el de una roladora (calandra) de tres rodillos cuyo movimiento lo obtiene a través de engranajes del motor que acciona al enrollador de velocidad variable; se emplea con la finalidad de que después del rolado el material (bobina) no tenga algún otro elemento central, de tal manera que facilite y simplifique operaciones antes de pasar a la zona de recocido.

Al enrollar la tira o placa tiene lugar su envoltura elástico-plástica, por consiguiente para determinar el momento que se requiere para la flexión es posible emplear la fórmula :

$$M_{ep} = \sigma_f (W_e + W_p).$$

En los laminadores de placas con ayuda de los enrolladores se crea un tensado que se emplea para reducir la presión del metal sobre los cilindros y la retensión de la placa por el eje de simetría de la caja del cilindro. En el caso general la potencia de accionamiento del enrollador se usa para la flexión elástico-plástica y la creación del tensado.

El enrollador será accionado neumáticamente por medio de dos pistones, uno para la regulación de la abertura de los rodillos de acuerdo al espesor de la placa y el otro para expulsar el rollo hacia una mesa con polines.

DESENROLLADOR .- Al laminar placas delgadas menores de 1.5 milímetros con el procedimiento de rollo a rollo, o después del recocido y decapado surge la necesidad de desenrollar las bobinas para su correspondiente laminado.

El desenrollador es del tipo de tambor expansible, es decir que se puede regular el diámetro de desenrollado, el árbol está montado sobre dos cojinetes y posee una volante que sirve para graduar el diámetro del tambor.

ENROLLADOR DE VELOCIDAD VARIABLE .- Cuando la tira o placa tiene el espesor menor o igual que 1.5 milímetros es recomendable trabajar de rollo a rollo, empleandose para este fin el enrollador de velocidad variable.

Este enrollador es accionado por un motor de corriente continua de 30 HP., velocidad entre 600 y 1,200 r.p.m., equipado con un embrague y un freno de cinta accionados manualmente.

Para facilitar la extracción del rollo compactamente embobinado al tambor con porta tuco se ha diseñado un dispositivo accionado neumáticamente.

Los enrolladores de tambor crean un tensado específico de la tira hasta $0.8 \sigma_f$, al laminarse cintas delgadas; Al laminarse tiras con un espesor de 2 a 4 milímetros el tensado específico de la cinta asciende a $(0.1 - 0.3) \sigma_f$.

RECIBIDOR Y VOLTEADOR DE ROLLOS .- Una vez enrollada la tira en el porta tuco, ésta se expulsa axialmente y es recibido por una mesa vasculante (giro de 90° con relación al eje) con la finalidad de ubicar la bobina sobre la mesa con polines.

Este dispositivo ha sido diseñado para ser accionado neumáticamente.

SIERRA CIRCULAR .- Se utiliza para cortar los bordes defectuosos del laminado en tiras y cintas.

El corte del material se realiza con movimiento de avance de las cuchillas en rotación por una trayectoria circular (elíptica).

El corte del metal ocurre como resultado del cizallamiento de una parte de la tira respecto de la otra. El inicio de la deformación de cizallamiento lo precede la introducción en el metal de las aristas cortantes de las cuchillas.

El proceso de corte finaliza con una frágil rotura de las partes de la tira que se corta.

2.3.- TECNOLOGIA DE LAMINACION.

La tecnología de laminación incluye la preparación de las placas para el laminado, la determinación del régimen de deformación y la supervisión y control de calidad del laminado.

2.3.1.- PREPARACION DE PLACAS.

Las placas de materiales no ferrosos se obtienen de fundición por colada continua, estas placas presentan en su superficie defectos de colada tales como salpicaduras y fisuras los cuales son eliminados con un fresado de las caras (escalpado).

La profundidad de los defectos superficiales asciende de 2 a 3 milímetros y la capa defectuosa se quitan total o parcialmente y pueden emplearse los siguientes procedimientos: el quemado a una profundidad determinada de la capa superficial defectuosa, el cepillado, desbastado en tornos, el corte con corta fríos neumáticos, el esmerilado y otros con máquinas especiales.

REGIMEN DE DEFORMACION .- En este punto cabe destacar los procesos que se siguen para que la placa quede laminada, como el

laminado de desbaste que consiste en rebajar el espesor de la placa.

Después del desbaste el material pierde ductilidad y es necesario hacer un recocido de ablandamiento, y como al hacer el recocido se cubre el material en su superficie de óxidos y escori-llas es necesario su eliminación con soluciones de ácido sulfúrico en tinas de decapado continuo.

Luego se vuelve a laminar, ésta todavía puede ir a recocido y decapado dependiendo del espesor del material y de la calidad requerida.

SUPERVISION Y CONTROL DE CALIDAD DEL LAMINADO .- En el proceso de producción metalúrgica se realiza el control de la fusión de los procesos de producción , así como también de los productos acabados.

Con el control de fusión se establece la correspondencia de las placas de una fusión determinada a las características técnicas, se determina la calidad de la aleación no ferrosa (latón, alpaca, etc.), la correspondencia de la calidad del material para el laminado de artículos determinados. Basándose en los resultados del control se determina la tecnología del laminado de las placas de una fusión determinada.

El control de los procesos de la producción se efectúa en las secciones de almacenamiento de placas, de laminado de desbaste, de tratamiento térmico, de laminado de acabado, de corte y de productos acabados.

El control de los procesos de producción se realiza a base de las instrucciones tecnológicas de cada sección.

El control del producto acabado establece la correspondencia del laminado acabado a las exigencias de normas (nacionales o internacionales) o a las especificaciones tecnológicas, por las propiedades físicas y mecánicas, por los defectos interiores y superficiales, por las dimensiones y la rectitud (planicidad) del laminado y otros.

2.3.2.- CALIBRADO DE LOS CILINDROS.

Con el calibrado se resuelve problemas tales como:

Establecimiento del número de pasadas, establecimiento de las formas y dimensiones de la sección transversal de la tira después de cada pasada, la secuencia de alternación de las formas de la tira.

Durante cada pasada a través de los cilindros disminuye la superficie de la sección transversal de las tiras.

Para el laminado en caliente la tabla de los cilindros se hace cóncavo, para el laminado en frío convexa. La concavidad compensa la expansión térmica y la convexidad la flexión a causa de la presión de laminado.

La laminación de materiales no ferrosos en placas se lleva a cabo en varias pasadas por la caja de laminación, la distribución de las compensaciones por pasada se realiza teniendo en cuenta la presión del metal sobre los rodillos, la potencia del motor principal, la resistencia de las piezas de la caja de laminación, las condiciones de entrada del material en los rodillos y la ductilidad del metal. Al laminar metal fundido la reducción del espesor en las primeras pasadas no son de gran magnitud, puesto que la ductilidad del material es muy baja a consecuen-

cia de la estructura de grano grueso, teniendo en cuenta las condiciones expuestas en la práctica se trata de emplear el menor número de pasadas.

2.3.3.- PRODUCCION DE PLACAS LAMINADAS EN FRIO.

En calidad de material inicial se obtiene placas de metal no ferroso por fundición de colada continua de 14 milímetros de espesor por 200 hasta 400 milímetros de ancho y longitud de acuerdo a los requerimientos en peso, facilidades de maniobrabilidad del producto.

Al final de la mesa con polines de la colada continua se encuentra la máquina escalpadora, en la cual se limpia la placa por las dos caras a lo ancho, se verifica las características del material y se continúa con el proceso de producción.

El transporte de las placas se hacen en carros especiales diseñados para este fin, que ruedan sobre vigas carrileras y se lleva el material a la sección de laminado de desbaste; con ayuda de un pescante giratorio se levanta el material sobre la mesa de polines a la entrada de la laminadora, luego se aproxima el material hacia la caja de laminación accionando el alimentador de material, de esta manera se ejecuta la primera pasada, se invierte el movimiento de la caja de laminación y se ejecuta la segunda pasada; se repite estas operaciones hasta que el material esté en 1.5 ó 2.0 milímetros, luego se enrolla el material en el enrollador de tres cilindros y se expulsa el rollo hacia la mesa con polines que lo transporta a la sección de recocido.

Cada uno de éstos rollos debe pesar entre 400 y 500 kilos, el horno de recocido tiene una capacidad de 2,500 kilogramos por cargada y que en promedio dura el recocido 5 horas dependien-

do del tipo de material.

Los rollos se extraen del horno de recocido con ayuda de un puente grúa y de ganchos especiales para estos casos, en carros especiales se transportan los rollos a la sección de decapado con la finalidad de quitarle el óxido formado en su superficie durante el recocido.

Luego se transporta a la sección de laminado de acabado o calibrado, donde se lamina de rollo a rollo y se da la medida requerida en el espesor.

Finalmente es necesario cortar los extremos de la tira y darle el ancho solicitado, empleando para esta operación una cizalla circular, previo el control de calidad correspondiente se empaqueta el material y se envía al almacén para su posterior despacho.

CAPITULO No 3 .

FORMULAS Y TABLAS UTILIZADAS

3.1.- CONSUMO DE AIRE REQUERIDO POR LOS CILINDROS NEUMATICOS.

Fuente Ingersoll-Rand - air compressors.

Sean :

Q = Flujo de aire libre (pies³/min).

D = Diámetro del pistón en pulgadas.

L = Carrera del pistón en pulgadas.

t = Tiempo por carrera en segundos.

N = Número de carreras por minuto.

p = Presión de operación en libras/pulg².

$$Q = 0.0273 \cdot \frac{D^2 \times L}{t} \times \left(\frac{p + 14.7}{14.7} \right)$$

$$Q = 0.000455 D^2 \times L \left(\frac{p + 14.7}{14.7} \right) \times N .$$

Para el caso de cilindros de doble efecto se duplicará "Q".

Las velocidades recomendadas son de 0.5 a 2.5 m/seg. ó 19.7 a 98.4 pulg/seg. ó 1.64 a 8.2 pies/seg.

La velocidad se regula generalmente estrangulando el aire de descarga del pistón.

PRESION DE OPERACION DE LOS CILINDROS :

Atlas Copco : 20 a 140 PSI.

Sperry Vickers : 4.35 a 145 PSI.

Para pistones de doble efecto:

$$Q = 0.000455 \times L^2 \times 2 (D^2 - d^2) \left(\frac{p + 14.7}{14.7} \right) \times N.$$

Por razones de seguridad se considera:

$$Q_{\text{doble efecto}} = Q_{\text{simple efecto}}.$$

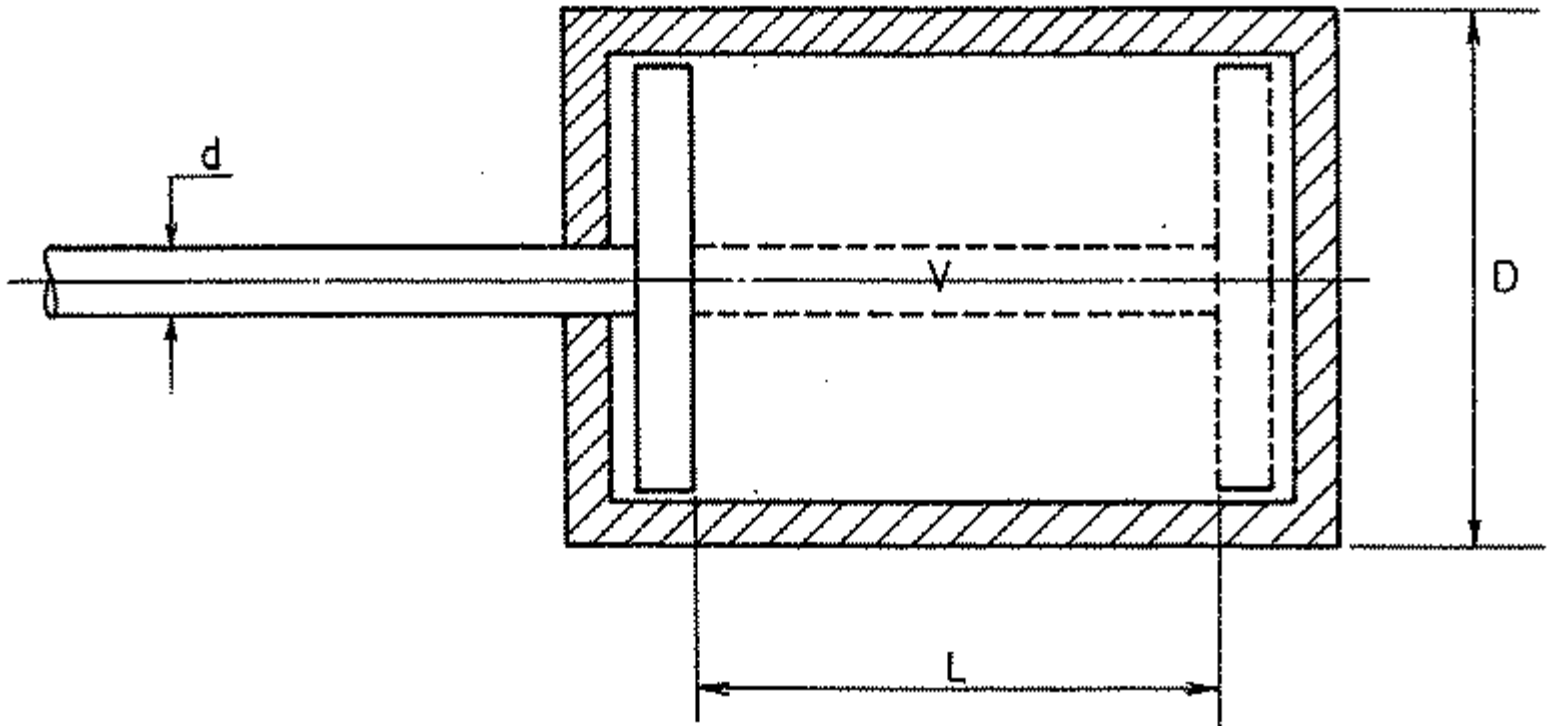


Figura No 6 : características de un cilindro neumático.

$$\text{Cilindrada} = V = L (S_D - S_d)$$

$$\text{sección} = S_D = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$S_d = \frac{\pi d^2}{4}$$

p = Presión efectiva de entrada.

L = Carrera en centímetros.

N = Número de carreras por minuto.

Q = Consumo de aire en N litros/minuto.

q = Consumo de aire en N litros/minuto x centímetro de carrera,

se obtiene de tablas en función del diámetro y la presión.

Para pistones de simple efecto:

$$Q = N \times V \times p = N \times L \times S.$$

$$Q = 2N \times q \times L.$$

Considerando la figura No 6 :

Q = Consumo de aire en lit/min.

p = Presión efectiva en Kg/cm².

L = Carrera en decímetros.

D = Diámetro del pistón en decímetros.

d = Diámetro del vástago del pistón en decímetros.

N = Número de carreras por minuto.

Para pistones de simple efecto :

$$Q = \frac{\pi D^2 \times L}{4} \left(\frac{p + 1.013}{1.013} \right) \times N .$$

Para pistones de doble efecto :

$$Q = \frac{\pi \times L}{4} (2D^2 - d^2) \left(\frac{p + 1.013}{1.013} \right) \times N .$$

TABLA No 1 : Máximo flujo de aire (scfm) recomendados en tuberías sch 40.

PSI ϕ	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1.25"	1.5"
40	5.5	12	23	34	62	135	200
60	8	18	34	50	93	195	290
80	10.5	23	44	65	120	255	380
100	13	29	54	80	150	315	470
110	16.5	35	67	97.5	185	387.5	575
150	20	41	80	115	220	460	680
200	26	58	108	155	290	620	910

3.2.- CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS.

$$\Delta p = \frac{K \times Q^2}{1,000} \left(\frac{14.7}{p + 14.7} \right) \left(\frac{460 + T}{520} \right),$$

donde: Δp = Caída de presión (psi) por cada 100 pies de tubería.

K = factor de corrección.

Q = flujo de aire (scfm).

p = presión de trabajo (psig).

T = temperatura del aire comprimido.

TABLA No 2 : Factor de corrección K en función del diámetro de tubería.

ϕ pulg.	K
3/8	91.0
1/2	26.4
3/4	5.93
1	1.66
1.25	0.40
1½	0.174

Se recomienda Δp menor de 0.3 bar (4.35 bar).

Se evalúan fundamentalmente el rendimiento, la seguridad y la economía, teniendo en cuenta lo siguiente:

- a.- Mínima Δp entre el compresor y los puntos de consumo.
- b.- Fugas mínimas.
- c.- Alto grado de separación del condensado en todo el sistema.

TABLA No 3 : Pérdidas de carga por resistencias locales.

FITTING	3/8	1/2	3/4	1	1.25
90° standart elbow	1.09	0.422	0.119	0.043	0.0140
90° street elbow.	1.91	0.686	0.196	0.071	0.0232
90° long radius elbow	0.80	0.264	0.083	0.028	0.0092
45° standart elbow	0.53	0.216	0.059	0.026	0.0072
45° street elbow	0.91	0.343	0.107	0.036	0.012
"T" standart H	0.80	0.264	0.083	0.028	0.0092
"T" standart V	2.37	0.818	0.243	0.084	0.0276
Glove valve-abierta	12.70	4.750	1.360	0.482	0.1560
Gate valve-abierta	0.47	0.180	0.053	0.018	0.0060
Angle valve-abierta	5.46	1.800	0.593	0.199	0.0680

3.3.- CAIDA DE PRESION EN MANGUERAS.

$$\frac{\Delta p}{100 \text{ pies}} = 6.25 \times 10^{-5} \times \frac{520}{(p + 14.7)} \times \frac{(\text{scfm})^2}{d^{5.527}}$$

d = diámetro interior de la tubería (pulgadas).

Condición del aire : 14.7 psi y 60 °F.

Δp = caída de presión por cada 100 pies de manguera.

scfm = pies cúbicos por minuto estandar.

TABLA No 4 : Caída de presión en mangueras por cada 100 pies de longitud.

D.I pulg	p psi	scfm		
		20	27.5	30
1/2	90	1.6	-	4.8
	100	1.4	-	4.6
	110	1.2	3.3	4.0
3/4	90	0.4	-	0.8
	100	0.4	-	0.8
	110	0.2	0.5	0.6

3.4.- TABLA DE CONSUMO DE AIRE EN FUNCION DE LA PRESION DE OPERACION Y DIAMETRO DEL PISTON.

Representa el aire requerido para una operación por minuto y se puede observar en la tabla No 5.

Tabla No 5 : Aire requerido para una operación por minuto.

P psi φ pulg	70	80	90	100	110	120	130	140	58
3	0.024	0.026	0.029	0.032	0.035	0.037	0.041	0.043	0.017
4	0.042	0.047	0.052	0.057	0.061	0.067	0.072	0.076	0.034
4.5	0.053	0.058	0.066	0.072	0.078	0.084	0.091	0.097	-
6	0.094	0.105	0.116	0.128	0.139	0.150	0.161	0.172	0.068

Nota : Si son más operaciones por minuto, multiplicar por el número de carreras, por 1 pulg. de carrera; para otras longitudes de carrera multiplicar "Q" por la longitud de carrera. Q (pie³/min x 1 pulg. de carrera)

P psi φ mm.	14.5	29.0	43.5	58.0	72.5	87.0	101.5	116.0	130.5	145.0
250	0.087	0.129	0.172	0.215	0.257	0.300	0.342	0.385	0.428	0.470

$$N \left(\frac{\text{lt}}{\text{min}} \times \frac{1}{\text{cm}} \right) \times 0.0897 = \text{pie}^3/\text{min} \times 1/\text{pulg.}$$

CAPITULO No 4.

PARAMETROS PARA LA SELECCION DEL COMPRESOR.

4.- ANALISIS DE PARAMETROS PARA LA SELECCION DEL COMPRESOR.

4.1.- PROCEDIMIENTO.

Los pasos seguidos para la selección del compresor de aire que alimentará a todo el sistema neumático planteado son:

- a.- Cálculo de la fuerza necesaria para accionar cada uno de los dispositivos diseñados mediante los pistones neumáticos seleccionados.
- b.- Cálculo de la presión necesaria para la fuerza calculada en el paso anterior.
- c.- Cálculo del consumo de aire requerido para una operación por minuto.

Analizado estos parámetros, con ayuda de catálogos proporcionados por los fabricantes, se puede seleccionar el compresor.

4.2.- CALCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA ACCIONAR EL FRENO, EL EM - BRAGUE Y EL BOTADOR DE ROLLOS Y SUS RESPECTIVOS CONSUMOS DE AIRE POR PISTON.

Los frenos : son elementos mecánicos que absorben energía cinética o potencial en el proceso de detener una pieza que se mueve o de reducirle la velocidad; la energía absorbida se disipa en forma de calor, la capacidad de un freno depende de la presión unitaria entre las superficies de frenado, el coeficiente de rozamiento y de la capacidad del freno para disipar el calor equivalente a la energía que está siendo absor -

bida.

