



D-8319

T
621.904
M 967

**ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL**

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

**“Diseño de una Máquina
Vulcanizadora para la Reparación
de Neumáticos”**

Tesis de Grado

Previa a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
Yuri Ramiro Muñoz Ochoa

GUAYAQUIL - ECUADOR

1987

A G R A D E C I M E N T O

AL ING. EDUARDO ORCES P. Director de Tesis,
por su valiosa colaboración, en el desarro-
llo de este trabajo.

A TALIA, A MIS PADRES Y HERMANOS , por el
estímulo que significaron para mi supe-
ración.

A LOS SRS.: Umberto Ranieri, M.Sc. Nelson
Paz, Rodmar Rosales e Ings. Leo Salomón,
Efrén Jaramillo, Guillermo Urquiza y Lic.
Rubén Puente, por la sincera amistad y ayuda
que me brindaron.

Al PERSONAL TECNICO DE ERCO, por la informa-
ción proporcionada para la elaboración de
esta tesis, como también al Ing. Marcelo
Espinosa, por sus oportunas sugerencias.

A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITO-
RAL, por todo lo que de ella recibí, a lo
largo de esta simpar jornada.



BIBLIOTECA

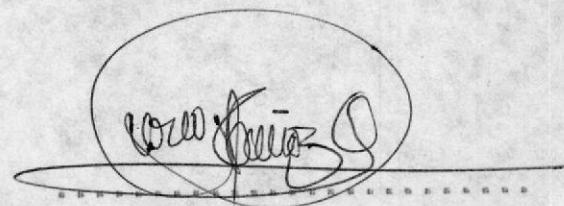
D E D I C A T O R I A

A LA VOLUNTAD SUPREMA
QUE TRAZO EL CAMINO,
AUNQUE DIFÍCIL, CIERTO.

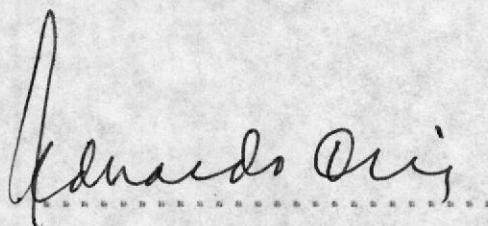
DECLARACION EXPRESA

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

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

A handwritten signature in black ink, enclosed within a large oval. The signature reads "Yuri R. Muñoz O." followed by a stylized surname.

Yuri R. Muñoz O.

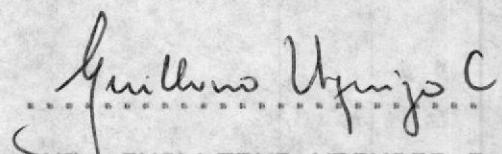


ING. EDUARDO ORCES P.

Director de Tesis

Decano de la Facultad

de Ingeniería Mecánica



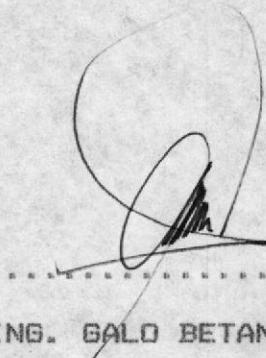
ING. GUILLERMO URQUIZO C.

Miembro del Tribunal



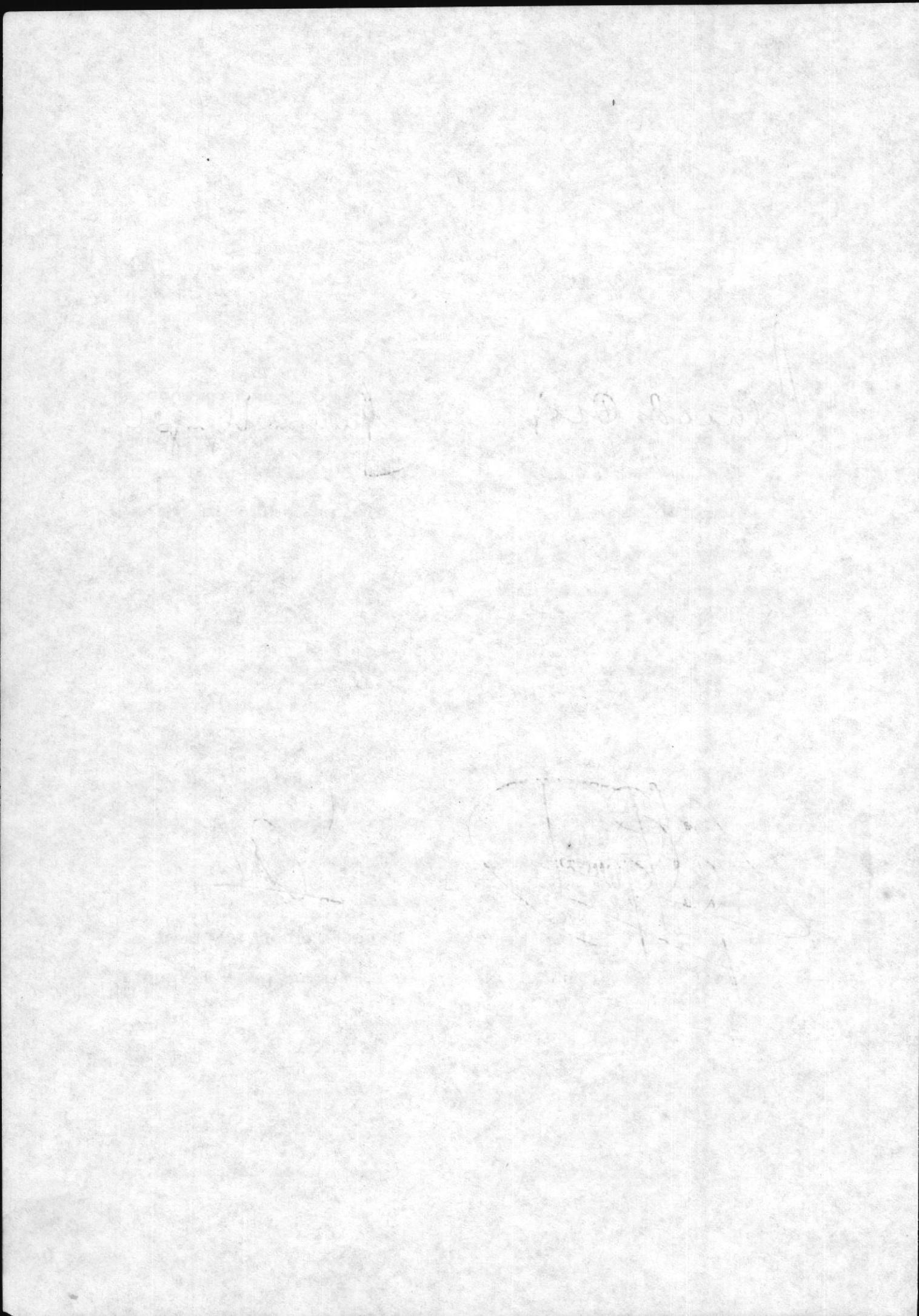
ING. MARCELO ESPINOSA L.

Miembro del Tribunal



ING. GALO BETANCOURT S.

Miembro del Tribunal



R E S U M E N

El diseño de la máquina vulcanizadora aquí propuesto, se inicia con el estudio de lo que constituye su fundamento: la tecnología misma de la vulcanización, describiendo en el primer capítulo los aspectos generales de la obtención y preparación del caucho, para seguidamente realizar un examen del proceso citado, analizando los parámetros que lo gobiernan, y que en cuyo control radica el éxito de la reparación de neumáticos.

En el segundo capítulo, se detallan el mecanismo y la secuencia de operación empleados tradicionalmente por quienes laboran en este campo, examinando luego los requerimientos específicos a satisfacer con la máquina a proyectar, para en función de ellos, proceder a la postulación de varias posibles alternativas de solución del problema, de las cuales, tomando en consideración sus mejores características, se determina el sistema más adecuado, que en adelante será la base para el diseño detallado de la máquina.

El tercer capítulo contiene la síntesis y el cálculo propiamente dicho de los subsistemas y componentes del sistema solución planteado, lo que una vez concluido, da

paso a la elaboración de los planos y especificaciones técnicas definitivas de la máquina, para finalizar con una visión sucinta del contenido general de la Tesis, extractada en las conclusiones y recomendaciones.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE TABLAS	XII
INDICE DE ABREVIATURAS	XIII
INTRODUCCION	1
I. CAPITULO	3
GENERALIDADES	3
1.1 Nociones fundamentales sobre el caucho.	3
1.1.1 Definición	3
1.1.2 Preparación del caucho	5
1.2 El proceso de vulcanización	7
1.2.1 Concepto y descripción	7
1.2.2 Parámetros que gobiernan el proceso de vulcanización	15
II. CAPITULO	19
ANALISIS DEL PROBLEMA	19
2.1 La máquina vulcanizadora para reparación de neumáticos	19
2.1.1 La máquina y secuencia operacional empleados en el medio ...	19

	Pág.
2.2 Requerimientos a satisfacer	21
2.3 Alternativas de solución	23
2.4 Selección del sistema óptimo	24
III. CAPITULO	31
DISEÑO DETALLADO DE LA MAQUINA	31
3.1 Síntesis del mecanismo de control	31
3.1.1 Alternativas	31
3.1.2 Selección de la alternativa más conveniente	36
3.2 Cálculo y dimensionamiento de los com- ponentes constitutivos de la máquina ..	39
3.2.1 Cilindro neumático	39
3.2.2 Bastidor	60
3.2.3 Ménsula rotatoria	76
3.2.4 Resorte posicionador	86
3.2.5 Pernos de anclaje	94
3.2.6 Placa térmica y placa base: Cálculo de la potencia eléc- trica, control de temperatura y geometría de las placas	101
3.2.7 Accesorios neumáticos	107
3.2.8 Accesorios eléctricos	110
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	112
APENDICES	118
PLANOS	132
BIBLIOGRAFIA	139



BIBLIOTECA

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. Nº		Pág.
1.1	Proceso de fabricación de neumáticos	9
1.2	La vulcanización en la fabricación de neumáticos	11
1.3	Estructura de los neumáticos	13
2.1	Sistemas de compresión propuestos	25
3.1	Mecanismo de control neumático	33
3.2	Mecanismo de control electroneumático.....	35
3.3	Diagrama de Fatiga (Vástago)	48
3.4	Dimensiones características del cilindro	55
3.5	Dimensiones generales de la máquina	61
3.6	Ánálisis del miembro AB	64
3.7	Diagrama de fatiga (Miembro AB)	69
3.8	Fuerzas actuantes sobre el miembro BC	71
3.9	Diagrama de fatiga (Miembro BC)	73
3.10	Deflexión del bastidor	75
3.11	Ménsula rotatoria	77
3.12	Diagrama para el cálculo de la deflexión de la ménnsula rotatoria.....	85
3.13	Detalle de la articulación	87

Fig. No	Pág.
3.14 Fuerzas actuantes sobre el bastidor.....	95
3.15 Fuerzas sobre la base de la máquina.....	97
3.16 Termostato bimetálico	104
A1 Factor de acabado superficial, k_m	119
A2 Áreas de 95% de esfuerzo para algunas secciones utilizadas comúnmente.....	120
A3 Factores de corrección de resistencia para resortes helicoidales	123
A4 Resistencia a la tensión de varios aceros para resortes, en función del diámetro del alambre	124
A5 Curvas para la predicción del pandeo en re- sortes helicoidales de compresión	125

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla Nº		Pág.
I	Asignación de valores a las alternativas de compresión	27
II	Asignación de valores a los criterios de evaluación	28
III	Determinación de la función de criterio	29
IV	Asignación de valores a las alternativas de control	37
V	Asignación de valores a los criterios evaluativos	38
VI	Determinación de la función de criterio	38
AI	Factores de confiabilidad k_e , correspondientes a una desviación estándar del 8% del S_m	120
AII	Propiedades a la flexión de soldaduras de filete.....	121
AIII	Factores de reducción de resistencia a la fatiga (K_f).....	122
AIV	Características generales de cilindros neumá- ticos estándar	126
AV	Consumo de aire de los cilindros neumáticos, por cm. de carrera	127

INDICE DE ABREVIATURAS

- A Área; alternativas de solución de un problema; punto determinado.
- a Dimensión; índice correspondiente a un parámetro alternante.
- b Dimensión; índice de perno.
- C Criterios de evaluación de alternativas; contactos de un relevador de control o contactor; constante de condición de extremos de columnas; índice de un resorte.
- C.G. Abreviatura de "centro de gravedad".
- c Distancia del eje neutro a la superficie exterior de una viga; índice correspondiente a compresión.
- D Diámetro medio de un resorte.
- d Diámetro en general; dimensión.
- E Módulo de elasticidad.
- e Espesor; índice de resistencia a la fatiga.
- F Fuerza.
- F.N. Abreviatura de "fibra neutra".
- G Módulo de elasticidad al cortante.
- h Altura de sección; medida de la garganta de una soldadura.
- I Momento de inercia; intensidad de corriente.
- J Momento polar de inercia.

- K Factor de concentración del esfuerzo; factor corrección de Wahl; radio de giro; constantes de rigidez de una unión empernada.
- k Módulo o constante del resorte; factor de modificación de la resistencia a la fatiga.
- L Longitud.
- L.S. Abreviatura de interruptor de final de carrera.
- l Índice de dirección longitudinal.
- M Momento (de una fuerza).
- m Índice correspondiente a un parámetro medio.
- N Número de espiras de un resorte.
- n Factor de seguridad; ciclos por minuto.
- P Carga o fuerza; potencia; punto determinado.
- p Presión.
- Q Consumo total de aire.
- q Consumo de aire por cm. de carrera del émbolo de un actuador neumático lineal.
- R Fuerzas reactivas en apoyos; confiabilidad; resistencia eléctrica.
- r Radio; índice de dirección radial.
- S Resistencia mecánica.
- s Carrera de un actuador lineal expresada en cm.; índice correspondiente a esfuerzo cortante; índice de soldadura.
- T Par de torsión.
- TR Temporizador y sus contactos.

t	Espesor; índice de dirección tangencial; índice correspondiente a tensión.
u	Índice de resistencia última; índice correspondiente a unitario.
v	Fuerza cortante.
w	Peso.
w	Dimensión; espesor.
x	Puntaje asignado a los criterios de selección de alternativas; coordenada cartesiana; distancia.
y	Coordenada cartesiana; distancia.
γ	Índice de resistencia a la fluencia.
Δ	Incremento o cambio.
δ	Deformación total.
π	Constante (3.14159265...)
Σ	Signo de sumatoria.
σ	Esfuerzo normal.
τ	Esfuerzo cortante.
μ	Relación de Poisson; coeficiente de rozamiento



I N T R O D U C C I O N

BIBLIOTECA

Circunstancias de orden social, político, económico o de desarrollo tecnológico, son determinantes en la elección de un cierto método o proceso que tenga por objetivo el satisfacer una necesidad. Tal situación es evidente en los talleres de reparación de neumáticos del medio, operación que prácticamente en la totalidad de los mismos (en un porcentaje no menor al 99%) se lleva a efecto empleando herramientas de diseño empírico y rústica fabricación, lo cual, obviamente imposibilita un satisfactorio servicio.

A fin de solventar esta deficiencia, que cabe indicar, no se ha investigado con anterioridad, es menester afrontar el problema del diseño de una máquina de factible construcción, con el propósito de presentar una mejor opción técnico-económica a los 13029 talleres del país dedicados al mantenimiento y reparación general de automotores ** (potenciales interesados en la máquina), y, en especial, a aquellos establecimientos que desenvuelven su actividad económica exclusivamente dentro del campo de la reparación de neumáticos, los cuales representan aproximadamente el 7% del total (dato estimado).

Es así que, mediante este estudio, se proyecta una máquina que trata de satisfacer en lo posible las demandas existentes, procurando hacer de ella el asistente idóneo de los talleres de vulcanización del medio.

El diseño, que como se indicó en el resumen, consiste a grosso modo de la descripción del proceso de vulcanización, de la determinación del mecanismo óptimo para ejecutar el trabajo y por último del cálculo detallado de la máquina, tiene por meta establecer el firme pilar de sustentación, para la futura construcción del prototipo; su evaluación y optimización, serán las fases subsiguientes a llevar a cabo, indispensables, para su posterior producción a mayor escala.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 NOCIONES FUNDAMENTALES SOBRE EL CAUCHO.-

Es menester inicialmente realizar una breve descripción del caucho, su obtención y preparación, por ser este material, el fundamento sobre el que, tomando en consideración sus características y propiedades, la máquina se diseñará.

1.1.1 Definición.-

Se conoce como caucho al producto natural Látex obtenido de ciertas plantas tropicales que exudan una sustancia blanca, lechosa, cuando se hacen incisiones en la corteza. Producen este látex varias especies silvestres de Hevea y especies del género Landolphia, así como otras plantas menos conocidas. Los tipos de caucho silvestre, de acuerdo a su procedencia difieren en pureza, peso molecular de su hidrocarburo y otras propiedades químicas y

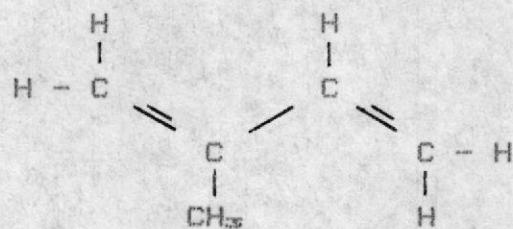
físicas. Sin embargo, la elasticidad e impermeabilidad, son comunes a todos.

La mayoría de tipos de caucho utilizados por la industria en la actualidad, provienen de la "Hevea brasiliensis", planta originaria de la región amazónica***.



BIBLIOTECA

El caucho consta de moléculas muy largas que son polímeros del isopreno, C_6H_{10} , cuya estructura es:



Las propiedades características del caucho se deben al hecho de que es un agregado de moléculas muy extenso, las cuales se hallan entremezcladas unas con otras en forma más bien desordenada.

Es interesante observar que las moléculas de caucho contienen un número grande de dobles enlaces, uno para cada residuo C_6H_6 , propiedad que determina su reaccionabilidad



— — —

con diferentes productos químicos (obtención de derivados), especialmente con azufre y cloruro de azufre (vulcanización) ⁽²⁾.

La Condamine en sus informes a la Academia Francesa, hacia 1735, menciona al caucho del Amazonas con el nombre de "cahutchú" del que se deriva el nombre español actual con que se conoce a esta goma natural. Su aprovechamiento práctico se logró únicamente después que Goodyear inventó la vulcanización, en el año de 1838 ⁽¹⁾.

1.1.2 Preparación del caucho.-

El látex generalmente contiene 33% de materia cauchifera con 5-7% de otras sustancias, siendo el remanente agua.

Una vez obtenido este producto de las plantaciones, es filtrado y diluido con agua, para luego precipitarlo por coagulación con ácido acético. El caucho se exprime entonces a través de rodillos con la finalidad de eliminar parte de los componentes extraños.

Una vez lavado, la primera operación en su aprovechamiento es la mastificación (dismisión de la viscosidad) del caucho bruto, efectuada en rodillos o mezcladores inter- nos. La calidad del producto terminado está directamente relacionada con la duración e intensidad de este proceso. De acuerdo se obtiene un material más plástico, pegajoso y más soluble en disolventes orgánicos, incorporando con mayor facilidad las sustancias extrañas. Al caucho así preparado se le añaden aditivos que mejoran sus propiedades y le dan una vida útil más larga.

Por medio de procedimientos apropiados de estabilización, especialmente de adición de amoniaco, se permite que una parte del latex obtenido, se expanda en estado líquido sin coagulación, que sirve como pegamento en la fabricación de zapatería como también en la fabricación de goma espumosa y cueros artificiales, formas en las que se emplea cada vez con más frecuencia.

El caucho coagulado con bisulfito sódico, produce una masa clara que después se lava para someterse al secado mediante ahumado, método similar al que emplean los indígenas del Amazonas.

1.2.1 Concepto y descripción. -

Este término define a la operación que transforma un compuesto mixto esencialmente plástico en esencialmente elástico. Se lo utiliza originalmente para designar el calentamiento del caucho con el azufre, pero actualmente se lo ha generalizado a todo proceso que produce el mismo efecto con una composición cualquiera de materiales.

1.2 EL PROCESO DE VULCANIZACIÓN. -

Las masas resultantes de este proceso se laminan mediante cilindros, para posteriormente aplicarlas sobre telídos, pulverizadas en tubos de esa constucción, hilos y otros objetos. De estos productos intermedios se confecionan después artículos de goma como bandas, neumáticos, etc., etc.

Otras) son indispensables para efectos del vulcanizante igualmente en las mezclas especiales y los vulcanizantes (azufre y res. Las cargas lo dotan de propiedades radicales, se le adiciona cargas y sustancias curado.

En la fabricación de neumáticos, la vulcanización es la etapa final de la secuencia de pasos seguida para la producción de los mismos, y a la que conviene referirse brevemente a continuación, con la finalidad de cuantificar más objetivamente la importancia de la misma, e identificar sus nexos con las demás fases del proceso industrial en referencia (Fig. 1.1).

El cuerpo elástico de la cubierta de un neumático, se halla constituido principalmente por caucho, material que una vez obtenido de la naturaleza, como se explicó con anterioridad, se combina con ciertos aditivos como vulcanizantes, protectores de envejecimiento y fatiga, cargas, plastificantes y productos auxiliares especiales, los cuales le proporcionan diferentes propiedades, que al mismo tiempo facilitan el manejo de la masa, previo a la vulcanización.



BIBLIOTECA

El tejido de cuerda predominantemente de seda artificial o nylon, se compone de hilos, que a su vez están formados por numerosas fibras (aproximadamente 700),



BIBLIOTECA

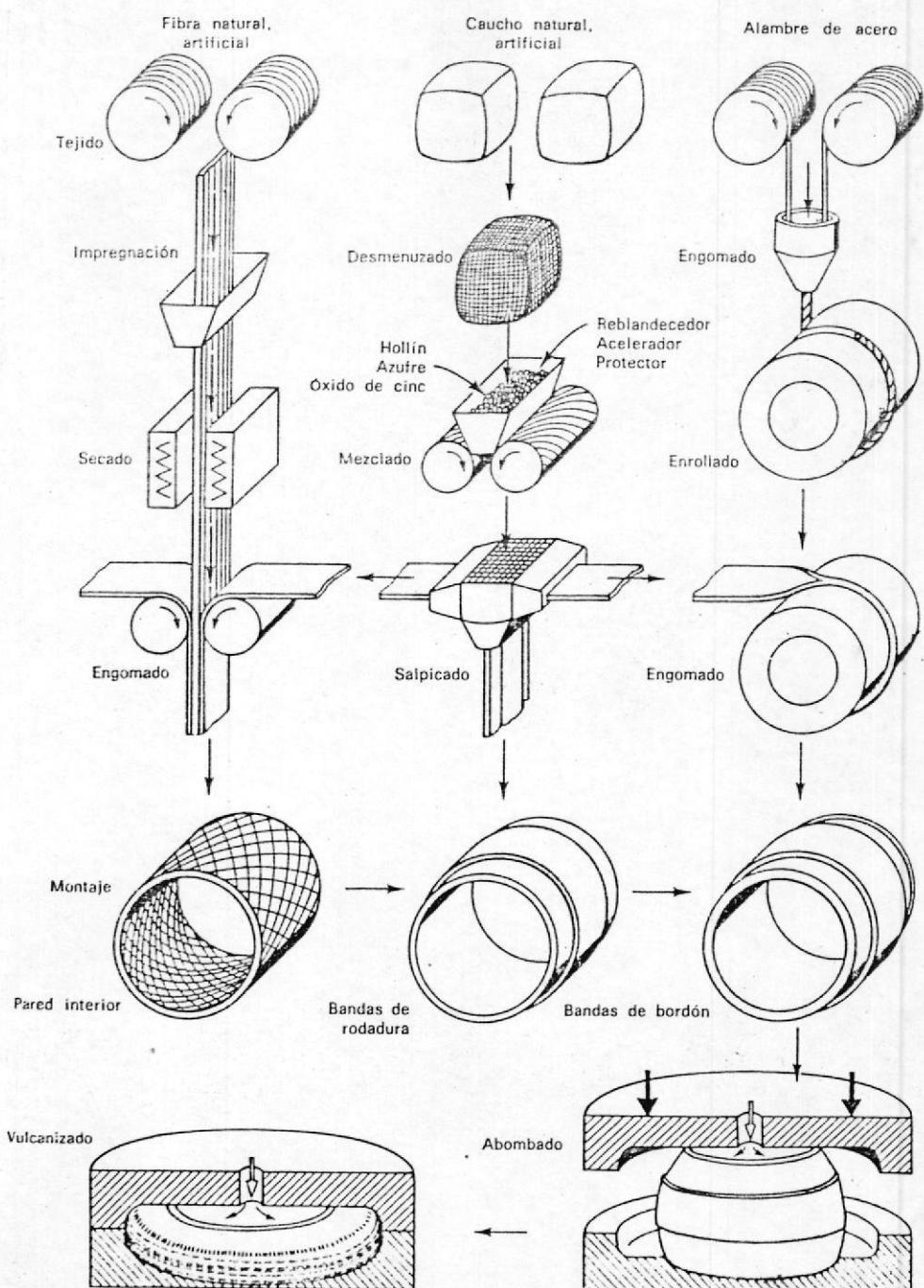


FIG. 1.1 .- PROCESO DE FABRICACION DE NEUMATICOS

torcidas conjuntamente, y que constituyen en sí la pared interior.

Los tejidos se impregnan de goma para conseguir una mejor adhesión, y luego de secados se recubren con una mezcla de caucho ya preparada. Un cilindrado a presión por ambas caras les proporciona la compacidad necesaria.

El núcleo de alambre consiste de varios hilos de acero recubiertos de latón, formando un haz. Estos van igualmente engomados y conformados en anillo, el que ulteriormente se envuelve con tejido encolado.

Todos los elementos aislados, es decir, las capas de tejido cortadas a forma, las bandas de rodadura adecuadas y los dos anillos que integran el bordón de refuerzo, se unen mecánicamente formando un bandaje en bruto.



BIBLIOTECA
ESCUELA POLITÉCNICA
DE GUAYAQUIL
1958

La forma definitiva de la cubierta se logrará mediante un prensado en caliente que se efectúa por medio de una cámara o bolsa de curado, la cual se expande al cerrar el molde y presiona el neumático.

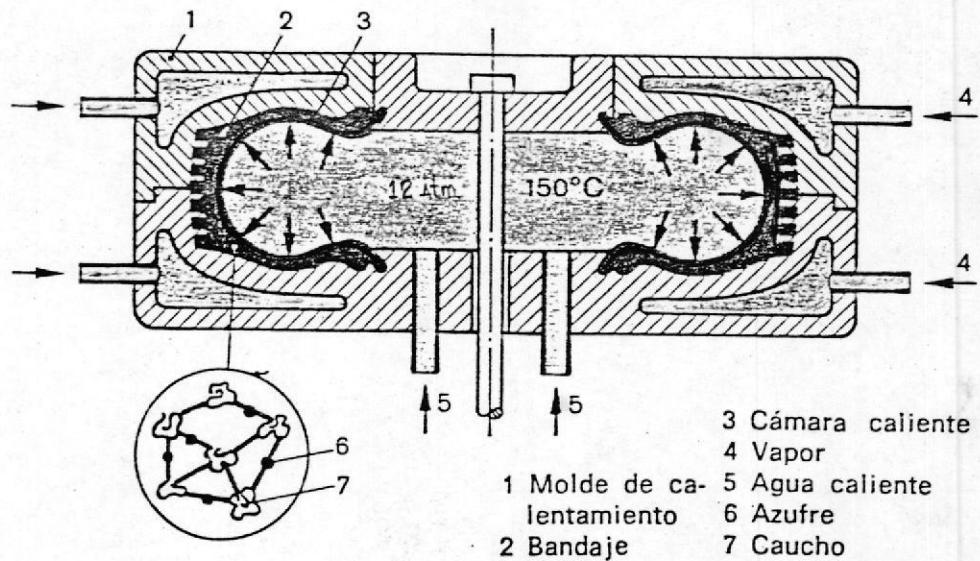


FIG. 1.2 .- LA VULCANIZACION EN LA FABRICACION DE NEUMATICOS

contra él. Bajo la influencia del calor, se combinan las moléculas de azufre existentes con las moléculas de caucho, y transforman el hasta entonces caucho plástico en una mezcla elástica de goma (Fig. 1.2). Este proceso concede a los neumáticos sus propiedades decisivas.

La sección de la cubierta de un neumático terminado se esquematiza en la Fig. 1.3, con la finalidad de ilustrar su estructura definitiva al cabo del proceso de fabricación.

En el caso de estudio aquí enfocado, la vulcanización de neumáticos se cumple tanto en la refacción de cámaras de aire (tubos), como en la de cubiertas de los mismos, cuando éstos han sufrido averías debido a la introducción de un cuerpo extraño.

Para proceder a reparar la cubierta, se debe escariar el lugar afectado mediante un cepillo metálico, untarlo de solución vulcanizante y realizar la inserción del parche de obturación en la grieta. Este par-

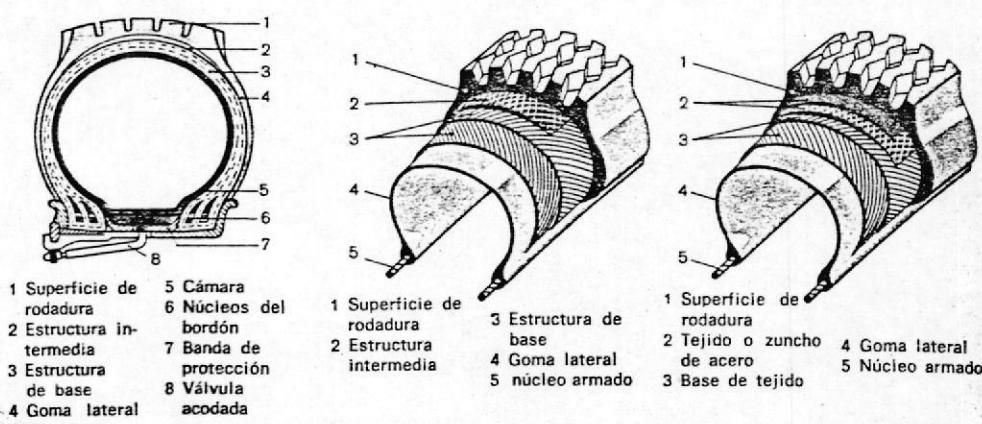
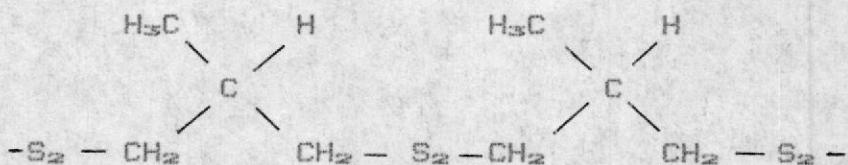


FIG. 1.3 .- ESTRUCTURA DE LOS NEUMATICOS

che se expende en el mercado como "material para vulcanización", siendo el mismo una mezcla de caucho crudo con aditivos vulcanizantes y sustancias adicionales, que a través del proceso de vulcanización permiten producirse entre la cubierta o cámara y el parche, una completa integración, formando de esta manera un material homogéneo.

Durante la vulcanización, las moléculas de azufre se rompen y combinan con los dobles enlaces de las moléculas de caucho, originando puentes de azufre (S_2) de una molécula de caucho a otra. Estos puentes de azufre mantienen unidos los agregados de moléculas de caucho en una estructura que se extiende por todo el material, haciéndolo elástico. Tal estructura se indica a continuación.



La proporción límite de azufre para un hidrocarburo de caucho natural puro es de $32 \times 100 / 68 = 47\%$, porcentaje que corres-

ponde a la composición antes referida. En la práctica se emplean distintas relaciones de azufre, dependiendo del tipo de características requeridas^{***}. Conviene indicar que el material para vulcanización viene preparado y contiene todos los elementos en la proporción necesaria para el efecto.

1.2.2 Parámetros que gobiernan el proceso de vulcanización.-

La literatura especializada en la industrialización del caucho y específicamente en la vulcanización de neumáticos, destaca como factores relevantes en este proceso, los siguientes:

a) Espesor del material a vulcanizar.-

En todos los métodos de vulcanización, excepto en el de radio frecuencia, el calor se suministra al material en su superficie.

Debido a las relativamente buenas características de aislamiento del caucho, el tiempo requerido para que todo el material alcance la temperatura adecuada, es muy

largo. Este retraso o tiempo de incubación es función del espesor y forma del material, así como de la difusividad térmica del caucho***.

b) Temperatura de vulcanización.—

Varios investigadores han realizado pruebas con la finalidad de determinar el efecto de la temperatura sobre la velocidad de vulcanización, en el intervalo entre la temperatura ordinaria y las temperaturas más altas empleadas en la industria, mas, los datos publicados a este respecto no son del todo fidedignos, probablemente por las dificultades que implica la determinación de las velocidades de curado.

La mayoría de las investigaciones coinciden en que algunos de los cambios en el efecto de la temperatura sobre la velocidad del proceso, son el resultado de alteraciones en el sistema de curado empleado. Como aproximación y para comodidad de transportar la velocidad de vulcanización de una temperatura a otra, se dá por supuesto que ésta se duplica para cada 10°C. de incre-

mento en la misma. En el intervalo de temperaturas desde 125°C hasta 160°C, ésta es una aproximación bastante confiable⁽¹⁾.

Para el objetivo que se persigue en el presente estudio, las recomendaciones técnicas al respecto, sugieren como temperatura de vulcanización adecuada 160°C⁽²⁾.

c) Tiempo de vulcanización.—

Con relación al tiempo necesario para que se produzca la completa vulcanización en la reparación de un neumático, manuales de maquinaria para tal función, aconsejan que una vez alcanzada la temperatura óptima (160°C), deben emplearse 4 minutos por cada milímetro de espesor del material a tratar⁽³⁾.

d) Presión de vulcanización.—

La importancia de este parámetro está implícita en la descripción de varios métodos de vulcanización.

En la reparación de neumáticos, la presión tiene por finalidad proveer del mejor contacto entre el parche y el caucho base, para alcanzar la efectiva integración de las dos partes durante el proceso.

Los especialistas en este tópico recomiendan comprimir ambas partes con una presión máxima de 0.34 MPa al tratarse de cubiertas y de 0.14 Mpa en el caso de cámaras de aire⁽⁶⁾.

Quedan establecidos de esta manera los argumentos teóricos necesarios, en torno a los cuales se desenvolverá el diseño de la máquina.



BIBLIOTECA

CAPITULO II

ANALISIS DEL PROBLEMA

2.1 LA MAQUINA VULCANIZADORA PARA REPARACION DE NEUMATICOS.-

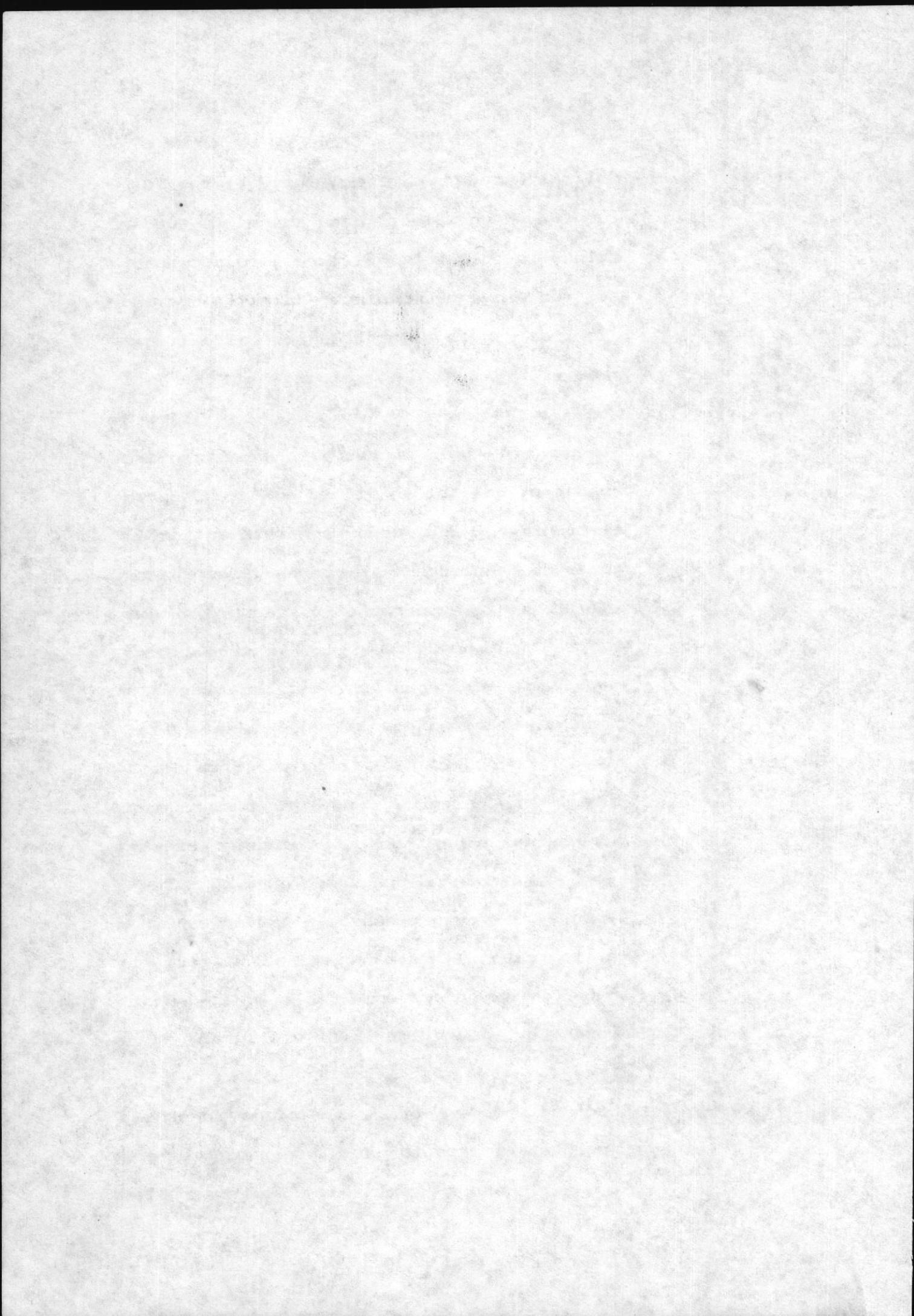
2.1.1 La máquina y secuencia operacional empleadas en el medio.-

La máquina vulcanizadora con la que generalmente trabajan los talleres del País, es en esencia una prensa mecánica de tornillo de acción manual. Se halla constituida de un rígido bastidor de fundición gris en forma de "C", el cual posee en su parte superior un orificio roscado, a través del cual se desplaza ascendente o descendente- mente un tornillo de potencia, que en su extremo superior lleva montado un volante fijo, al que se le aplica el torque para ejercer presión sobre el parche. En el extremo inferior del mismo, tiene acoplada una plancha eléctrica de uso doméstico que cumple por función, disipar calor para la

vulcanización. Adicionalmente, el bastidor cuenta con una placa base sobre la que se coloca la cubierta o cámara a refaccionarse, que sirve de soporte para la presión ejercida por la plancha durante el vulcanizado.

El control del proceso lo realizan los operarios del taller empleando métodos poco eficientes. Una forma consiste en verter gotas de agua sobre el parche, las cuales en el caso de evaporarse súbitamente, indican el término de la vulcanización. Otra manera es colocando un cerillo sobre la plancha, el mismo que al encenderse determina la conclusión del trabajo. Esta metodología es seguida en la reparación de cámaras de aire. En la refacción de cubiertas, el tiempo de curado dura aproximadamente 20 minutos, debido al mayor espesor de la capa a vulcanizar. Finalizado el trabajo y luego de verificarlo, proceden al montaje del neumático en el vehículo.

Como se puede notar de lo anteriormente expuesto, el proceso de vulcanización de la forma ejecutada en los talleres de la

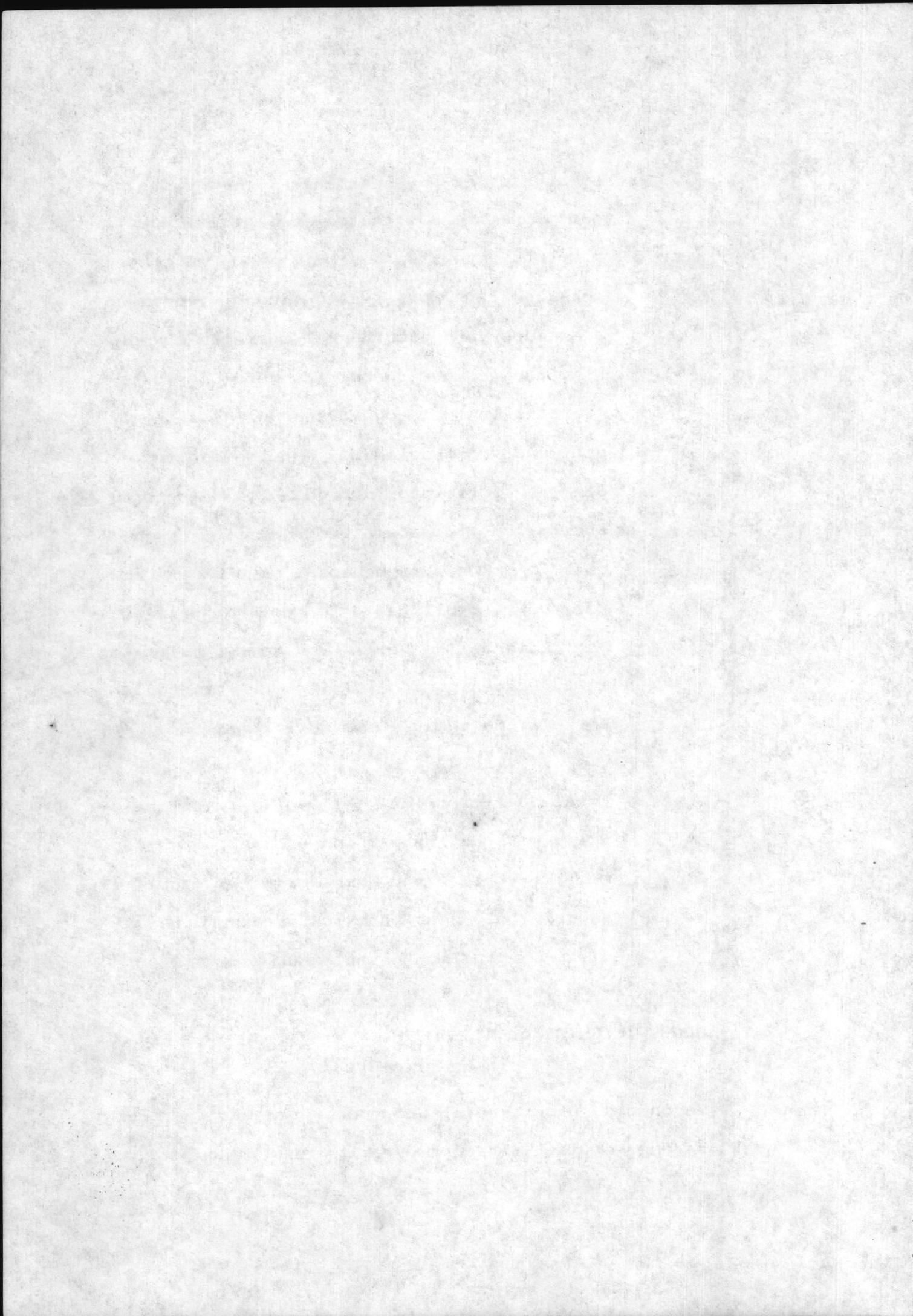


localidad, es muy rudimentario, en vista de que no existe más control del mismo, que el estrictamente visual. No se toma en consideración la temperatura, tiempo y presión adecuados para efectuar el correcto curado, sino que se obra empíricamente por experiencia, lo cual, en más de una ocasión, ha provocado contratiempos a quienes desempeñan tal actividad, debido a los daños producidos en los neumáticos a ellos confiados. Errores frecuentes suelen ser el quemado y debilitamiento del material de las cámaras de aire, así como también la mala vulcanización (falta de integración entre el parche y el material base).

Estas deficiencias relevan la importancia del diseño de una máquina vulcanizadora que realice tal labor con mayor eficacia, y supere los problemas existentes con el sistema actualmente utilizado.

2.2 REQUERIMIENTOS A SATISFACER.

En épocas anteriores el desarrollo tecnológico, por razones obvias fue considerablemente menor que en la actualidad. El nivel científico de algunas



ciencias auxiliares en ese tiempo, no permitía satisfacer ciertos requerimientos específicos concernientes al funcionamiento de las máquinas, pero con el transcurso del tiempo, debido al continuo avance tecnológico, tales demandas van siendo satisfechas progresivamente.

En este estudio, y en general para proyectar u optimizar una máquina, se debe estar familiarizado con los requerimientos técnicos específicos determinados por los usuarios de la misma a través de la observación y operación continua de ella. Así, habiendo pedido criterio a varias personas dedicadas a la vulcanización de neumáticos, respecto a las características con las que debería contar una máquina vulcanizadora para un eficiente trabajo en el taller, la casi totalidad de ellas coincidió en aspectos como:

- Economía
- Poco mantenimiento
- Tamaño y peso adecuados para su montaje en cualquier taller de vulcanización
- Fácil operación
- Automatización
- Eficiencia en el vulcanizado,

entre los más importantes.



Esta información da una idea más concreta del problema a afrontar.

Corresponde entonces en este punto, describir la secuencia de operaciones que se espera cumpla la máquina, para la efectivización de su trabajo.

Preparada la zona a reparar, colocada la solución vulcanizante y sobre ella el parche, se inicia el proceso con una acción de mando, ante la cual, la placa térmica debe descender y ejercer presión sobre el mismo (0.34 MPa para cubiertas y 0.14 MPa para cámaras), proveyéndole simultáneamente una temperatura de calefacción constante de 160°C, por el lapso que determine su espesor. Una vez cumplido éste, debe cesar el suministro de calor y la placa ascender a su posición inicial de reposo, concluyendo así el ciclo de trabajo.

2.3 ALTERNATIVAS DE SOLUCION.

Identificada la necesidad y una vez definido el problema, es menester buscar la solución más conveniente al mismo. Con tal finalidad se plantearon tres alternativas de solución para efecto del desarrollo minucioso del proyecto. Estas se enuncian a continuación.

A₁ Alternativa mecánica.-

Cuyo mecanismo de compresión se basa en un sistema de barras de accionamiento manual (Fig. 2.1a).

A₂ Alternativa oleohidráulica.-

La cual realiza la compresión mediante un gato hidráulico común.

A₃ Alternativa neumática.-

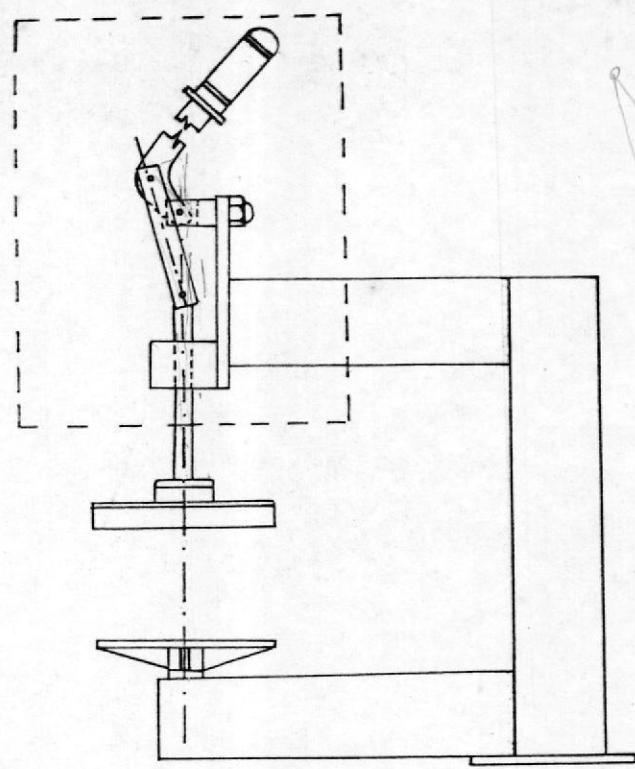
Que considera el uso de un actuador neumático lineal para obtener el efecto antes anotado (Fig. 2.1b).

2.4 SELECCION DEL SISTEMA OPTIMODeterminación de criterios de evaluación

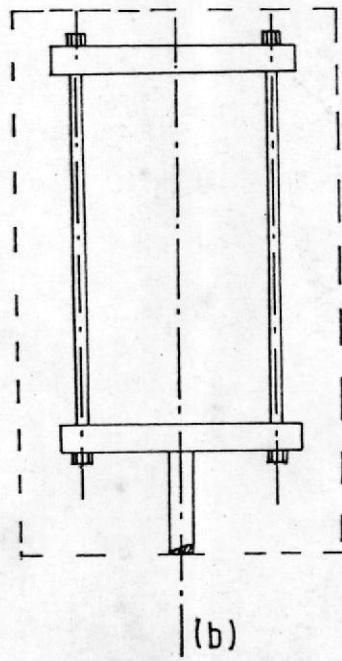
BIBLIOTECA

Los criterios a utilizar con la finalidad de evaluar las alternativas planteadas, son los requerimientos técnicos más relevantes mencionados con anterioridad. Estos son:

- Economia.- Sinónimo de bajo costo
- Mantenimiento.- Implica contar con una máquina que funcione constantemente, sin que deba ponerse especiales cuidados en ella, para evitar paradas por reparaciones.



(a)



(b)

FIG. 2.1 .- SISTEMAS DE COMPRESSION PROPUESTOS

- Facilidad de manejo.- Para prevenir errores y contratiempos a los operarios.
- Tamaño y peso adecuados.- Característica importante para su transporte y montaje en cualquier lugar de trabajo.
- * Automatización.- Significa operación independiente de supervisión humana (economía de tiempo y mano de obra).
- Control eficiente de los parámetros de la vulcanización.- Temperatura, tiempo y presión convenientes para garantizar el buen curado.

Asignación de valores a las alternativas.-

Para esto se debe desarrollar una tabla con los criterios, alternativas y el razonamiento para la justificación del puntaje fijado a cada una de ellas (evaluadas sobre un punto) ⁽⁴⁾.