Los frenos de cinta constan de una banda flexible enrollada

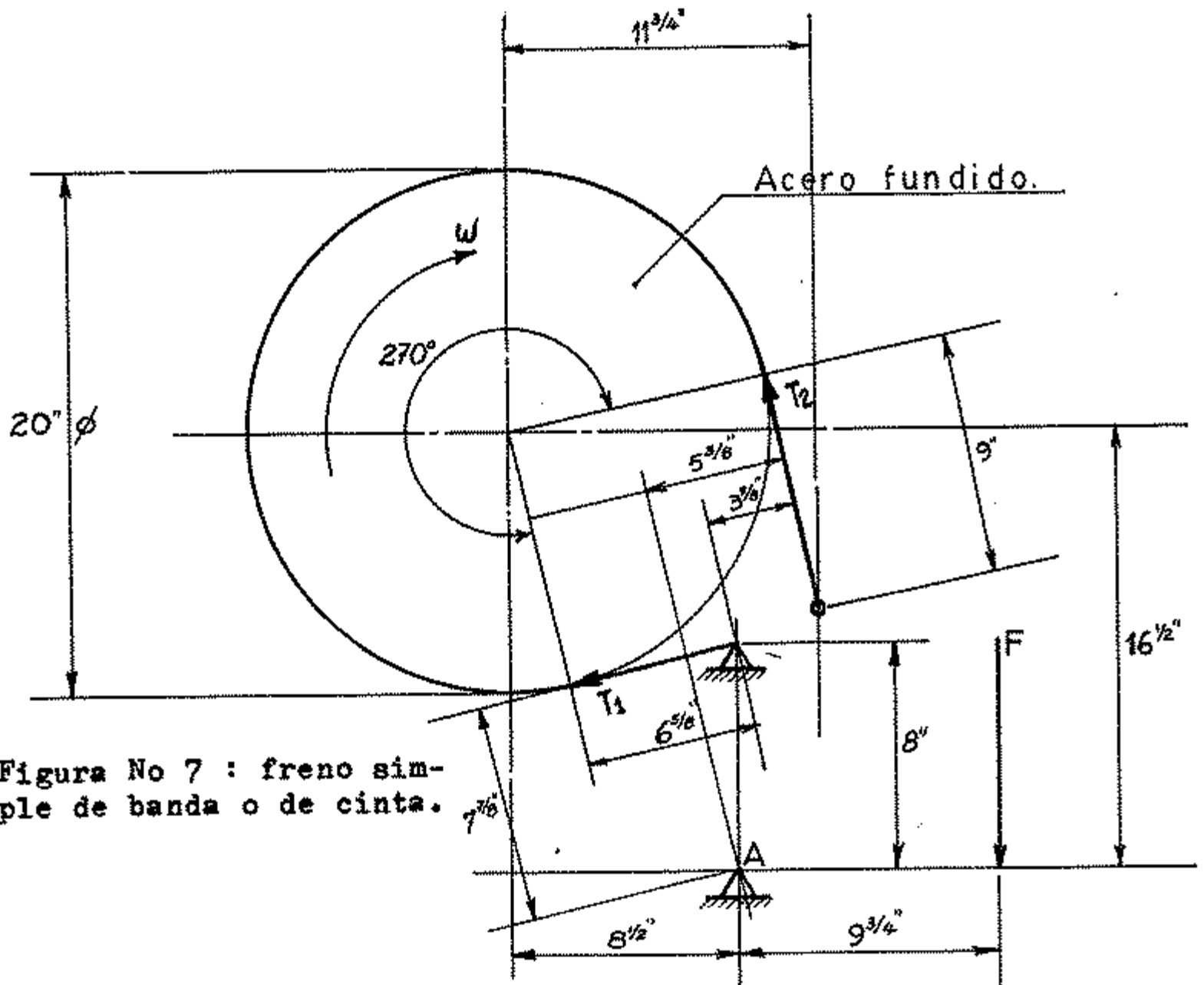


Figura No 7 : freno simple de banda o de cinta.

Cinta = 3" x 3/8"

Motor: "Reliance" D.C.; 25 A 30 HP

Velocidad: 450 A 1.600 R.P.M.

Reductor: 8/1

b: 3"

θ : 270° = 4.71 Radianes.

$T_1 > T_2$

parcialmente al rededor del tambor; se accionan jalando la banda fuertemente contra el tambor, la capacidad del freno depende del ángulo de abrazamiento, del coeficiente de rozamiento y de las tensiones de la banda.

De la figura No 7 :

F : fuerza necesaria para accionar el freno.

a.- El torque máximo que debe absorber el freno debe ser :

$$T_{\text{máx.}} = \frac{63,000 \times \text{HP}}{\text{r.p.m.}} = \frac{63,000 \times 30}{450/8}$$

$$T_{\text{máx.}} = 33,600 \text{ lbs.}$$

b.- Para frenos de cinta se debe cumplir:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f \cdot \theta} \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{Torque} = (T_1 - T_2) \cdot \frac{D}{2} \dots\dots\dots (2)$$

$$p_a = \frac{2 \times T_1}{D \times b} \dots\dots\dots (3)$$

p_a = máxima presión.

c.- Despejando T_1 en (3):

$$T_1 = \frac{p_a \times D \times b}{2}$$

A fin de proporcionar un margen de seguridad contra desgaste, suciedad y condiciones desfavorables, se estila utilizar "f" entre 0.5 y 0.75 de su valor nominal.

Al reducirse el coeficiente de fricción permite utilizar valores mayores de la presión máxima " p_a ".

Para fricción entre asbestos trensados y acero fundido :

$$f = 0.30 - 0.60 \text{ (superficies secas).}$$

$$P_{\text{máx.}} = 50 - 100 \text{ psi. (+)}$$

$$T_{\text{máx.}} = 350 - 500 \text{ }^{\circ}\text{F. (+)}$$

(+) Valores obtenidos del libro de Shigley.

Debido al sentido de laminación, el tambor del freno siempre girará en el sentido mostrado.

Asbesto trenzado (Vallance) :

		P permisible	
		200 pies/min	2,000 pies/min.
f(seco) +		90 - 100 psi	30 - 40 psi.

$$+ f = 0.35 - 0.40.$$

Hütte recomienda que para un servicio continuo con breves pausas (periodos de inactividad) y pobre disipación de calor, se debe cumplir :

$$p \times v = 28,000 ,$$

donde : p = psi.

v = velocidad de resbalamiento (pies/min).

v = 295 pies/min. (1.5 m/s).

Por consiguiente :

$$p = \frac{28,000}{295} = 94.9 \text{ psi.}$$

Luego para p = 95 psi, le corresponde f = 0.35 .

Finalmente :

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f \cdot \phi} = e^{0.35 \times 4.71} = 5.20$$

$$T_1 = 5.20 T_2 \dots\dots\dots (4)$$

$$(T_1 - T_2) \times \frac{D}{2} = T_{\text{máx.}} \dots\dots\dots (5)$$

$$(T_1 - T_2) \times \frac{20}{2} = 33,600 \text{ lbs.}$$

$$T_1 - T_2 = 3,360 \text{ lbs.}$$

$$(5.20 T_2 - T_2) = 3,360 \text{ lbs.}$$

Por consiguiente:

$$T_2 = 800 \text{ lbs.}$$

$$T_1 = 4,160 \text{ lbs.}$$

d.- $\Sigma M_A = 0$

$$5.375 T_2 - 9.75 F = 0$$

$$F = \frac{5.375}{9.75} \times T_2$$

F = 441 lbs.

e.- Máxima presión (p_a):

$$p_a = \frac{2 \times T_1}{D \times b} = \frac{2 \times 4,160}{20 \times 3} = 139 \text{ psi.}$$

CARACTERISTICAS DEL CILINDRO :

Diámetro = 3"

Carrera = 4.5"

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

$$p = \frac{441 \text{ lbs}}{\frac{\pi}{4} (D)^2} = \frac{441 \text{ lbs}}{\frac{\pi}{4} (3)^2} = 62.4 \text{ psi.}$$

De tablas : para $p = 70 \text{ psi.}$

$$D = 3 \text{ pulg.}$$

$$Q = 0.024 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \times \frac{1}{\text{pulg.}}$$

Por consiguiente :

$$Q = 0.024 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \times \frac{1}{\text{pulg.}} \times 4.5 \text{ pulg.}$$

$$\underline{Q = 0.108 \text{ pie}^3/\text{min.}}$$

Para una operación por minuto del freno.

CALCULO DEL EMBRAGUE;

El embrague es un elemento mecánico de rozamiento que permite la conexión y la desconexión de ejes. Un embrague cónico debe su eficiencia a la acción de cuña de la parte cónica del elemento receptor.

a.- El embrague debe ser capaz de transmitir el máximo torque es decir : 33,600 lbs-pulg.

$$b.- \quad M_t = \frac{\pi p_a \times f (D^3 - d^3)}{12 \text{ sen } \alpha} \dots\dots\dots (6)$$

$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2) \dots\dots\dots (7)$$

Despejando " p_a " de (6) y reemplazando en (7) :

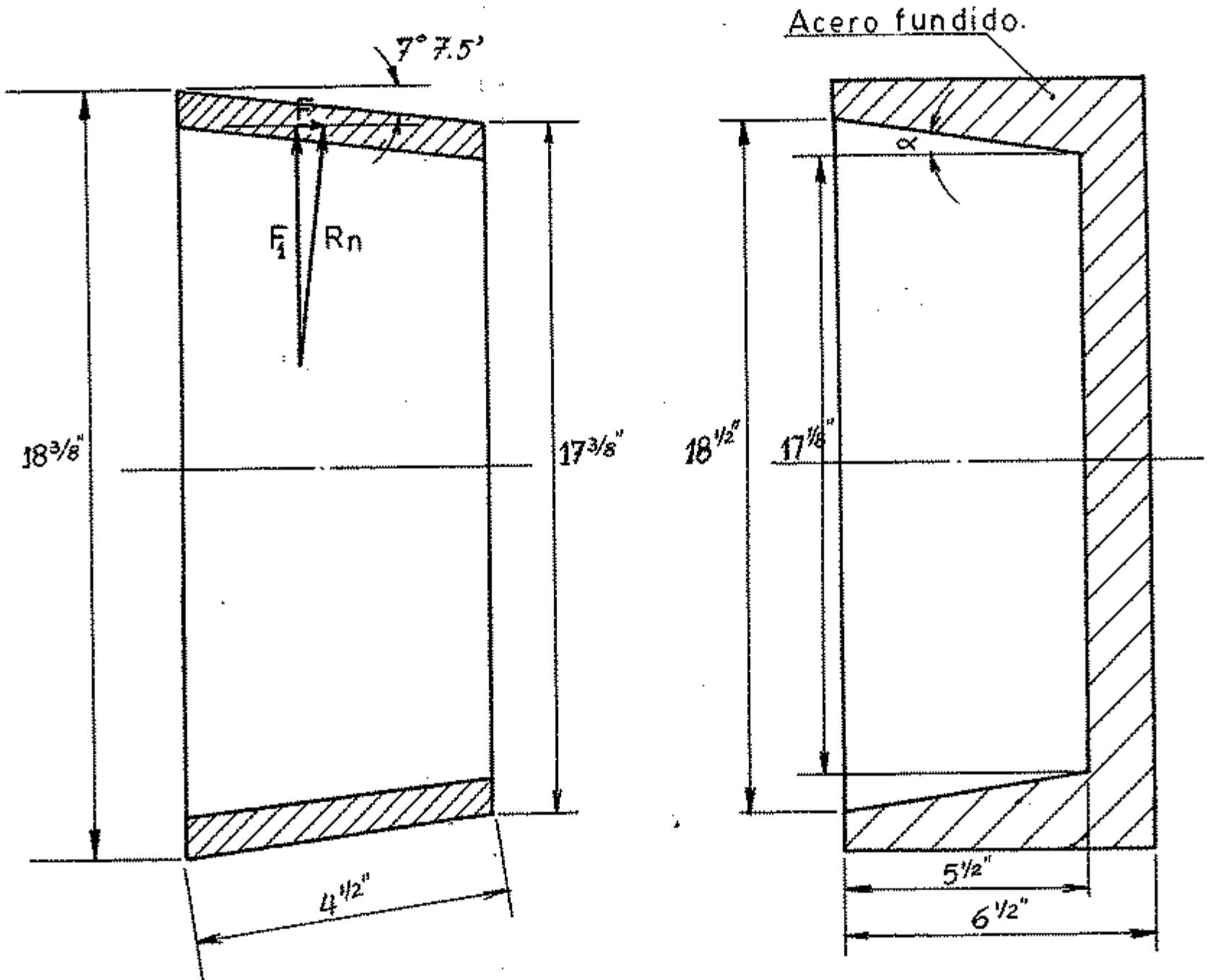
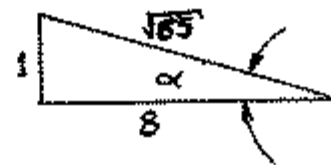


Figura No 8 : Embrague cónico.
 $\text{tag } \alpha = 0.125$
 $\alpha \approx 7^\circ 7.5'$



$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times \frac{12 \times M_t \times \text{sen } \alpha}{\pi f (D^3 - d^3)}$$

$$F = 3 \times M_t \frac{\text{sen } \alpha}{f} \times \frac{(D^2 - d^2)}{(D^3 - d^3)} \dots \dots \dots (8)$$

c.- Si : $M_t = 33,600$ lbs-pulg.

$$D = 18.50 \text{ pulg.}$$

$$d = 17.375 \text{ pulg.}$$

$$f = 0.35$$

Reemplazando valores :

$$F = \frac{3 \times 33,600}{0.35} \times \frac{1}{\sqrt{65}} \times \frac{(18.50^2 - 17.375^2)}{(18.50^3 - 17.375^3)}$$

$$F = 1,327 \text{ lbs.}$$

CARACTERISTICAS DEL CILINDRO :

$$\text{Diámetro} = 4.5 \text{ pulg.}$$

$$\text{Carrera} = 5.0 \text{ pulg.}$$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{1,327 \text{ lbs.}}{\frac{\pi}{4} (4.5)^2} = 83.5 \text{ psi .}$$

De tablas para : $p = 90$ psi

$$D = 4.5 \text{ pulg.}$$

$$Q = 0.066 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \times \frac{1}{\text{pulg.}}$$

$$\text{Entonces : } Q = 0.066 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \times \frac{1}{\text{pulg.}} \times 4.5 \text{ pulg.}$$

$$\underline{Q = 0.297 \text{ pies}^3/\text{min.}}$$

Para una operación por minuto del embrague.

CALCULO DEL EMPUJADOR DE BOBINAS :

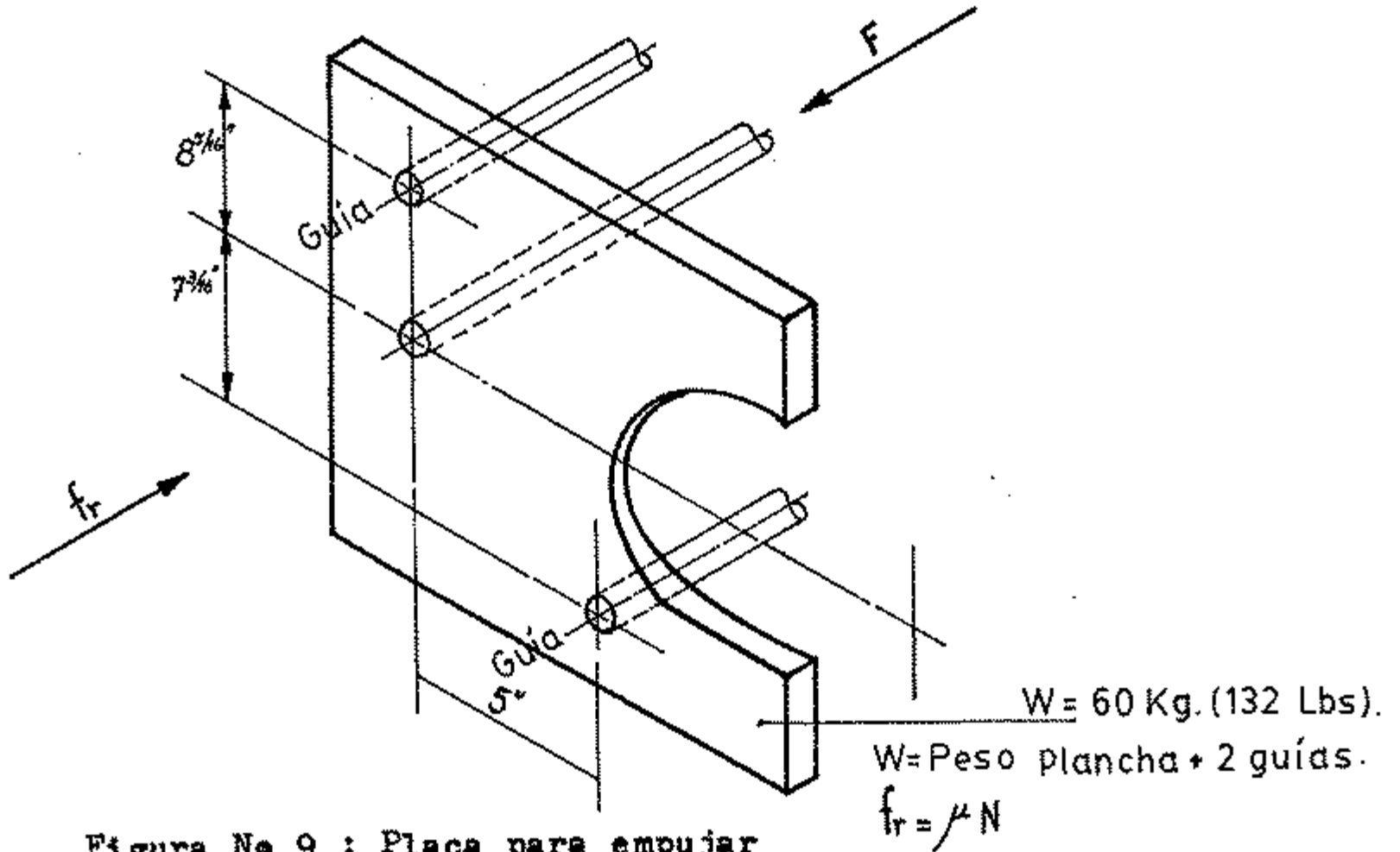


Figura No 9 : Placa para empujar bobinas.

f_r = fuerza de rozamiento.

El diámetro máximo admisible de la bobina :

mesa = 36 pulg.

anillos concéntricos = 29 pulg.

tuco mayor $\phi = 12$ pulg.

L = 18 pulg.

W = 28 pulg. (62 lbs).

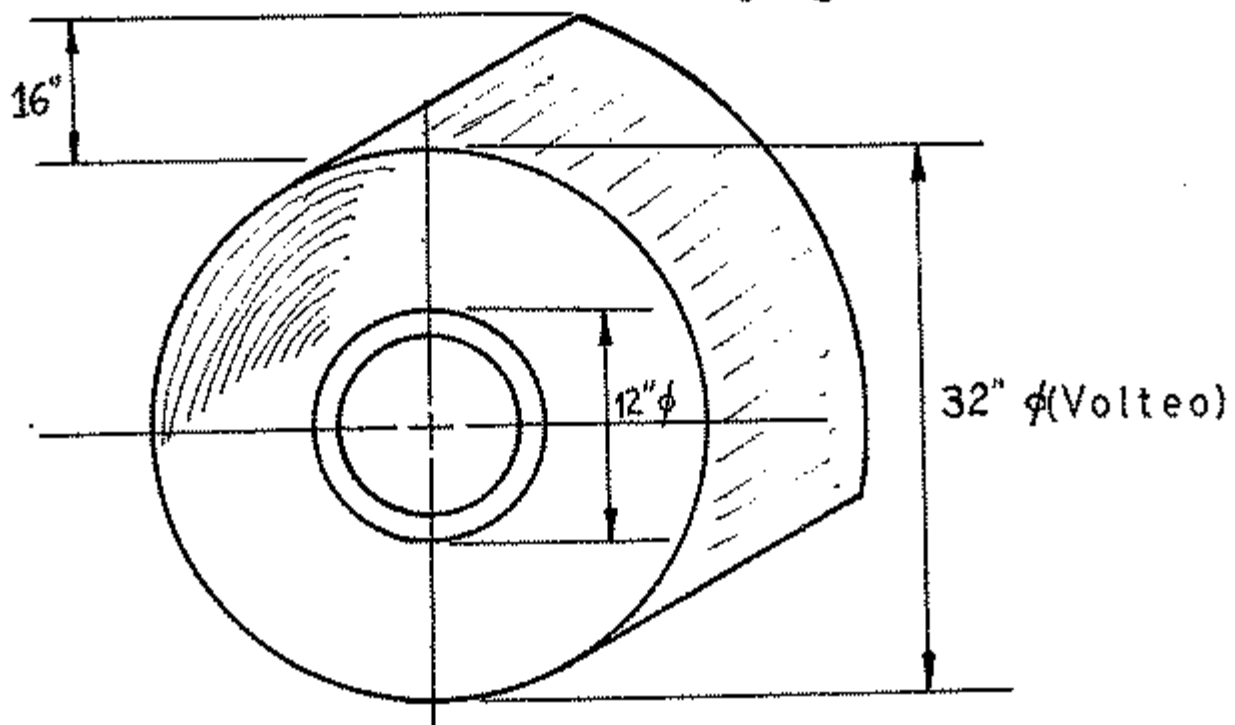


Figura No 10 : Dimensiones de la bobina.

Latón utilizado : $9/16'' \times 12\frac{1}{2}'' \times 120''$.

$$p.e. = 0.138 \text{ Kg/pulg}^3.$$

a.- Volúmen máximo de una bobina de 16 pulgadas de ancho:

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times L .$$

$$V = \frac{\pi}{4} (32^2 - 12^2) \times 16 .$$

$$V = 11,058 \text{ pulgs}^3.$$

$$W = 11,058 \text{ pulg}^3 \times 0.138 \text{ Kg/pulg}^3.$$

$$W = 1,526 \text{ Kgs. (3,357 lbs)}.$$

$$b.- W_{\text{a mover}} = (132 + 62 + 3,357) \text{ lbs.} = 3,551 \text{ lbs.}$$

$$c.- F_{\text{máximo.}} = \mu N = \mu W = 0.20 \times 3,551 \text{ lbs.}$$

$$F_{\text{máx.}} = 710 \text{ lbs.}$$

CARACTERISTICAS DEL CILINDRO ;

Diámetro = 6 pulg.

Carrera = 22 pulg.