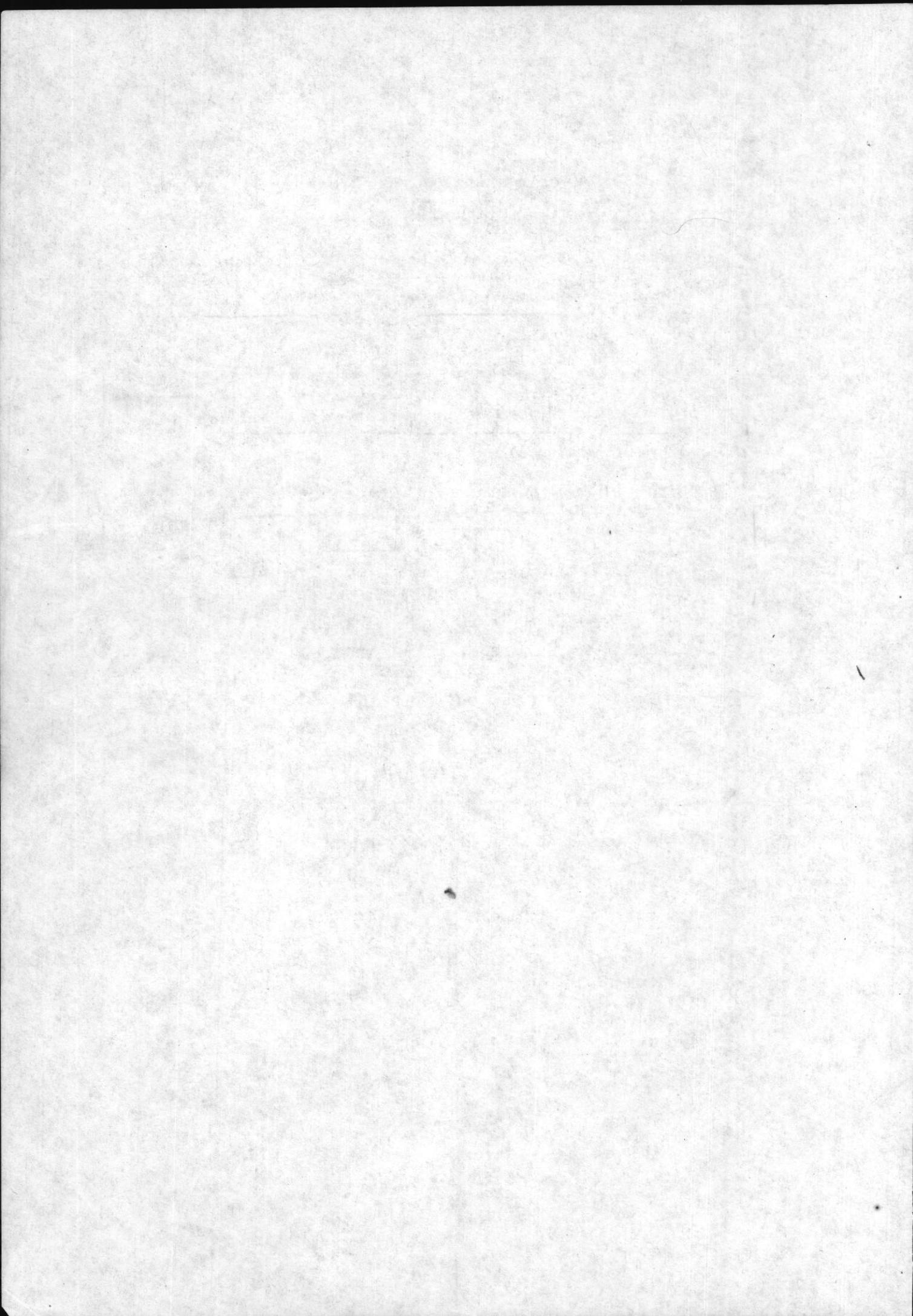


TABLA I

ASIGNACION DE VALORES A LAS ALTERNATIVAS DE COMPRESION.

CRITERIO	ALTERNATIVAS			RAZONAMIENTO
	A ₁	A ₂	A ₃	
C ₁ Economía	0.5	0.3	0.2	El mecanismo de barras es más económico
C ₂ Mantenimiento	0.5	0.3	0.2	El mecanismo de barras requiere menos mantenimiento
C ₃ Manejo fácil	0.4	0.3	0.3	El mecanismo de barras es sencillo de operar
C ₄ Tamaño y peso adecuados	0.4	0.3	0.3	No existe diferencia significativa entre las tres
C ₅ Automatización	0.1	0.1	0.8	Solo se la logra totalmente con la alternativa <u>neumática</u>
C ₆ Control de Parámetros	0.2	0.3	0.5	Unicamente la alternativa neumática dà tal posibilidad

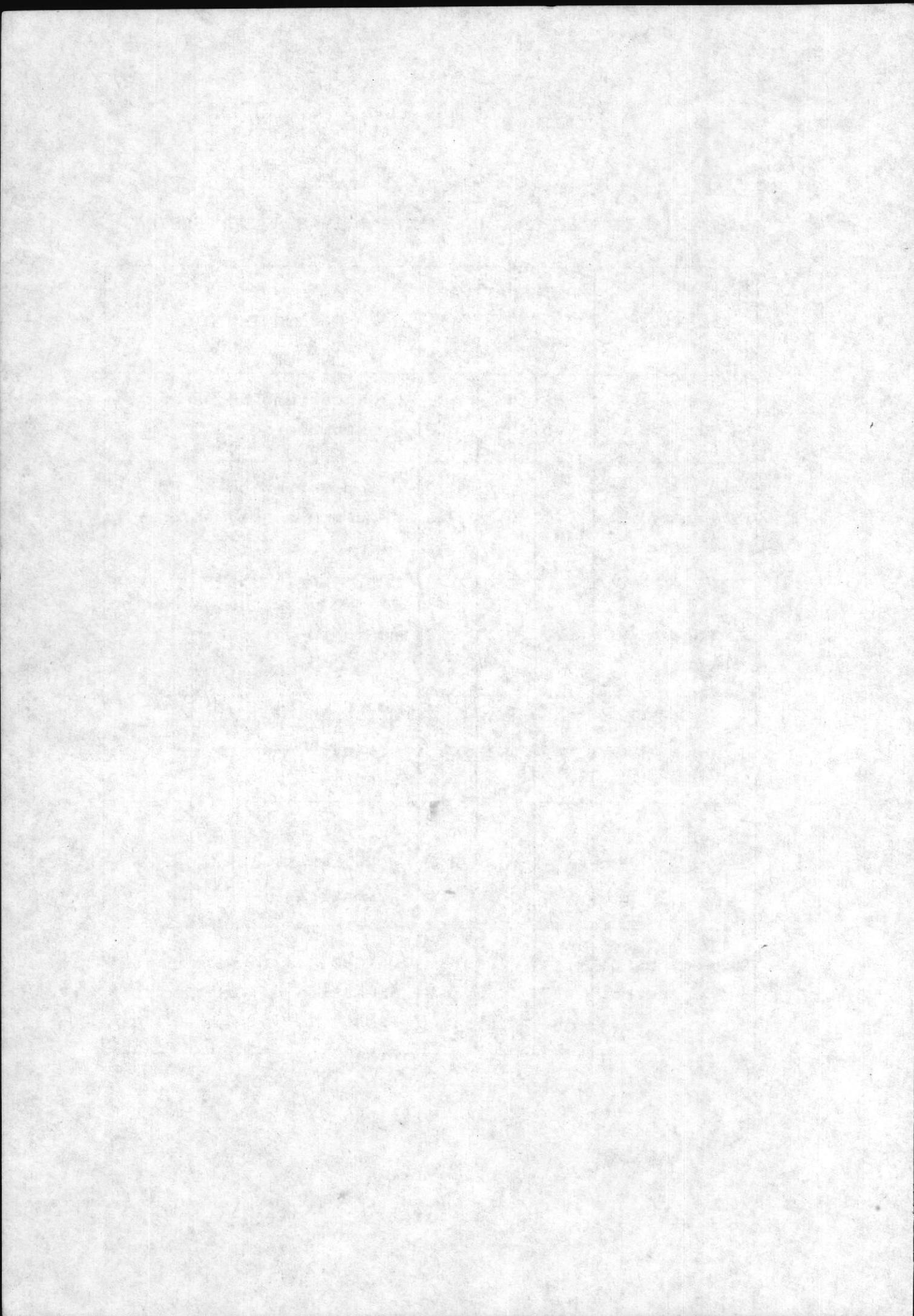


TABLA II
ASIGNACION DE VALORES A LOS CRITERIOS DE EVALUACION

CRITERIOS	X _i	RAZONAMIENTOS
C ₁	0.9	Es fundamental para la fácil adquisición de la máquina.
C ₂	0.7	El mantenimiento es significativo para los usuarios
C ₃	0.3	Los operarios no darán demasiada importancia al manejo
C ₄	0.5	Por cuestiones de espacio físico disponible en los talleres, este criterio tiene su relevancia
C ₅	0.9	Economiza tiempo y dinero por mano de obra
C ₆	0.9	Permite un trabajo eficiente

TABLA III
DETERMINACION DE LA FUNCION CRITERIO

CRITERIOS	X ₁	A ₁	A ₁ X ₁	A ₂	A ₂ X ₁	A ₃	A ₃ X ₁
C ₁	0.9	0.5	0.45	0.3	0.27	0.2	0.18
C ₂	0.7	0.5	0.35	0.3	0.21	0.2	0.14
C ₃	0.3	0.4	0.12	0.3	0.09	0.3	0.09
C ₄	0.5	0.4	0.20	0.3	0.15	0.3	0.15
C ₅	0.9	0.1	0.09	0.1	0.09	0.8	0.72
C ₆	0.9	0.2	0.18	0.3	0.27	0.5	0.45

Función de Criterio
 $\Sigma A_i X_i$

1.39 1.08 1.73

La función de criterio define a la Alternativa A₂ (neumática) como la idónea para el desarrollo de la máquina en detalle. Consecuentemente en base a ella se realizará todo el estudio posterior.

CAPITULO III

DISEÑO DETALLADO DE LA MAQUINA

3.1 SINTESIS DEL MECANISMO DE CONTROL

3.1.1 Alternativas

El uso de un actuador neumático lineal para la compresión del parche durante la vulcanización, posibilita la automatización del proceso, a través de un mecanismo de control.

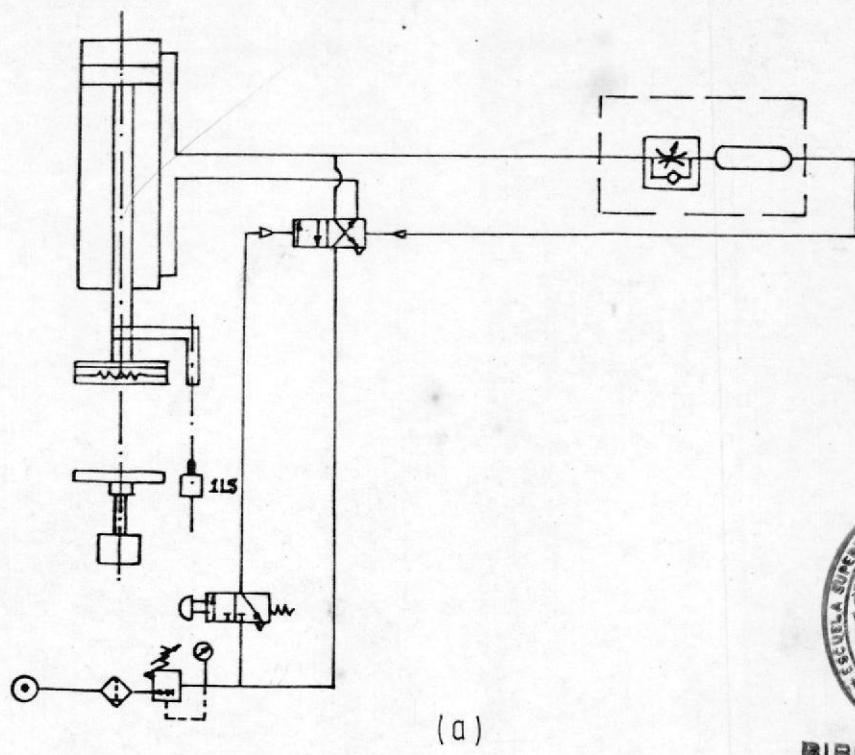
En este punto se presentan dos alternativas a analizar, para ejercer las acciones de control:

A₁. Mecanismo de control neumático

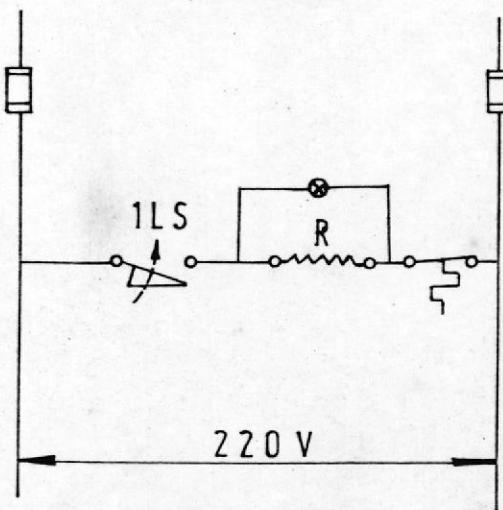
A₂. Mecanismo de control electroneumático

A₁. Mecanismo de control neumático.--

Emplea señales neumáticas para posicionar la válvula que comanda el cilindro, como también un temporizador neumático



BIBLIOTECA



(b)

FIG. 3.1 .- MECANISMO DE CONTROL NEUMATICO

para regular el tiempo de accionamiento del mismo. El diseño del circuito se esquematiza en la Fig. 3.1 y se explica a continuación:

Al presionar la válvula 3/2 con memorización, se posibilita el flujo de aire (señal piloto) que ubica la válvula 4/2, provocando el descenso del vástagos portador de la placa térmica, la cual, al alcanzar su posición más baja acciona un interruptor de final de carrera que permite la circulación de corriente a través de la resistencia incorporada en la placa en mención. Un temporizador neumático previamente regulado y conectado a la línea de la cámara superior del cilindro, envía otra señal el momento requerido y coloca en la segunda posición la válvula distribuidora, ocasionando el ascenso del vástagos y consecuente desconexión de la resistencia, finalizando de esta manera el ciclo.

La regulación de presión de la placa térmica sobre la zona a reparar, se realiza por medio de una válvula reguladora, colocada en la entrada de aire a la máquina.

El control de temperatura es efectuado a través de un termostato bimetálico, calibrado para su desconexión a una temperatura de 160°C.

A2. Mecanismo electroneumático.-

Emplea señales eléctricas para realizar las acciones de control. El diseño del circuito se grafica en la Fig. 3.2 y se detalla su funcionamiento seguidamente.

Presionando el pulsador de arranque se energiza la bobina del relevador de control, cerrándose en consecuencia todos sus contactos; ésto ocasiona la activación de la bobina del temporizador y del solenoide de la electroválvula 4/2, provocando el descenso del vástagos del cilindro, el inicio de la cuenta del tiempo de vulcanización y el calentamiento de la resistencia. Una vez cumplido el tiempo pre establecido en el temporizador, se desconecta su contacto correspondiente, lo que produce la total desenergización de los circuitos de potencia y control, volviendo por tanto, la válvula direccional a su posición de

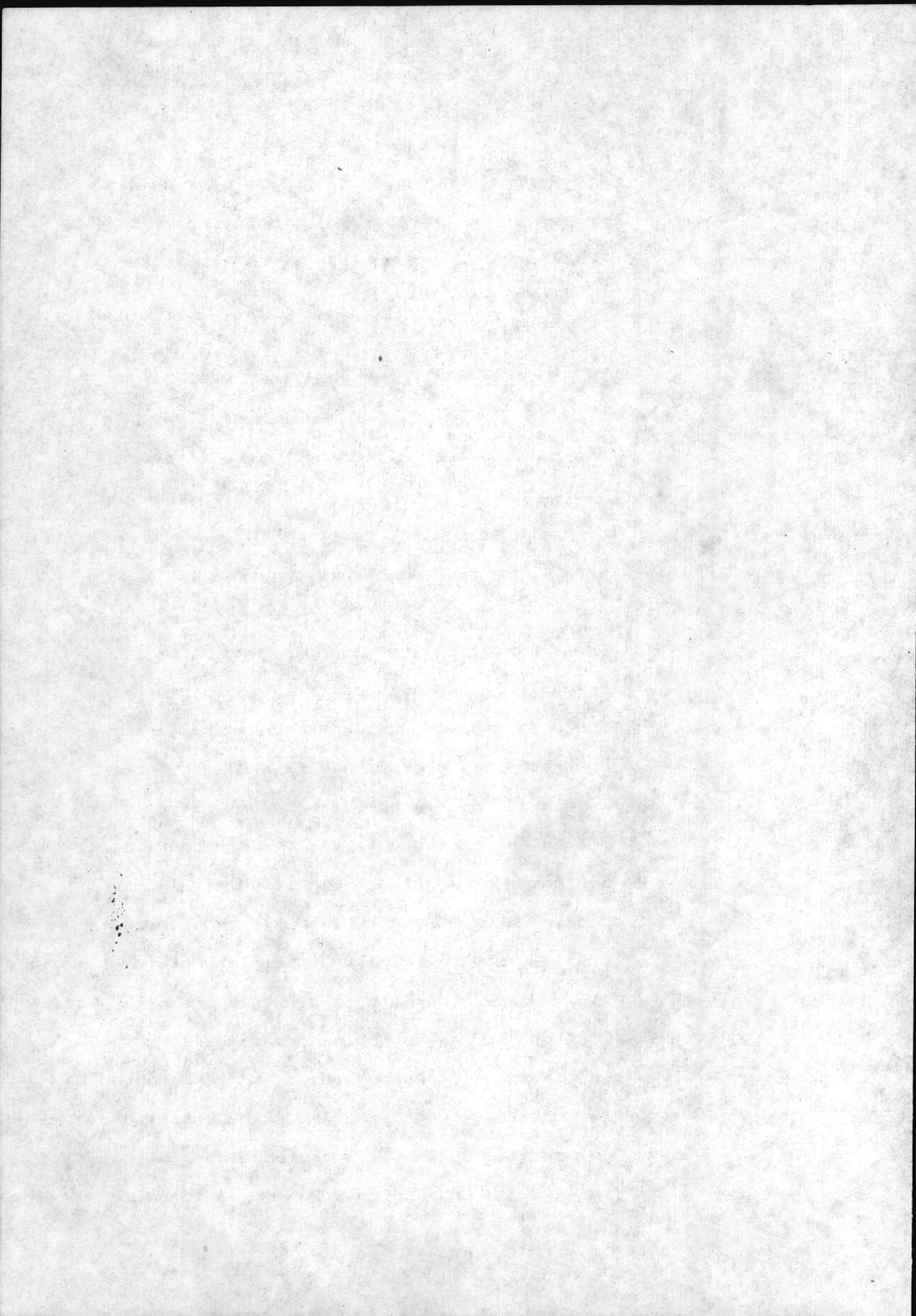
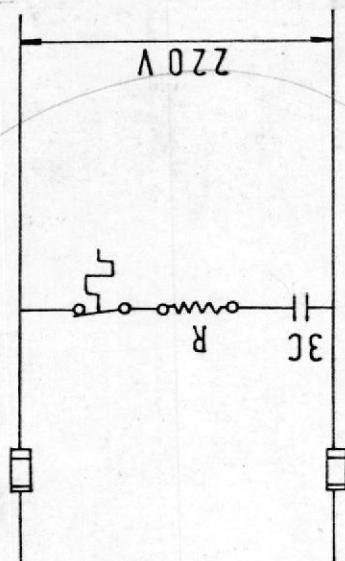


FIG. 3.2 . - MECANISMO DE CONTROL ELECTRONUMATICO

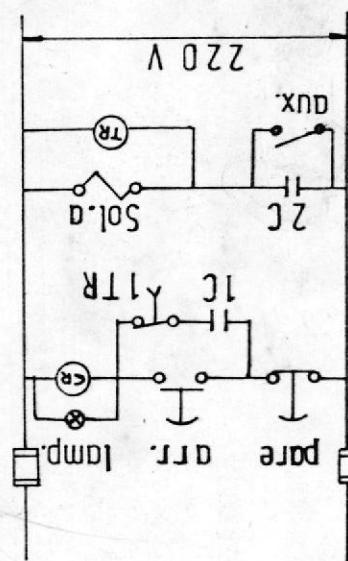
BIBLIOTECA



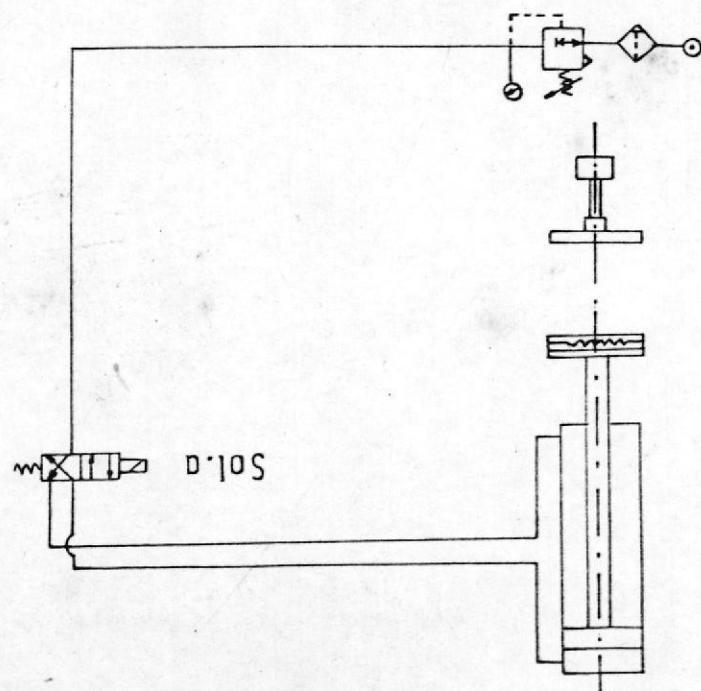
(c)



(d)



(a)



reposo, por acción del resorte de retorno; lo último causa el ascenso del vástago, el que al llegar a su posición superior concluye el ciclo de trabajo.

El circuito eléctrico de control posee un interruptor de dos posiciones (opcional), conectado en paralelo con el contacto 2C, éste sirve, para, al cerrarlo, mantener a voluntad la placa de calentamiento en la posición inferior por el tiempo que se desee, independientemente del sistema de control principal, y de esta forma permitir, si se quiere, el enfriamiento paulatino de la misma, con la cubierta o cámara que se está reparando.

En este sistema, la regulación de presión y temperatura se ejercen en igual forma que en el sistema de control neumático.

3.1.2 Selección de la alternativa más conveniente.

Determinación de criterios de evaluación

- Economía
- Mantenimiento

- Existencia en el mercado nacional
- Duración

TABLA IV

ASIGNACION DE VALORES A LAS ALTERNATIVAS DE CONTROL

CRITERIO	A ₁	A ₂	RAZONAMIENTO
C ₁ Economía	0.2	0.8	Los dispositivos eléctricos son mucho más económicos.
C ₂ Mantenimiento	0.3	0.7	Los dispositivos neumáticos necesitan mayor mantenimiento
C ₃ Existencia	0.2	0.8	Los dispositivos neumáticos son escasos en el medio, sucediendo lo contrario con los eléctricos
C ₄ Duración	0.7	0.3	Los dispositivos eléctricos tienen una vida más corta que los neumáticos. HIDRAULICOS

TABLA V

ASIGNACION DE VALORES A LOS CRITERIOS
EVALUATIVOS

CRITERIOS	X _i	RAZONAMIENTO
C ₁	0.9	El menor costo implica mayor posibilidad de adquisición
C ₂	0.7	Es importante para una operación continua
C ₃	0.9	Al no hallarse en el mercado, no se puede reemplazarlos en caso de daños.
C ₄	0.8	Es un buen índice del rendimiento general.

TABLA VI

DETERMINACION DE LA FUNCION DE CRITERIO

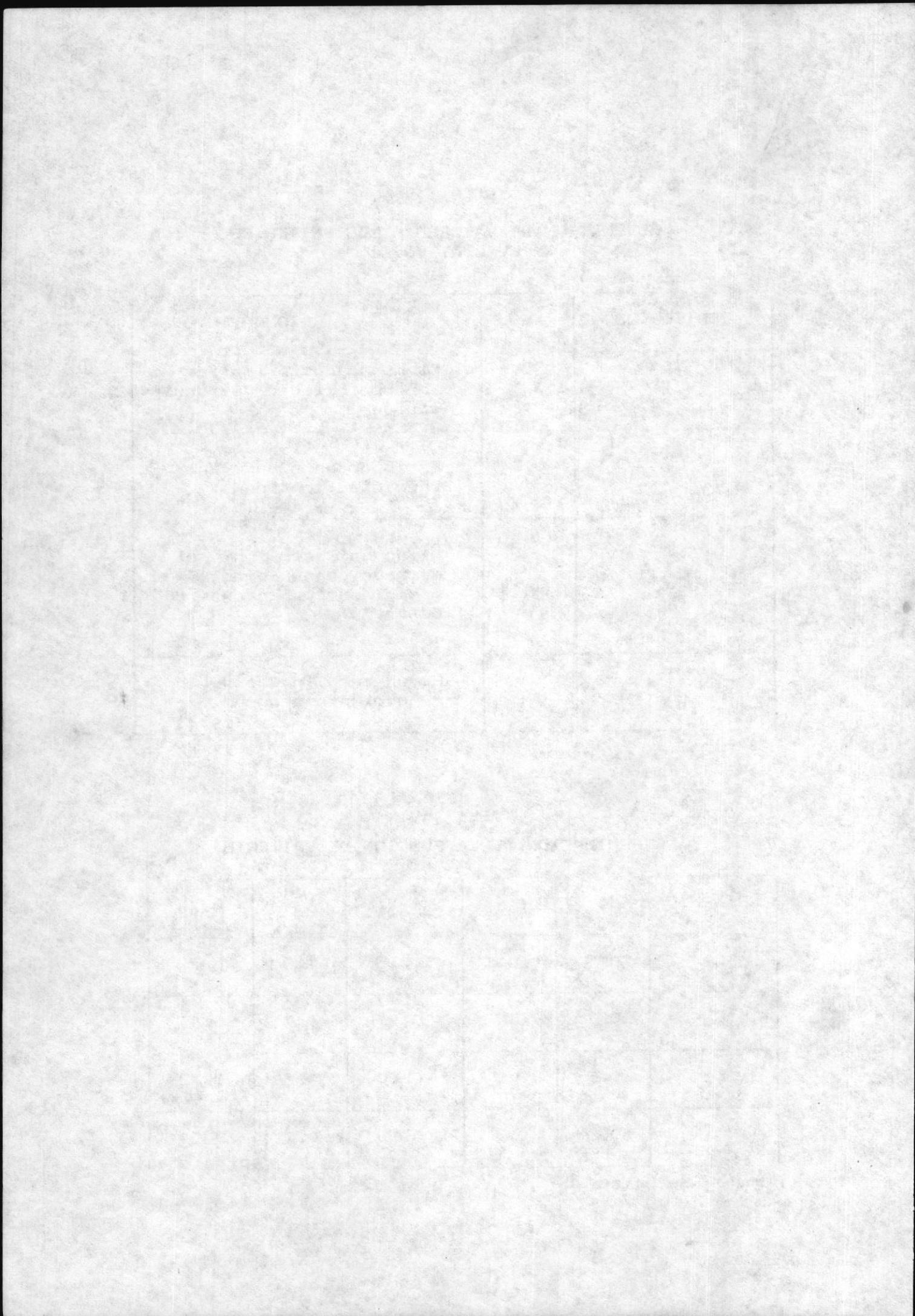
CRITERIO	X _i	A ₁	A ₁ X _i	A ₂	A ₂ X _i
C ₁	0.9	0.2	0.18	0.8	0.72
C ₂	0.7	0.3	0.21	0.7	0.49
C ₃	0.9	0.2	0.18	0.8	0.72
C ₄	0.8	0.7	0.56	0.3	0.24

Función de Criterio

$$\Sigma A_i X_i$$

1.13

2.17



De la última tabla se concluye que la alternativa A₂ (Electroneumática) es la más adecuada para el mecanismo de control, y por consiguiente será empleada en este proyecto para tal objeto.