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

$$p = \frac{710}{\frac{\pi}{4} (6)^2} = 25.2 \text{ psi.}$$

$$p = 30 \text{ psi (aproximado).}$$

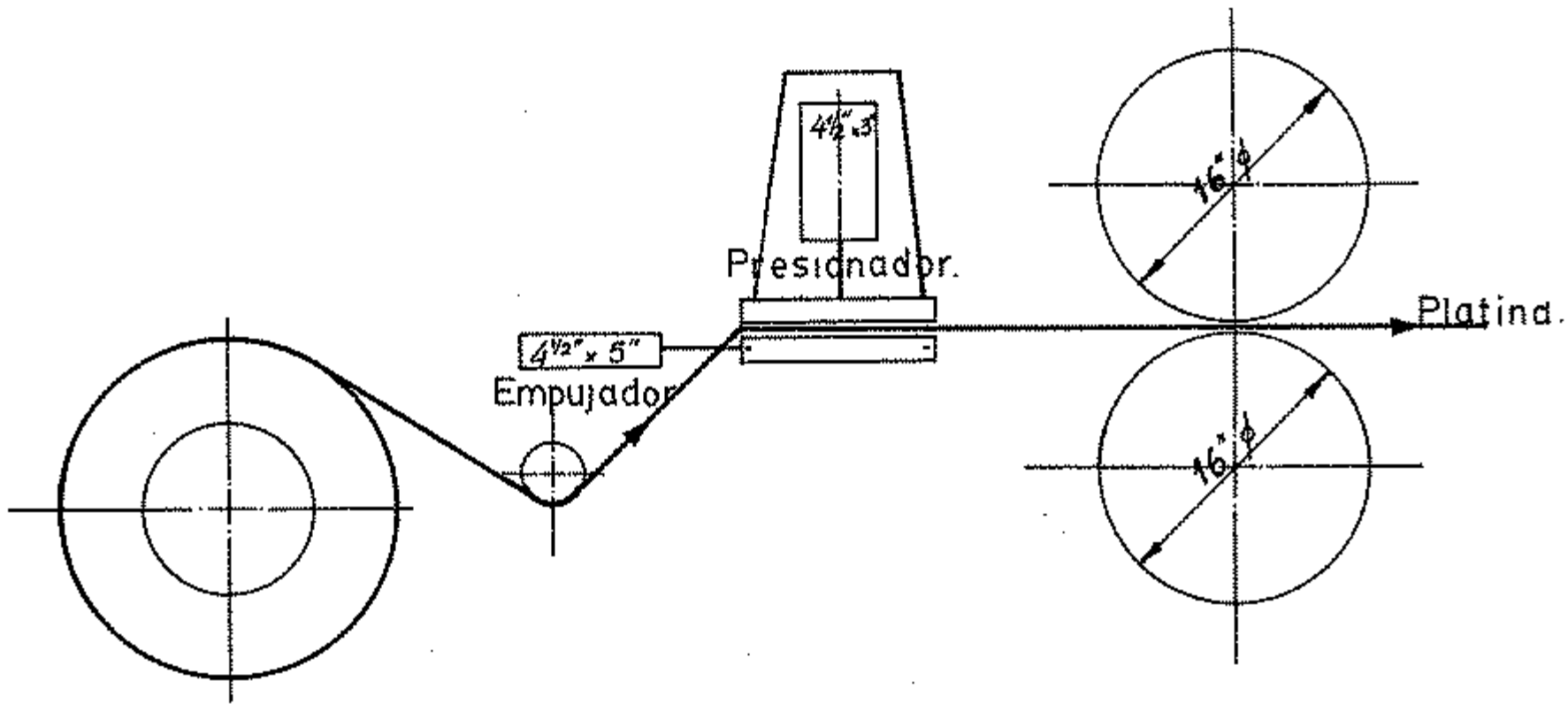


Figura No 11 : Esquema del alimentador de material (empujador y presionador).

$$W_{pl} = 0.138 \frac{\text{Kg}}{\text{pulg}^3} \times 16 \text{ pulg} \times 0.5 \frac{\text{Kg}}{\text{pulg}}$$

$$W_{pl} = 1.104 \frac{\text{kg}}{\text{pulg}}$$

$$W_{pl} = 2.43 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}}$$

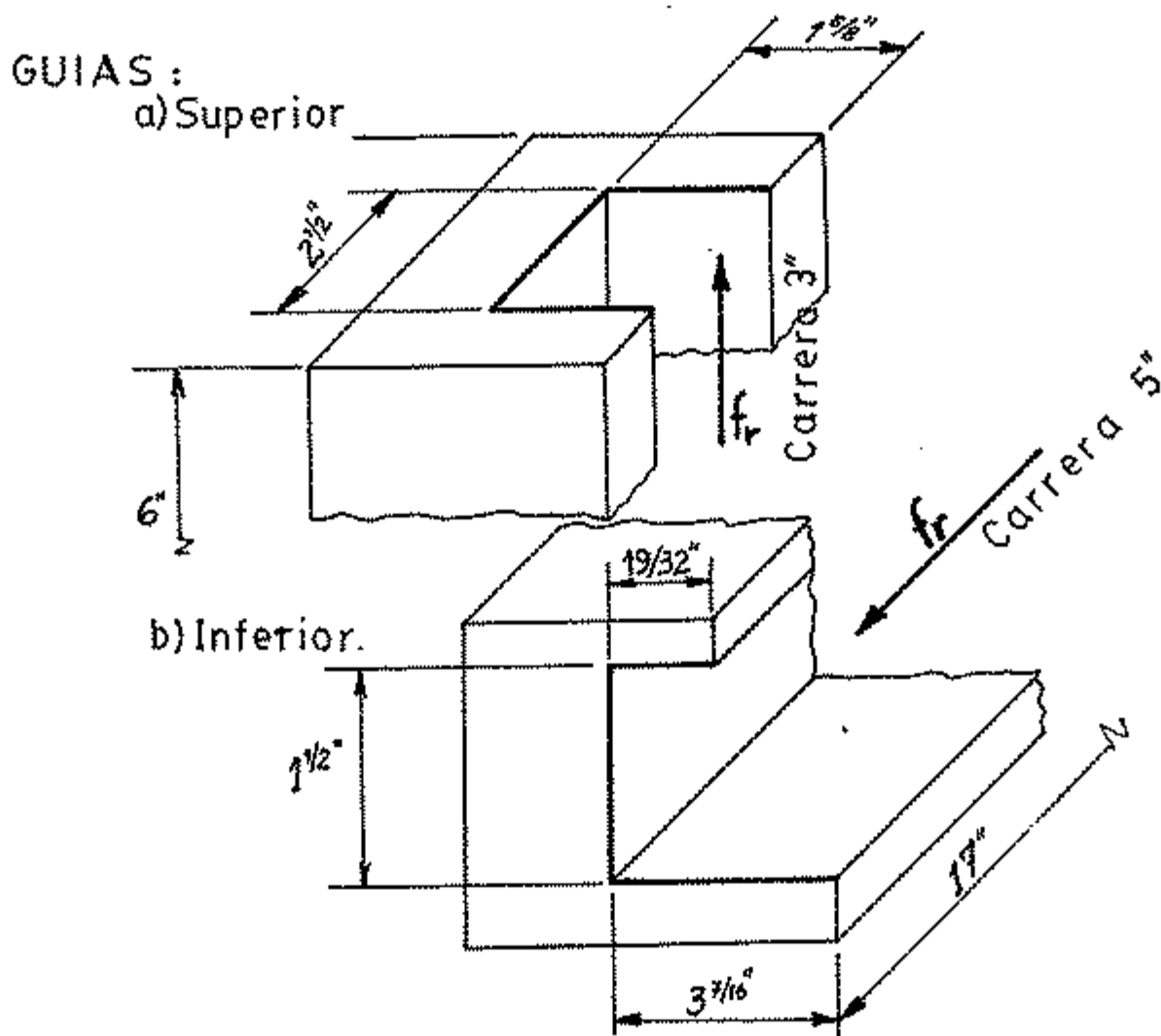


Figura No 12 : Guías de deslizamiento del presionador y emp.

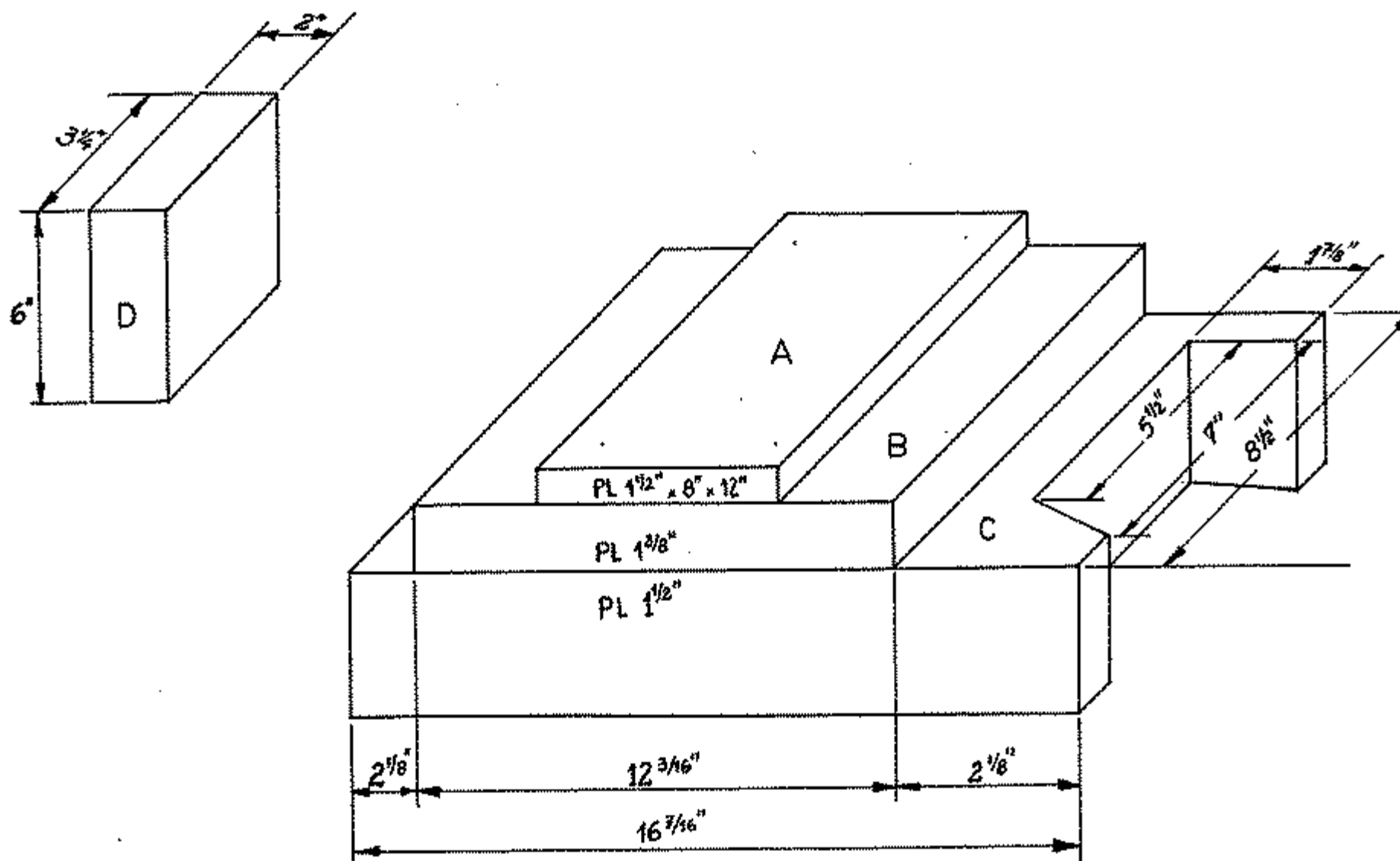


Figura No. 14 : Dispositivo presionador.

$$W_A = 3.7 \text{ Kg.}$$

$$W_B = 18.40 \text{ Kg.}$$

$$W_C = A_C \times 1.5 \times 0.129 \text{ kg.} \quad , \quad A_C = 116.3 \text{ pulg.}$$

$$W_C = 22.50 \text{ Kg.}$$

$$W_D = 9.40 \text{ Kg.}$$

$$W_E = \underline{W_{\text{pistón}}}$$

$$W_{\text{tot}} = 55 \text{ Kg.} + W_{\text{pistón.}}$$

Pistón de 4.5 pulg. de diámetro por 5 pulg. de carrera.

$$\underline{W = 288 \text{ Kg.} + 55 \text{ Kg.} + W_{\text{pistón}}}$$

CONSIDERACIONES :

a.- Las trayectorias mostradas en líneas gruesas, son adoptadas después de haber actuado " F_H " (como mínimo) y será siempre asumida al ser accionados los rodillos laminadores.

b.- Si : $w = 0.138 \text{ Kg/pulg}^3$.

$b = 16 \text{ pulg.}$

$t = \frac{1}{2} \text{ pulg.}$

Por consiguiente :

$w = 2.43 \text{ lbs/pulg.}$

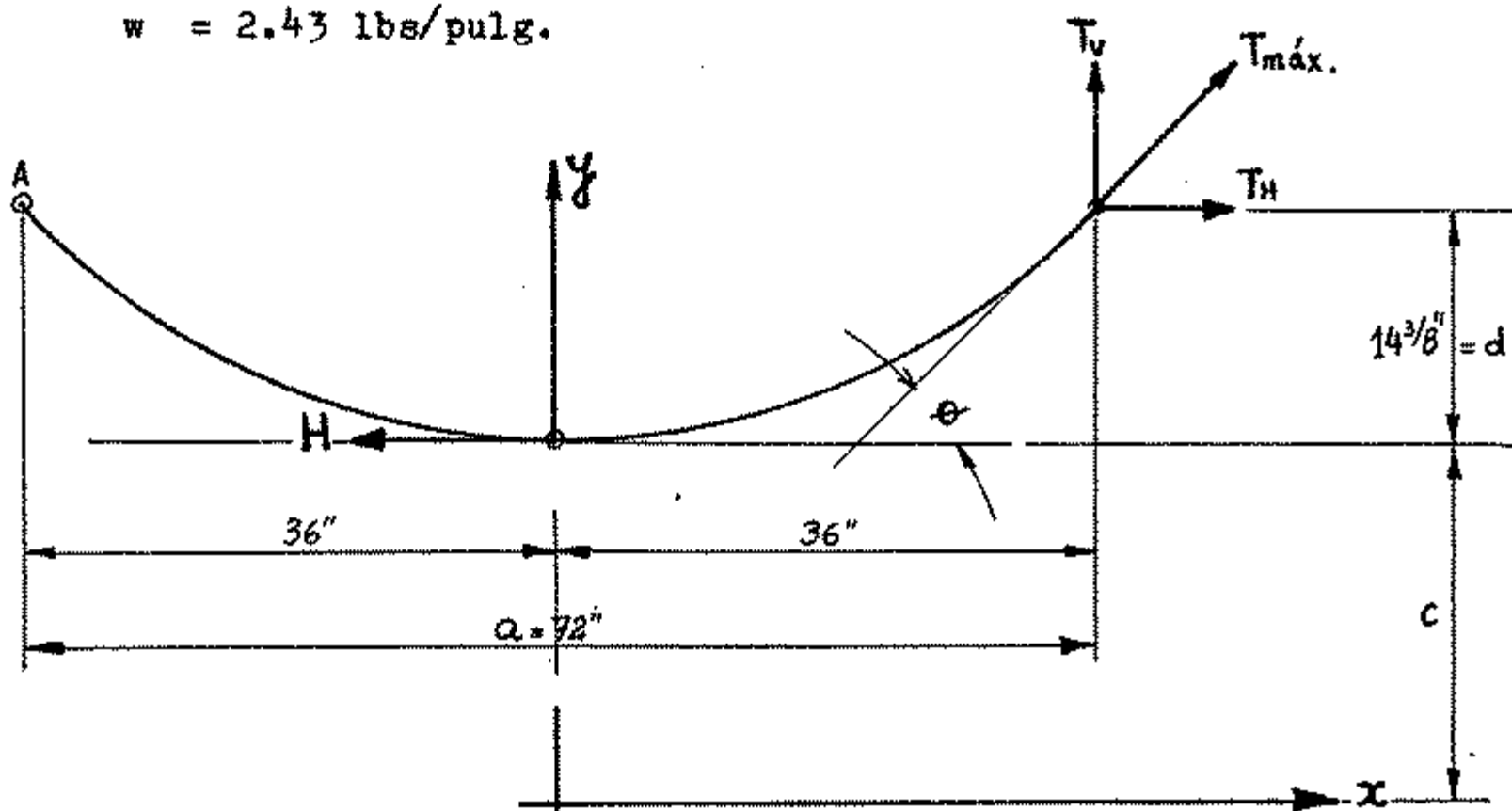


Figura No 15 : Análisis de fuerzas del dispositivo alimentador de placas.

c.- La posición inicial que adopta la platina será de "catenaria", es decir, la debida a su propio peso.

d.- Deberá asumirse una posición tal que la componente vertical de la tensión máxima debida a la catenaria sea mínima y ello ocurrirá cuando la platina pasa lo más cerca al guador.

e.- Tomando como referencia "A" y "B" a la misma altura (no muy alejado de la realidad) tendremos :

Se cumple que :

$$(c + d) = c \cosh \frac{a}{2c} \dots\dots\dots (9)$$

$$T_{\text{máx.}} = w (c + d) \dots\dots\dots (10)$$

$$c = \frac{H}{w} \dots\dots\dots (11)$$

De (9) se tiene : $(c + 14.375) = c \cosh \frac{72}{2xc}$,

mediante tanteos se tiene :

$$c \cong 47.3 \text{ pulg.}$$

Por consiguiente :

$$T_{\text{máx.}} = 2.43 \frac{\text{lbs.}}{\text{pulg}} \times (47.3 + 14.375)$$

$$T_{\text{máx.}} = 150 \text{ lbs.}$$

De (11) se tiene :

$$H = w \times c = 2.43 \frac{\text{lbs.}}{\text{pulg}} \times 47.3 \text{ pulg.}$$

$$H = 115 \text{ lbs.}$$

Pero :

$$H = T \cos \theta$$

$$\cos \theta = \frac{H}{T} = \frac{115}{150} = 0.76666$$

$$\theta = 39.94^\circ$$

Luego :

$$\text{sen } \theta = 0.642$$

Por consiguiente :

$$T_v = T \text{ sen } \alpha .$$

$$T_v = 96.3 \text{ lbs.}$$

f.- Así tenemos que :

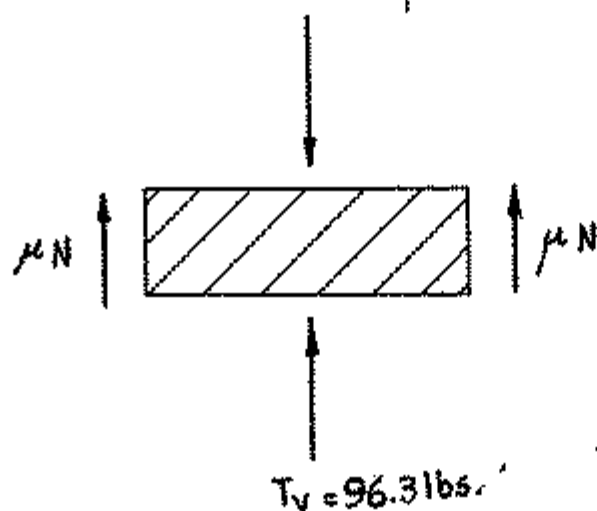
$$f_r = 2\mu \times N = F$$

$$N = (150 - 96.3) = 53.7 \text{ lbs.}$$

Entonces : $F = 2 \times 0.20 \times 53.7 = 21.48 \text{ lbs.}$

$$F = 21.48 \text{ lbs.}$$

$$W_{\text{mesa de presión}} = 150 \text{ lbs.}$$



CARACTERISTICAS DEL CILINDRO :

Diámetro = 4.5 pulg.

carrera = 3 pulg.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{21.48}{\frac{\pi (4.5)^2}{4}} = 1.35 \text{ psi.}$$

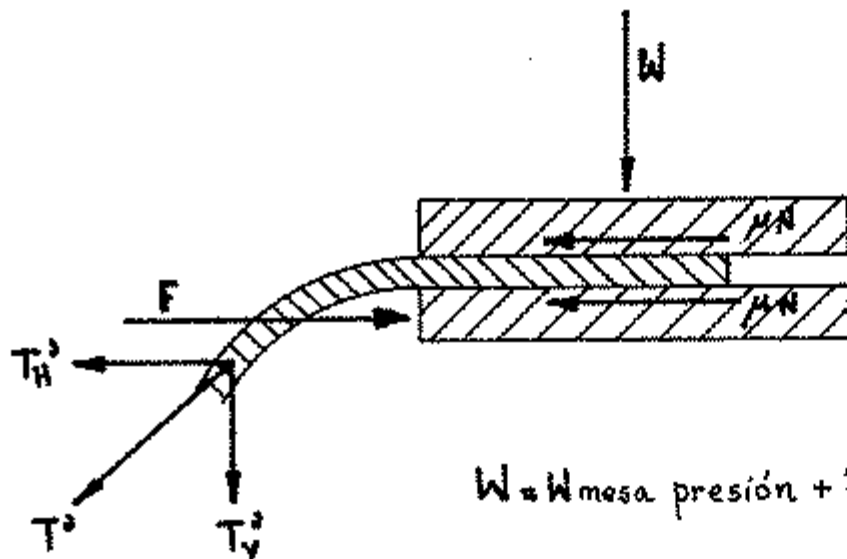
$p = 2 \text{ psi (redondeado).}$

$$\text{Finalmente : } Q = 0.000455 \times 4.5^2 \times 3 \left(\frac{2 + 14.7}{14.7} \right)$$

$$Q = 0.0314 \text{ Pies}^3/\text{min.}$$

Para una operación por minuto.

g.- Para el caso del pistón horizontal (transportador) tenemos:



$$W = W_{\text{mesa presión}} + W_{\text{mesa empuje}} + F = 848.8 \text{ lbs.}$$

$$F - T_H' = 2\mu N = 2 (W + T_V')$$

$$F = T_H' + 2\mu (W + T_V')$$

h.- Para las condiciones mostradas tenemos :

$$F = 115 + 2 \times 0.20 (848.8 + 96.3)$$

$$F = 493 \text{ lbs.}$$

CONDICIONES DEL CILINDRO ;

Diámetro = 4.5 pulg.

Carrera = 5 pulg.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{493}{\frac{\pi}{4} (4.5)^2} = 31 \text{ psi}$$

$$p = 35 \text{ psi (redondeado).}$$

i.- Verificando para la otra condición extrema, cuando la platina

roza el suelo :

$$a = 72 \text{ pulg.}$$

$$d = 38.375 \text{ pulg.}$$

Por consiguiente : $c + d = c \cosh \frac{a}{2xc}$

$$c + 38.375 = c \cosh \frac{72}{2 \times c}$$

$$c \cong 21.305 \text{ pulg.}$$

$$T_{\text{máx}} = 2.43 \frac{\text{lbs.}}{\text{pulg}} (21.305 + 38.375)$$

$$T_{\text{máx}} = 145 \text{ lbs.}$$

$$H = w \times c = 2.43 \frac{\text{lbs.}}{\text{pulg}} \times 21.305 \text{ pulg.}$$

$$H = 51.77 \text{ lbs.}$$

Pero : $H = T \cos \theta$.

$$\cos \theta = \frac{H}{T} = \frac{51.77}{145.00} = 0.357$$

Luego :

$$\text{sen } \theta = 0.934$$

$$T_V = T \text{ sen } \theta = 145 \times 0.934$$

$$T_V = 135.43 \text{ lbs.}$$

Comprobando para el pistón vertical :

$$f_r = 2 \mu N = F$$

$$N = (150 - 119) = 31 \text{ lbs.}$$

$$F = 2 \times 0.20 \times 31$$

$$F = 12.4 \text{ lbs.}$$

Luego :

$$W = W_{\text{mesa presión}} + W_{\text{mesa empuje}} + F$$

$$W = 132 + 698 + 12.4$$

$$W = 842.4 \text{ lbs.}$$

Osea :

$$F = T_H + 2\mu (W + T_V)$$

$$F = 51.77 + 2 \times 0.20 (842.4 + 135.43)$$

$$F = 442.9 \text{ lbs.}$$

Finalmente :

$$p = \frac{F}{A} = \frac{442.9}{\frac{\pi (4.5)^2}{4}} = 27.85 \text{ psi.}$$

$$p = 30 \text{ psi (redondeado).}$$

Por consiguiente con :

$$\text{Diámetro} = 4.5 \text{ pulg.}$$

$$\text{Carrera} = 5 \text{ pulg.}$$

$$\text{Presión} = 35 \text{ psi.}$$

$$Q = 0.000455 \times D^2 \times L \left(\frac{p + 14.7}{14.7} \right)$$

$$Q = 0.000455 \times 4.5^2 \times 5 \left(\frac{35 + 14.7}{14.7} \right)$$

$$\underline{Q = 0.156 \text{ pies}^3/\text{min.}}$$

Para una operación por minuto del transportador (alimentador de material).