3.2 CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES CONSTITUTIVOS DE LA MAQUINA

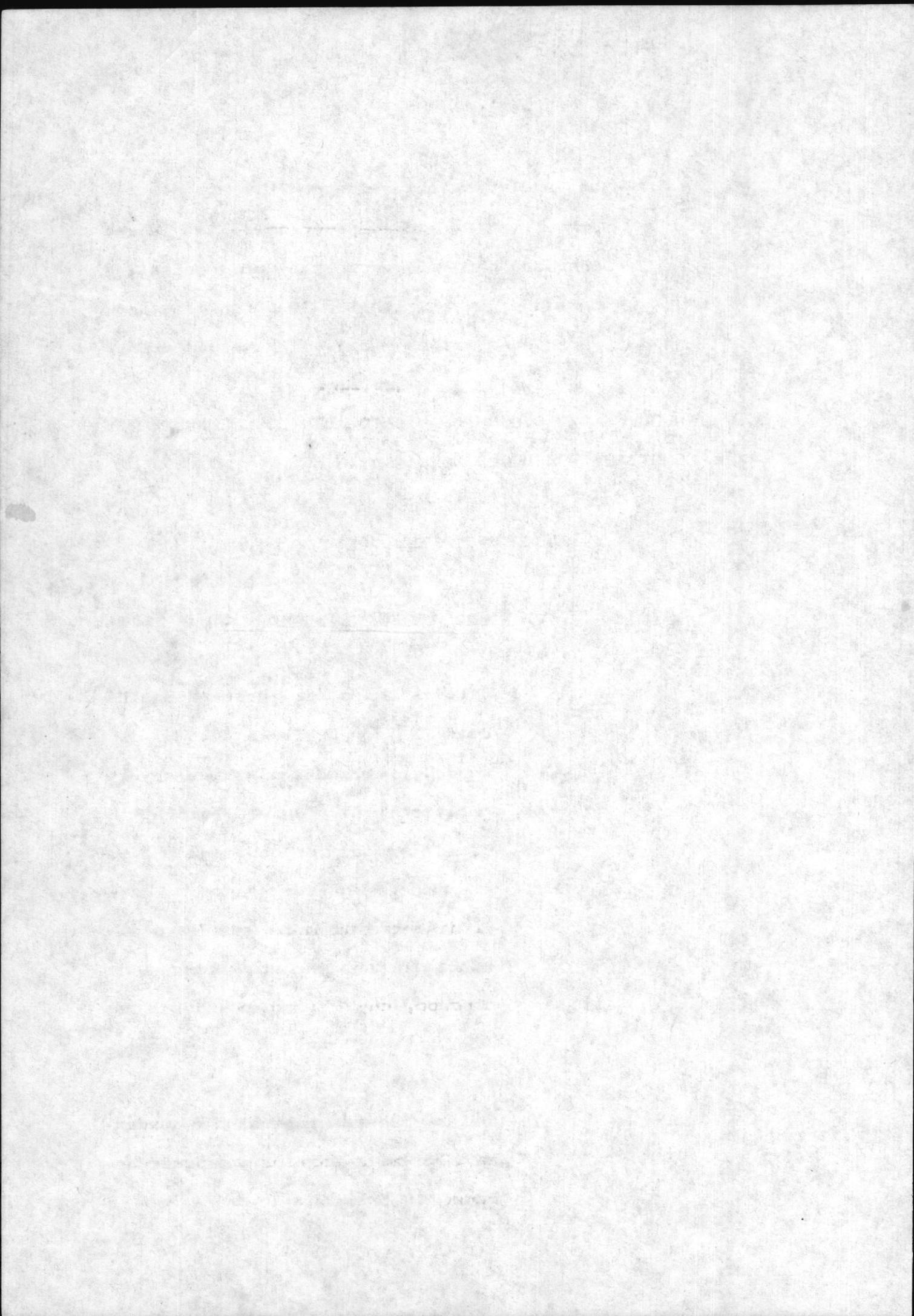
3.2.1 Cilindro neumático.-

3.2.1.1 Cuerpo del cilindro.-

B.R.R

El diseño del cilindro neumático está regido por la presión a desarrollarse sobre la zona a vulcanizar, que, en la situación límite, posee un área igual a la correspondiente de la placa base donde se coloca la cámara o cubierta. Su magnitud es de $1.29 \times 10^{-2} m^2$ (condición de diseño).

De la información obtenida, como se manifestó en el capítulo anterior, la presión máxima necesaria



a ejercer sobre la zona en reparación debe ser de 0.34 MPa, en consecuencia, la fuerza de salida en el vástago del cilindro para cumplir con tal requerimiento tendrá que ser:

$$F_v = P \cdot A$$

$$F_v = 3.4 \times 10^5 (1.29 \times 10^{-2}) \rightarrow F_v = 3.4 \times 10^5 (1.29 \times 10^{-2})$$

$$F_v = 4448 \text{ N}$$

Si se elige como presión normal de trabajo del aire comprimido 0.65 MPa, el diámetro interior del cilindro poseerá una magnitud:

$$d_i = (4 \cdot F_v / p \cdot \pi)^{1/2}$$

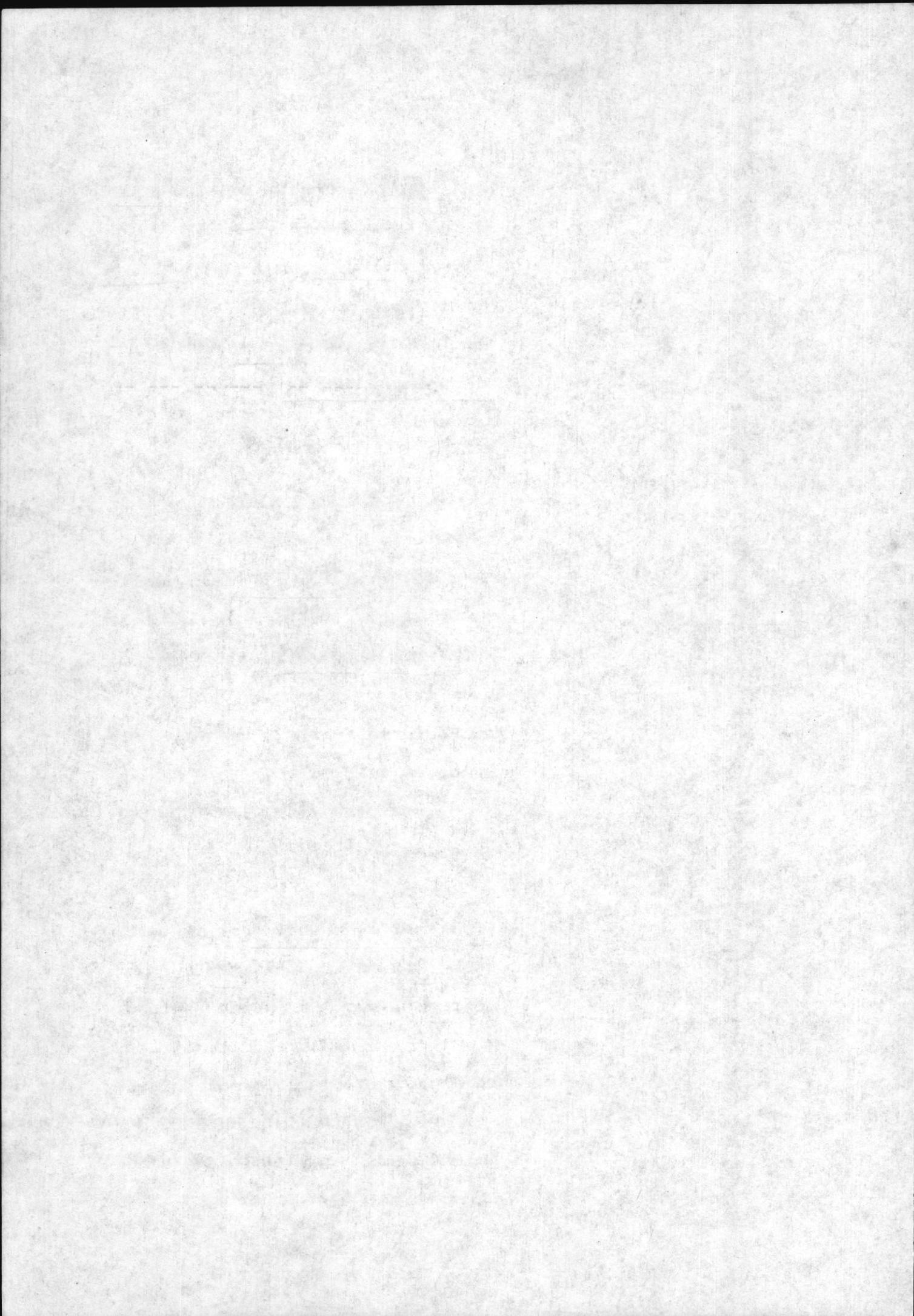
$$d_i = [4(4448) / 6.51 \times 10^5 (\pi)]^{1/2}$$

$$d_i = 93.3 \text{ mm.}$$



BIBLIOTECA

El diámetro nominal del tubo de acero sin costura existente en el mercado, cuyo correspondiente d_i se aproxima más al determinado, es el de $d_{nom} = 101.6 \text{ mm.}$, el que una vez maquinado podría quedar en 100 mm., con un espesor de pared de 7.1 mm.



41

Con esta información y con los datos adicionales que se tiene,
se procede al cálculo de los factores de seguridad contra la falla estática y dinámica, así como
los factores de seguridad del cilindro que corresponden al cuerpo del cilindro.
En vista de que la razón es/ r , su pera a 1/10, se considera al cuerpo del cilindro como recto y elástico de presión de pared gruesa.

$$- p' = n_p \cdot p = 1.6(0.65) = 1.04 \text{ MPa.}$$

$$b = d_{max}/2 = 57.15 \text{ mm.}$$

$$- a = d_s/2 = 50 \text{ mm.}$$

$$n_p = 1.6$$

$$n_{es} = 1.3$$

$$n_{ys} = 1.2$$

$$n_{us} = 1.1$$

- Factores de seguridad asumidos

$$\text{MPa, } S_{yt}=182 \text{ MPa.}$$

80, acero ASTM A53; $S_{ut} = 331 \text{ MPa}$

Materiales: Tubo de acero sin costura de 101.6 mm., cedula

- Material: Tubo de acero sin

Condiciones del diseño:

Cilindro

Con esta información y con los datos adicionales que se tiene,
se procede al cálculo de los factores de seguridad contra la falla estática y dinámica, así como
los factores de seguridad del cilindro que corresponden al cuerpo del cilindro.
En vista de que la razón es/ r , su pera a 1/10, se considera al cuerpo del cilindro como recto y elástico de presión de pared gruesa.

n_{es}
 n_{ys}
 n_{us}

sa, por lo que los esfuerzos máximos desarrollados en la pared interna del mismo son:

$$\sigma_t \rightarrow \sigma_t = p' \cdot (b^2 + a^2) / (b^2 - a^2)$$

$$\sigma_t \rightarrow \sigma_t = 7.83 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r \rightarrow \sigma_r = -p' = -1.04 \text{ MPa}$$

$\sigma_1 = 0$ (ya que los pernos absorberán la fuerza generada por el aire, sobre los fondos).

Asumiendo que éstos (fondos anterior y posterior del cilindro) están lo suficientemente alejados entre sí y en vista de que los esfuerzos cortantes son nulos, se cumple que:

$$\sigma_1 = \sigma_t = 7.83 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \sigma_3 = 0$$

$$\sigma_{23} = \sigma_{r1} = -1.04 \text{ MPa}$$

Valores con los que se determina el esfuerzo de von Mises,

$$\sigma^* = [((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2) / 2]^{1/2}$$

$$\sigma^* = 8.40 \text{ MPa.}$$

Entonces, el factor de seguridad contra falla estática, aplicando

la teoría de la energía de distorsión, es:

$$\frac{n_{\infty} = S_{ymin} / \sigma' = 151 / 8,40;}{(n_{\infty} = 1,2)} \\ = 17,97$$

La presión aplicada por el aire en el interior del actuador neumático, varía desde 0 a un valor máximo, es decir que la carga es de tipo repetida, cumpliéndose en consecuencia que,

$$\sigma'_{max} = \sigma'_{min} = \sigma'_{max} / 2 = 8,40 / 2 \\ = 4,20 \text{ MPa.}$$

$$\sigma'_d = \sigma'_m - \sigma'_{max} / 2$$

$$\sigma'_d$$

Sabiendo que $S_d = n_e \sigma'_{min}$ y $S_m = n_e \sigma'_{max}$, y reemplazando estas expresiones en la ecuación modificada para la falla por fatiga de Goodman (zona de tensión), se obtiene el factor de seguridad n_f para prevenirla,

$$n_f = (S_e, S_{ut}) / \sigma'_{max} (S_e + S_{ut}) \\ \text{donde:}$$

$$S_e = k_e \cdot k_s \cdot (0,5 S_{ut}),$$

teniendo como factores de modificación de resistencia a la fatiga

Apéndice A.1

Si se grafica el punto (r_m , θ_m) en el diagrama de Goodman modificado se podrá observar que éste se sitúa bajo la línea de vida infinita, razón por la cual, el cuerpo del cilindro sopportará un infinito número de ciclos de carga.

$$n_s = (42,2)(301) / (4,20)(42,2+301)$$

Por consiguiente, con la expresión de Goodmn para n_s , se obtiene:

$$\begin{aligned} S_{e_m} &= S_e / n_s = 54,85 / 1,3 \\ S_e &= 54,85 \text{ MPa} \\ (331 / 1,1) &= 42,2 \text{ MPa} \\ S_e &= 0,56 (0,75) (0,868) (0,5) \end{aligned}$$

Por lo tanto:

0,868, para una confiabilidad del 95%.

$K_a = 0,56$, $K_b = 0,75$ y $K_c =$

3.2.1.2Vástago.-Condiciones de diseño:

$$\begin{aligned} - F_{V_{cr}} &= p^2 (A_e) = 1.04 \times 10^6 (\pi) (0.05)^2 \\ &= 8168 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - L_v &= 280 \text{ mm} \quad (\text{Longitud efectiva}) \end{aligned}$$

- Material: Acero SAE 1045

$$Syt = 314 \text{ MPa}; n_{ys} = 1.2 \rightarrow \eta_{ys}$$

$$Sut = 589 \text{ MPa}; n_{us} = 1.1$$

$$E = 2 \times 10^5 \text{ MPa}; n_{es} = 1.3 \rightarrow \eta_{es}$$

- Condiciones de los extremos del
vástago: empotrado y redondeado
respectivamente, en consecuencia
 $C = 1.2^{(17)}$.

Desarrollo

En este diseño se probaron diferentes valores de diámetro, en la correspondiente ecuación de la columna, hasta determinar el valor óptimo.

Datos de diseño

$$d = 20 \text{ mm}, A_v = 3.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$K = 5 \text{ mm}$$

$$\underline{F_{ver} = 8168 \text{ N}}$$

$$\underline{L/K = 0.280 / 0.005 = 56.0}$$

$$\underline{L/K_s = (2C\pi^2E/S_y)^{1/2}}$$

$$\underline{= [2, (1.2), \pi^2, 2.0 \times}$$

$$\underline{10^{11} / 262 \times 10^6]^{1/2}}$$

$$\underline{= 134}$$

En vista de que:

$$\underline{L/K < L/K_s},$$

ésta es una columna de Johnson.

Así:

$$\underline{P/A = S_{y_{min}} - (S_{y_{min}}/2)^2 (1/CE) (L/K)^2}$$

$$\underline{P/A = 262 - (262/2)^2 (1/1.2(2 \times 10^3))}$$

$$\underline{(56)^2}$$

$$\underline{P/A = 37.8 \text{ MPa} < S_{y_{min}} = 262 \text{ MPa}}$$

Consecuentemente, la máxima carga que puede soportar el vástago, es

$$\underline{P_{perm} = (37.8 \times 10^6) \cdot \pi \cdot (0.02)^2 / 4}$$

$$\underline{P_{perm} = 11869 \text{ N}},$$

valor 1.45 veces mayor al de la

carga crítica $F_{verit} = 8168 \text{ N}$,

indicativo de que el vástago no

fallará como columna.

Es menester a continuación probar

que el mismo no fallará ante carga dinámica.

Para cargas axiales ~~(47)~~

$$Se' = 19.2 + 0.314 \text{ Suc; (Suc en Kpsi)}$$

$$= 19.2 + 0.314 (77.45)$$

$$= 43.52 \text{ Kpsi}$$

$$= 300 \text{ MPa}$$

Los factores de modificación de la resistencia a la fatiga son

(Apéndice A): $k_a = 0.89$; $k_c = 0.868$

para 95% de confiabilidad, y $k_e = 0.46$, por lo cual:

$$Se = (0.89) (0.46) (0.868) 300$$

$$= 107 \text{ MPa}$$

$$Se_{min} = 107/1.3 = 82 \text{ MPa}$$

Por las características de la carga:

$$\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{max}/2,$$

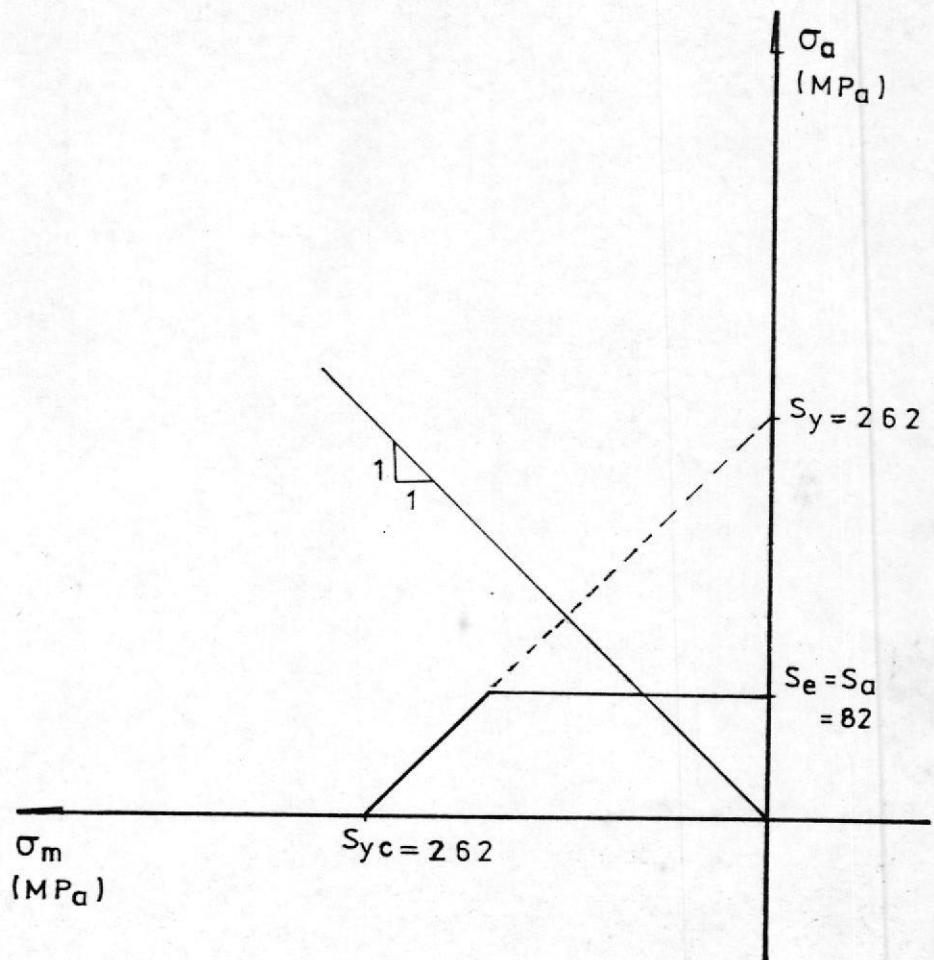
$$\sigma_{max} = Fv_{cr}/A = 4(8168)/\pi d^2 = 10400/d^2$$

$$\text{Entonces: } \sigma_a/\sigma_m = 1$$

Del gráfico de Goodman modificado, se obtiene el valor para

S_a (Fig. 3.34).





3.3 .- DIAGRAMA DE FATIGA (VASTAGO)

Si se considera $n_r=3$, en la ecuación $n_r = S_a / \sigma_{st}$,

$$\underline{3 = (82 \times 10^6 / 10400) d^2}$$

$$\underline{d = 19.5 \text{ mm}}$$

Comparando los diámetros obtenidos para prevenir tanto la falla por pandeo como la dinámica, se observa que existe una pequeña diferencia entre ellos (0.5 mm), tomándose como diámetro definitivo para el diseño, el mayor (20 mm), valor que asegura una operación confiable contra los dos tipos de falla.

3.2.1.3 Pernos del cilindro.-

Condiciones del diseño:

$$- d_s = 100 \text{ mm}; d_{ext} = 114.3 \text{ mm}$$

$$e = 7.1 \text{ mm}; L_e = 225 \text{ mm}$$

$$w_1 = 18 \text{ mm}; w_2 = 50 \text{ mm};$$

$$L_b = 303 \text{ mm}$$

$$- p = 0.65 \text{ MPa}$$

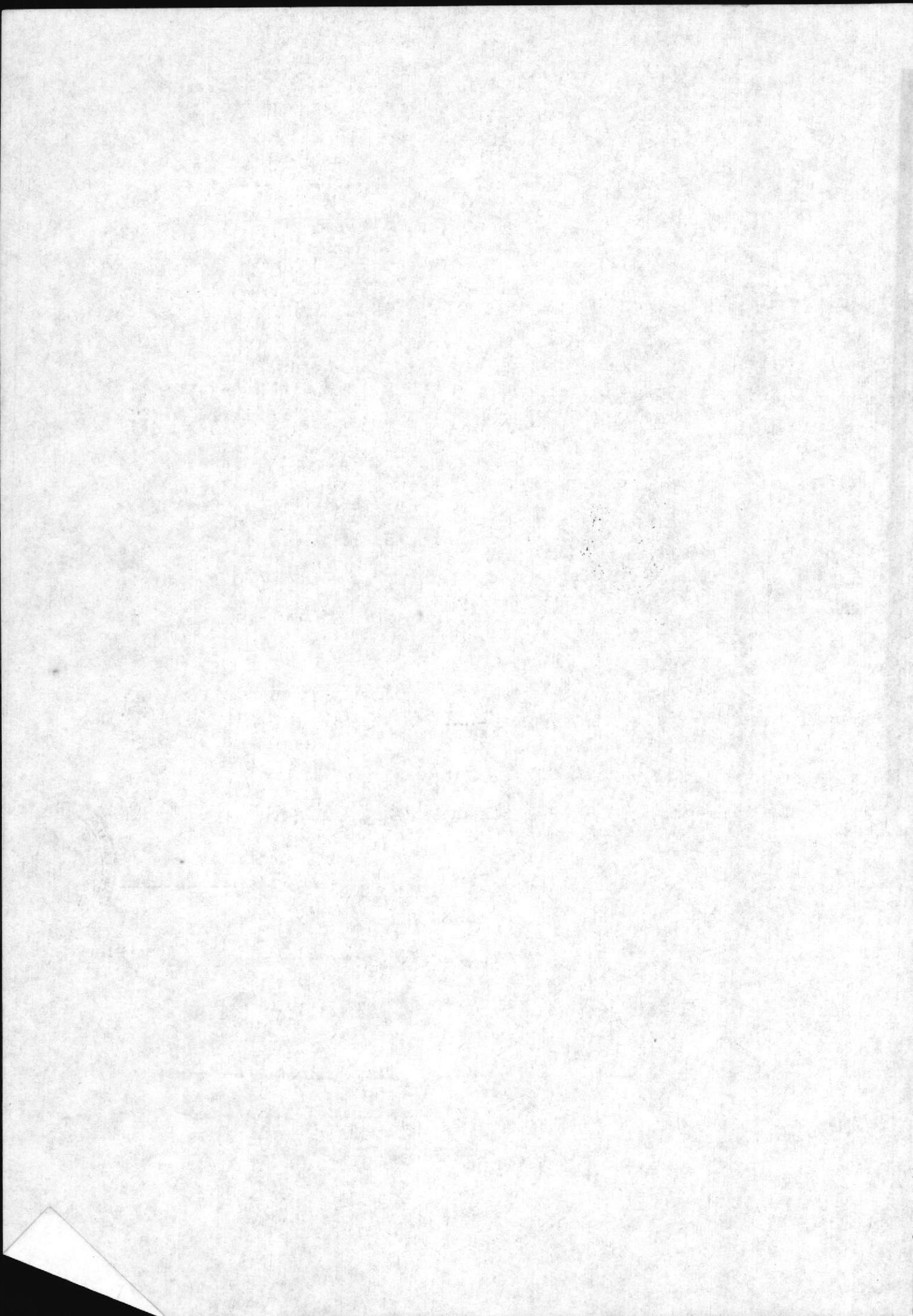
- Material: Acero AISI 4337

$$Sut = 883 \text{ MPa}; n_{ut} = 1.1$$

$$Syt = 686 \text{ MPa}; n_{yt} = 1.3$$



BIBLIOTECA



$$n_{\text{es}} = 1.3; n_p = 1.6$$

- Número de pernos = 4 MB;

$A_e = 36.6 \text{ mm}^2$ (dato tentativo).