4.4.- CALCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA ACCIONAR EL MECANISMO DE

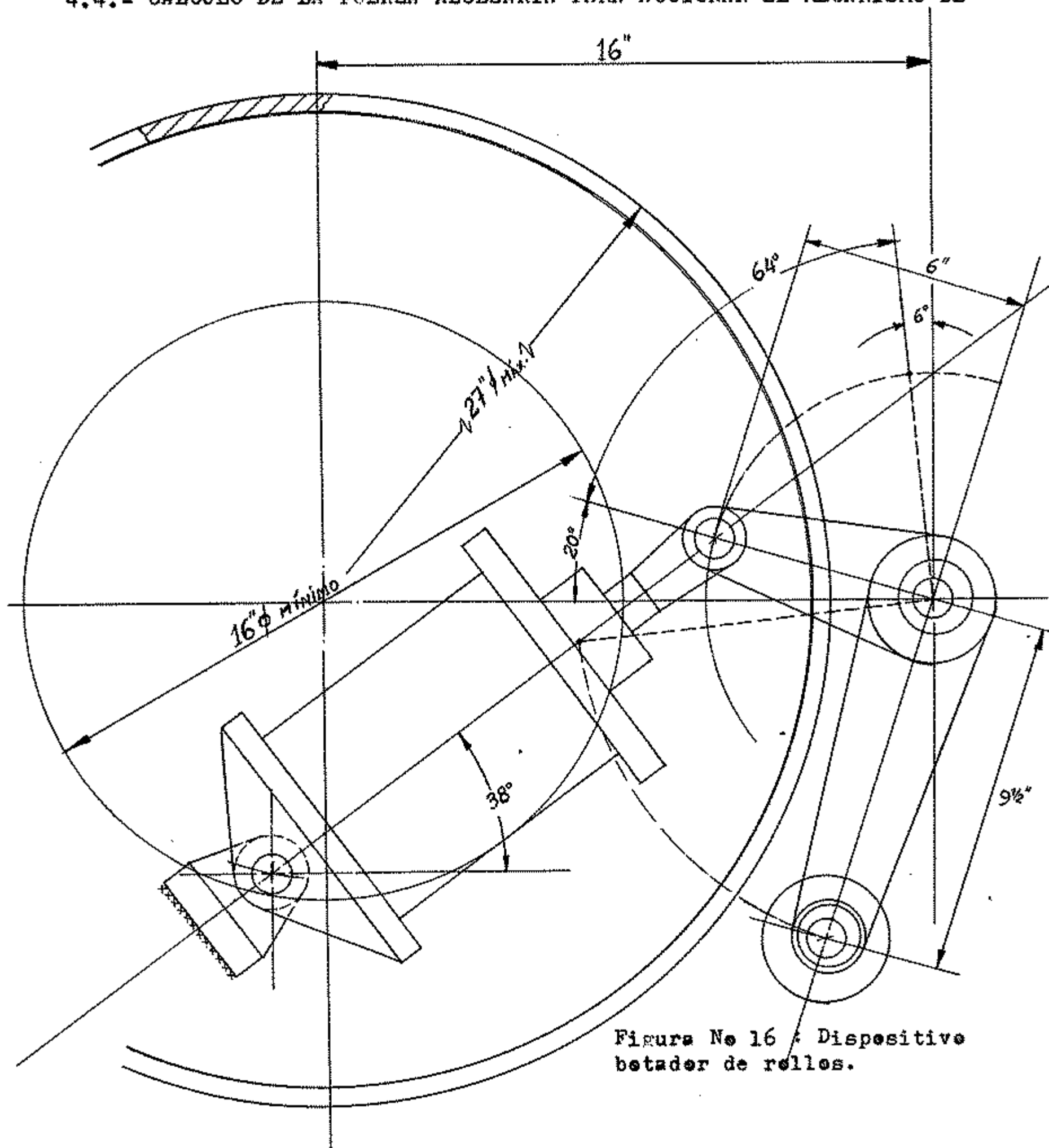


Figura No 16 : Dispositivo betador de rollos.

ROLADO DE LAMINAS Y EXPULSOR DE ROLLOS , Y EL CONSUMO DE AIRE POR PISTON.

Ancho máximo de la platina = 16 pulg.

Espesor máximo (inicial) = 0.5 pulg.

$$W_{\text{rolado}} = \frac{\pi}{4} (27^2 - 16^2) \times 16 \times 0.138 = 820 \text{ Kg. (1,805 lbs).}$$

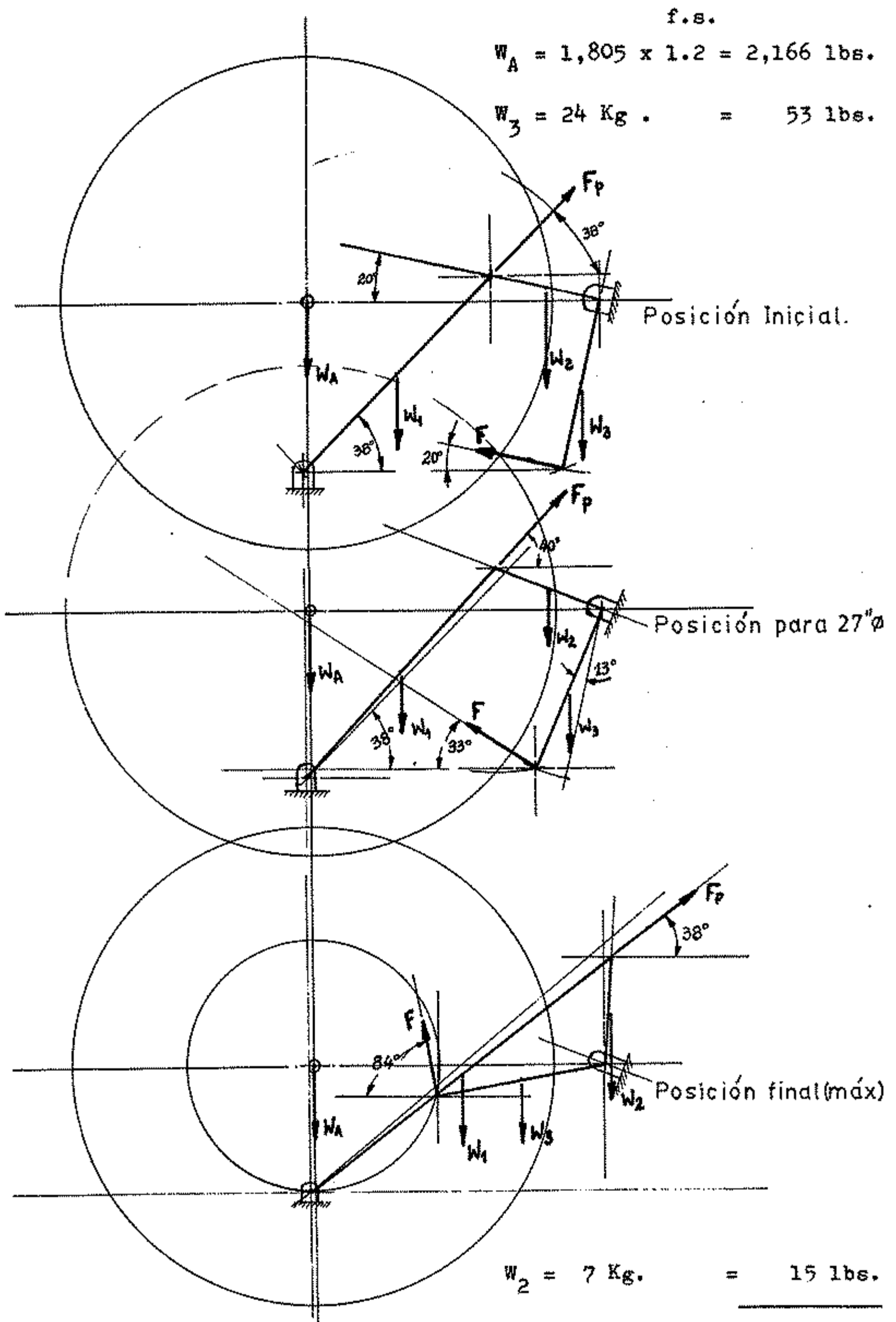


Figura No 17 : Fuerzas para distintas posiciones del brazo betador de rollos.

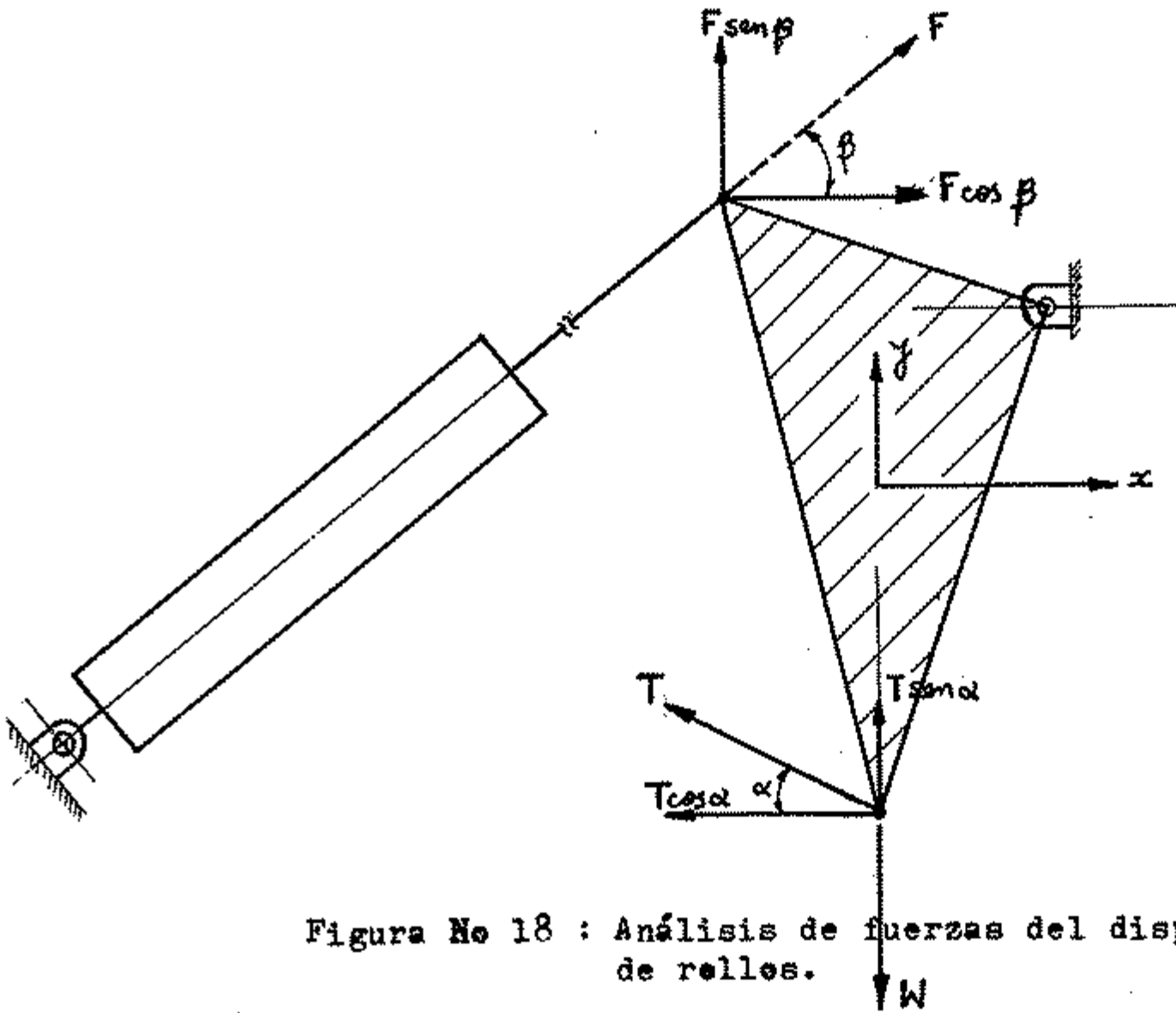


Figura No 18 : Análisis de fuerzas del dispositivo batador de rollos.

ANALISIS PARA EL EXPULSOR DE ROLLOS :

$$\Sigma F_x = 0 , F \cos \beta - T \cos \alpha = 0$$

$$T = \frac{F \cos \beta}{\cos \alpha} \dots\dots\dots (12)$$

$$F_y = 0 , T \sen \alpha - W + F \sen \beta = 0$$

$$T = \frac{W - F \sen \beta}{\sen \alpha} \dots\dots\dots (13)$$

Igualando (12) y (13) :

$$\frac{F \cos \beta}{\cos \alpha} = \frac{W - F \sen \beta}{\sen \alpha}$$

$$\frac{F \cos \beta \times \operatorname{sen} \alpha}{\cos \alpha} = W - F \operatorname{sen} \alpha.$$

$$F \left(\frac{\cos \beta \cdot \operatorname{sen} \alpha}{\cos \alpha} + \operatorname{sen} \beta \right) = W$$

$$F = \frac{W}{(\cos \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{sen} \beta)}$$

TABLA No 6 : Variación de la fuerza del betader de rellos en función del ángulo recorrido.

	α	β	W(lbs)	F(lbs)
Posición inicial	38°	20°	2,234	2,076
Posición 27" ϕ	40°	33°	2,234	1,790
Posición final	38°	84°	2,234	2,076

CARACTERISTICAS DEL CILINDRO :

Diámetro = 6 pulg.

Carrera = 6 pulg.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{2,076}{\frac{\pi (6)^2}{4}} = 73.4 \text{ psi.}$$

$$p = 80 \text{ psi (redondeado)}$$

De tablas : $p = 80 \text{ psi}$

$D = 6 \text{ pulg.}$

$$Q = 0.105 \frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \times 6 \text{ pulg.}$$

$$Q = 0.630 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Para una operación por minuto del expulsor de anillos rolados.

ANALISIS PARA EL LEVANTADOR DE ROLAS .-

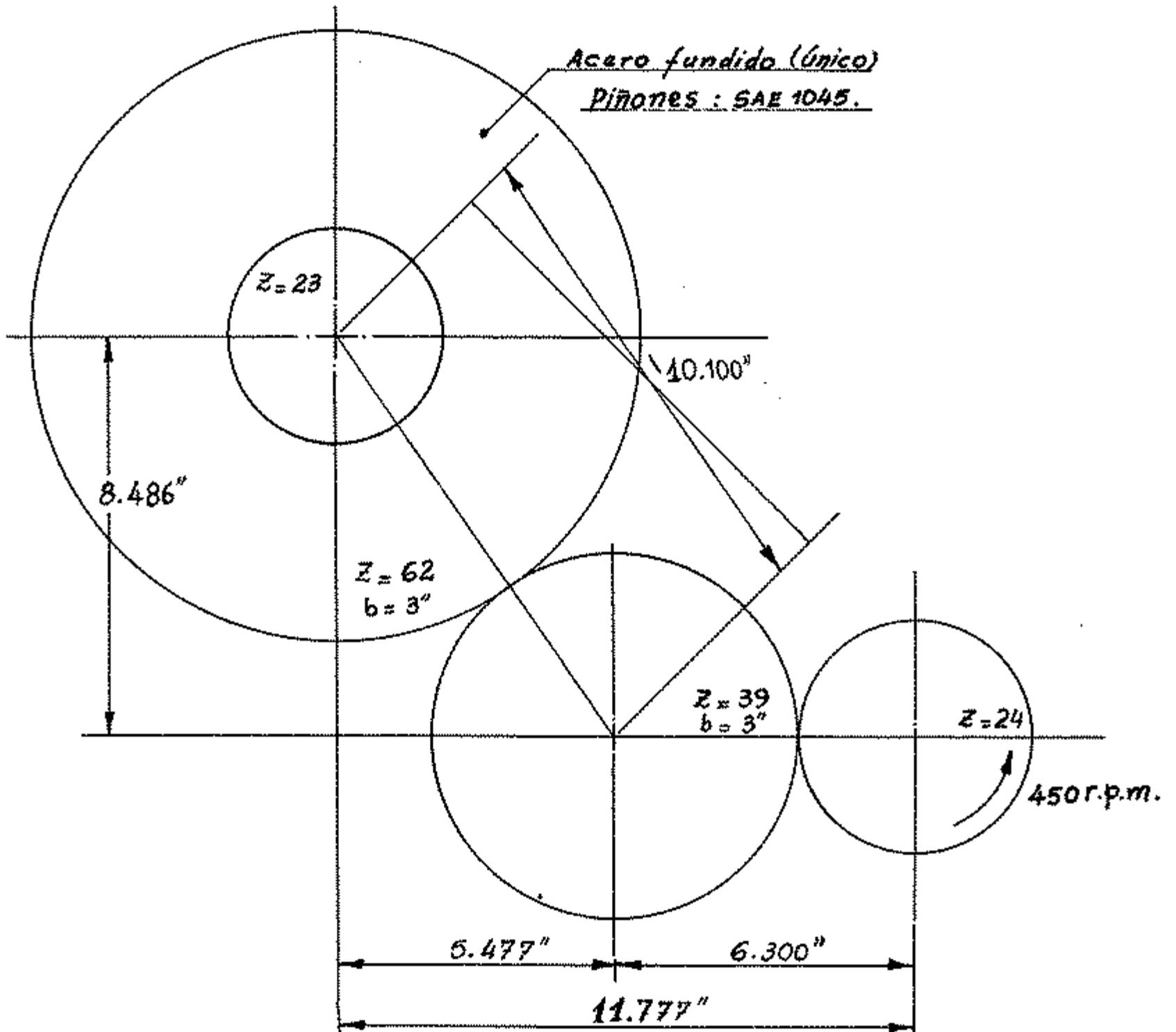


Figura No 19 : Disposición de piñones de transmisión del levantador de rolas.

$$w_{\text{entrada}} = 450 \text{ r.p.m.} = w_{24}$$

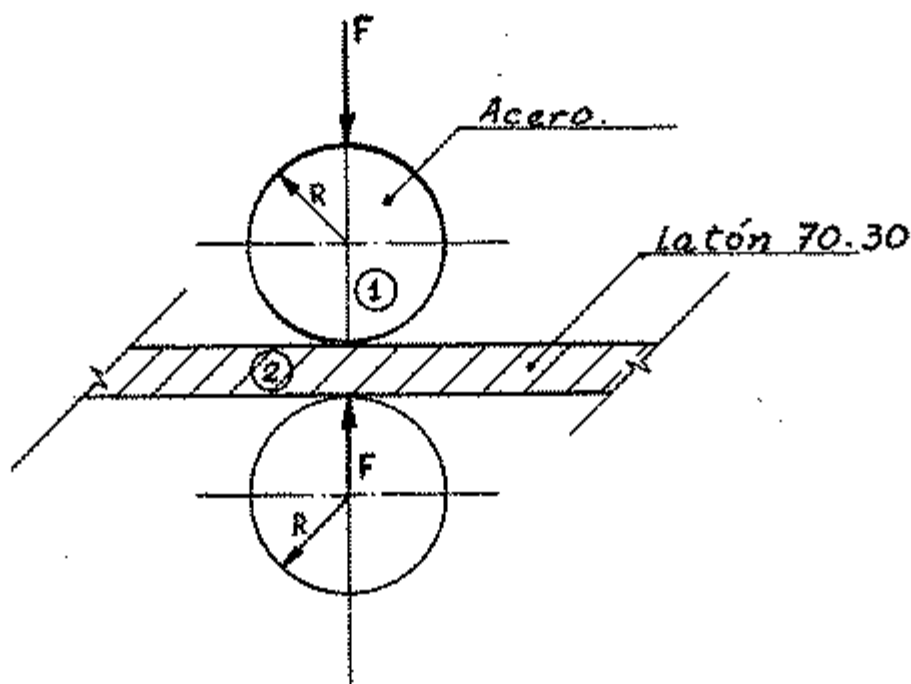
$$w_{39} = 450 \times 24/39$$

$$w_{62} = 450 \times 24/62$$

$$w_{23} = w_{62} = 450 \times 24/62.$$

$$\eta_{\text{tren}} = 0.98 \text{ (por reducción).}$$

a.- Para el contacto entre un cilindro y una superficie plana, tenemos :



$$P_{\text{máx.}} = \sqrt{\frac{F}{\pi \times l \times R \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Si tenemos que :

$$D = 4.5 \text{ pulg. } , R = 2.25 \text{ pulg.}$$

$$l = 20 \text{ pulg.}$$

$$\mu_1 = 0.292 \quad , \quad E_1 = 30 \times 10^6 \text{ psi (acero SAE 1025).}$$

$$\mu_2 = 0.350 \quad , \quad E_2 = 15 \times 10^6 \text{ psi (latón 70/30).}$$

Reemplazando valores :

$$P_{\text{máx.}} = \sqrt{\frac{F}{\pi \times 20 \times 2.25 \left(\frac{1 - 0.292^2}{30 \times 10^6} + \frac{1 - 0.350^2}{15 \times 10^6} \right)}}$$

$$P_{\text{máx.}} = \sqrt{\frac{F}{\pi \times 20 \times 2.25 (3.049 \times 10^{-8} + 5.850 \times 10^{-8})}}$$

$$P_{\text{máx.}} = \sqrt{79,486 F} = 282 \sqrt{F} .$$

$$P_{\text{máx.}} = 282 \sqrt{F} = \text{esfuerzo de compresión máximo ..(14)}$$

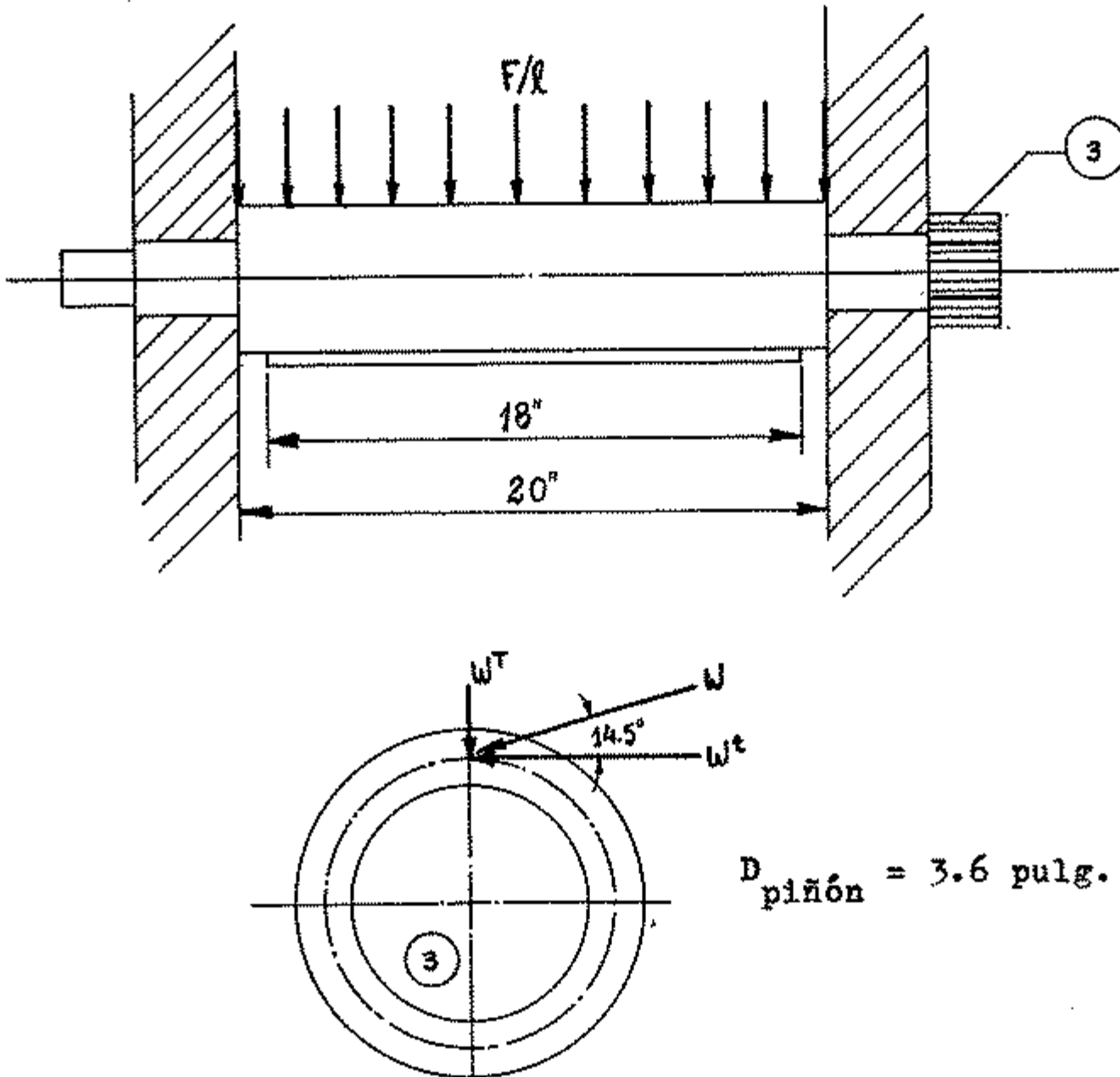


Figura No. 20 : Fuerzas que actúan en un engranaje.

b.- La mínima velocidad angular a la entrada es la que dá lugar al mayor torque, luego :

$$v = 450 \text{ r.p.m.} \times \frac{24}{62} \times \frac{23}{18} \times \frac{3.60}{2} \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} \times 2 \pi .$$

$$v = 210 \text{ pies/min.}$$

c.- El rodillo superior "3" trasmite el torque a través del piñón de 18 dientes, recto, 14.5° de ángulo de presión, módulo 5.0

$$F = W^t = \frac{33,000 \text{ HP}}{v \text{ (pie/min)}} \dots\dots\dots(15)$$

$$W = \frac{W^t}{\cos 14.5^\circ} \dots \dots \dots (16)$$

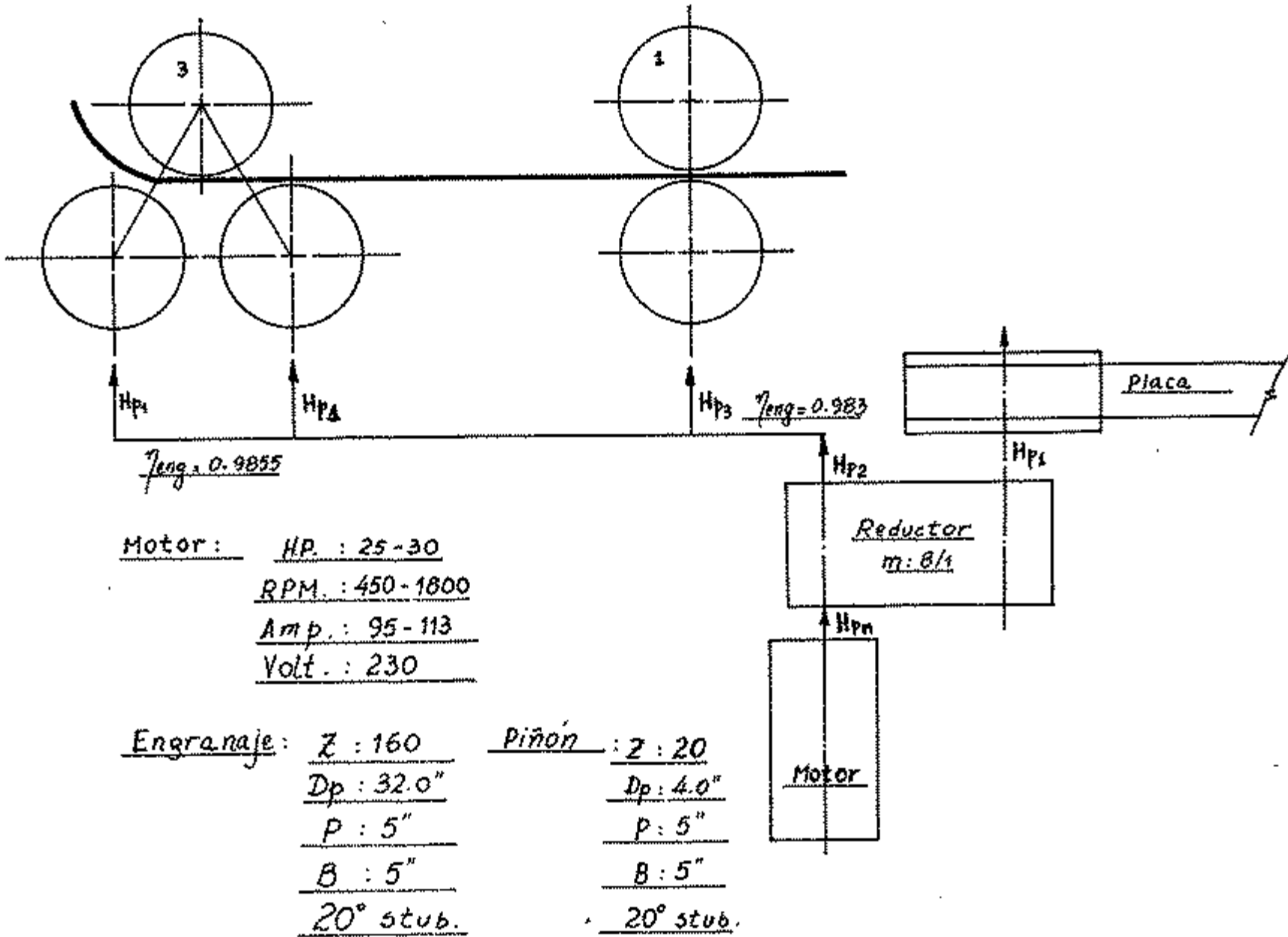


Figura No 21 : Relación de transmisión del enrollador tipe rela.

d.- De la máxima potencia HP que puede entregar el motor, no toda ésta es entregada a efectos del rolado.

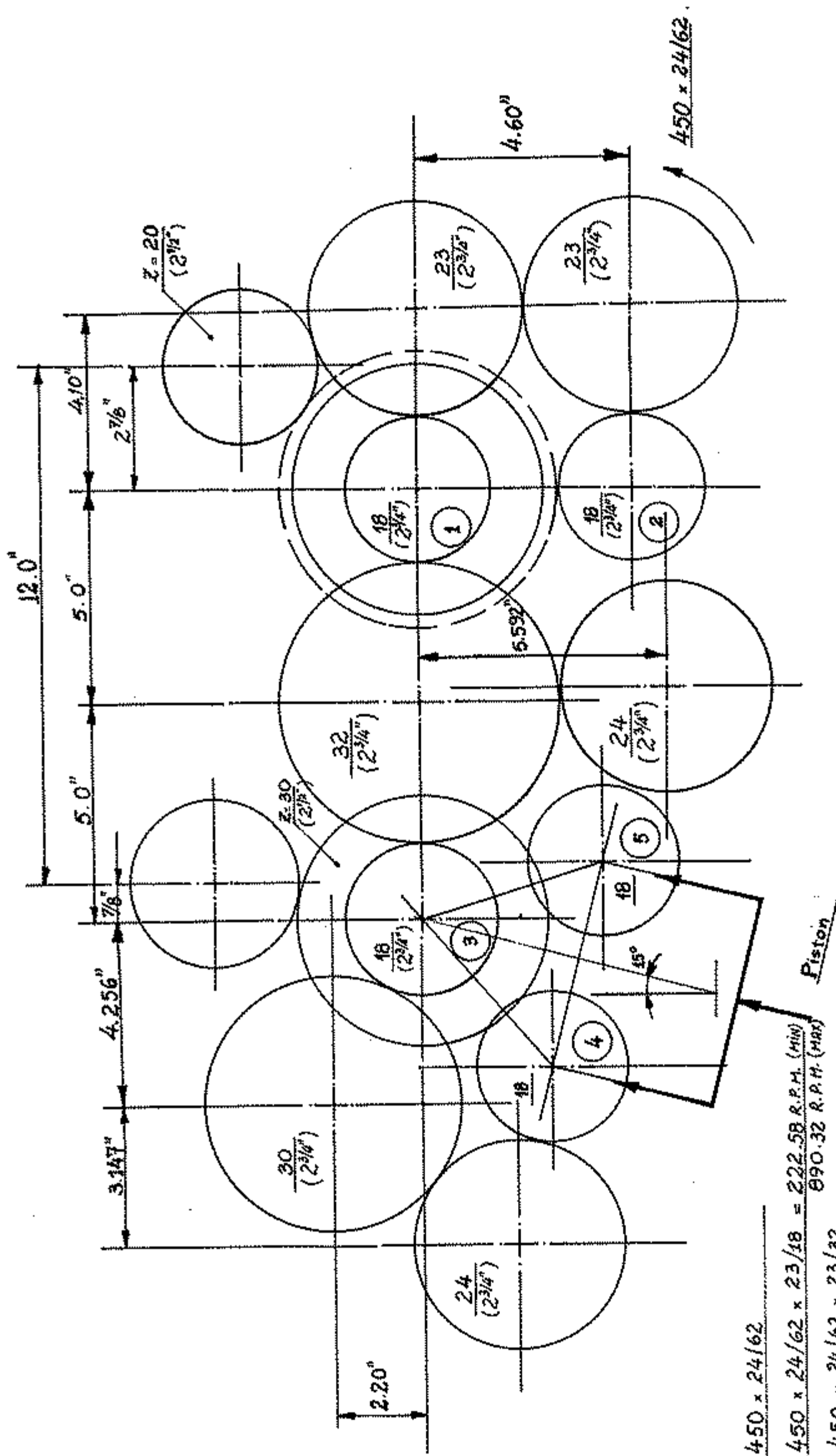
$$HP_{\text{motor}} = 30 \text{ (incluido un factor de seguridad).}$$

e.- El pistón dará lugar a la presión de rolado de los rodillos 4 y 5 , y vencer el peso de los soportes reguladores de apertura de los rodillos y presionador.

$$\text{De (14) : } p_{\text{máx.}} = \sigma_{\text{comp}} = 282 \sqrt{F} .$$

Para acero SAE 1025, laminado en caliente : $S_{ut} = 58 \text{ Kpsi.}$

$$S_y = 32 \text{ Kpsi.}$$



$W_{23} = 450 \times 24/62$

$W_{18} = 450 \times 24/62 \times 23/18 = 222.58 \text{ R.P.M. (MIN)}$
 $890.32 \text{ R.P.M. (MAX)}$

$W_{32} = 450 \times 24/62 \times 23/32$

$W_{24} = 450 \times 23/62$

$W_{30} = 450 \times 24/62 \times 23/30$

①-② = Rodillos de arrastre.

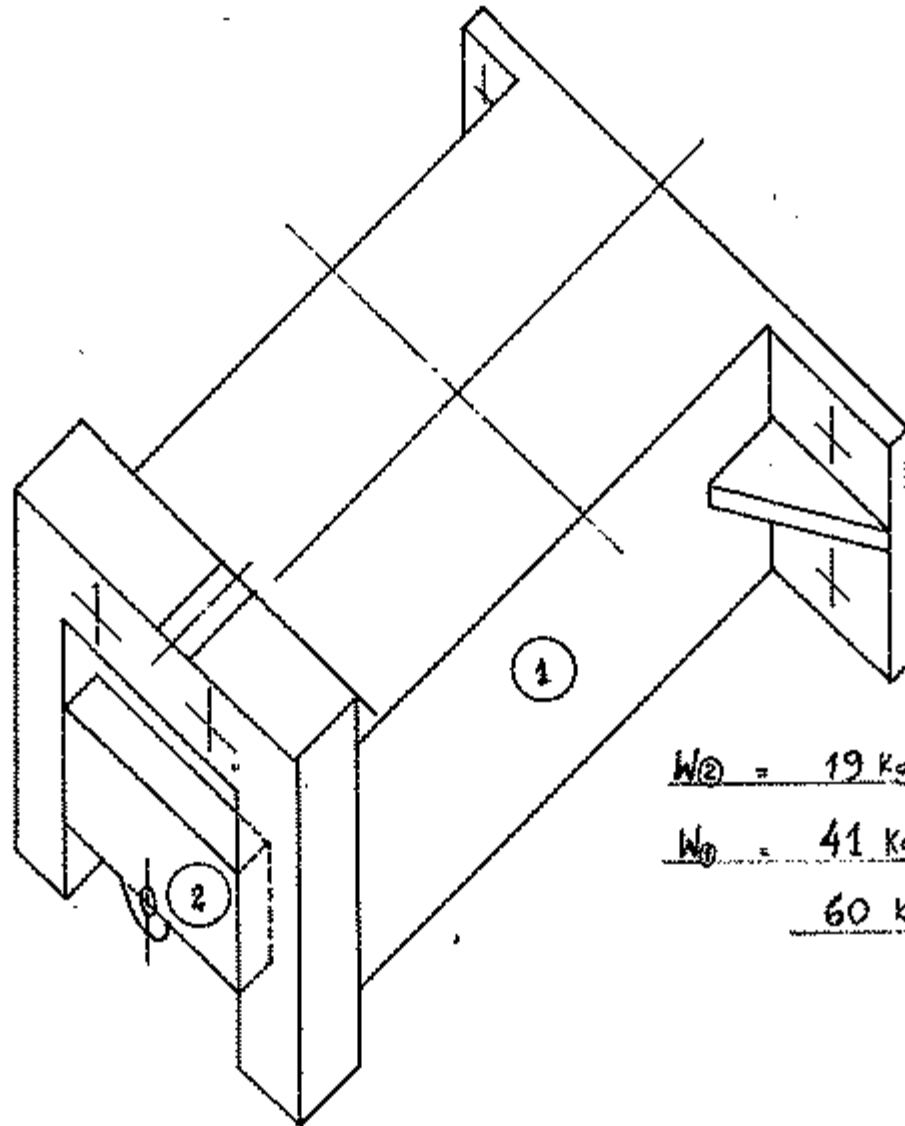
③-④-⑤ = disposición piramidal de rodillos.

FIGURA N° 22 : Disposición de los rodillos del enrollador tipo rola.

$$\sigma_{\text{tensión}} = \sigma_{\text{comp.}} = \frac{S_{ut}}{N}$$

N = factor de seguridad adoptado = a x b c .

$$a = \frac{S_{ut}}{S_y} = \frac{58}{32} = 1.81 .$$



$$W_2 = 19 \text{ Kgs.}$$

$$W_0 = 41 \text{ Kgs.}$$

$$60 \text{ Kgs} = 132 \text{ lbs.}$$

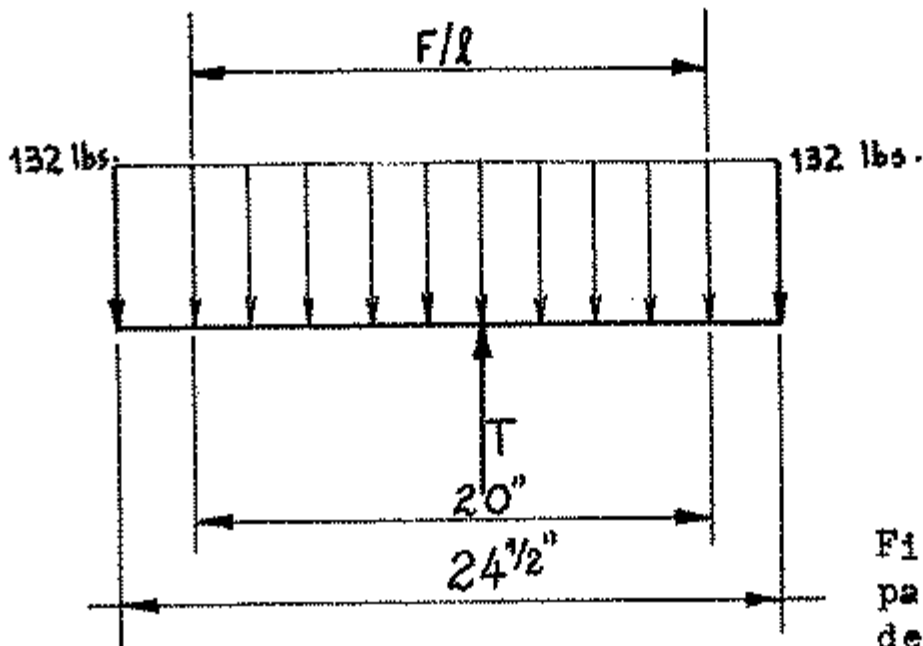


Figura No 23 : Dispositivo para regular la abertura del enrollador tipo rela.

b = carga aplicada bruscamente = 2 .

c = materiales dúctiles = 1.5

Por consiguiente : $N = 5.43$

Luego :
$$\sigma_c = \frac{58,000 \text{ psi}}{5.43} = 10,700 \text{ psi.}$$

$$10,700 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} = 282 \sqrt{F} .$$

$$F = \frac{10,700}{282} = (37.94)^2$$

$$F = 1440 \text{ lbs.}$$

Finalmente : $T = F + 2 (132) = 1,440 + 264 .$

$$T = 1,704 \text{ lbs.}$$

CARACTERISTICAS DEL CILINDRO ;

$$\text{Diámetro} = 4.5 \text{ pulg.}$$

$$\text{Carrera} = 1.5 \text{ pulg.}$$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{1,704}{\frac{\pi (4.5)^2}{4}} = 107 \text{ psi}$$

De tablas para : $p = 110 \text{ psi}$ (redondeado).

$$D = 4.5 \text{ pulg.}$$

$$Q = 0.078 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \times \frac{1}{\text{pulg.}}$$

Por consiguiente:

$$Q = 0.078 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \times \frac{1}{\text{pulg.}} \times 1.5 \text{ pulg.}$$

$$\underline{Q = 0.117 \text{ pies}^3/\text{min.}}$$

Para una operación por minuto del levantador de rolas.

4.5.- CALCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA ACCIONAR EL MECANISMO RECI-
BIDOR Y VOLTEADOR DE ROLLOS Y SU CONSUMO DE AIRE POR PISTON .

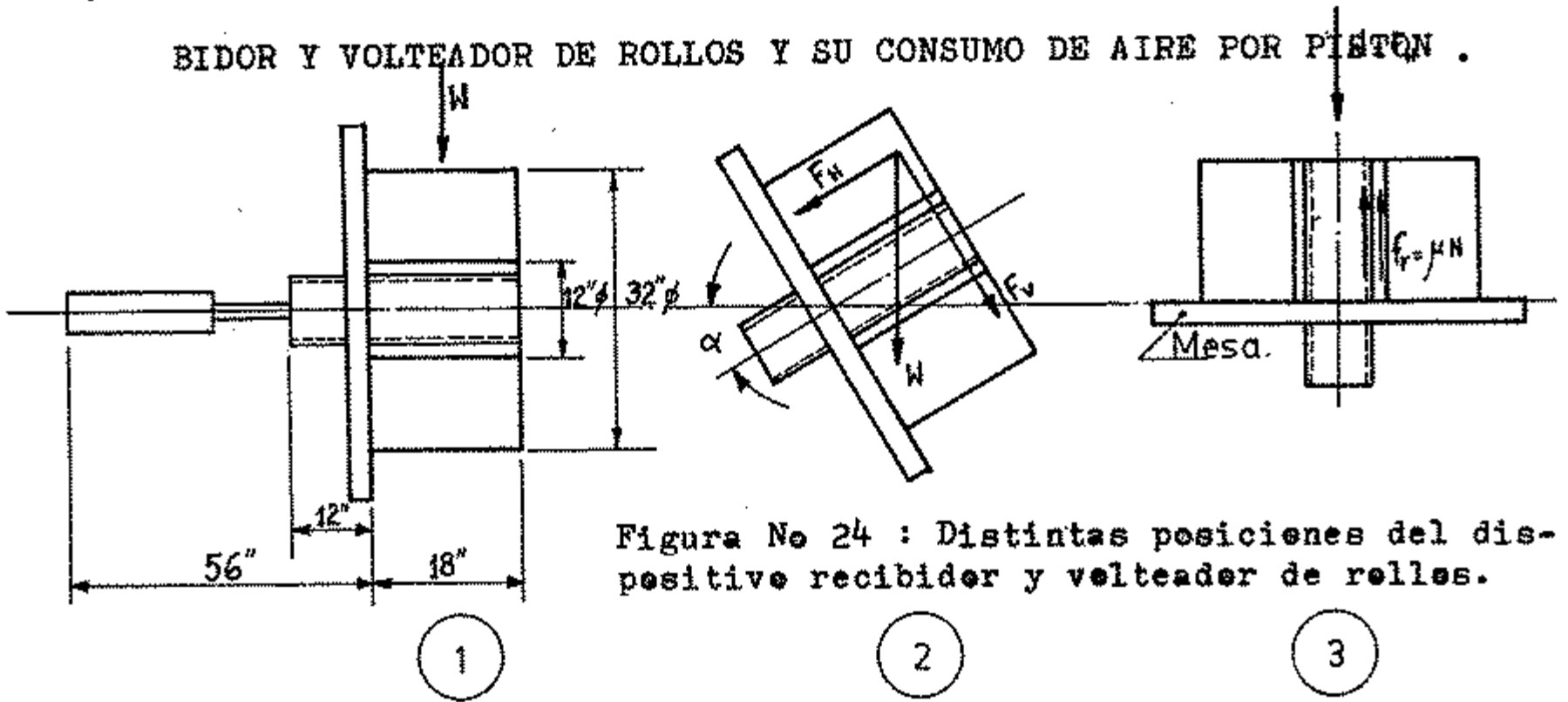


Figura No 24 : Distintas posiciones del dis-
positivo recibier y volteador de rollos.