Desarrollo

La carga total externa crítica aplicada sobre la unión empernada es:

$$P = n_p \cdot p (A_e) = 1.6(0.65 \times 10^6) \pi (0.05)^2 = 8168 \text{ N.}$$



BIBLIOTECA

Por tanto, la fuerza externa sobre cada perno tiene por magnitud:

$$P_n = P/4 = 8168/4 \\ = 2042 \text{ N}$$

Con los datos y valores determinados previamente, se puede calcular la precarga de apretamiento mínima a aplicarse a los pernos, con la finalidad de prevenir la separación entre los fondos anterior, posterior y el cuerpo del cilindro.



La separación estará a punto de ocurrir cuando la carga externa P_n iguale a la carga resultante sobre el perno F_b . En una unión empernada se cumple que:

$$F_b = F_s + (K_b / (K_m + K_b)) \cdot P_n$$

Por la condición dada para que se produzca la separación entre los miembros a unirse:

$$F_b = P_n = F_s + (K_b / (K_m + K_b)) \cdot P_n$$

relación que reordenada conduce a

$$F_s \geq P_n (1 - (K_b / (K_m + K_b)))$$

donde:

$$K_b = A_b \cdot E_b / L_b$$

$$K_b = 3.66 \times 10^{-9} (2 \times 10^{11}) / 0.303 = 2.42$$

$$\times 10^7 \text{ N/m}$$

$$K_m = A_m \cdot E_m / L_m,$$

$$A_m = (1/N) (\pi \cdot D_m \cdot e)$$

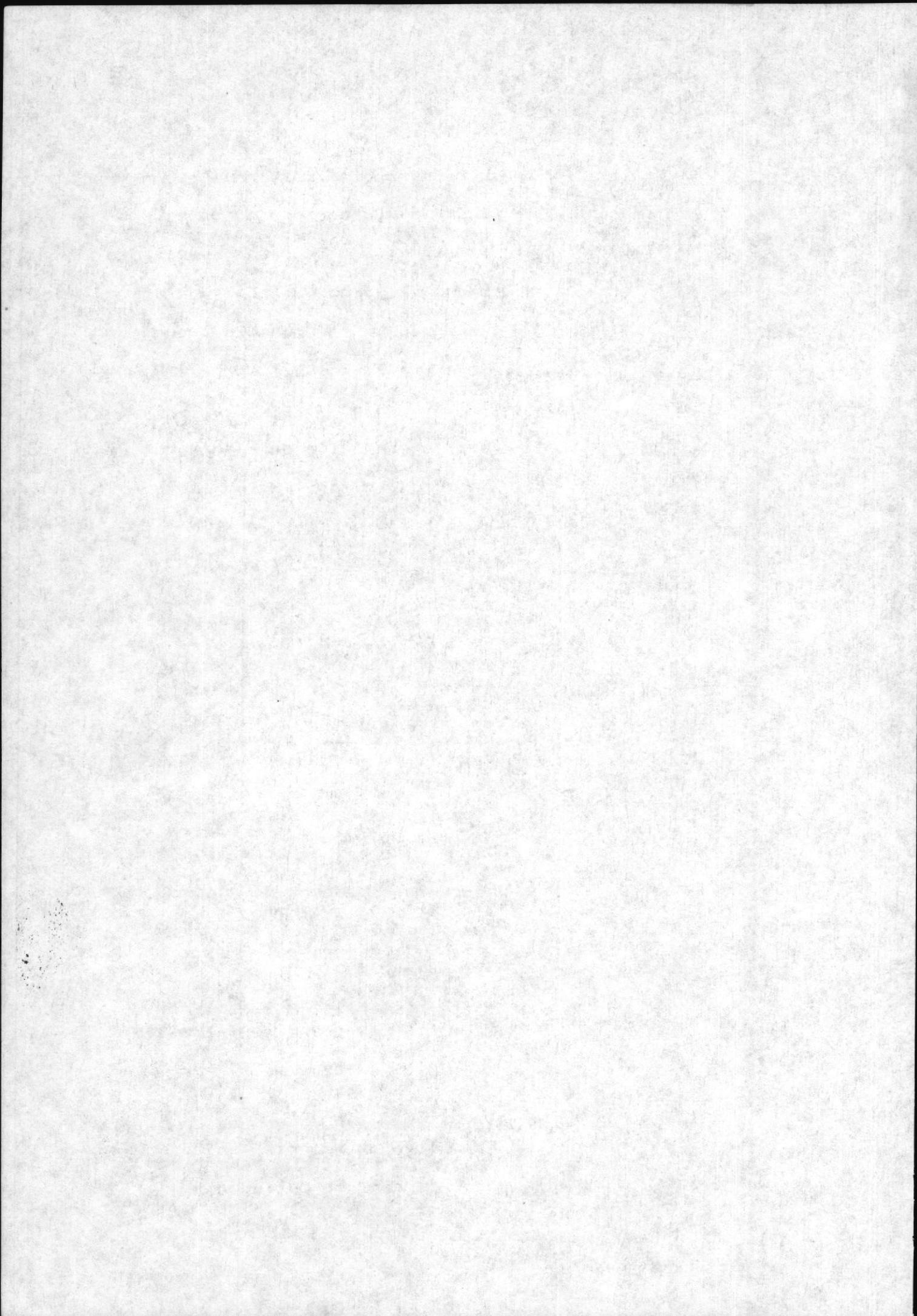
$$A_m = (1/4) (0.007) \cdot \pi \cdot (0.114 + 0.100) / 2$$

$$= 5.88 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$K_m = 5.88 \times 10^{-4} (2 \times 10^{11}) / 0.303$$

$$K_m = 3.88 \times 10^9 \text{ N/m}.$$

Reemplazando valores en la ecuación para F_s se obtiene:



$$F_A \geq 1922 \text{ N}$$

La carga máxima sobre cada perno será:

$$\begin{aligned} F_B \max &= F_A + (K_B / (K_m + K_b)) \cdot P_n \\ &= 1922 + 0.06(2042) \\ &= 2042 \text{ N} \end{aligned}$$

y la mínima,

$$\begin{aligned} F_B \min &= F_A + 0 \\ &= 1922 \text{ N} \end{aligned}$$

Por lo que la amplitud de la variación de la carga y la carga media son, respectivamente:

$$F_{B \Delta} = (F_B \max - F_B \min) / 2$$

$$F_{B \Delta} = 60 \text{ N}$$

$$F_{B \langle m \rangle} = (F_B \ max + F_B \ min) / 2$$

$$F_{B \langle m \rangle} = 1982 \text{ N}$$

consiguentemente, los esfuerzos alternante al medio a los que se encontrará sometido cada perno son:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= F_{B \Delta} / A_t \\ &= 60 / 3.66 \times 10^{-5} = 1.64 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_m &= F_{B \langle m \rangle} / A_t \\ &= 1982 / 3.66 \times 10^{-5} = 54.15 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Considerando un acabado a máquina, $k_a = 0.71$; con base en un 95% de confiabilidad $k_e = 0.868$,



BIBLIOTECA

además, para miembros esforzados axialmente⁽¹⁷⁾:

$$S_e' = 19.2 + 0.314 \cdot S_{uc}$$

$$= 19.2 + 0.314 \cdot (116)$$

$$= 56 \text{ Kpsi} = 386 \text{ MPa.}$$

para roscas cortadas $K_r = 3.8$ (Tabla AIII), entonces $k_m = 0.26$, por lo tanto:

$$S_e = 0.868 \cdot (0.26) \cdot (0.71) \cdot 386 = 61.8 \text{ MPa}$$

$$S_{emín} = 48 \text{ MPa}; (n_{em} = 1.3)$$

Reemplazando los valores encontrados en la ecuación de Goodman modificada, se determina el factor de seguridad contra falla por fatiga n_f ,

$$n_f = (S_e \cdot S_{ut} / (\sigma_m \cdot S_{ut} + \sigma_m \cdot S_e))$$

$$n_f = 9.82$$

Así, el uso de los cuatro pernos MB, como se planteó, es una solución satisfactoria.

Adicionalmente y para finalizar con el cálculo de los pernos, es menester estimar el par de torsión mínimo requerido para desarrollar la precarga recomendada

$$T = 0.2 F_A \cdot d$$

$$T = 0.2 (1922) (0.008)$$

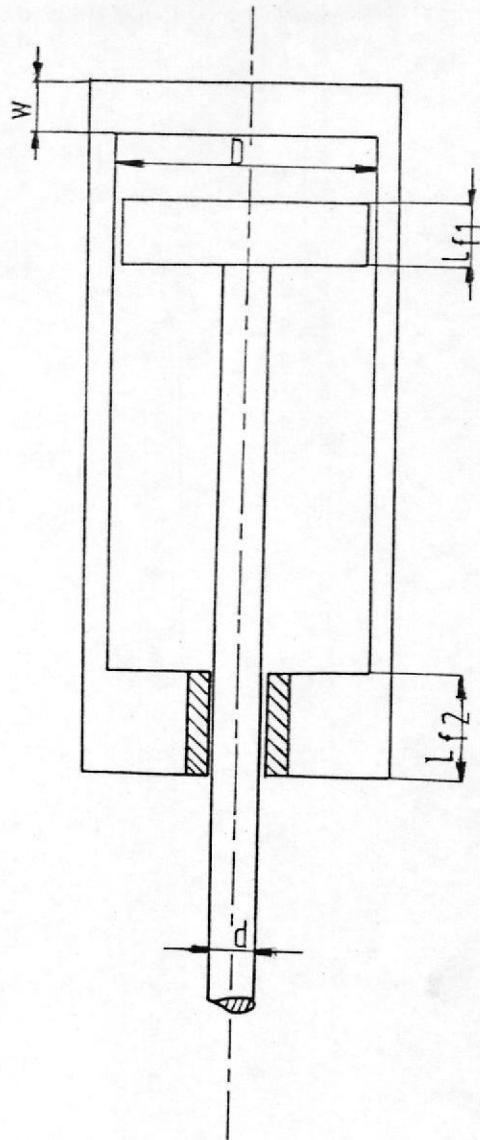
$$T = 3.08 \text{ N.m}$$

3.2.1.4 Guias (bocines de bronce).-

Constituye un problema constructivo importante el dimensionamiento de las guías (Fig. 3.4). Posiblemente, razones de orden económico y de espacio son una restricción para la longitud total de las mismas, siendo a la vez indispensable garantizar de dimensiones convenientes a esta delicada zona del cilindro, para que absorba sin sufrir daños, las acciones radiales.

La dimensión de las guías puede calculársele mediante la siguiente ecuación, en el caso de cilindros de doble efecto⁽¹⁵⁾: $L_{ef2}=0.-8..1,2d$. Para el cilindro que se proyecta, esta guía poseerá por lo tanto una longitud:

$$L_{ef2} = 1.0 (20) = 20 \text{ mm.}$$



BIBLIOTECA

FIG. 3.4 .- DIMENSIONES CARACTERISTICAS DEL CILINDRO

En los planos constructivos de la máquina, se puede observar que existe un ajuste H7/r6 (prensado) entre el bocín de bronce y su respectivo alojamiento en el fondo inferior del cilindro, lo cual implica una interferencia máxima de 41 micras y una mínima de 7 (información obtenida de tablas para la selección de ajustes), dato este último que permite el cálculo de la presión mínima de contacto entre los dos elementos, y que está dada por la siguiente ecuación:

$$p_e = \frac{\delta}{d_e} \left[\frac{(d_e^2 + d_i^2)}{E_i} \left(\frac{d_e^2 - d_i^2}{E_e} - \frac{p_i}{E_i} + \frac{p_o}{E_o} \right) \right]$$

donde

p_e = presión en la superficie de contacto.

δ = interferencia: 7×10^{-6} m.

d_i = diámetro interior del bocín: 0.020 m.

d_e = diámetro de la superficie de contacto: 0.024 m.

CRIS
FÓRMU

d_o = diámetro exterior del elemento externo (en vista de que el fondo es cuadrado, se toma como tal al diámetro del círculo inscrito); 0.124 m.
 μ_o = relación de Poisson para el acero; 0.30
 μ_s = relación de Poisson para el bronce; 0.33
 E_o = módulo de elasticidad del acero; 2×10^4 MPa.
 E_s = módulo de elasticidad del bronce; 7.6×10^4 MPa.
 Recmplazando estos valores en la ecuación indicada se obtiene,
 $P_a = 3.86$ MPa.
 Así, la fuerza normal entre los elementos de ajuste es:
 $N = 3.86 \times 10^4 (\pi) (0.024) (0.02)$
 $N = 5820.7$ N,
 y la fuerza de fricción que se necesita vencer para separarlos

$f = \mu_w \cdot N$; $\mu_w = 0.35$ (Bronce sobre acero)

$$f = 0.35(5820.7)$$

$$= 2037.3 \text{ N},$$

magnitud considerablemente superior a la correspondiente de la fuerza F que genera la máxima presión del aire sobre la superficie posterior de la guía, como se demuestra a continuación.

$$F = 1.04(10^4)(\pi)(0.024^2 - 0.020^2)/4$$

$$= 143.7 \text{ N}$$

De lo anterior se concluye que el ajuste asignado a los dos componentes, es adecuado para prevenir su separación. (H_7/r_6)

~~3.2.1.5 Embolo~~

~~La longitud L_{r1} del émbolo de un cilindro, de acuerdo al criterio de los especialistas debe calcularse empleando la siguiente relación⁽¹⁸⁾:~~

$$L_{r1} = 0.4 \dots 0.6 D$$

~~en el presente caso~~

$$L_{ef} = 0.4 \cdot (100) = 40 \text{ mm.}$$

3.2.1.6.

Fondos anterior y Posterior

El espesor mínimo de cada fondo debe proyectarse para resistir la presión de servidio p . Por razones de seguridad confirmadas por la experiencia, es menester que el valor del esfuerzo permisible no supere 1/10 de la resistencia última Sut. Tal precaución está destinada a compensar la inexactitud de la ecuación para tal fin.

$$w = 0.45 d_1 (n_p \cdot p / \sigma_{perm})^{1/2} \quad (15)$$

En vista de que para la construcción tanto del émbolo y ambos fondos se empleará Acero AISI 1018, el esfuerzo permisible, por lo antes enunciado será:

$$\sigma_{perm} = 1/10 (\text{Sut}) = 1/10 (344) = 34.4 \text{ MPa.}$$

Por consiguiente, el espesor mínimo de los fondos debe ser:

$$w = 0.45 (0.1) ((1.6) (0.65) / 34.4)^{1/2}$$

OF THE CHURCH

OF THE CHURCH



BIBLIOTECA

w = 8 mm.

Para objeto de ciertos detalles de diseño, este espesor en el cilindro de estudio, será mayor (fondo anterior 30 mm y fondo posterior 50 mm).

~~3.2.2~~Bastidor

A fin de simplificar el proceso de construcción de la máquina, es necesario recurrir en lo posible a la utilización de la soldadura para estructurar más fácilmente algunos elementos de la misma. Por este motivo, el proyecto de

bastidor se hará empleando perfil estructural "U" 150 x 80 x 8 mm (ASTM

A36: ~~150x80x8~~ Sut = 362 MPa, Syt = 234

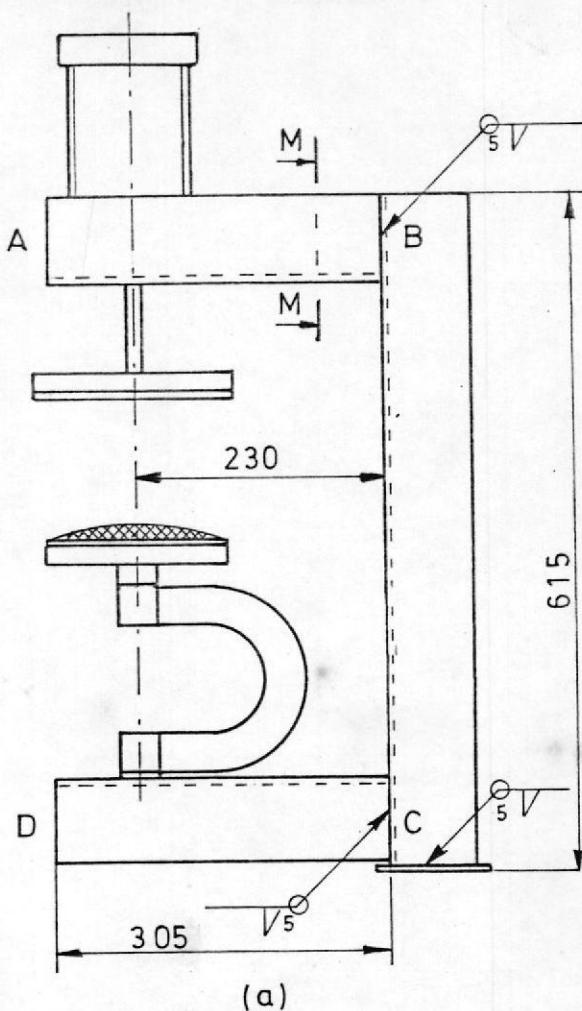
MPa), ya que éste se presta para su construcción y además para el alojamiento de los elementos eléctricos y neumáticos de la máquina (Fig. 3.5a).



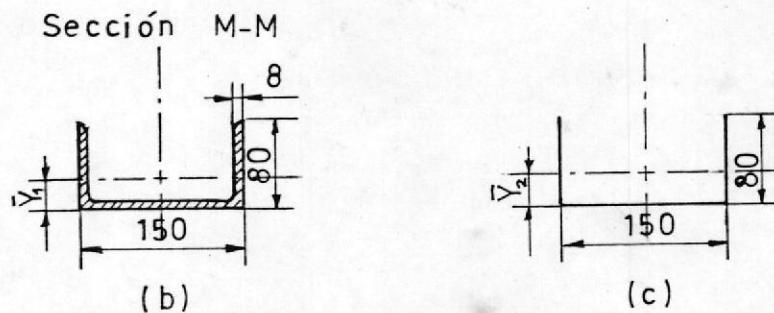
BIBLIOTEC

El bastidor tiene la forma de "C" de lados rectos como la muestra la Figura

3.5a, habiéndose asignado algunas di-



(a)



(b)

(c)

FIG. 3.5 .- DIMENSIONES GENERALES DE LA MAQUINA

mensiones como condiciones de diseño,
y asumiéndose otras con el propósito de
determinar las medidas definitivas,
mediante el método de prueba y error.

Datos de diseño:

Perfil "U" (150 x 80 x 8 mm) (Fig. 3.5b)

$$A_e = 2.27 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Y_1 = 24.4 \text{ mm}$$

$$t_f = 8 \text{ mm}$$

$$d = 150 \text{ mm}$$

$$b = 80 \text{ mm}$$

$$I_u = 1.4 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Soldadura (Fig. 3.5c)

~~$$A_s = 0.707 \text{ h. } (2b+d) = 1.1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$~~

~~$$Y_s = b^2/(2b+d) = 20.65 \text{ mm}$$~~

~~$$I_u = (d^3/12) \cdot (6b+d) = 1.18 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$~~

~~$$I_s = 0.707 \text{ h. } I_u = 4.18 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$~~

~~$$h = 5 \text{ mm}$$~~

* 3.2.2.1

Miembro AB

M_s

$$+ \sum F_y = 0$$

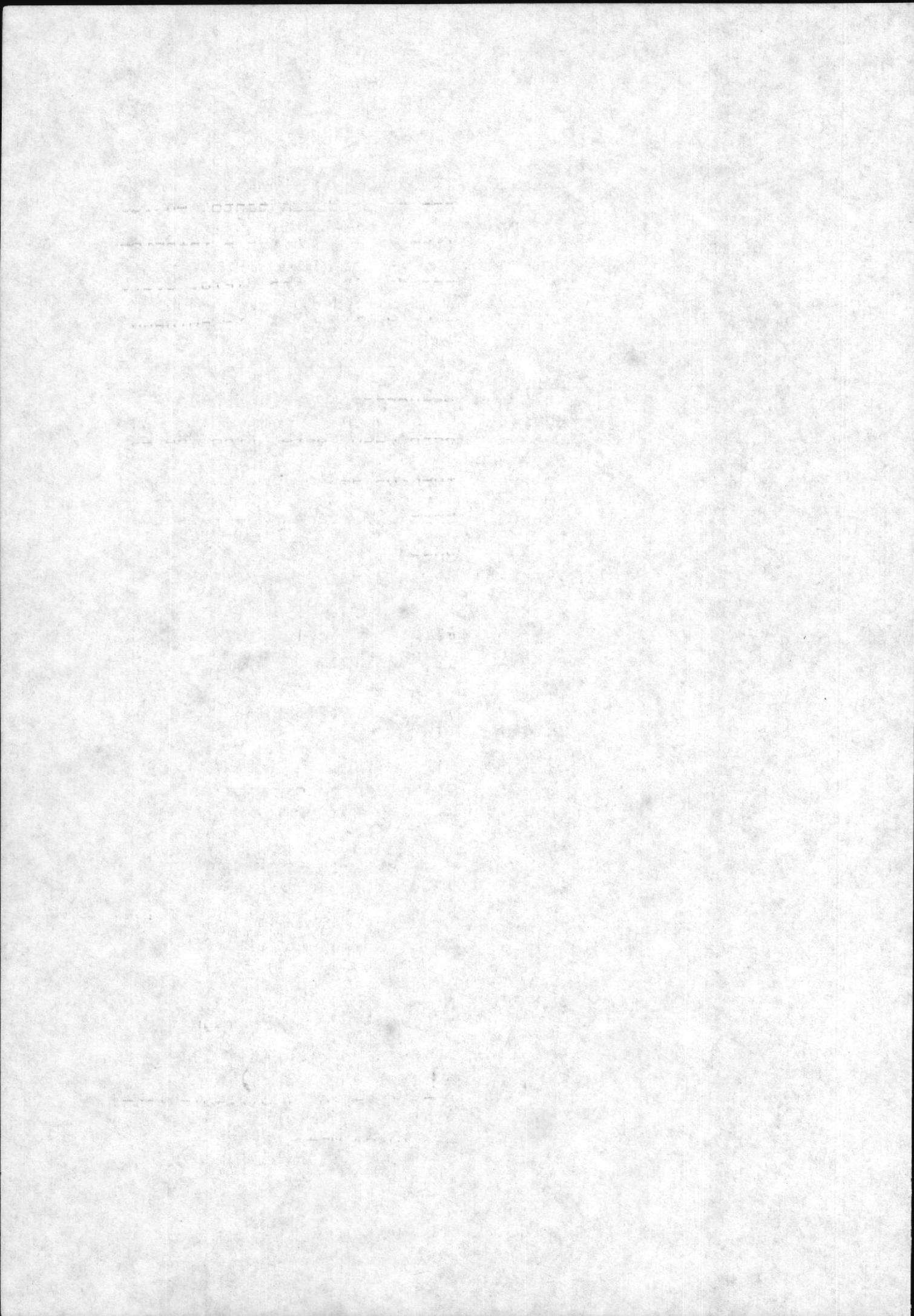
$$\Rightarrow \sum M_B = 0$$

$$F_v = V$$

$$F_v \cdot L = M$$

$$V = 8168 \text{ N}$$

$$M = 8168(0.230)$$



Los esfuerzos normales máxi-
mos se producen tanto en las
fibras superiores e inferio-
res de la viga (Fig. 3.6),
cabe destacar que la soldadu-
ra debe diseñarse para los
esfuerzos de tensión. En
este caso, este tipo de es-
fuerzos se genera en las fi-
bras inferiores de la solda-
dura.

$$\sigma_t \text{ max} = M_c c / I_s = 1879 (0.0206)$$

$$/ 4.18 \times 10^{-6}$$

$$\sigma_t \text{ max} = 9.26 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = F / A_s$$

$$= 8168 / 1.1 \times 10^{-3} = 7.43 \text{ MPa}$$

de modo que el esfuerzo de von Mises en el metal de soldar tiene por magnitud:

$$\sigma' = (\sigma_t^2 + 3\tau^2)^{1/2}$$

$$= (9.26^2 + 3(7.43)^2)^{1/2}$$

$$= 15.85 \text{ MPa}$$

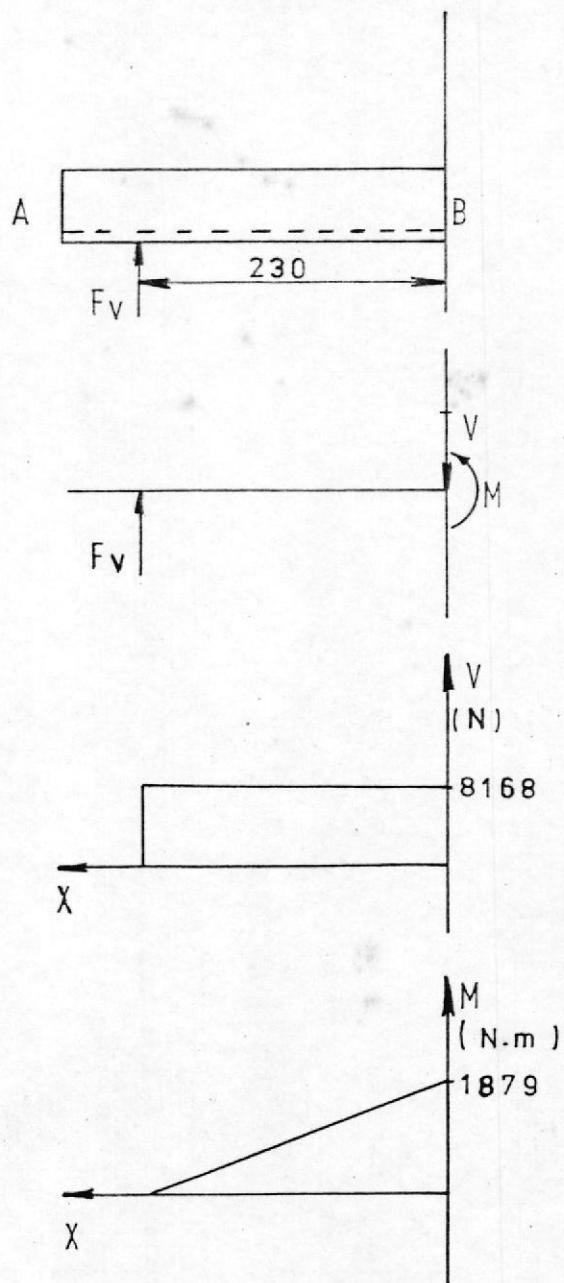


FIG. 3.6 .- ANALISIS DEL MIEMBRO AB

Considerando la carga estática:

$$\begin{aligned} n_s &= S_{y_{min}}/\sigma' ; \quad n_{y_m} = 1.2 \\ &= 195/15.85 \\ &= 12.3 \end{aligned}$$

* Corresponde a continuación determinar el factor de seguridad para evitar la falla por fatiga en la soldadura.

$$\begin{aligned} S_e &= 0.5 \quad S_{ut_{min}} = 0.5 \quad (329) \\ &= 165 \text{ MPa} \end{aligned}$$

El factor de superficie k_a para soldaduras y para el metal primario en sus alrededores, debe basarse en una superficie en la condición de forja. De esta manera se obtiene $k_a = 0.6$; $k_e = 0.868$ para una confiabilidad del 95% (Apéndice A).

k_b se determina usando un diámetro equivalente "d" obtenido al igualar el área

tido a un esfuerzo superior o

igual al 95% del esfuerzo

máximo, con la misma área de

la probeta de viga rotato-

ria¹⁷. Así, para la sección

del perfil "U" empleado (Fig.