El pistón se extiende sin carga.

CONSIDERACIONES PARA EL RECIBIDOR DE ROLLOS :

a.-En el caso "1" sea la carga concentrada W o la carga real que es uniformemente distribuida $\frac{W}{L}$, éstas solo crean un momento torsor en el eje hueco.

En el caso "2" si bien se crea una fuerza axial F_H igual a $W \text{ sen}\alpha$, ésta no tiene la posibilidad de retraer el cilindro ya que la reacción la efectúa la mesa.

En el caso "3" la mesa reacciona a la carga $F_H = W$.

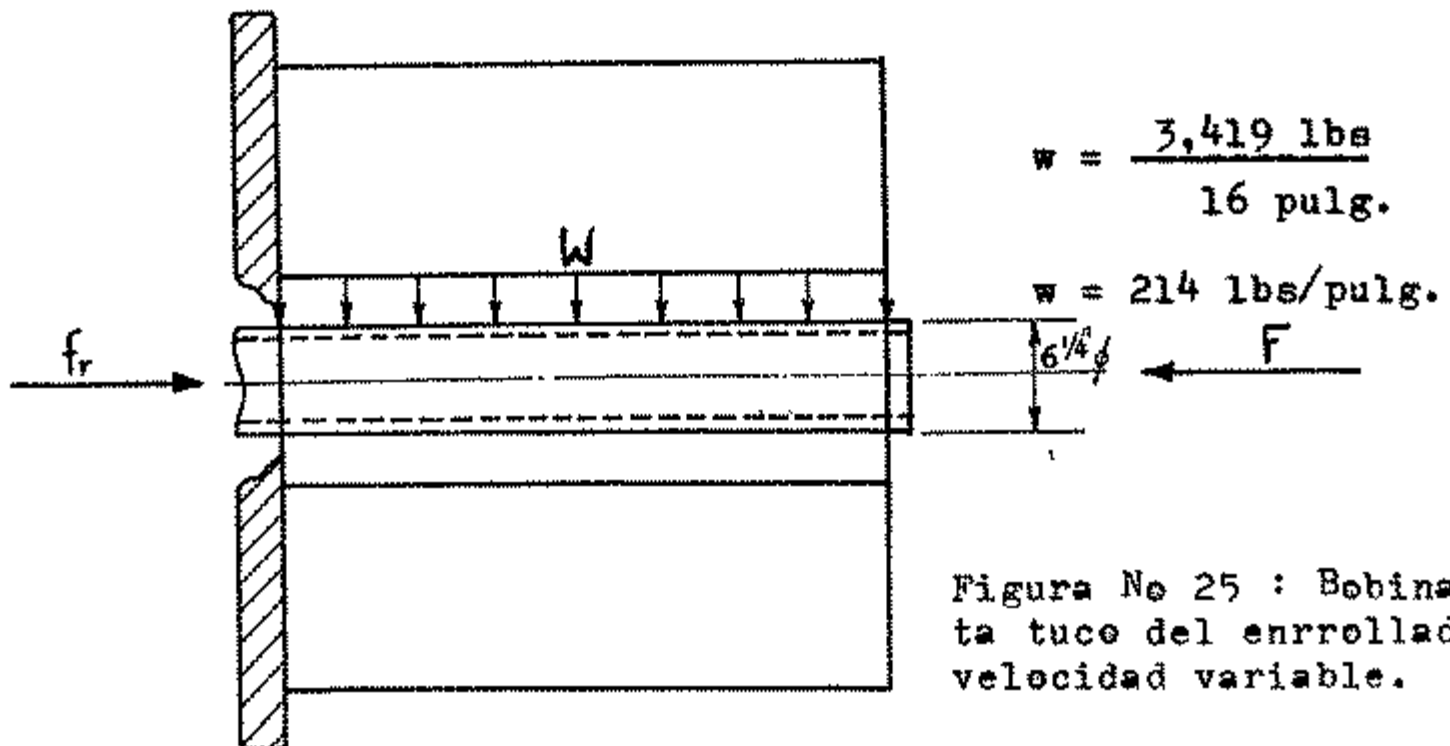


Figura No 25 : Bobina y per-
ta tuce del enrollador de
velocidad variable.

b.- Al regresar (retraerse) el pistón debe vencer una fuerza de rozamiento entre el eje hueco y el tuco de aluminio " f_r ".

c.- $F = f_r = \mu N$.

$$N = W$$

Por consiguiente : $F = \mu W$

" μ " metal con metal = 0.20 (para superficies secas).

$$F = 0.20 \times 3,419 = 684 \text{ lbs.}$$

CARACTERISTICAS DEL CILINDRO:

Diámetro = 3 pulg.

Carrera = 18 pulg.

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

$$p = \frac{684}{\frac{\pi (3)^2}{4}} = 96.8 \text{ psi}$$

De tablas para : $p = 100 \text{ psi}$ (redondeado).

$D = 3 \text{ pulg.}$

$$Q = 0.032 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \times \frac{1}{\text{pulg.}}$$

Finalmente :

$$Q = 0.032 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \times \frac{1}{\text{pulg.}} \times 18 \text{ pulg.}$$

$$\underline{Q = 0.576 \text{ pies}^3/\text{min.}}$$

Para una operación por minuto del receptor de rollos.

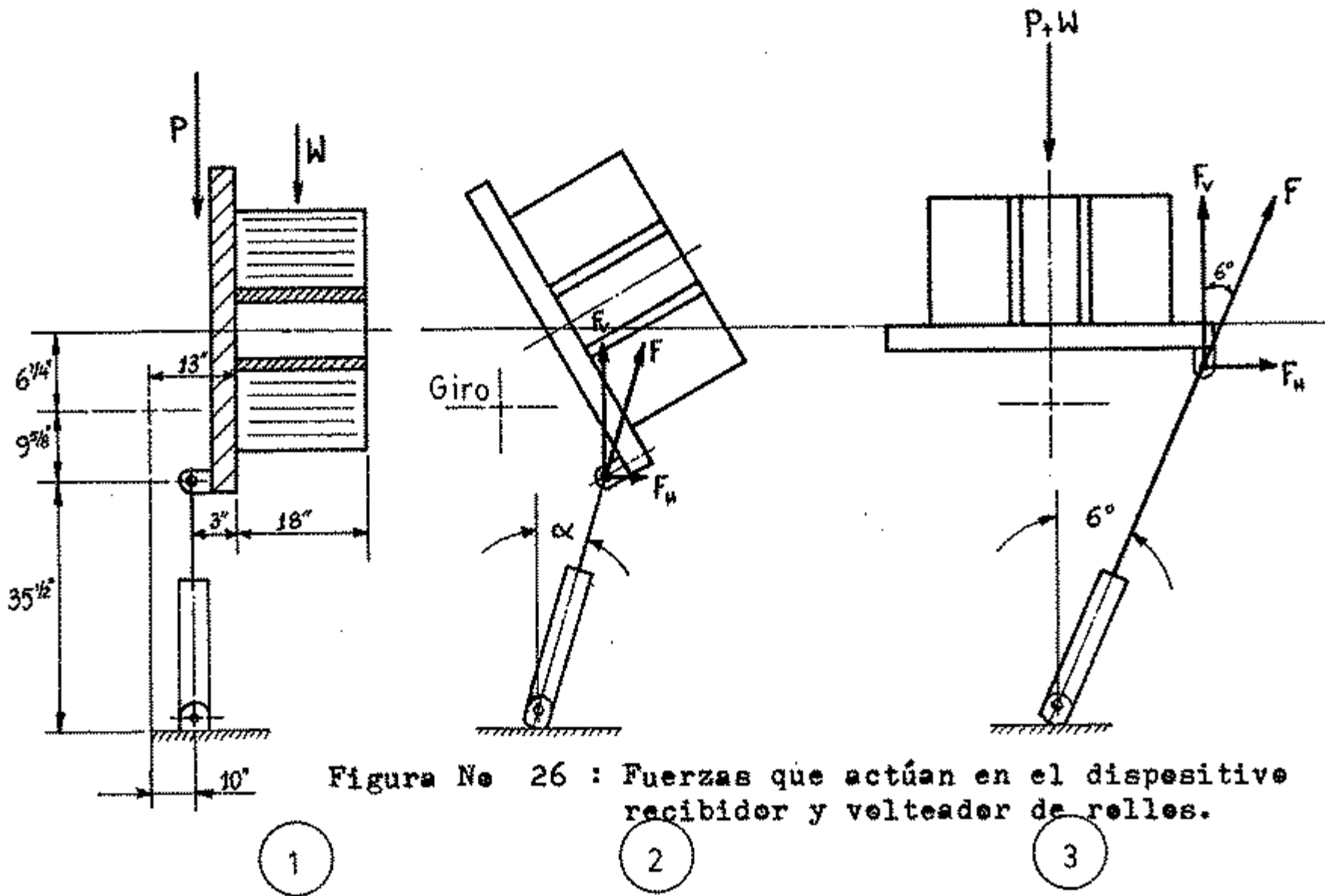


Figura No 26 : Fuerzas que actúan en el dispositivo receptor y volteador de rollos.

CONSIDERACIONES PARA EL VOLTEADOR DE ROLLOS :

Sean : W = peso de la bobina + tucó = $3,357 + 62 = 3,419$ lbs.

p = peso de la mesa = $940 \text{ Kg} \times 1.2 \times 2.2 = 2,480$ lbs. f.s.

El cilindro debe girar la mesa desde la posición 1 a 3 .

La fuerza "F" que debe desarrollar el cilindro vá en aumento ya que $F_v = W + p$.

Para una posición " α " se tiene que $F = \frac{F_v}{\cos \alpha}$, variando " α "

desde 0° a 6° .

Por consiguiente : $F = \frac{F_v}{\cos \alpha} = \frac{(W + p)}{\cos \alpha}$.

$$F = \frac{(3,419 + 2,480)}{\cos 6^\circ} = \frac{5,899 \text{ lbs}}{0.9945}$$

$$F = 5,932 \text{ lbs.}$$

CARACTERISTICAS DEL CILINDRO :

$$\text{Diámetro} = 10 \text{ pulg.}$$

$$\text{Carrera} = 19.625 \text{ pulg.}$$

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

$$p = \frac{5,932 \text{ lbs.}}{\frac{\pi (10)^2}{4} \text{ pulg}^2} = 75.5 \text{ psi.}$$

Si : $p = 80 \text{ psi}$ (redondeado).

$$D = 10 \text{ pulg.}$$

$$N = \text{una carrera por minuto.}$$

$$L = 19.625 \text{ pulg.}$$

$$Q = 0.000455 \times D^2 \times L \times \frac{(p + 14.7)}{14.7} \times N$$

$$Q = 0.000455 (10)^2 \times 19.625 \times \frac{(80 + 14.7)}{14.7} \times 1$$

$$\underline{Q = 5.753 \text{ pies}^3/\text{min.}}$$

Para una operación por minuto del volteador de rollos.

4.6.- RESUMEN :

Los cilindros 1 y 2 operan con una reductora de presión "Norgren" tipo 2OAG-4.

El máximo consumo simultaneo se obtiene cuando trabajan a la vez los cilindros 8 y 9 es decir : $6.329 \text{ pies}^3/\text{min.}$, la cual es respecto al consumo total de $6.329/8.624 = 0.7338$ ó -- 73.38% .

En el caso de que todos los cilindros trabajasen a 110 psi, el consumo total sería de $13.386 \text{ pies}^3/\text{min.}$, siendo el máximo consumo simultaneo de $8.205 \text{ pies}^3/\text{min.}$, lo que equivaldría al - $8.205 / 13.386 = 0.6129$ ó 61.29% .

Finalmente : Asumimos un factor de servicio del 60% sobre el máximo consumo normal (110 psi) y debido a que los cilindros son de doble efecto tendremos :

$$Q = 2 \times 1.60 \times 8.624$$

$$Q = 27.59 \text{ pies}^3/\text{min. (+)}$$

$$p = 110 \text{ psi. (+)}$$

(+), parámetros de selección del compresor.

Los consumos (Q) están calculados para UNA OPERACION POR MINUTO, es decir el cilindro realiza la operación de trabajo y vuelve a su posición original.

TABLA No 7 : Resumen de parámetros calculados para la selección del compresor. (en la siguiente página).

Tabla No 7: Parámetros Para la Selección del compresor.

RESUMEN

Cilindro	Cantidad	Díámetro pulg.	Carrera pulg.	Vástago pulg.	Presión psi	Caudal pie ³ /min.	Simultaneidad	Q(f=110 psi)	
1	1	4.5	3	1.375	0.2	0.032	X	0.234	
2	1	4.5	5	1.375	30.0	0.156	X	0.390	
3	1	3.0	4.5	1.0	70.0	0.108	X	0.158	
4	1	4.5	5	1.0	30.0	0.156	X	0.390	
5	1	6.0	22	1.375	30.0	1.096	X	3.058	
6	1	6.0	6	1.375	80.0	0.630	X	0.834	
7	1	4.5	1.5	1.0	110.0	0.117	X	0.117	
8	1	3.0	18	1.0	100.0	0.576	X	0.630	
9	1	10.0	19.625	3.5	80.0	5.753	X	7.575	
							8.624		13.386

TABLA N° 8 : CAIDA DE PRESIÓN EN TUBOS Y ACCESORIOS .

RESUMEN

Tuberías y accesorios	K	AP	Circuito principal	cantidad	Trabajo	cantidad	retorno	cantidad
Tubo 1" ϕ -sch 40	1.6600	0.14799	0.07207	48.7'	-	-	-	-
Codo reducción de 1" a 1/2" ϕ	0.4220	0.03762	0.03762	01	-	-	-	-
Codo de 1" x 90°	0.0432	0.00385	0.02695	07	-	-	-	-
Tee 1" ϕ	0.0845	0.00753	0.01506	02	-	-	-	-
Válvula de compuerta de 1" ϕ	0.0183	0.00163	0.00163	01	-	-	-	-
Reducción de 1" a 1/2" ϕ	0.4220	0.03762	0.07524	02	-	-	-	-
Tubo de 1/2" ϕ -sch 40	26.4000	2.35356	1.06145	45.1'	1.32741	56.4'	1.37683	58.5'
Manguera 1/2" ID	37.0163	3.30000+	-	-	0.47190	14.3'	0.44880	13.6'
Codo reducción de 1/2" a 3/8"	1.09000	0.09717	0.38868	04	0.19434	02	0.29151	03
Codo de 1/2" x 90°	0.4220	0.03762	0.26334	07	0.94050	25	1.24146	33
Codo de 1/2" x 45°	0.2160	0.01926	0.01926	01	0.09630	05	0.07704	04
Tee de 1/2"	0.8180	0.07292	0.87504	12	0.14584	02	0.21876	03
Tubo 3/4" ϕ -sch 40	5.9300	0.52866	-	-	0.02855	5.4'	0.02643	5.0'
Manguera de 3/4" ID	5.608	0.50000+	-	-	0.02200	4.4'	0.02200	4.4'
Codo de 3/4" x 90°	0.1190	0.01061	-	-	0.06366	06	0.05305	05
			2.83634		3.29050		3.75588	

+ = para : Q = 27.5 pies³/min.

4.7.- SELECCION DEL COMPRESOR .

Con el range obtenido para el consumo de aire (Q) y la presión de operación, nos remitimos a catálogos, tablas de características técnicas como los que se ilustran en el apéndice; verificando el valor de los parámetros calculados indica que el compresor elegido podría ser:

a.- Marca : Atlas Copco.
Modelo : KT6 -A (2 etapas - simple efecto).
Presión de trabajo : 200 psi (14 Kg/cm²).
Desplazamiento : 36.6 pies³/min. (1,035 lt/min).
Accionamiento : Motor eléctrico "Siemens" de 10 CV a 950 r.p.m.

Otras características:

Diámetro del cilindro de baja presión : 4.94 pulg. (125 mm).

Diámetro del cilindro de alta presión : 2.96 pulg. (75 mm).

Carrera del pistón = 3.51 pulg. (89 mm).

Refrigeración inter-etapas : aire.

Arranque y parada : Automático (presostato).

Depósito de aire :

Marca : Atlas Copco.

Modelo : LC504

Capacidad : 12.16 pies³ = 343 lts. = 90.6 galones USA.

Dimensiones aproximadas : largo : 67 pulg. (1,690 mm).

Ancho : 22 pulg. (560 mm).

Alto : 23 pulg. (585 mm).

b.- Marca : Ingersoll-Rand.

Modelo : 7E-tipo 30. (2 etapas).

Presión de trabajo : 200 psig.
Desplazamiento : 40.7 pies³/min.
Entrega efectiva (110 psi) : 32.0 pies³/min.
Accionamiento : Motor eléctrico de inducción abierto
a prueba de goteo de 7.5 HP, 230, 3
fases, 60 ciclos, 740 r.p.m., por me-
dio de fajas en "V".

Otras características :

Interruptor de protección por bajo nivel de aceite.
Tanque receptor de aire horizontal, de 120 galones de capacidad.
Sistema de control dual permitiendo regulación de arranque y
parada automática y control de velocidad constante.
Filtro standard de entrada de aire.
Refrigeración inter-etapas por aire.

Podría ser cualquier otro compresor de aire, pero que cumpla
con las características del consumo de aire y presión de ope-
ración requeridos de acuerdo a lo calculado.

CAPITULO No. 5.

ESQUEMA DEL SISTEMA NEUMATICO.

5.1. DESCRIPCION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS UTILIZADOS:

La fuerza muscular y la habilidad manual deben sustituirse por la fuerza y precisión mecánica. La fuerza neumática puede realizar muchas funciones mejor y más rápidamente, de forma más regular y sobre todo durante más tiempo sin sufrir los efectos de la fatiga.

La elección de la neumática depende de muchos factores, pero fundamentalmente del factor rentabilidad. A menudo se comprueba que el elevado costo del aire comprimido no tiene importancia comparado con el rendimiento del equipo, considerando también el factor mantenimiento.

El límite de aplicación del esfuerzo en neumática es generalmente debido a motivos económicos, ya que el consumo de aire demasiado grande con valores superiores, otro limitante es la comprensibilidad del aire.

La fuerza de un cilindro neumático depende fundamentalmente del diámetro del émbolo y de la presión del aire, variando ambos parámetros puede mantenerse constante su producto; manteniendo la presión del aire constante pueden obtenerse diferentes esfuerzos mediante la variación del diámetro de los cilindros.

Los ajustes de fuerza de precisión deben realizarse mediante la presión del aire, para ello es suficiente intercalar una válvula reguladora de presión; también puede variarse la fuerza empleado elementos mecánicos (palancas).

En un movimiento lineal neumático el recorrido máximo posi-

ble queda limitado por la carrera máxima del cilindro ya que viene influenciada por el diámetro del émbolo y afectada por el pandeo del vástago.

Con grandes carreras y diámetros de émbolo, el consumo de aire es un factor decisivo. Por esta razón es usual una limitación de carrera hasta 2,000 mm. y unos diámetros máximos de cilindro de 200 a 250 mm.

La carrera del cilindro avanza hasta su posición final de carrera. Esto se recomienda cuando en el final del recorrido se precisa una reducción de velocidad utilizándose para ello la amortiguación; en el caso de no utilizarse la amortiguación puede limitarse un recorrido cualquiera dentro de la carrera total mediante topes fijos o ajustables situados en la parte exterior, esto produce naturalmente un pequeño gasto de los elementos mecánicos. Con el mismo principio pero sin topes fijos mecánicos, puede utilizarse la conmutación neumática antes del final de carrera y si es ajustable podemos obtener cualquier recorrido dentro de la carrera máxima del cilindro. Cuando se precisa aumentar la carrera de un cilindro neumático se recurren a elementos auxiliares mecánicos que ocasionan siempre una reducción de fuerza (ley de la palanca y rendimiento por rozamiento).

En neumática los tiempos de retardo (temporizaciones) se obtiene por medio de depósitos o volúmenes de determinada capacidad que puede ser elementos destinados a tal efecto, o bien una longitud adecuada de los propios conductos de mando mediante válvulas reguladoras de caudal podría controlarse el

llenado de éstos volúmenes, lo cual, con una instalación correcta producirá el efecto de temporización.

El volúmen y la regulación de caudal influyen principalmente sobre un elemento temporizador. El volúmen determina predominantemente los tiempos que se pueden obtener, esto es, a mayor volúmen mayor es el tiempo de retardo obtenible; con la regulación de la estrangulación puede graduarse el tiempo sin escalonamiento entre un máximo y un mínimo.

El aire comprimido es uno de los medios de trabajo más rápidos tanto en movimientos rotativos como en lineales; en los movimientos lineales (conductos) se obtienen velocidades de hasta 10 m/s. en caso de cilindros de impacto. Con cilindros neumáticos convencionales (émbolos) pueden obtenerse velocidades de hasta 1.5 m/s. aproximadamente.

La presión del aire comprimido, el diámetro del émbolo y la sección mínima de paso del conducto que une la válvula y el cilindro, condicionan de forma decisiva la velocidad máxima obtenible en un cilindro neumático.