A2):

$$0.95 A_{zz} = 0.05 Y_1 d + 0.1 t_f (b - Y_1)$$

$$0.0766 (d')^2 = 0.05 Y_1 d + 0.1 t_f$$

$$\cdot (b - Y_1)$$

donde:

$$d' = [(0.05 (0.024) (0.15) + 0.1 (0.008) (0.08 - 0.024) / 0.0766]^{1/2}$$

$$d' = 54.2 \text{ mm},$$

reemplazando entonces este

valor en la ecuación para k_b

$$k_b = 1.189 d' - 0.097$$

$$k_b = 1.189(54.2) - 0.097$$

$$k_b = 0.80,$$

además, para una soldadura de

filete (TABLA AIII) $K_e = 2.7$

y por lo tanto, $k_e = 0.37$.

$K_e = 0.37$

$$S_e = 0.6(0.8)(0.868)(0.37)165$$

$$S_e = 25.44 \text{ MPa}$$

$$S_{em,ri} = 19.57 \text{ MPa}; (n_{em}=1.3)$$

Debido a la forma de variación de la carga:

$$\sigma'_{\text{m}} = \sigma'_{\text{m}} = \sigma' / 2 = 15.85 / 2$$

$$= 7.93 \text{ MPa.}$$

Reemplazando los valores encontrados, en la ecuación de Goodman para falla por fatiga, se obtiene $n_f = 2.33$.



Seguidamente se procede a calcular los esfuerzos en el metal primario. El esfuerzo cortante en éste es:

$$\tau = Fv/A_c$$

$$= 8168 / 2.27 \times 10^{-3} = 3.60 \text{ MPa}$$

y el esfuerzo normal debido a la flexión, en las fibras superiores del extremo B del metal base:

$$\sigma_{\text{max}} = M.c/I_c$$

$$\sigma_{\text{max}} = 1879(0.056) / 1.4 \times 10^{-4}$$

$$= - 75.16 \text{ MPa}$$

por lo tanto, el esfuerzo de von Mises en el metal primario es:

$$\sigma' = (75.16^2 + 3(3.6)^2)^{1/2}$$

$$= 75.42 \text{ MPa}$$

entonces, el factor de seguridad contra la falla estática en el metal base posee un valor de:

$$n_s = S_{y\min} / \sigma_r \checkmark$$

$$= 195 / 75.42 = 2.6$$

Se debe averiguar a continuación la posibilidad de falla por fatiga,

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$= 0.5 (329) = 165 \text{ MPa}$$

Conociendo que $S_{ut\min} = 329 \text{ MPa}$, se encuentra en tablas (Apéndice A): $k_a = 0.6$ y para 95% de confiabilidad, $k_m = 0.868$; k_b es igual al correspondiente hallado para la soldadura, esto es, $k_b = 0.80$.

De esta manera:

$$S_e = 0.6(0.8)(0.868)165 = 68.75$$

MPa

$$S_{em\min} = 52.9 \text{ MPa}; (n_{em} = 1.3)$$

Por tratarse de carga repetida:

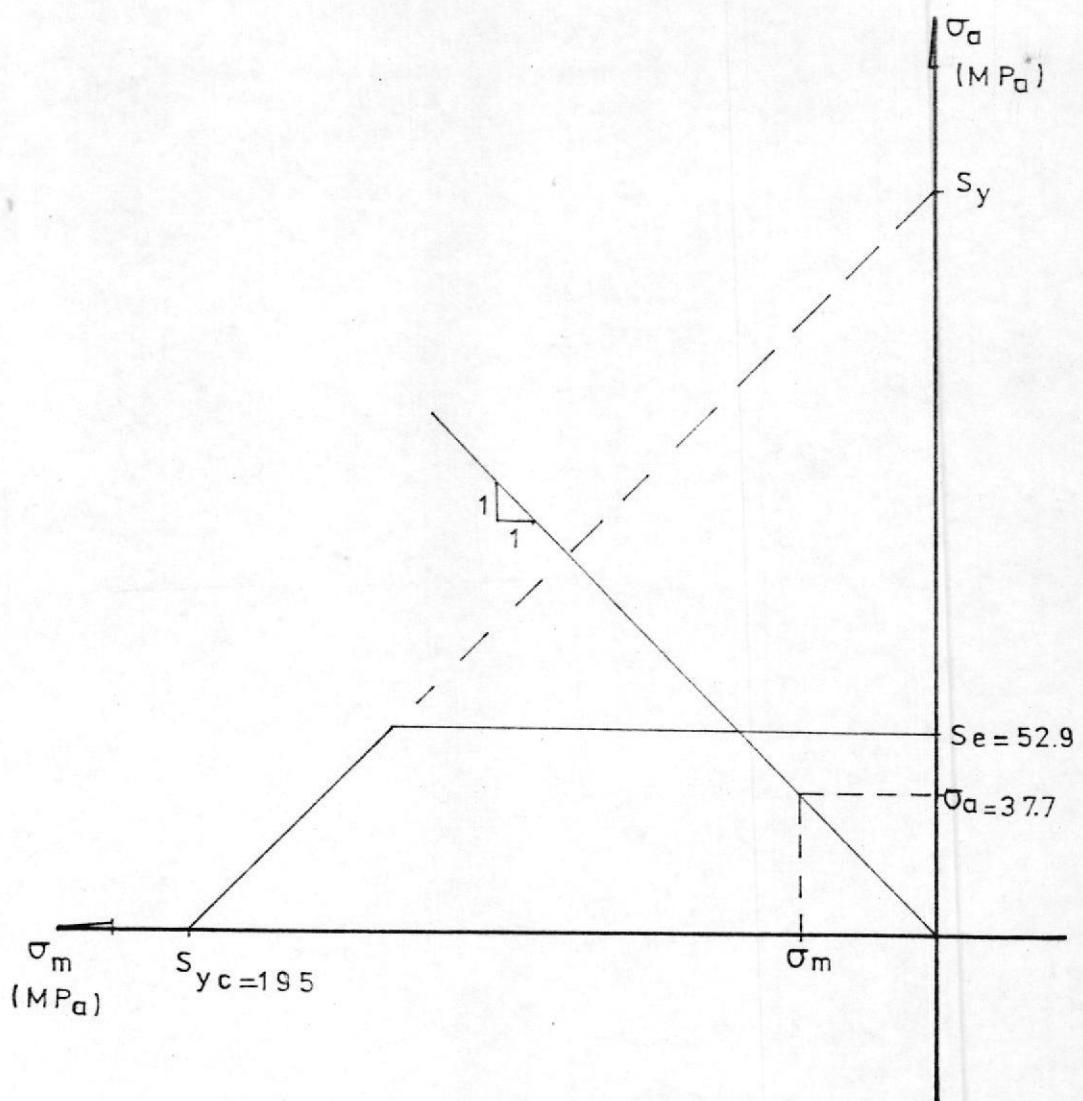


FIG. 3.7 .- DIAGRAMA DE FATIGA (MIEMBRO AB)



BIBLIOTECA

$$\sigma_{\text{m}}^2 = \sigma_{\text{m}}^2 = \sigma^2 / 2$$

$$= 75.42 / 2 = 37.7 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad contra la fatiga, para el metal primario, se determina empleando el diagrama de Goodman modificado (Fig. 3.7), de donde,

$$n_f = S_{\text{min}} / \sigma_{\text{ac}} = 52.9 / 37.7$$

$$n_f = 1.40$$

3.2.2.2

Miembro BC

Desde el diagrama del cuerpo libre (Fig. 3.8):

$$+ \sum F_y = 0 \quad \rightarrow \sum M = 0$$

$$R = F_v \quad M = F_v(L + Y_1)$$

$$R = 8168 \text{ N} \quad M = 8168 (0.23$$

$$+ 0.024)$$

$$M = 2074.7 \text{ N.m}$$

El esfuerzo crítico se produce en las fibras laterales derechas. Su valor es:

$$\sigma_{c \text{ max}} = F_v / A_c - M.c / I_c$$

$$\sigma_{c \text{ max}} = 8168 / (2.27 \times 10^{-3}) -$$

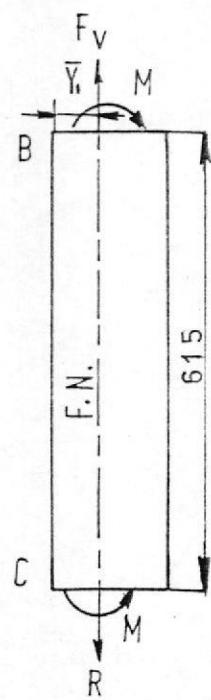


FIG. 3.8 .- FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL MIEMBRO BC

$$2074.7 \quad (0.08-0.024)$$

$$\overline{/ \quad 1.4 \times 10^{-6}}$$

$$\sigma_{c \text{ max}} = -79.4 \text{ MPa.}$$

En ausencia de esfuerzos cortantes,

$$\sigma_{c \text{ mean}} = \sigma_1, \text{ consecuentemente}$$

$$n_m = S_{\text{ymín}}/\sigma_1 = 195/79.4$$

$$n_m = 2.46.$$

Considerando la variación de la carga:

$$\sigma_m = \sigma_a = \sigma_{c \text{ max}}/2$$

$$= 79.4 / 2 = 39.7 \text{ MPa}$$

asimismo, por lo dicho,

$$\sigma_a/\sigma_m = 1, \text{ adicionalmente}$$

$$S_e' = 0.5 (329) = 165 \text{ MPa}$$

$k_a=0.6; k_b=0.8; k_e=0.868$, que reemplazados en la ecuación para S_e , dan:

$$S_e = 0.6(0.8)(0.868)165$$

$$= 68.75 \text{ MPa}$$

$$S_{e \text{ min}} = 68.75/1.3 = 52.9 \text{ MPa.}$$

Estos valores se sustituyen en el gráfico de Goodman modificado (Fig. 3.9), desde donde se obtiene:

$$n_r = S_{e \text{ min}}/\sigma_a$$

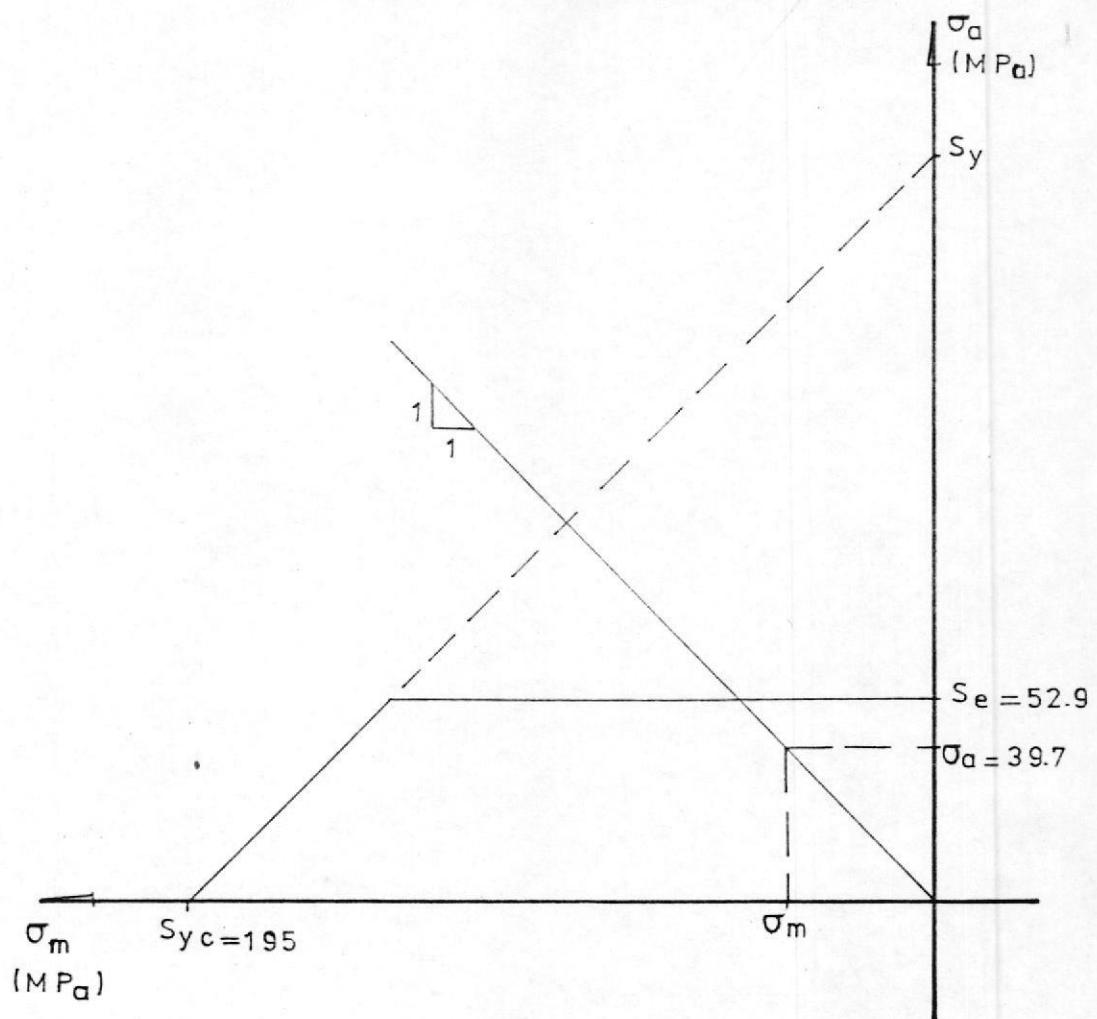


FIG. 3.9 .- DIAGRAMA DE FATIGA (MIEMBRO BC)



BIBLIOTECA

$$= \frac{52.9}{39.7}$$

$$= 1.34$$

3.2.2.3

Miembro CD

Este miembro es geométricamente igual al AB y está sometido a las mismas cargas, en consecuencia, el diseño del miembro último, es también válido para éste.

Para concluir con el cálculo del bastidor, cabe determinar la deflexión del mismo, debido a la fuerza generada por el cilindro neumático durante la reparación (Fig. 3.10).

La deflexión total en el punto de aplicación de la carga es (Fig. 3.10 b):

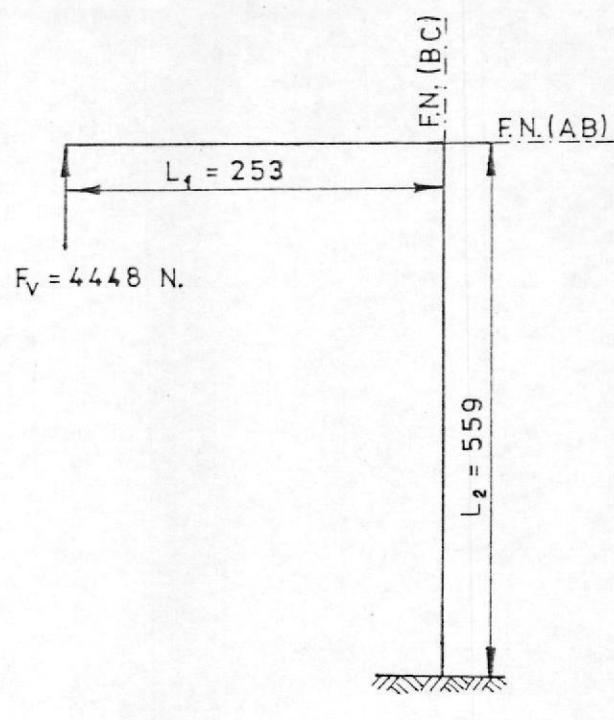
$$\delta_T = \delta_1 + \delta_2$$

ecuación en la cual:

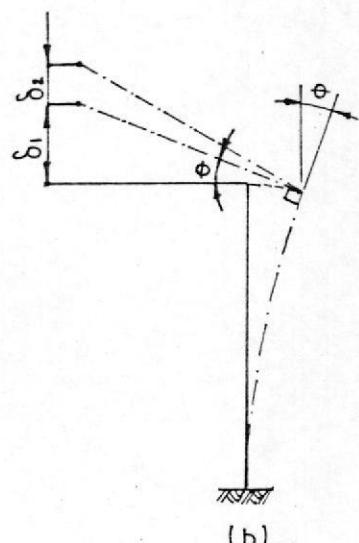
$$\delta_2 = F_v \cdot L_1^3 / 3 \cdot E \cdot I$$

$$= 4448(0.253)^3 / 3(2 \times 10^{11})1.4 \times 10^{-6}$$

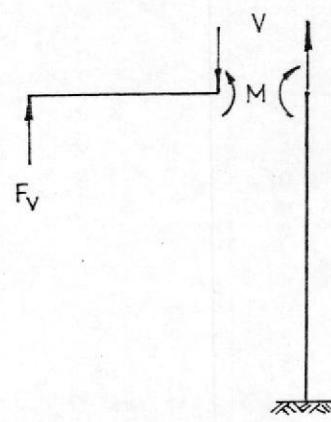
$$= 8.58 \times 10^{-9} \text{ m.}$$



(a)



(b)



(c)

FIG. 3.10 .- DEFLEXION DEL BASTIDOR

Se conoce además que:

$$\theta = M.L_2 / E.I$$

$$= 4448(0.253)0.599/2 \times 10^{11}(1.4 \times 10^{-6})$$

$$= 2.41 \times 10^{-3} \text{ radianes,}$$

magnitud que posibilita el cálculo de

δ_1 :

$$\delta_1 = L_1 \cdot \theta = 0.253(2.41 \times 10^{-3})$$

$$= 6.95 \times 10^{-4} \text{ m.}$$

Reemplazando éstos resultados en la ecuación inicial, se obtiene:

$$\delta_T = 6.09 \times 10^{-4} + 8.58 \times 10^{-5}$$

$$= 6.95 \times 10^{-4} \text{ m.}$$

Este valor de deflexión no afectará la normal operación de la máquina, como tampoco su vida útil.

3.2.3

Ménsula Rotatoria

3.2.3.1

Cuerpo de la Ménsula.-

El esfuerzo normal crítico, ocurre en el punto P de la sección AA' (Fig. 3.11), por producirse allí la máxima

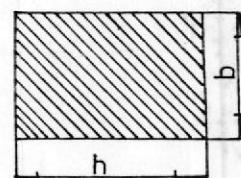
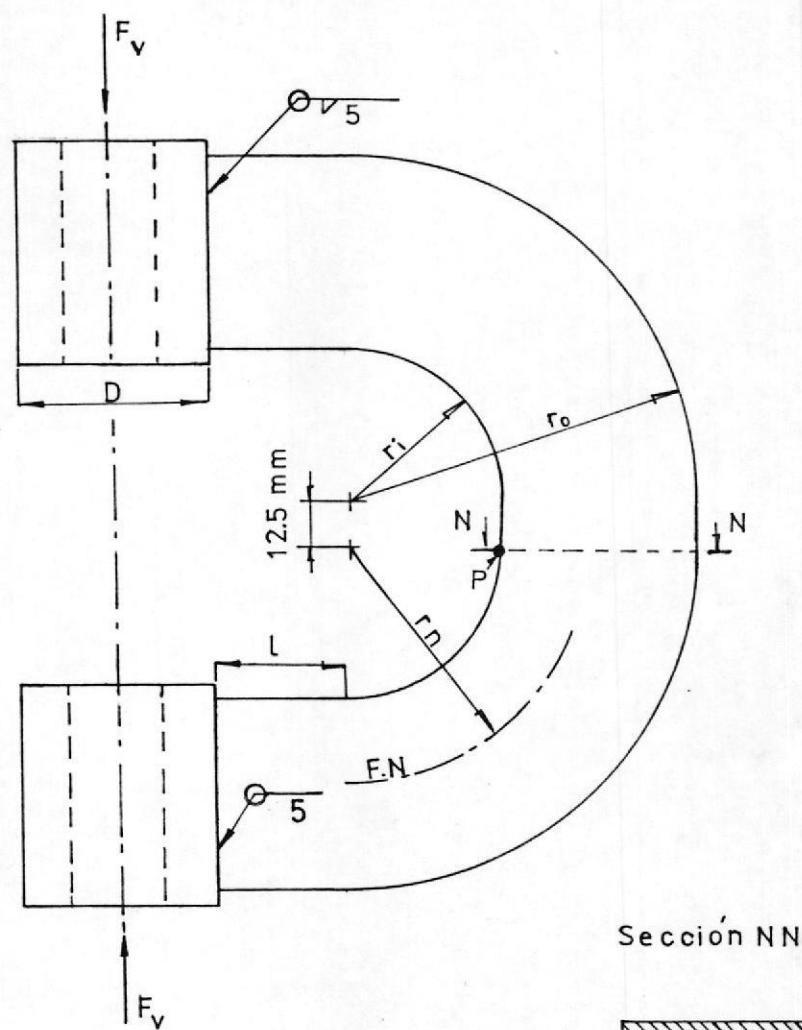


FIG. 3.11 .- MENSULA ROTATORIA



BIBLIOTECA

flexión y debido a la existencia de una curvatura.

$$\sigma_{\max} = -M \cdot h_i / A \cdot e \cdot r_i = F_v / A$$

ecuación en la que:

$$M = F_v (a + L + R)$$

$$R = r_i + h/2$$

$$h_i = r_o - r_i$$

$$r_o = h / [\ln(r_o/r_i)]$$

$$e = R - r_o$$

$$A = b \cdot h$$

$$r_o = r_i + h$$

Datos

$$F_v = 8168 \text{ N}$$

$$a = D/2 = 25 \text{ mm}$$

$$h = 50 \text{ mm}$$

$$b = 35 \text{ mm}$$

$$L = 38 \text{ mm}$$

$$r_i = 40 \text{ mm}$$

$$r_o = 62 \text{ mm}$$

Acero AISI P20

$$S_{ut} = 950 \text{ MPa}$$

$$S_{yt} = 750 \text{ MPa}$$

$$n_{us} = 1.1$$

$$n_{ys} = 1.2$$

$$n_{\infty} = 1.3.$$

Reemplazando valores en la ecuación para el esfuerzo máximo:

$$\sigma_{\max} = -1046(0.022)/2.1 \times 10^{-3}$$

$$= -8168/1.75 \times 10^{-3}$$

$$\sigma_{\max} = -114.2 \text{ MPa}$$

Por ser nulos los esfuerzos cortantes, $\sigma_{\max} = \sigma_1$, entonces:

$$n_a = S_{yt\min}/\sigma_1$$

$$n_a = 625/114.2$$

$$n_a = 5.47$$

A continuación es menester probar si el elemento es seguro para cargas de fatiga.

Conociendo el $S_{yt\min} = 864$ MPa, se obtiene de tablas:

$$k_a = 0.47$$

$k_e = 0.868$ para una confiabilidad del 95%.

El factor del tamaño k_b se lo determina usando el procedimiento de C.R. Mishke⁽¹⁷⁾ para secciones no circulares (Fig. A2).

$$0.95 A_{11} = 0.0766 d^2 = 0.05 b \cdot h$$

$$d = (0.05 b \cdot h / 0.0766)^{1/2}$$

$$d = [0.05(0.035(0.05)) / 0.0766]^{1/2}$$

$$d = 33.8 \text{ mm}$$

valor que se reemplaza en la ecuación correspondiente a

$$k_b^{(17)}$$

$$k_b = 1.189 d^{-0.097}$$

$$k_b = 1.189(33.8)^{-0.097}$$

$$k_b = 0.85.$$

continuando,

$$Se = 0.47(0.85)(0.868)(0.5)864$$

$$Se = 150 \text{ MPa}$$

$$Se_{min} = 150/1.3 = 115.4 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad contra la falla por fatiga se calcula empleando la relación de Goodman modificada (zona de compresión).

$\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{max}/2 = 57.1 \text{ MPa}$, por la forma de variación de la carga. Así, reemplazando valores en la ecuación mencionada, se obtiene $n_f = S_{min}/\sigma_a = 115.4/57.1 = 2.02$, lo cual, igual que en el caso de falla estática, asegura la operación confiable.

3.2.3.2 Diseño de la Soldadura

Esta tiene por finalidad unir los extremos de la ménsula a sus respectivas guías (Observar Fig. 3.11).

El esfuerzo cortante en la junta es:

$$\begin{aligned}\tau &= Fv/A_s = Fv/1.414h(b+d) \\ &= 8168 / 1.414 (0.005) \\ &\quad (0.035 + 0.05) \\ &= 13.59 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

y el esfuerzo normal máximo debido a la flexión:

RECEIVED - 1968 - 10 - 10 - 1000

SEARCHED - INDEXED - SERIALIZED - FILED

1968 - 10 - 10 - 1000

SEARCHED - INDEXED - SERIALIZED - FILED

SEARCHED - INDEXED - SERIALIZED - FILED

1000

$$\sigma_{max} = M.c/I_w = M.c/0.707 h.I_u$$

$$\sigma_{max} = 8168(0.025) \cdot (0.025) 6 / \\ 0.707 (0.005) (0.05)^2 \\ (3(0.035)+0.05)$$

$$\sigma_{max} = 22.36 \text{ MPa.}$$

Por consiguiente el esfuerzo de von Mises en la soldadura es:

$$\sigma' = (22.36^2 + 3(13.59)^2)^{1/2} \\ = 32.47 \text{ MPa}$$

Evaluando el factor de seguridad para evitar la falla estática, utilizando las mismas propiedades del metal primario para la soldadura, se tiene:

$$n_s = S_{ymin}/\sigma'; \quad (n_{ys} = 1.2)$$

$$n_s = 625/32.47 = 19.25$$

Los cálculos del factor de seguridad contra falla por fatiga, se desarrollan seguidamente.

$$S_{e'} = 0.5(S_{utmin}) = 0.5 (864) \\ = 432 \text{ MPa}$$

El factor de superficie k_s para soldaduras, se fundamenta siempre en una superficie en la condición de forja.