Con la utilización de una válvula de paso puede reducirse la velocidad al igual que con la incorporación de reguladores de caudal montados en el cilindro o en la válvula, con los reguladores de caudal se realiza un ajuste nominal de la sección de paso mediante los tornillos de regulación.

Cuando se precisa de una velocidad constante y muy baja (máquina de corte) se recurre a una regulación oleohidráulica. Para ello se acopla al cilindro neumático un freno hidráulico cuyo bástago se une mediante una brida al bástago del cilindro neumático. La velocidad se regula por medio de una válvula regu-

ladora de caudal montada en el circuito cerrado del freno oleo-hidráulico; pero por razones constructivas sus carreras están limitadas a unos 650 mm. aproximadamente, a velocidades relativamente altas es muy difícil el paro de un cilindro neumático mediante un freno oleohidráulico.

Dentro de ciertos límites es posible incrementar la velocidad de un cilindro neumático, aumentando la sección de la línea de alimentación o utilizando una válvula de paso de mayor tamaño.

Otra posibilidad de aumentar la velocidad es la válvula de escape rápido, que en la mayoría de los casos se monta directamente en la conexión del cilindro. El aire procedente del distribuidor pasa por la válvula de escape rápido hacia la cámara del cilindro sin producir ningún efecto de velocidad; sin embargo en el momento en que se produce la inversión en el distribuidor el aire que debe escapar del cilindro es conectado directamente a la atmósfera por medio de ésta válvula de escape rápido. De esta manera se evita que el aire que escapa del cilindro deba atravesar de nuevo a la válvula distribuidora consiguiéndose con ello una mayor velocidad del cilindro.

La aplicación de los sistemas neumáticos programados en los dispositivos auxiliares de la producción ha redundado en una gran flexibilidad en todos los campos de la técnica. El accionamiento neumático es aplicable a todas las partes de la producción que se caracteriza por sus movimientos lineales.

La fuerza necesaria, la velocidad de avance y la exactitud de un movimiento son decisivos para elegir entre la aplicación de un cilindro neumático o de una unidad de avance neumático-hidráulica bajo una forma de ejecución determinada.

El uso de sistemas neumáticos, en el proceso de laminado, la fuerza es el factor principal; la exactitud y la regularidad del movimiento tienen en la mayoría de las aplicaciones una importancia secundaria, sobre todo la exactitud que por regla general depende de la herramienta y no del accionamiento.

Entre los elementos utilizados para el funcionamiento de los mecanismos auxiliares de la laminadora Lewis ϕ 16" x 20" tenemos los siguientes:

VALVULAS NEUMATICAS.

Llamaremos válvula neumática o simplemente válvula a todo órgano de un sistema neumático que permita :

- 1.- Controlar la presión en el circuito (válvula de reducción de presión, válvula de contrapresión, válvula de seguridad, válvula de descarga, etc).
- 2.- Iniciar o parar un movimiento (válvula de marcha-parada).
- 3.- Controlar la dirección del flujo de aire (válvula de inversión de marcha).
- 4.- Regular de forma determinada el flujo de aire (estrangulador).

VALVULA DE SEGURIDAD .- tiene por objeto preservar el circuito neumático contra un aumento exagerado de la presión, deben ser completamente estancas para evitar toda fuga que podría influir en la regularidad del sistema. La válvula de seguridad permanece cerrada durante la marcha y solamente se abre cuando la presión en el circuito a sobrepasado su valor regulado.

La válvula de descarga tiene por objeto limitar la presión en

el circuito, su diferencia con la válvula de seguridad consiste en que permanece abierta durante el funcionamiento del sistema y manteniendo constante la presión en el circuito, son empleados en los circuitos con estrangulador.

VALVULAS DE REDUCCION DE PRESION .- tienen por objeto reducir la presión del aire y mantener sensiblemente constante la presión así reducida; estas válvulas son generalmente empleadas delante de los estranguladores, asegurando con ello el caudal constante del aire estrangulado, pero también se emplean para disminuir la velocidad de desplazamiento y en fin para obtener presiones reducidas en ciertos órganos del sistema neumático.

VALVULA DE CONTRAPRESION-ANTIRRETORNO .- son empleadas para mantener bajo cierta presión determinada el aire de escape del circuito neumático, de tal forma que el pistón esté siempre bajo carga y que su velocidad de desplazamiento no varíe bruscamente en el caso de un cambio brusco del esfuerzo de trabajo.

VALVULA DE MARCHA-PARADA .- se monta generalmente en la tubería principal de salida del compresor, su papel consiste en detener el mecanismo en una posición determinada.

En su posición de parada la válvula de marcha-parada corta la llegada de aire al circuito, lo que evita la pérdida de energía durante la para del sistema neumático.

Las válvulas de marcha-parada pueden ser mandadas a mano, mecánicamente o con ayuda de un solenoide.

En su posición de marcha la válvula dirige simultáneamente el aire hacia la válvula piloto que manda la válvula de inversión de marcha y hacia la propia válvula de inversión de marcha; es-

ta última dirige el flujo hacia uno u otro lado del cilindro neumático.

Las válvulas neumáticas que obtienen su posición de "marcha" mediante un solenoide, y en cuanto se corta la corriente vuelve a su posición de "parada" por la acción de su resorte; este tipo de válvulas mandadas eléctricamente se llaman a menudo ELECTROVALVULAS y se emplean frecuentemente para el mando eléctrico a distancia de los dispositivos neumáticos.

VALVULAS DE INVERSION DE MARCHA Y VALVULAS PILOTO .- las válvulas de inversión de marcha dirigen el aire a presión a uno u otro lado del cilindro, al tiempo que unen su lado opuesto a la tubería de retorno, éstas son válvulas de cuatro posiciones .

La válvula de inversión de marcha puede ser : o del tipo de CENTRO ABIERTO, en las que la corredera cuando está en posición neutra pone en comunicación todos los orificios de la válvula, o del tipo de CENTRO CERRADO en las que cuando la corredera está en posición neutra, cierra todos los orificios de la válvula.

Las válvulas de inversión de marcha pueden ser mandadas a mano, mecánicamente (levas), hidráulica y neumáticamente (por válvula piloto), eléctricamente (por solenoide), y también por una combinación de dos soluciones elegidas entre las cuatro enunciadas.

En cuanto a las válvulas piloto, éstas son análogas por su concepción a las válvulas de inversión de marcha, solo que las dimensiones son más pequeñas a causa de las pequeñas cantidades de aire que las atraviezan, pueden ser rotativas o con corredera y mandadas a mano, mecánica o eléctricamente.

ESTRANGULADORES O REGULADORES DE CAUDAL .- para obtener diferentes valores de los avances nos vemos en la presición de admitir en el cilindro de mando un volúmen de aire inferior al caudal del compresor. A éste efecto situamos sobre la tubería principal, sea en la admisión, sea en el escape, pero siempre delante de la válvula de descarga, una válvula cuyo orificio de paso sea regulable. Esta válvula llamada estrangulador reduce más o menos el flujo de aire dejando pasar por su orificio solo la parte de caudal necesario para obtener el avance deseado. Es evidente que cerrando el estrangulador aumentamos su resistencia y al mismo tiempo disminuimos el volúmen de aire que dejamos pasar.

DISPOSITIVO DE TEMPORIZACIÓN AL FIN DE CARRERA .- tiene por objeto permitir una parada de duración reglable al fin de la carrera de trabajo y antes de empezar la de retórno. La temporización al fin de carrera permite terminar completamente la operación. En la práctica existen variantes de los dispositivos de temporización, pero es siempre la cantidad de aire que escapa por un orificio calibrado o por un estrangulador la que determina el tiempo de parada en su punto muerto.

TUBERIAS .- se usan generalmente tubos estirados sin soldadura de acero suave. Es importante que la superficie interior sea lo más lisa posible para evitar pérdidas de carga, que las secciones sean las mayores posibles, sus longitudes más cortas posibles y que los cambios de dirección tengan un radio grande, es decir que no sean bruscos. Los tipos de racores empleados en la unión de tubos son muy variadas.

SPEEDAIRE COMBINATION FILTER/REGULATORS

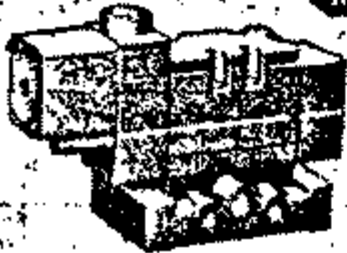
SPEEDAIRE

SOLENOID AIR CONTROL VALVES

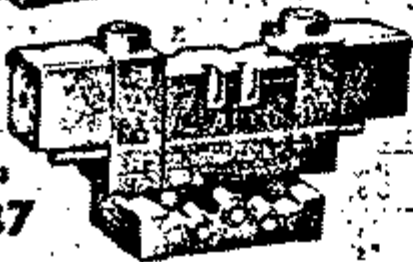


No. 8X344
\$59.59
Lbs 3

No. 8X345
\$77.73
Lbs 3



No. 8X361
\$38.34
Lbs 3



No. 8X363
\$56.87
Lbs 3

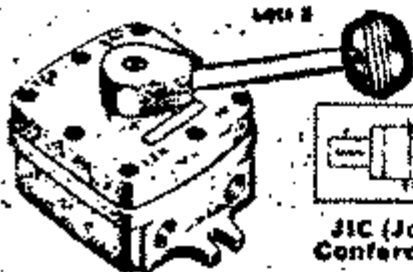
JIC (Joint Industry Conference) Symbols



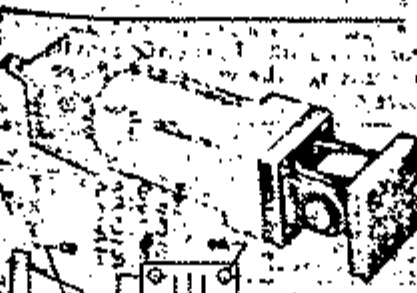
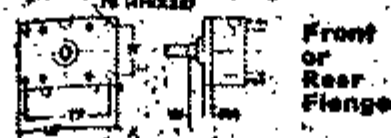
Pressure to port 2, exhaust to port 3 when de-energized. Pressure to port 4, exhaust to port 3 when energized.



Pressure to port 4, exhaust to port 3 when #14 solenoid is last energized. Pressure to port 2, exhaust to port 3 when #12 solenoid is last energized.



JIC (Joint Industry Conference) Symbols



No. 42027
\$18.16
Lbs 4



No. 72553
\$23.51

SPEEDAIRE



No. 72559
\$36.90

SPEEDAIRE



No. 22438
\$23.02
Lbs 3



No. 12476
\$21.12
Lbs 3



No. 12559



No. 12608



No. 22381

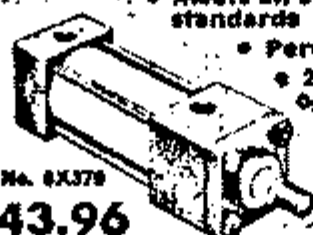
DOUBLE ACTING PNEUMATIC CYLINDERS



\$55.12
Lbs 3

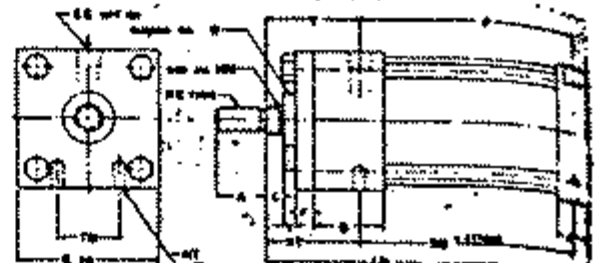


JIC (Joint Industry Conference) Symbols



No. 8X379
\$43.96
1 1/2" x 1" Cylinder

- Meets all JIC and NFPA standards
- Permanently lubricated
- 250 PSI maximum operating air pressure
- 400 PSI hydraulic (non-shock)
- Bottom flush mounting holes standard on all cylinders



• Mounts added without removing tie bolts. Eliminates re-torquing

Figura No 27 : Accesorios empleados en sistemas neumáticos.

Cilindros neumáticos SP 10

La serie de cilindros neumáticos SP 10 ha sido desarrollada siguiendo las normas ISO, recomendaciones CETOP y de entidades de normalización de distintos países (NFPA, DIN, BS, UNI, etc.), con la finalidad de lograr uniformidad de medidas y características técnicas. Son fabricados en las versiones: sin amortiguación, con amortiguación simple o doble, además con o sin imán incorporado para detección magnética de proximidad. Ejecuciones especiales: vástago en acero inoxidable, vástago cromado duro, para alta temperatura (máx. 200° C), revestimiento anticorrosivo, etc.

Cilindro de doble efecto con vástago simple

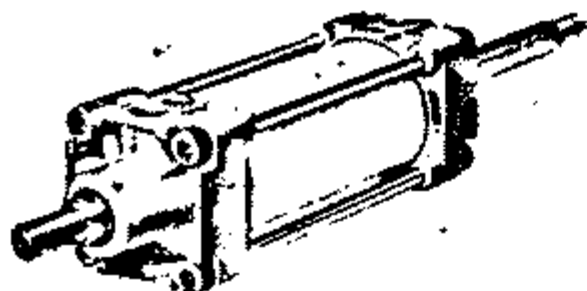


Acorde a normas y recomendaciones ISO - CETOP - DIN - BS - UNI y otras

Fijación y accesorios: Se puede fijar directamente usando las roscas hembras de las tapas o cualquiera de los montajes del catálogo, que se deben solicitar por separado con código correspondiente.

Los códigos coloreados corresponden a cilindros de doble efecto con vástago simple para entrega inmediata, salvo ventas, siempre y cuando sean solicitados con carreras standards, como en la tabla adjunta. Se fabrican, además, de carreras especiales a pedido hasta 2 metros (según diámetro).

Cilindro de doble efecto con vástago doble



Acorde a normas y recomendaciones ISO - CETOP - DIN - BS - UNI y otras

Fijación y accesorios: Se puede fijar directamente usando las roscas hembras de las tapas o cualquiera de los montajes del catálogo, que se deben solicitar por separado con código correspondiente.

Tipo	Cilindro neumático tipo SP10: <i>U</i>
Conexiones	Desde 1/8" hasta 3/4" BSPP.
Posición de trabajo	Indiferente.
Temperaturas	Ambiente: - 20° C a + 80° C - Fluido: Máx. 80° C.
Fluido	Aire comprimido filtrado y lubricado.
Presión de trabajo	Mín. 0,5 bar - Máx. 10 bar.

Los códigos de las tablas definen totalmente a cada modelo de cilindro. En los mismos reemplazar los guiones por el valor de la carrera en mm, con ceros a la izquierda si fueran menos de cuatro cifras. Ej., un cilindro 0.008.03.... con carrera 115 mm, debe solicitarse: 0.008.030.115.

Sin imán incorporado para detección magnética				
Ø cil.	Sin amortiguación	Amort. delantera	Amort. trasera	Doble amortiguación
32	0.007.03....	0.007.04....	0.007.05....	0.007.06....
40	0.008.03....	0.008.04....	0.008.05....	0.008.06....
50	0.009.03....	0.009.04....	0.009.05....	0.009.06....
63	0.010.03....	0.010.04....	0.010.05....	0.010.06....
80	0.011.03....	0.011.04....	0.011.05....	0.011.06....
100	0.012.03....	0.012.04....	0.012.05....	0.012.06....
125	0.013.03....	0.013.04....	0.013.05....	0.013.06....
160	0.014.03....	0.014.04....	0.014.05....	0.014.06....

Con imán incorporado para detección magnética				
Ø cil.	Sin amortiguación	Amort. delantera	Amort. trasera	Doble amortiguación
32	0.007.23....	0.007.24....	0.007.25....	0.007.26....
40	0.008.23....	0.008.24....	0.008.25....	0.008.26....
50	0.009.23....	0.009.24....	0.009.25....	0.009.26....
63	0.010.23....	0.010.24....	0.010.25....	0.010.26....
80	0.011.23....	0.011.24....	0.011.25....	0.011.26....
100	0.012.23....	0.012.24....	0.012.25....	0.012.26....
125	0.013.23....	0.013.24....	0.013.25....	0.013.26....
160	0.014.23....	0.014.24....	0.014.25....	0.014.26....




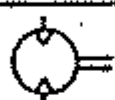

Carreras standards (mm)		
Ø cil.	Sin amortiguación	Doble amortiguación
32	25, 50	80, 100, 125, 160, 200
40	25, 50, 80	100, 125, 160, 200
50	50, 80	100, 125, 160, 200
63	50, 80	100, 125, 160, 200
80	50, 80	100, 125, 160, 200
100	---	100, 125, 160, 200
125	---	100, 200
160	---	100, 200

Sin imán incorporado para detección magnética			
Ø cil.	Sin amortiguación	Con una amortiguación	Doble amortiguación
32	0.007.13....	0.007.14....	0.007.16....
40	0.008.13....	0.008.14....	0.008.16....
50	0.009.13....	0.009.14....	0.009.16....
63	0.010.13....	0.010.14....	0.010.16....
80	0.011.13....	0.011.14....	0.011.16....
100	0.012.13....	0.012.14....	0.012.16....
125	0.013.13....	0.013.14....	0.013.16....
160	0.014.13....	0.014.14....	0.014.16....

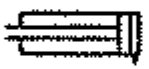
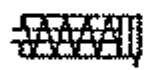
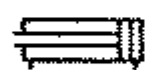
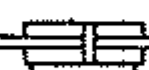
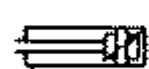
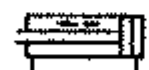

Con imán incorporado para detección magnética			
Ø cil.	Sin amortiguación	Con una amortiguación	Doble amortiguación
32	0.007.33....	0.007.34....	0.007.36....
40	0.008.33....	0.008.34....	0.008.36....
50	0.009.33....	0.009.34....	0.009.36....
63	0.010.33....	0.010.34....	0.010.36....
80	0.011.33....	0.011.34....	0.011.36....
100	0.012.33....	0.012.34....	0.012.36....
125	0.013.33....	0.013.34....	0.013.36....
160	0.014.33....	0.014.34....	0.014.36....

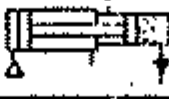

Figura No 28 : Características de los cilindros neumáticos.

Transformación de la energía

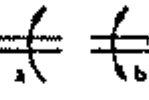
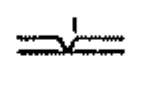
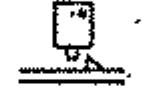
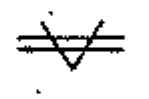

	Compresor
	Bomba de vacío
Motores neumáticos	
	Con un sentido de giro
	Con dos sentidos de giro
	Con giro limitado

Cilindros

	De simple efecto, retorno por fuerza exterior
	De simple efecto retroceso por muelle
	De doble efecto y un sólo vástago
	Doble efecto y doble vástago
	Con amortiguación regulable en los finales de recorrido
	Con accionamiento continuo (autónomo)
	Unidad de avance con accionamiento continuo y freno de aceite

	Multiplicador de presión
	Convertidor electro-neumático

Clases de accionamiento

Componentes mecánicos	
	Eje: a) con un sentido de giro b) con dos sentidos de giro
	Enclavamiento: introducido para mantener una determinada posición de maniobra de un elemento
	Retén: introducido cuando un elemento es bloqueado en una posición y sentido determinados. Símbolo del medio de accionamiento
	Mecanismo de impulso breve
	Uniones articuladas

Medios de accionamiento







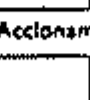






Accionamiento manual		Accionamiento mecánico	
	General		Leva (accionamiento directo)
	Por pulsador		Por rodillo
	Por palanca		Por rodillo abatible
	Por pedal		Por muelle
Accionamiento eléctrico		Accionamiento neumático	
	Por electroimán		Por presión
	Por electroimán y servomando neumático		Por depresión
			Por presión diferencial


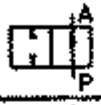

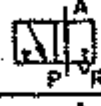


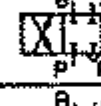

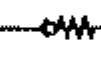
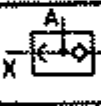
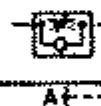
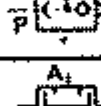
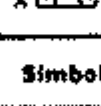


Figura 29. Resumen de los símbolos más normales empleados en Neumática DIN 24319.



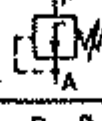


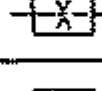

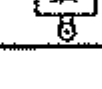
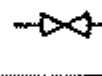


Transmisión de la energía

	Conexión de alimentación
	Línea de trabajo
	Línea de mando
	Línea de escape
	Campo limitado por líneas de trazos y puntos: representación de una unidad o partes reunidas en un bloque
	Línea eléctrica
	Línea flexible
	Empalmes de líneas
	Cruce de líneas sin empalme entre ellas
Puntos de escape	
	Sin racor de conexión
	Con racor de conexión
Torvas de presión	
	Conexión ciega (tapón)
	Con líneas de conexión
Acoplamientos rápidos	
	Acoplamiento sin válvula de retención
	Acoplamiento con válvula de retención
	Línea abierta
	Línea cerrada por válvula de retención

Acoplamientos rotativos	
	Con una vía
	Con tres vías
	Silenciador
	Acumulador (se representa horizontal generalmente)
Aparatos de mantenimiento	
	Filtro
	Purgador manual
	Purgador automático
	Filtro con purgador
	Secador
	Engrasador
	Unidad de mantenimiento, formada por filtro, válvula reguladora de presión y engrasador. Campo limitado por líneas de trazos y puntos: representación de una unidad o partes reunidas en un bloque
	Representación simplificada de una unidad de mantenimiento
	Refrigerador sin las tuberías para el líquido refrigerador
	Refrigerador con las tuberías del líquido refrigerador

Mando de regulación de la energía

Válvulas distribuidoras	
	Válvula de vías, en posición de reposo cerrado P → A
	Válvula de vías, en posición de reposo abierto P → A
	Válvula de vías, en posición de reposo cerrado P → A
	Válvula de vías, en posición de reposo abierto P → A
	Válvula de vías, en posición central todas las líneas cerradas
	Válvula de vías
	Válvula de vías, en posición central todas las líneas cerradas
	Válvula de vías, en posición central las líneas de trabajo B, A purgadas, P cerrada
Válvulas de bloqueo	
	Válvula antirretorno
	Válvula selectora
	Válvula antirretorno con estrangulación regulable (válvula reguladora de velocidad)
	Válvula de escape rápido
	Válvula de simultaneidad
Símbolos especiales (no normalizados)	
	Obturador de fuga
	Detector de proximidad

Válvulas de presión	
	Limitadora de presión
	Válvula de secuencia
	Regulador de presión sin escape
	Regulador de presión con escape
Válvulas de caudal	
	Válvula de estrangulación
	Válvula de diafragma
	Válvula de estrangulación regulable
	Válvula de estrangulación ajustable mecánicamente con rodillo y muelle recuperador
Válvula de cierre	
	Representación simplificada
<p>Denominación de las conexiones</p> <p>Línea de utilización A, B, C</p> <p>Alimentación, toma de aire comprimido P</p> <p>Escape, purga R, S, Y</p> <p>Fuga L</p> <p>Líneas de mando Z, Y, X</p>	
	Detector de paso (emisor)
	Detector de paso (receptor)

Existen otros elementos neumáticos como: las válvulas de cierre, filtros, purificadores, lubricadores, etc. que realizan funciones como su nombre lo indica.