Así, de tablas se obtiene $k_s = 0.35$ (Fig. A1).

El factor de tamaño es igual al correspondiente del metal primario encontrado para la sección de la ménsula¹⁷, es decir, $k_b=0.85$.

Para una confiabilidad del 95%, $k_e = 0.868$; asimismo, el factor de reducción de resistencia a la fatiga para una soldadura de filete es $k_w = 1/K_f = 1/2.7 = 0.37$ (Tabla AIII).

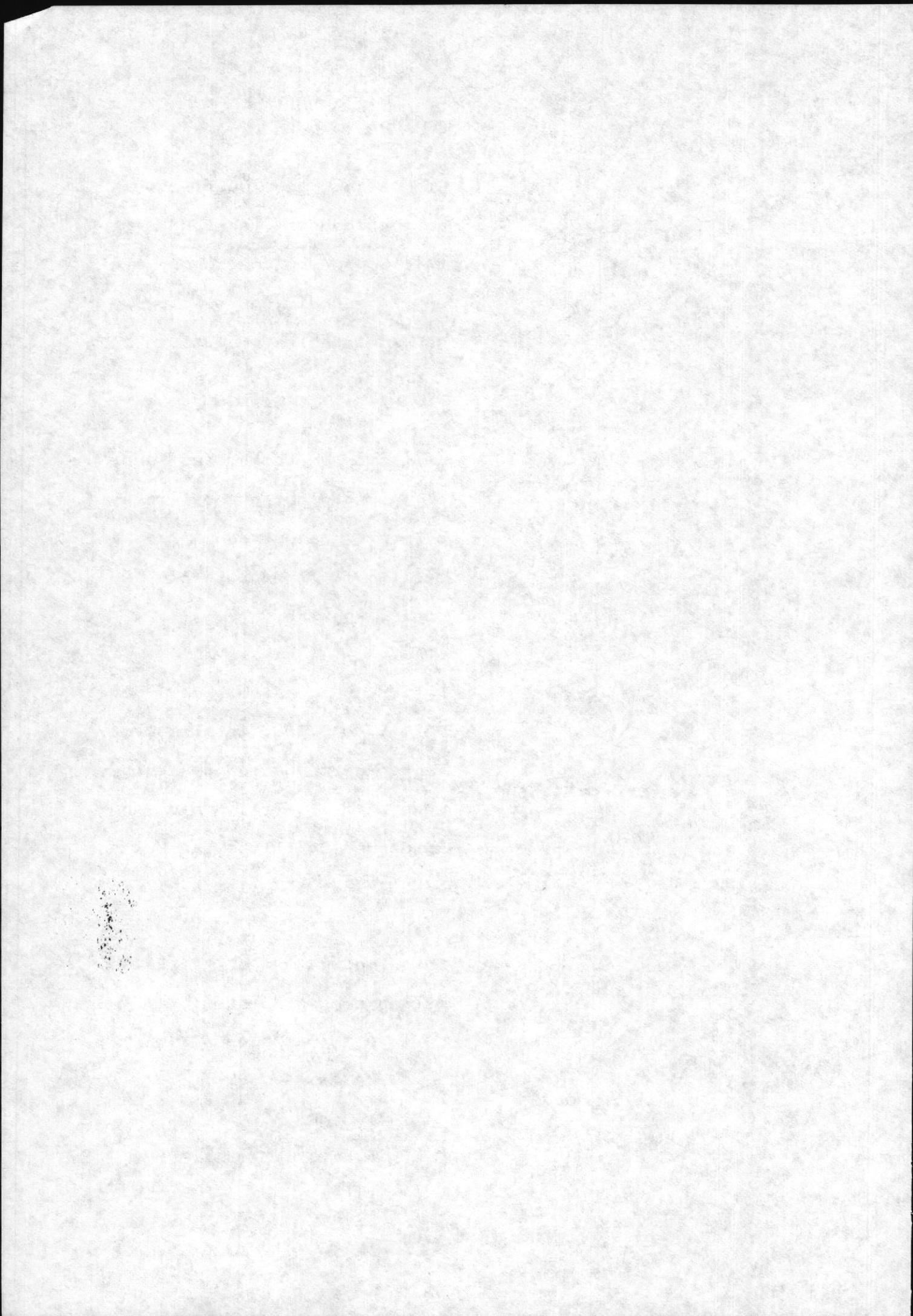
Esto implica que el límite de fatiga corregido será:

$$S_e = 0.35(0.85)(0.868)(0.37)$$

. (432)

$$= 41.3 \text{ MPa}$$

$$S_{e_{min}} = 41.3/1.3 = 31.8 \text{ MPa}$$



Por las características de la carga, $\sigma'_{\text{m}} = \sigma''_{\text{m}} = \sigma''/2 = 32.47/2 = 16.24 \text{ MPa}$. El factor de seguridad contra la fatiga, aplicando la relación de Goodman, es, $n_r = 1.89$, valor que garantiza un trabajo sin inconvenientes.

Es importante finalmente conocer la magnitud de la deflexión producida en el extremo de la ménsula, debido a la carga normal de trabajo aplicada sobre sí ($F_v = 4448 \text{ N}$) (Fig 3.12).

Empleando el método de Castigliano:

$$U_{MP} = U_{MN} + U_{NP}$$

$$\begin{aligned} U_{MN} &= \int_0^{0.063} (M^2 / 2E.I) dx \\ &= \int_0^{0.063} (F^2/2E.I)x^2 dx \\ &= 0.063^3 F^2 / 6E.I \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{MN} &= \partial U_{MN} / \partial F = 0.063^3 F / 3E.I \\ &= 5.08 \times 10^{-6} \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} U_{NP} &= \int_0^{\pi/4} (F^2(0.063 + 0.065 \operatorname{Sen} \theta)^2 / 2A.e.E) d\theta \\ &= 2.5 \times 10^{-7} F^2 \end{aligned}$$



BIBLIOTECA



СОВЕТСКАЯ

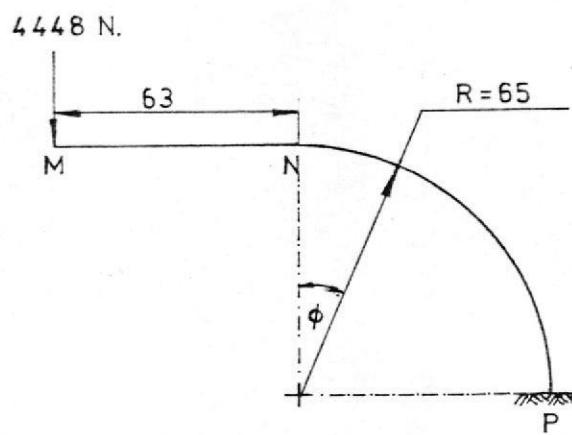


FIG. 3.12 .- DIAGRAMA PARA EL CALCULO DE LA DEFLEXION DE
LA MENSULA ROTATORIA

$$\delta_{NP} = \partial U_{NP} / \partial F = 5 \times 10^{-9} F \\ = 2.2 \times 10^{-9} \text{ m.}$$

Así,

$$\delta_{MP} = \delta_{MN} + \delta_{NP} \\ = 5.08 \times 10^{-9} + 2.2 \times 10^{-9} \\ \delta_{MP} = 2.73 \times 10^{-9} \text{ m.}$$

3.2.4 Resorte posicionador.-

El proyecto de resorte helicoidales de compresión involucra varios parámetros básicos de diseño, los que en algunos casos están dados por las condiciones físicas del problema a resolver y en otras es menester asumirlos, para mediante el método de ensayo y error, determinar su correcta magnitud.

En el presente cálculo, son condiciones de diseño las siguientes: (Fig. 3.13)

- Material: Alambre revenido en aceite (AISI 1065)
- Extremos: Cerrados y esmerilados ($N_d = 2$)
- Diámetro del orificio de encaje del resorte; (6.5 mm.)
- Máximo espacio de operación: 11.5 mm.

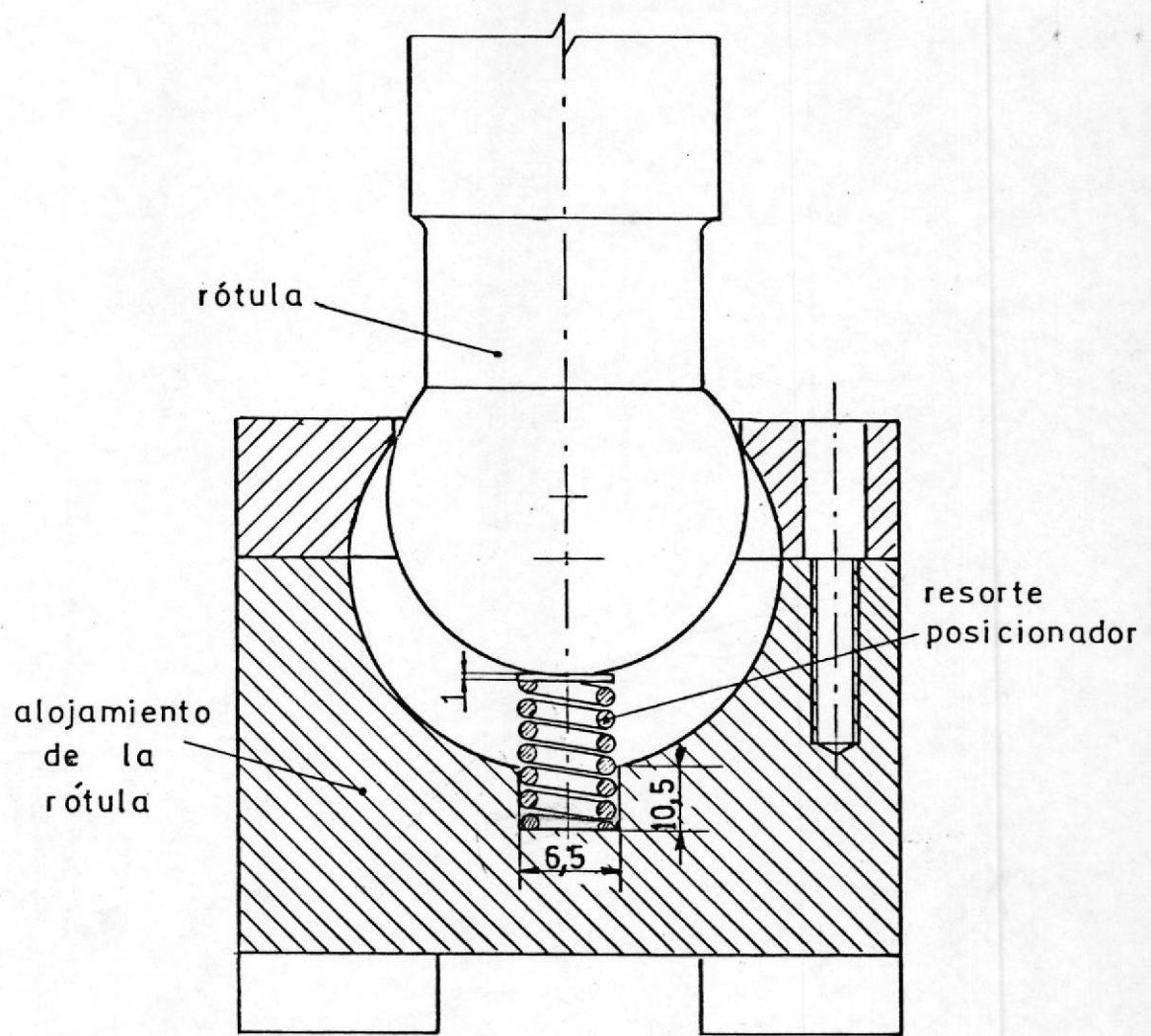


FIG. 3.13 .- DETALLE DE LA ARTICULACION

- Fuerza ejercida a la longitud de operación máxima: 25 N.
- Fuerza ejercida a una longitud 1.75 mm. menor: 39 N (fuerza que se necesita aplicar para estar a punto de alcanzar la longitud sólida).

Con esta información se procede a realizar los cálculos pertinentes.

Para iniciar el proyecto de este componente es necesario encontrar el valor de la constante de rigidez del mismo:

$$\begin{aligned} k &= \Delta F / \Delta \delta \\ &= (39 - 25) / 1.75 \times 10^{-3} \\ &= 8000 \text{ N/m.} \end{aligned}$$



BIBLIOTECA

Tomando en consideración que es en el presente caso una condición de diseño el requerimiento de que el resorte encaje en un agujero de 6.5 mm, es factible hacer una estimación razonable de D, posiblemente de una magnitud igual a 5 mm, en vista de que el valor de D+d debe ser siempre menor al diámetro del alojamiento, por un claro diametral de 0.1D⁽¹⁰⁾.

Para determinar el diámetro del alambre del resorte, es menester conocer previamente los valores de K_s y T_{solido} , los cuales son también función de d . Afortunadamente sus valores no varian en forma considerable, dentro del rango del índice del resorte aconsejado $5 < C < 9$ (Fig. A3), por lo cual la estimación de los mismos, no estaría lejos de sus valores exactos:

a. $K_s = 1.07$ (La Fig. A3 muestra una pequeña variación de K_s sobre el rango $6 < C < 12$).

b. $T_{solido} = 0.45 \text{ Sut}^{1/2}$; dado que debe cumplirse con las condiciones de espacio antes indicadas, se asume un valor de $d=1\text{mm.}$, dimensión para la cual, la Fig. A5 muestra una magnitud aproximada de $\text{Sut} = 1850 \text{ MPa}$. Consecuentemente, $T_{solido} \leq 0.45(1850) = 832.5 \text{ MPa}$.

Sustituyendo los anteriores valores, en las correspondientes ecuaciones, se obtiene

$$\frac{T_{solido}}{\text{n}_s} = \frac{(8F_s D / \pi d^3)}{K_s}$$

$$832.5(10^6) / 1.3 = 8(39)1.07(0.005) / \pi d^3, \quad d$$

$$d = 0.94 \text{ mm.}$$

Hallado d , se puede determinar, empleando la Fig. A4, el S_{ut} corregido, y por lo tanto el τ_{solido} final ($\tau_{solido} = 0.45(1867) = 840 \text{ MPa}$).

Para evitar la estimación de K_m , se usa otra forma de la ecuación de τ_{solido}

$$\tau_{solido} / n_m = (BF_m / \pi d^2) \cdot (CK_m)$$

$$840(10^6) / 1.3 = 8(39) (Ck_m) / \pi (0.94 \times 10^{-3})^2,$$

desde donde, $CK_m = 5.75$.

En vista de que $K_m = 1 + 0.5/C$, se reemplaza este valor en la última relación, encontrando una magnitud de $C = 5.25$; por consiguiente, $D = C \cdot d = 5.25 (0.94) = 4.94 \text{ mm}$, y $K_m = 1.1$.

Esta combinación de D y d encontrada no solo que cumple con el criterio de esfuerzo deseado sino que también permite un hueco razonable para prever los ligeros incrementos del diámetro del resorte, a causa de su compresión.

De la ecuación:

$$k = d^4 G / 8D^3 N$$

$$N = d^4 G / 8D^3 k$$

$$N = \frac{(0.94 \times 10^{-3})^4 (7.93 \times 10^{10})}{8(4.94 \times 10^{-3})^2 \cdot 8000}$$

N = 8 espiras

Conociendo que $N_e = N + 2 = 8 + 2 = 10$, se halla que $L_m = N_e \cdot d = 10(0.94) = 9.4$ mm.

Al cesar la fuerza de compresión máxima, el resorte se estira una distancia $39\text{ N} / (8000\text{N/m}) = 4.9$ mm. De esta forma $L_f = L_m + \delta_m = 9.4 + 4.9 = 14.3$ mm. Adicionalmente, cuando tiene aplicada la carga mínima (25 N), la longitud del resorte será de $14.3 - 25 / 8000 = 11.2$ mm., lo cual satisface la condición de espacio máximo de operación.

Si se chequea luego, la posibilidad de pandeo para el peor caso de deflexión ($\delta = \delta_m = 4.9$ mm.):

$$\delta_m / L_f = 4.9 / 14.3 = 0.34$$

$$L_f / D = 14.3 / 4.94 = 2.89,$$

estos valores indican en la Fig. A5, que no se producirá el mismo.

Cabe a continuación comprobar el resorte para cargas fluctuantes.

Siendo la carga máxima y mínima respectivamente 39 y 25 N, la amplitud de carga y carga media son:

$$F_a = (39 - 25) / 2 = 7 \text{ N}$$

$$F_m = (39 + 25) / 2 = 32 \text{ N}$$

y en consecuencia:

$$\begin{aligned} \tau_a &= K_m (8F_a D) / \pi d^3 \\ &= 1.1 [8(7)(4.9 \times 10^{-3})] / \pi (0.94 \times 10^{-3})^3 \\ &= 116 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_m &= (K_m) (8F_m D / \pi d^3) \\ &= 1.1 [8(32)(4.94 \times 10^{-3})] / \pi (0.94 \times 10^{-3})^3 \\ &= 533 \text{ MPa} \end{aligned}$$

El límite de resistencia a la fatiga es $S_{se} = 310 \text{ MPa}$, debiéndose corregir por confiabilidad y concentración de esfuerzo¹⁷. De tablas se obtiene para una confiabilidad del 95%, $k_c = 0.868$; además,

$$\begin{aligned} K &= (4C - 1) / (4C - 4) + 0.615/C \\ &= (4(5.25) - 1) / (4(5.25) - 4) + 0.615/5.25 \\ &= 1.29, \end{aligned}$$

entonces, el factor de curvatura del resorte es:

$$K_e = K/K_m = 1.29/1.10 = 1.17$$

Puede asumirse que $K_e = K_c$, de esta forma, el factor de modificación por concentración

del esfuerzo es $k_m = 1/K_f = 1/1.17 = 0.85$.

Así, $S_{m\infty} = 0.868(0.85)(310) = 228.8 \text{ MPa}$.

Consecuentemente el factor de seguridad contra una falla por fatiga posee una magnitud de:

$$n_f = S_{m\infty}/\sigma_a = 229/116 = 1.97.$$

Para concluir debe verificarse si el resorte no fallará por compresión una vez que alcanza su longitud sólida, ya que en ésta condición se comporta como un cilindro hueco sometido al tipo de carga antes mencionado.

De esta manera, el esfuerzo de compresión actuante sobre el mismo tiene por valor:

$$\sigma_c = F/A = 8168 / (0.005)(0.001)$$

$$= 5.2 \times 10^6 \text{ MPa}.$$

Por consiguiente, el factor de seguridad contra la falla por fluencia es:

$$n_f = S_{yt} / \sigma_c ; (S_{yt} = 0.75 S_{ut})^{1/2}$$

$$= 0.75 (1867) / 520$$

$$= 2.69$$

Cabe indicar que, otra alternativa de diseño de la articulación podría ser prescindir del resorte y reducir el diámetro del alojamiento esférico, dejando el hueco conveniente entre los dos componentes de la misma.



BIBLIOTECA

3.2.5 Pernos de anclaje.-

Con la finalidad de fijar la máquina sobre una mesa soportante, se la ha provisto de una placa rectangular soldada en su parte inferior, la misma que posee cuatro agujeros dispuestos simétricamente, por los que se colocan los pernos de anclaje. La Fig. 3.15, indica lo descrito.

Para realizar el dimensionamiento de estos pernos, es menester en primer lugar determinar la posición del centro de gravedad de la máquina. El procedimiento para ello se desarrolla a continuación.

Los pesos aproximados de los elementos de la máquina son (Fig. 3.14):

$$W_e = 150 \text{ N} \text{ (cilindro)}$$

$$W_{AB} = W_{CD} = 54 \text{ N}$$

$$W_{BC} = 112 \text{ N}$$

$$W_m = 62 \text{ N}$$

$$W_T = 432 \text{ N}$$

$$W_M = 270 \text{ N} \text{ (neumático más grande a reparar; } n_M = 1.2)$$

La ecuación:

$$X = \sum F_{xi} / \sum F_i$$

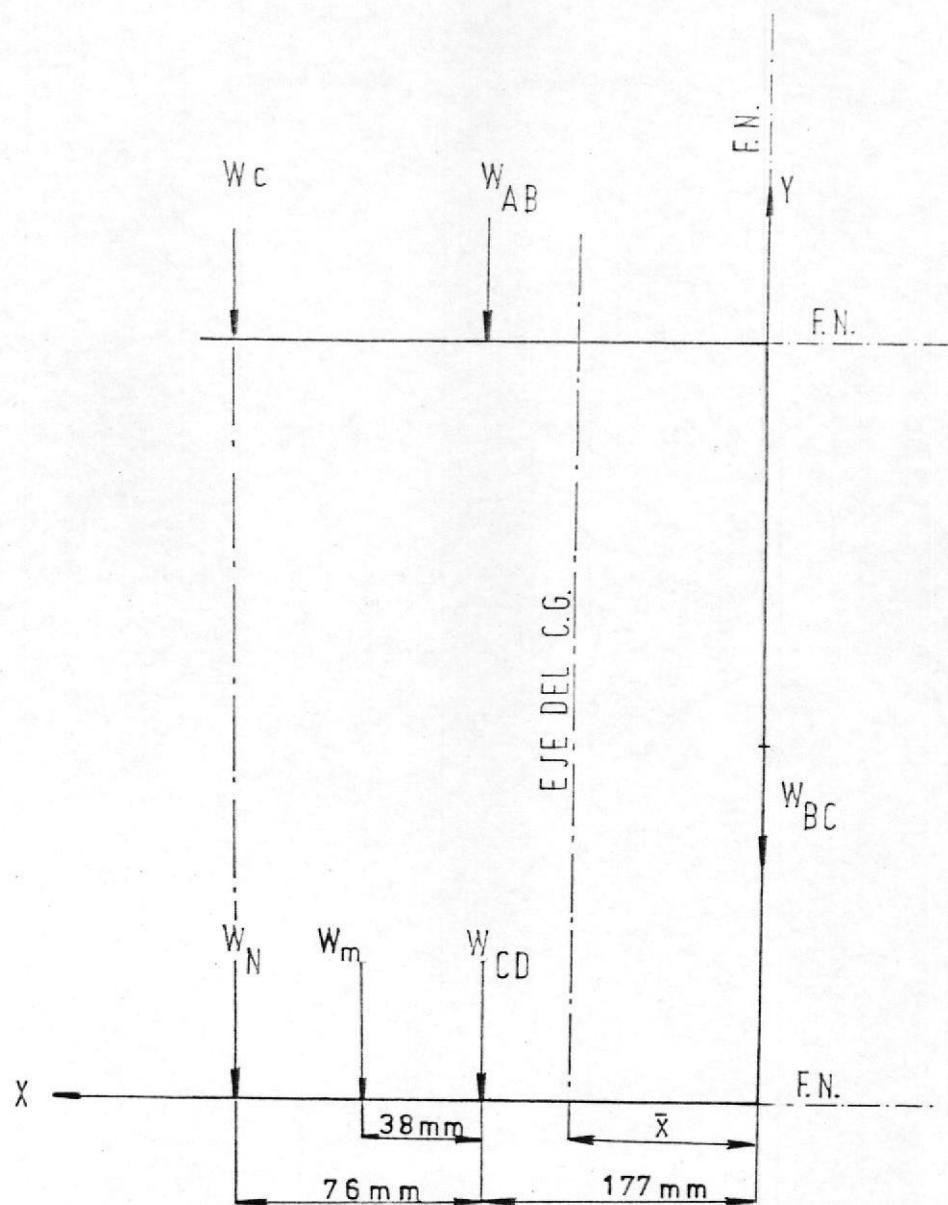


FIG. 3.14 .- FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL BASTIDOR



BIBLIOTECA

determina la posición del centro de gravedad de la máquina respecto al eje "Y".

Reemplazando valores:

$$X = \frac{150(0.253) + 62(0.215) + 2(54)(0.177)}{432}$$

$$X = 0.163 \text{ m.}$$

A continuación se realiza el análisis de fuerzas en la base de la máquina (Fig. 3.15), antes de colocar el neumático.