5.2.- ESQUEMA DEL SISTEMA NEUMATICO .

Es el plano de representación de todos los elementos, con los conductes y líneas de conexión de mando, y ellos son : los cilindros, válvulas, lubricadores, tuberías, etc.

<u>CILINDROS</u>	DIAMETRO (pulg)	CARRERA (pulg).
Presionador	4.5	3
Empulador (transportador)	4.5	5
Freno de cinta	3.0	4.5
Embrague cónico	4.5	5
Empujador de bobina	6.0	22
Botador de bobinas roladas	6.0	6
Levantador de rolas	4.5	1.5
Recibidor de bobinas	3.0	18
Volteador de bobinas	10.0	19.625.

Todos los cilindros son de doble efecto.

VALVULAS.

Válvula direccional de flujo con mando a palanca de 3 posiciones, con el centro cerrado, para conexión de $\varnothing \frac{1}{2}$ ".

Válvula direccional de flujo con mando a solenoide, (ELECTRO - VALVULA), de 3 posiciones, para conexión de $\varnothing \frac{1}{2}$ ".

Válvula antirretorno con estrangulación regulable.

Válvula de regulación de presión

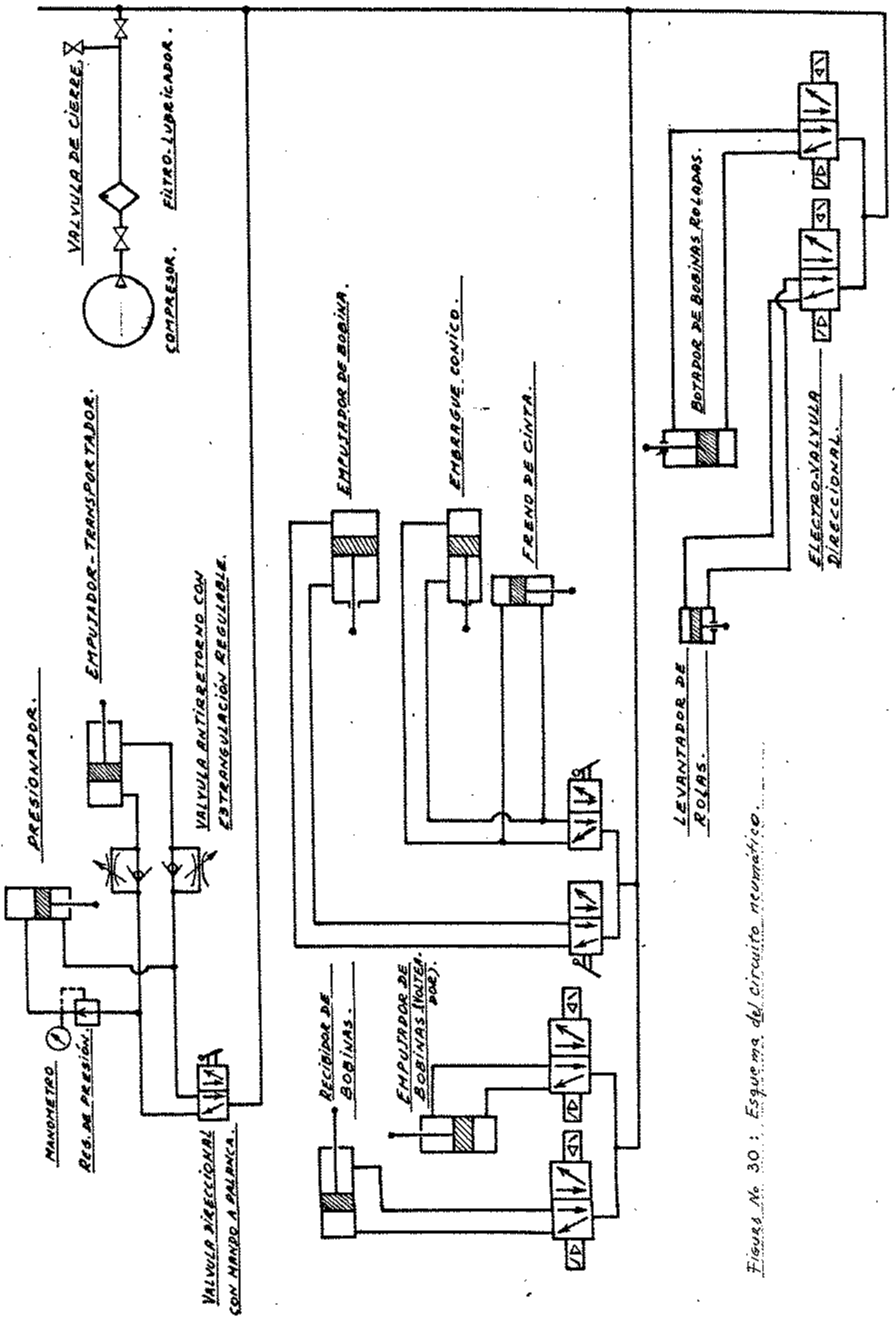


Figura No 30: Esquema del circuito neumático.

Válvula de cierre.

Purificador y lubricador.

Manómetro.

Tuberías y racores de ϕ 1", 3/4" y 1/2".

5.3.- DETALLES DE FUNCIONAMIENTO.

Antes de entrar en el detalle de funcionamiento del sistema neumático es necesario recordar la diferencia que existe entre :

- a.- El laminado de placas de 13 milímetros de espesor por 320 milímetros de ancho, hasta 1.5 milímetros de espesor, que para el caso llamamos "laminado de acabado".
- b.- El laminado de planchas de espesor menor de 1.5 milímetros, que para el caso llamamos "laminado de acabado e de calibre".

El tren de laminación Lewis ϕ 16" x 20", está acondicionada para trabajar como laminadora de desbaste y de acabado, y para este último caso solamente es necesario cambiar de cilindros, por rectificadores y pulidos para obtener un acabado de calidad.

Tanto para el laminado de desbaste como para el acabado, el alimentador de material es el mismo (presionador y transportador); pero la operación de enrollado es diferente. Cuando se está operando la máquina como laminadora de desbaste se emplea el enrollador de bobinas tipo rola de tres rodillos, y en el caso de laminador de acabado se emplea el enrollador de bobinas de velocidad variable, debido a que a pequeños espesores de la platina la longitud se hace grande y es preferible trabajar de rollo a rollo por la facilidad de maniobrabilidad.

FUNCIONAMIENTO PARA EL LAMINADOR DE DESBASTE:

Tanto el pistón presionador como el transportador, inicialmente se encuentran en la posición de retraído, con la válvula direccional con mando a palanca en la posición neutra que comanda a ambos pistones; cuando el flujo de aire es dirigido para accionar los pistones de tal manera que ejecuten las funciones de presionar y transportar hasta que el material sea agarrado por los cilindros, es decir que la válvula direccional con mando a palanca se encuentra en su posición de trabajo, de esta manera se cumple la operación de alimentación de material; al invertir la marcha o la dirección de flujo, los pistones vuelven a su posición inicial.

Entre el pistón transportador y la válvula direccional se tiene instalado una válvula antirretorno con estrangulación regulable para asegurar que el material sea agarrado por los cilindros en el caso de que la válvula direccional haya sido puesta en la posición neutra; también está previsto la regulación de la presión, el cual se puede verificar en el manómetro instalado.

Luego de las sucesivas pasadas y cuando la placa tiene un espesor menor de 6 milímetros hasta 1.5 milímetros se enrolla en bobinas, para ello con la electroválvula direccional se acciona el pistón levantador de rolas hasta la abertura adecuada, una vez enrollada es necesario expulsar la bobina hacia una mesa con polines y así ser transportado al sector de recido, este se consigue accionando el pistón botador de bobinas mediante una electroválvula direccional.

FUNCIONAMIENTO PARA EL LAMINADOR DE ACABADO O CALIBRADO :

La operación de alimentación de material es la misma que en el caso anterior, pero para el enrollado de bobinas se emplea el enrollador de velocidad variable, que para los efectos de control es necesario parar éste cuando se requiera, para ello tiene adaptado un embrague cónico y un freno de cinta los cuales son accionados por pistones neumáticos comandados por una válvula direccional con mando a palanca, luego es necesario expulsar la bobina, esta operación se cumple con el accionamiento del pistón empujador de bobinas operado con una válvula direccional con mando a palanca independiente.

Tanto el pistón "recibidor de bobinas" como el "volteador de bobinas" son accionados mediante electroválvulas direccionales.

CAPITULO No. 6.

COSTO DE LA IMPLEMENTACION.

Dentro del costo total de la implementación de la automatización de los equipos auxiliares del tren de laminación Lewis - $\phi 16''$ x 20'' están considerados los rubros correspondientes al costo de los elementos neumáticos y al costo de los elementos mecánicos, al 15 de agosto de 1987.

6.1.- COSTO DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS.

A este rubro corresponde los gastos por los accesorios neumáticos (pistones, válvulas, griferías, compresor, etc.) y los gastos por instalación (mano de obra de operarios y dirección técnica).

Costo de los accesorios neumáticos:

Pistón presionador $\phi 4.5''$ x 3" carrera.	I/. 20,971.00
Pistón empujador $\phi 4.5''$ x 5" carrera.	21,548.00
Pistón del freno $\phi 3''$ x 4.5" carrera.	15,238.00
Pistón del embrague $\phi 4.5''$ x 5" carrera.	21,584.00
Pistón del empujador $\phi 6''$ x 22" carrera.	42,328.00
Pistón del botador $\phi 6''$ x 6" carrera.	26,936.00
Pistón del levantador $\phi 4.5''$ x 1.5" carrera.	18,500.00
Pistón del recibidor $\phi 3''$ x 18" carrera.	23,273.00
Pistón del volteador $\phi 10''$ x 19.625" carrera.	50,986.00
Manómetro de 0 a 200 PSI.	350.00
Regulador de presión de 0 a 10 bar.	1,370.00
Válvula direccional de 3 posiciones con mando a palanca (3). c/u. I/. 4,500.00	13,500.00

Válvula antirretorno con estrangulación regulable; c/u. I/.1,980.00. I/. 3,960.00	
Electroválvula direccional de 0 a 10 bar. (3); c/u. I/.8,950.00.	35,800.00
Grifería (según lista adjunta).	16,700.00
Filtro.	2,628.00
Lubricador.	1,020.00
Compresor Atlas Copco KT6A de las siguientes características.	68,500.00
Velocidad:	950 RPM.
Máxima presión de descarga:	200 PSI.
Desplazamiento del pistón:	36.6 CFM
BHP requerido a 110 PSI:	10 HP.
Instalación (mano de obra de operarios y dirección técnica.	19,600.00
Pos-enfriador enfriado por aire.	6,549.00
Otros (varios)	<u>41,134.00</u>
Costo de los elementos neumáticos:	I/.452,475.00

COSTO DE LAS GRIFERIAS Y ACCESORIOS:

Tubos de fe, galvanizado de ϕ 1"(3) I/.	1,635.00
Codo reducción de 90°- ϕ 1" a ϕ 1/2" (1)	65.00
Codo de ϕ 1" x 90" (7)	374.00
Tee ϕ 1" (2)	122.00
Unión universal de ϕ 1" (3)	546.00
Válvula de compuerta de ϕ 1" (1)	513.00
Reducción campana de ϕ 1" a ϕ 1/2" (2)	130.00
Tubos de fe, galvanizado de ϕ 1/2" (8)	2,400.00

Manguera de alta presión 1/2"ID. (8mt) I/.		1,148.00
Codo reducción de 90°-Ø1/2" a		
Ø3/8.	(9)	522.00
Codo de Ø1/2 x 90°.	(65)	972.00
Tee de Ø 1/2" .	(17)	520.00
Unión universal de Ø 1/2"	(11)	900.00
Regulador de presión de Ø 1/2"	(1)	985.00
Válvula reguladora de flujo Ø1/2"(1)		2,738.00
Tubo de fe. galvanizado de Ø3/4" (1)		350.00
Manguera de alta presión 3/4"ID. (2mt)		390.00
Codo de Ø 3/4" x 90°.	(11)	228.00
Unión universal de Ø 3/4".	(1)	152.00
Sellador de empaquetaduras No.1	(2)	56.00
Conector para manguera de Ø1/2"	(8)	1,254.00
Conector para manguera de Ø3/4"	(4)	<u>700.00</u>
Total:		I/.16,700.00

Precios obtenidos de presupuestos de las compañías: Electroneu-
máticos S.A., Ingeniería Termodinámica S.A., E.Bramerts S.R.L.,
Atlas Copco, Ingersoll Rand, Ferrreteria Maqueira S.A.

6.2.-COSTO DE LOS ELEMENTOS MECANICOS:

A este rubro corresponde los gastos por los dispositivos mecáni-
cos tales como: dispositivo de alimentación de material, dispo-
sitivo receptor y volteador de bobinas, dispositivo expulsor -
de bobinas, dispositivo empujador de bobinas, y elementos com-
plementarios para la fijación de pistones y válvulas; además -
los gastos de instalación.

Se entiende por gastos por los dispositivos a los costos de fa-
bricación, precio de venta y al valor por servicios por instala

ción, los elementos mecánicos fueron presupuestados por compañías tales como: Maqueira, Rodriguez S.A., industria metal-mecánica Don Bosco, Femia Industrial S.A.etc.

Los costos son los siguientes:

Por fabricación a todo costo de un dispositivo.

Alimentador de placas. I/.120,128.00

Por fabricación a todo costo de un dispositivo:

Recibidor y volteador de bobinas. 148,992.00

Obras civiles. 25,000.00

Por fabricación a todo costo de un mecanismo.

Expulsor de bobinas: 43,520.00

Por fabricación a todo costo de un dispositivo.

Empujador de bobinas: 25,600.00

Por fabricación a todo costo de accesorios de fijación del levantador de rollos, el freno y el embrague:

35,840.00

Por servicios de instalación de los dispositivos,

Fabricados, probados y puestos en marcha 24,000.00

Por accesorios complementarios (Imprevistos).

39,800.00

Costo total de los elementos mecánicos I/.462.880.00

6.3.-COSTO DE LA IMPLEMENTACION:

A este concepto corresponden los costos de compra y/o fabrica-

ción de los elementos neumáticos, y los costos de fabricación, instalación y puesta en marcha de los elementos mecánicos :

Costo de los elementos neumáticos : I/.452,475.00

Costo de los elementos mecánicos : 462,880.00

COSTO TOTAL DE LA IMPLEMENTACION : I/.915,355.00

No se hace un análisis de la rentabilidad de estas modificaciones en los equipos auxiliares de la laminadora Lewis ϕ 16"x 20", por cuanto estos gastos representan aproximadamente el 5% de la facturación mensual del volumen de producción; aún más si se tiene en cuenta que con estas mejoras en el proceso de fabricación se incrementa el volumen de producción con un mínimo de gastos (menor cantidad de operarios) es decir que también se incrementa la productividad.

Por consiguiente, no es la intención hacer la comparación detallada entre la presente mejora y el estado actual de la producción, porque se infiere que la mejora es evidente por razones técnicas.

CONCLUSIONES.

- 1.- Con la automatización de la máquina laminadora Lewis \varnothing 16" x 20" se aumenta el volumen de producción mensual y la productividad, en gran parte debido al mejor aprovechamiento de la máquina, a la simplificación de operaciones, a la intervención de menor cantidad de horas hombre y a la mayor facilidad de trabajar materiales hasta con 500 kilos de peso.
- 2.- La laminación es un método de tratamiento de los metales basado en la ductilidad, que consiste en la deformación plástica del metal en estado caliente o frío, haciendo pasar entre los cilindros de rotación la pieza bruta que es atraída por las fuerzas de rozamiento.
- 3.- Los trabajos que se realizan a la temperatura superior a la de recristalización del metal se denomina normalmente trabajo en caliente y cuando la temperatura de trabajo es inferior a la de recristalización se dice que el trabajo es en frío, para una velocidad de deformación determinada.
- 4.- Los rodillos de los laminadores de placas se hacen con la tabla cilíndrica. Para la laminación en caliente la generatriz de la tabla se hace cóncava para compensar la expansión térmica del cilindro; para la laminación en frío se hace convexa con el propósito de compensar la flexión del cilindro a causa de la presión de laminado.
- 5.- Para transmitir el momento de torsión a los cilindros de la caja

de laminación se emplea árboles articulados universales, con un ángulo de inclinación del eje del árbol de hasta 10° .

- 6.- A las placas laminadas que estén por debajo de 1.5 milímetros de espesor, es necesario embobinarlo con un enrollador de velocidad variable, de lo contrario no se lograría la sincronización de velocidades del laminador respecto al enrollador; que entre otros podría ocasionar la fractura de la placa si la velocidad del enrollador es mayor al del laminador o que la placa se arrastre por el piso perjudicando la calidad del producto si la velocidad del enrollador es menor al del laminador.

La sincronización se obtiene mediante un reóstato cuya tensión se regula a distancia con un servomotor; al variar la tensión varía las R.P.M. en proporción directa al diámetro del rollo.

- 7.- El control de los procesos de producción se realiza a base de instrucciones técnicas de cada sección.

- 8.- Se elige la energía neumática como medio de transmisión de movimiento porque se adecúa a los trabajos a realizar, su mantenimiento es fácil por lo tanto menos costoso.

Con la automatización se mejora el proceso productivo debido a que se disminuye la intervención de horas hombre y se eliminan esfuerzos innecesarios.

- 9.- La fuerza neumática puede realizar funciones mejor y más rápidamente, de forma más regular sobre todo durante más tiempo sin sufrir los efectos de la fatiga. Su elección depende fundamentalmente del factor rentabilidad, el límite de su elección es

generalmente debido a motivos económicos ya que el consumo de aire es grande.

La fuerza necesaria, la velocidad de avance y la exactitud de un movimiento son decisivos para elegir la energía neumática u otra.

- 10.- La fuerza de un cilindro neumático depende fundamentalmente del diámetro del émbolo y de la presión del aire.
- 11.- Los ajustes de fuerza de precisión se realizan mediante la presión de aire, para ello es suficiente instalar una válvula reguladora de presión, también se varía la fuerza empleando elementos mecánicos como palancas.
- 12.- El aire comprimido es uno de los medios de trabajo más rápidos, tanto en movimientos rotativos como en lineales.
- 13.- La presión del aire comprimido, el diámetro del émbolo y la sección mínima de paso del conducto que une la válvula y el cilindro, condicionan la velocidad máxima obtenible en un cilindro neumático.
- 14.- El tren de laminación Lewis \varnothing 16" x 20" está acondicionado para trabajar como laminador de desbaste y de acabado e calibre en frío.
- 15.- Los parámetros para la selección del compresor son el consumo de aire y la presión de operación de los cilindros, siendo :

$$Q = 27.59 \text{ pies}^3 \text{ min.}$$

$$p = 110 \text{ psi.}$$

- 16.- El máximo consumo simultáneo se obtiene cuando trabajan a la vez los cilindros (8) y (9), receptor y volteador de bobinas respectivamente, los cuales representan respecto al consumo total el 73.38%.
- 17.- En el supuesto caso que todos los cilindros trabajasen a 110 psi, el consumo total sería de 13.386 pies³/min., siendo el máximo consumo simultáneo de 8.205 pies³/min. , lo que equivale respecto al consumo total el 61.3% .
- 18.- No se hace un análisis de la rentabilidad de estas modificaciones en los equipos auxiliares del tren de laminación Lewis Ø 16" x 20", por cuanto los gastos solo representan aproximadamente el 5% de la facturación mensual de productos laminados, es decir no es la intención de hacer una comparación detallada entre la presente mejora y el estado actual de la producción, porque se infiere que la mejora es evidente por razones técnicas.

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- DEPERT W., "Aplicaciones de la neumática", Marcombo Boixareu Editores.
- 2.- HALL, HOLOWENKO, LAUGHIN , "Diseño de Máquinas" , Copyright libros MCGRAW-HILL de México-1,971-, impreso en Colombia.
- 3.- IRVING H. SHAMES , "Mecánica de los fluidos" , Ediciones Castilla s.a.-España-1,967- MCGRAW-HILL BOOK COMPANY- New York, Toronto, London, Sidney, México.
- 4.- B.A. KOLACHEV, R.M. GABIDULLIN, Yu. V. PIGUZOV, "Tecnología - de tratamiento térmico de metales y aleaciones no ferrosas" Editorial MIR-Moscú 1,983.
- 5.- V.V. KURCHATKIN "Manual del forjador" , Editorial MIR-Moscú , 1,983.
- 6.- B. LINCHEVSKI, A. SOBOLEVSKI, A. KALMENEV, "Metalurgia de los metales no ferrosos", Editorial MIR-Moscú, 1,983.
- 7.- NEKRASOV, "Hidráulica", Editorial MIR-Moscú 1,968 , tercera edición.
- 8.- POMPER VICTOR , "Mandos hidráulicos en las máquinas herramientas" , Editorial BLUME-Barcelona, 1,969.
- 9.- ROSSI MARIO , "Máquinas herramientas modernas-Mandos neumáticos", Hoepli - Editorial Científico-Médica - Barcelona, séptima edición.
- 10.- SHIGLEY JOSEPH EDWARD , "Proyectos en Ingeniería Mecánica" , MCGRAW-HILL BOOK COMPANY INC. New York, Toronto, London, Sydney - 1,965.
- 11.- SIDNEY H. AVNER , "Introducción a la Metalurgia Física" , - MCGRAW-HILL BOOK COMPANY , New York, Toronto, London, Sidney.
- 12.- VIEJO ZUBICARAY MANUEL , "Bombas , teoría, Diseño y aplicaciones, Editorial LIMUSA-México, segunda edición.
- 13.- WHOLESALE NET PRICE MOTORBOOK "Graingers" , No 53 Spring-1,979.