Para que exista equilibrio:

$$+ \int \Sigma F_y = 0$$

$$W_T + F' + F'' = R$$

$$\rightarrow \Sigma M_A = 0$$

$$- W_T (0.063) + F' (0.02) + F'' (0.18) = 0$$

Adicionalmente, las fuerzas F' y F'' ejercidas por los pernos, son proporcionales, respectivamente, a sus distancias al punto A:

$$F' / F'' = 0.02 / 0.18$$

Del sistema de ecuaciones conformado, se encuentra:

$$R_1 = 598 \text{ N}$$

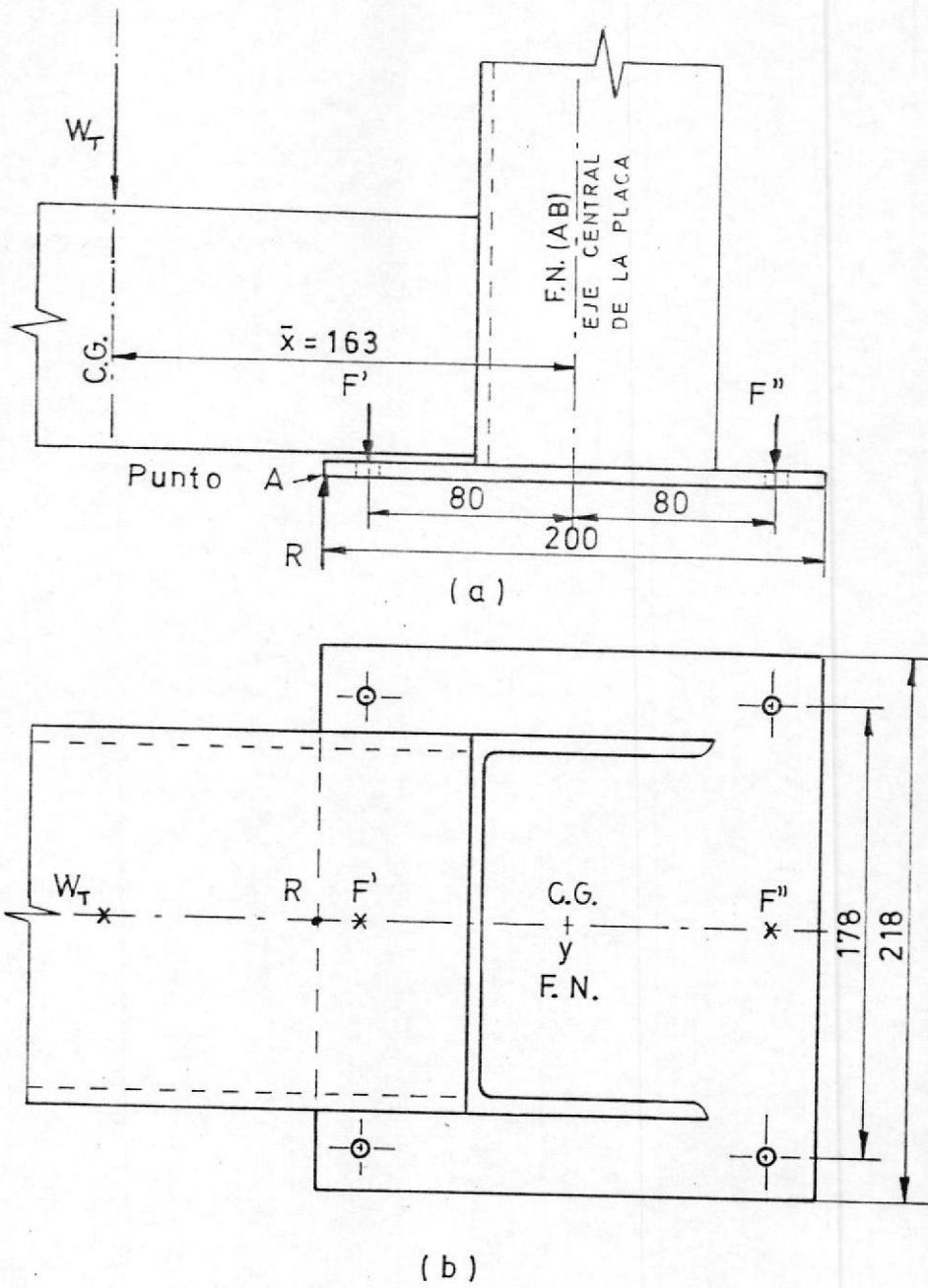


FIG. 3.15 .- FUERZAS SOBRE LA BASE DE LA MAQUINA

$$F'_z = 16.6 \text{ N}$$

$$F''_z = 149.4 \text{ N}$$

Estas constituyen las fuerzas mínimas a las que se halla sometida la base.

Considerando la colocación del neumático en la máquina y siguiendo el procedimiento anterior, se obtiene:

$$R_z = 1216.5 \text{ N}$$

$$F'_z = 46.5 \text{ N}$$

$$F''_z = 418.0 \text{ N}$$

Estas últimas, son las fuerzas máximas actuantes en la base. De los 2 conjuntos de fuerzas encontradas, para calcular los pernos, se tomarán solamente los valores máximo y mínimo de F'' ya que por ser mayor a F' , es la fuerza que gobierna el diseño.

En vista que el número de pernos de anclaje es de cuatro, la fuerza determinada se dividirá en dos, debido a la simetría con la que los mismos se ubicarán en la placa:

$$P_{\max} = F''_z / 2 = 418.0 / 2 = 209 \text{ N}$$

$$P_{\min} = F''_z / 2 = 149.4 / 2 = 74.7 \text{ N}$$

A fin de prevenir la separación de las partes a unirse, como ya se demostró con anterioridad, debe cumplirse que:

$F_i = P_{max} (1 - K_b / K_m + K_b)$,
 además, si se elijen pernos M8 grado
 5.8 ($S_p = 379 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 510 \text{ MPa}$, $S_{yt} = 393$
 MPa , $A_t = 3.66 \times 10^{-9} \text{ m}^2$), y conociendo que
 los elementos a unirse (placa de anclaje y
 mesa soportante) son del mismo material del
 perno, puede asumirse que $K_m = 8K_b$ ⁽¹⁶⁾,
 entonces:

$$F_i = 209.0 (1 - 0.11); C = K_b / (K_m + K_b) = 0.11$$

$$F_i = 186.0 \text{ N}$$

Luego,

$$\begin{aligned} F_{b\ max} &= F_i + C \cdot P_{max} \\ &= 186.0 + 0.11(209) \\ &= 209.0 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{b\ min} &= F_i + C \cdot P_{min} \\ &= 186.0 + 0.11(74.7) \\ &= 194.2 \text{ N} \end{aligned}$$

Por lo que la amplitud de carga y carga media sobre el perno son respectivamente

$$F_{b\ am} = 7.4 \text{ N}$$

$$F_{b\ cm} = 201.6 \text{ N}$$

De esta manera, los esfuerzos medio y alterante, a los que se encuentra sometido cada perno son:

$$\sigma_a = F_{b\ am} / A_t = 7.4 / 3.66 \times 10^{-9} = 0.20 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = F_{b\ cm} / A_t = 201.6 / 3.66 \times 10^{-9} = 5.51 \text{ MPa}$$

En miembros sometidos a cargas axiales fluctuantes⁽¹⁷⁾:

$$\begin{aligned}Se' &= 19.2 + 0.314 \text{ Suc} \\&= 19.2 + 0.314 (67) \\&= 40.32 \text{ Kpsi} = 277 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Estimando un 95% de confiabilidad se define

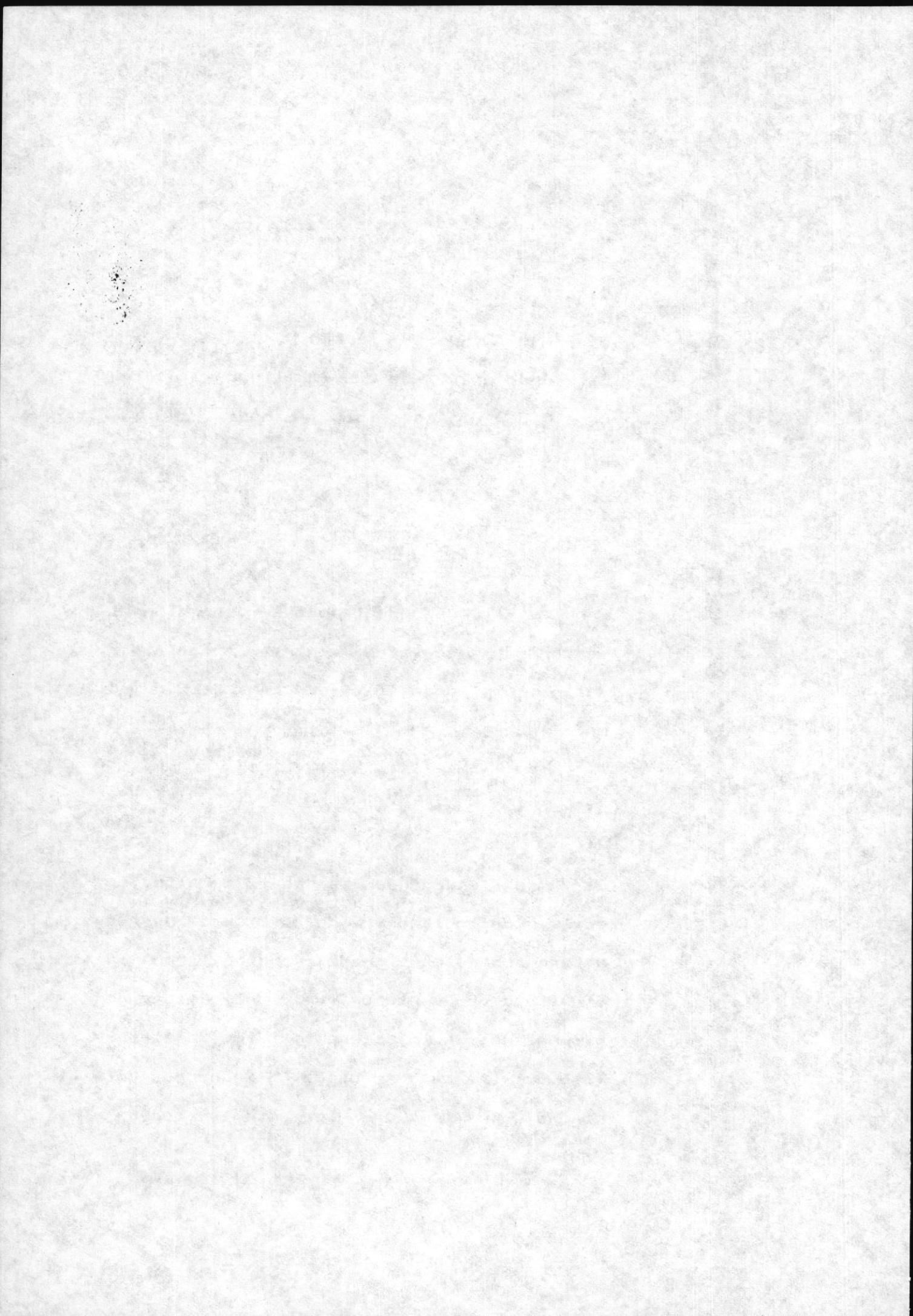
$k_e = 0.868$ y para roscas laminadas $k_m=0.33$, por tanto:

$$\begin{aligned}Se &= 0.868(0.33)277 = 79.41 \text{ MPa} \\Se_{min} &= 61 \text{ MPa} \quad (n_{min} = 1.3)\end{aligned}$$

Con los valores encontrados se determina el factor de seguridad contra la falla por fatiga, empleando la ecuación de Goodman modificada:

$$\begin{aligned}n_f &= (Se \cdot Su) / (\sigma_m \cdot Su + \sigma_m \cdot Se) \\n_f &= 65.75\end{aligned}$$

El factor encontrado es bastante alto, lo cual es un indicativo de que estos pernos están sobredimensionados, pero, con la finalidad de mantener una uniformidad de dimensiones en lo referente a los sujetadores utilizados en otros componentes del diseño, se mantiene las mismas medidas (MB).



El par de torsión necesario para desarrollar la precarga mínima recomendada es:

$$T = 0.2 F_i d$$

$$T = 0.2(186)(0.008)$$

$$T = 0.30 \text{ N.m}$$



BIBLIOTECA

3.2.6 Placa térmica y placa base: Cálculo de la potencia eléctrica; Control de temperatura y geometría de las placas.

Las moléculas de una mezcla reaccionante sufren reacción a consecuencia de las colisiones moleculares. La teoría moderna de las reacciones químicas sostiene que las colisiones moleculares se producen, pero que no todas ellas dan lugar a un cambio químico. Ellas son efectivas únicamente si las moléculas poseen una cierta energía en exceso a la cual se la conoce como energía de activación. A ésta se la considera como la barrera energética a vencerse durante el avance de la reacción⁽¹²⁾.

La temperatura tiene un efecto profundo sobre la rapidez de las reacciones químicas. Se puede suponer que a medida que se eleva la temperatura, también lo hace la



AC 1701



frecuencia de choques, lo que conduce a una reacción más rápida⁽¹³⁾.

Para que se lleven a efecto las reacciones involucradas en la vulcanización, se necesita una energía de activación de 30 Kcal/mol, suministrada por la placa térmica durante un lapso de 6.4 minutos y a una temperatura de 150°C (prueba patrón)⁽¹⁴⁾.

Con finalidad de determinar la potencia a disipar en la resistencia eléctrica incorporada en la placa térmica, para lograr el óptimo vulcanizado de una mol de caucho crudo (68 gr), se realizó el siguiente cálculo:



BIBLIOTECA

$$P = \frac{30000 \text{ cal} \times 4.18 \text{ joul} \times 1 \text{ min} \times 1 \text{ vat.}}{6.4 \text{ min} \quad 1 \text{ cal} \quad 60 \text{ seg} \quad 1 \text{ joul/s}} \\ = 326.6 \text{ vatios}$$

valor que para compensar las pérdidas de calor, se multiplicó por un factor de seguridad de 1.53 a efecto de proveer de mayor confiabilidad el resultado hallado. Por lo tanto:

$$P = 1.53 (326.6) = 500 \text{ vatios.}$$

Esto permite encontrar con facilidad la magnitud de la resistencia eléctrica a emplearse, sabiendo que se cuenta con una alimentación de 220 voltios.

$$P = V^2 / R$$

$$R = V^2 / P$$

$$R = (220)^2 / 500 = 96.9 \text{ ohmios (aproximadamente 100 ohmios).}$$

El control de temperatura se realiza, como ya se indicó, mediante el empleo de un interruptor termostático bimetálico. Este elemento de control posee únicamente dos posiciones fijas (respuestas), que son las correspondientes a conexión y desconexión. Tal tipo de acción de control, contrasta con las otras modalidades, en las cuales el dispositivo de control es capaz de una permanente variación de la respuesta para un determinado rango. Limitándose a dos posiciones, este control proporciona demasiada o muy poca corrección al sistema. Así, la variable controlada (temperatura) debe moverse continuamente entre los dos límites requeridos y ocasionar que el elemento de control se mueva de una posición fija a la otra. El rango dentro del cual

varia la temperatura se conoce como diferencial del elemento de control (en este caso es de 10°C) (Fig. 3.16a). La "oscilación" de la variable controlada entre los dos límites es una característica relevante en el control de dos posiciones, la que a veces restringe su empleo. Sin embargo de aquello, por su sencillez y bajo costo es ampliamente utilizado^(e).

La Fig. 3.16b muestra el interruptor termostático en mención; su principio de funcionamiento se basa en la dilatación térmica de los metales, característica aprovechada para operar los contactos del interruptor. En la ilustración se observa que la base está en contacto directo con la planta de la placa térmica. La faja metálica fina 1 se halla soldada en ambos extremos a la base. Al calentarse la base, se expande, sucediendo lo mismo con la faja metálica. El centro de ésta tiene incorporado un pequeño aislante de porcelana, el cual descenderá, provocando la apertura de los contactos 2. Cuando la placa se enfria, la base se contrae y obliga a ascender al aislante de porcelana, cerrando

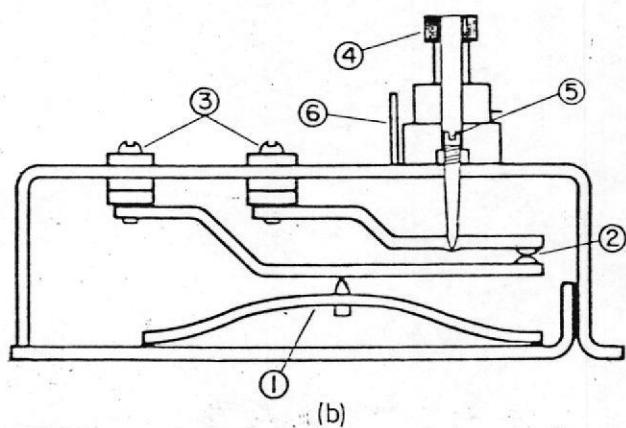
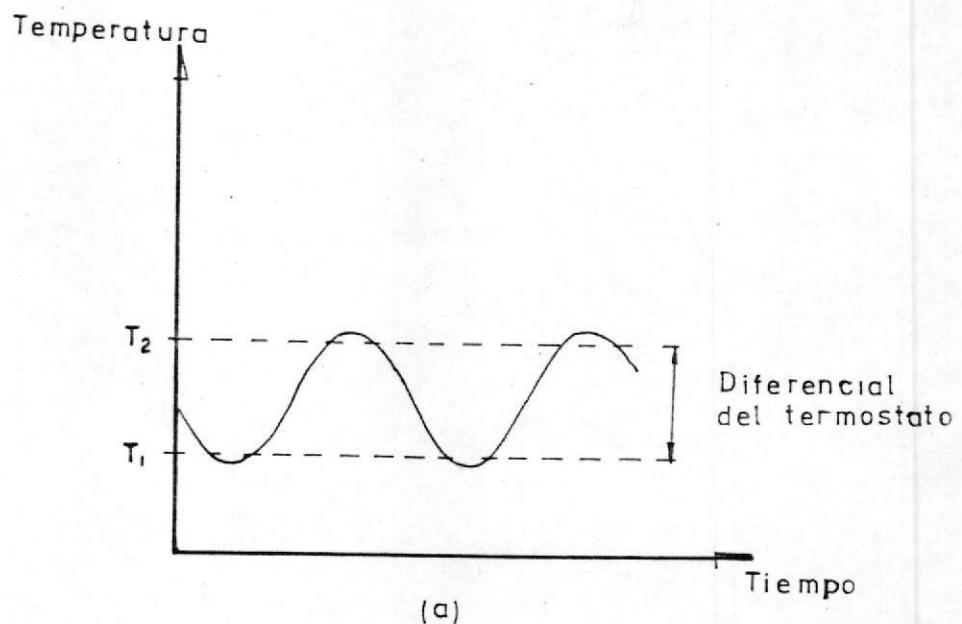


FIG. 3.16 .- TERMOSTATO BIMETALICO

de esta manera los contactos. Las conexiones hechas a los terminales del termosíntesis y la perilla de regulación de temperatura, determinan el punto en el cual los contactos se abren y cierran. Estos contactos permiten una circulación máxima de corriente a través de ellos de 10 amperios, entonces, conociendo que se disipan 500 vatios en la resistencia, puede determinarse la corriente circulante:

$$I = P / V = 500 / 220 = 2.27 \text{ amperios} < 10 \text{ amperios (límite).}$$

En lo referente a la forma geométrica tanto de la placa base como de la placa térmica, existieron varios criterios para su selección. Con la finalidad de proveer de una buena distribución de calor a la zona a reparar, evitar las esquinas que podrían lastimar las cámaras o cubiertas, y considerando además que los daños producidos en las cubiertas suelen ser siempre más largos que anchos, se les ha dotado tanto a la placa base como a la placa térmica de una forma elíptica con un área igual a 0.013 m², superficie sobre la que se desarrollará

la presión recomendada para la vulcanización.

Si se estima una longitud del semieje menor equivalente a 47.5 mm, su semieje mayor deberá tener 85 mm, como queda demostrado a continuación:

$$A = \pi \cdot a \cdot b$$

$$a = A / \pi \cdot b = 0.013 / \pi \cdot (0.0475) = 0.085 \text{ m.}$$

3.2.7 Accesorios neumáticos.

Los elementos neumáticos empleados en la máquina, son válvulas, tuberías y elementos de conexión (radores, boquillas y abrazaderas).

La selección apropiada del diámetro de la tubería de interconexión se realizó tomando en consideración las recomendaciones dadas al respecto por FESTO[®] para las características técnicas del cilindro neumático diseñado (diámetro del embolo, carrera y presión máxima de trabajo (Tabla AIV)).

Estas determinaron que, el diámetro nominal de la tubería, como también los corres-

pondientes a los puertos de las válvulas, orificios de admisión y escape del cilindro y conectores en general, deben ser de 6 mm., dimensión que deberá tomarse muy en cuenta, a fin de proveer de uniformidad dimensional a todos los dispositivos neumáticos del sistema.

Las especificaciones técnicas de cada elemento neumático se creyó conveniente detallarlas en el Apéndice B, razón por la cual no se incluyen aquí.

Adicionalmente a la selección de accesorios neumáticos, es importante determinar el consumo de aire comprimido que su uso implica, debiendo destacar que el actuador lineal constituye el elemento que lo genera en este caso; los demás dispositivos (válvula distribuidora, tubería y conectores) causan una pequeña caída de presión, que en vista del muy corto recorrido que debe hacer el fluido de trabajo, no es significativa, por lo que no afectará el normal funcionamiento del sistema.

El cálculo del consumo de aire de un cilindro debe considerar otros consumos adicionales tales como espacios muertos en las posiciones finales del émbolo y el volumen de aire encerrado en las tuberías de interconexión, motivo por el cual, será menester sumar un porcentaje del orden de un 20% del consumo de aire de trabajo, al volumen calculado, para de esta manera compensar los consumos ignorados y cuya determinación precisa es difícil realizar.

Es necesario hacer referencia siempre al "aire libre" (aire atmosférico a presión y temperatura normales), simbolizado en Nm^3/s , a fin de establecer la relación con la capacidad del compresor y encontrar su potencia.

Conviene siempre elegir un compresor que proporcione un 20% adicional de aire sobre el consumo total necesario, para tener la certeza de no encender el mismo más de 10 veces por hora, como regla general.

En síntesis, el consumo total de aire de un

cilindro de doble efecto se expresa median-
te la siguiente relación:

$$Q = 2(s.n.q) \cdot (1.2) / 6 \times 10^4, \text{ en Nm}^3/\text{s}$$

donde, para el cilindro diseñado:

- Diámetro del émbolo = 100 mm.

- Presión de trabajo = 0.65 MPa.

- Carrera (s) = 20 cm.

- Número de ciclos/min (n) = 0.2

(asumiendo una fase completa de traba-
jo cada 5 minutos).

- q = 0,611 Nl/cm (Tabla AV)

Por lo tanto, reemplazando valores en la
ecuación última:

$$Q = 2 (20 \cdot 0.2 \cdot 0.611) (1.2) / 6 \times 10^4$$

Nm^3/s

$$Q = 9.78 \times 10^{-3} \text{ Nm}^3/\text{s},$$

dato indispensable para la selección del
compresor.

3.2.8. Accesorios eléctricos.-

Los componentes eléctricos empleados en
este proyecto, deben estar diseñados para
trabajar a 220 voltios c.a. y para una
corriente máxima de 10 amperios, de forma
tal, de operar a una sola tensión y con

intensidades lo suficientemente menores a la máxima indicada.

El listado en detalle de estos elementos se realizó en el Apéndice B.



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOTECA

Finalizado el estudio, motivo de la presente Tesis, es menester realizar un examen de los aspectos más relevantes de su contenido.

Conclusiones:

1. La Investigación llevada a cabo, en lo referente a la tecnología de la vulcanización del caucho, determinó como factores influyentes en su eficiencia, a los tres que seguidamente se anotan:

- Temperatura: 160°C.
 - Tiempo: 4 minutos por cada mm. de espesor de la capa a reparar.
 - Presión: 0.34 MPa para cubiertas y 0.14 MPa para cámaras de aire
- parámetros que por su importancia en la efectivización del proceso, representaron la piedra angular del diseño mismo de la máquina.

Sigue:

2. Los análisis cumplidos para la definición del sistema de compresión y mecanismo de control más ventajosos, establecieron como tales, al sistema neumático y al de control electroneumático, respectivamente.

La sinopsis de estos resultados, se indica a continuación.

- Sistema de compresión neumático.-

El justificativo de esta selección radica en que el uso del aire comprimido para el accionamiento del cilindro, permite también la automatización del proceso, facilitando además la regulación de la presión y tiempo de vulcanización, de acuerdo con las exigencias del trabajo. Cabe destacar adicionalmente, la ventaja de que todo taller de reparación de neumáticos dispone de un compresor de aire, aparato esencial para el funcionamiento de este sistema.

Mecanismo de control electroneumático.-

Las razones decisivas en la conveniencia de esta opción, fueron el bajo costo y la probada existencia de sus componentes en el mercado nacional, motivos siempre gravitantes en una selección.

3. Las dimensiones definidas y operaciones específicas que distinguen este diseño, permiten la reparación de neumáticos cuyo diámetro exterior no exceda un metro de longitud; se excluyen por lo tanto, los pertenecientes a maquinaria agrícola, equipo de construcciones viales y otros que por su gran tamaño demandan de

Sigue:

una máquina de características particulares, que faculten su reparación adecuada.

4. El uso del interruptor termostático bimetálico para el control de temperatura, como se explicó, presenta ciertos inconvenientes (lentitud de respuesta y amplio diferencial de temperatura (aproximadamente 10°C)) que en la mayoría de los casos no influyen en el óptimo proceso de vulcanización. Es importante señalar además que el reducido precio de este dispositivo, determinó su utilización en el sistema, ya que existen en el medio termorreguladores electrónicos que ejercen con mucha mayor precisión las acciones de control, pero que tienen como limitante su costo.

5. La incipiente tecnología empleada por los talleres de vulcanización del medio, cuyo número es por cierto considerable, así como la fuga de divisas debido a la innecesaria importación de máquinas para tal objeto, dadas las posibilidades técnicas del país para fabricarlas por un costo no mayor a un tercio del precio de la máquina importada (Apéndice C), constituyeron entre otras, razones que incentivaron al desarrollo de este proyecto, el que, pretende ser de algún modo, un aporte al progreso e independencia tecnológica del Ecuador, que al mismo tiempo redunde en beneficio directo de su economía.

Sigue

Recomendaciones:

Las sugerencias hechas a continuación, se dirigen a quien interese continuar el proceso investigativo iniciado con esta tesis.

1. La etapa subsiguiente a la que aquí se cubre, deberá planificarse para ejecutar la construcción y pruebas del prototipo de la máquina, con miras a, mediante su posterior evaluación general, establecer las medidas correctivas a tomarse, a fin de alcanzar su perfeccionamiento.

Para conseguir los objetivos antes mencionados, a sabiendas de que el control de calidad del trabajo efectuado por una máquina dá la medida de su eficiencia, es conveniente recomendar, para llevar a efecto tal operación en la reparación de neumáticos, regirse de acuerdo a las normas internacionales para productos de caucho vulcanizado, las mismas que se han establecido por organismos de investigación (ASTM* y otras sociedades dedicadas al estudio y ensayo de materiales), y que detallan diferentes pruebas de laboratorio para dicho propósito.

Sigue

*ASTM.- Book of Standards: Pruebas de Dureza D1415-68 y

2. En este estudio se incluyó el diseño del cilindro neumático, tendiendo a disminuir mediante su construcción, el costo de la máquina, ya que existen en el medio firmas comerciales que los expenden, pero a precios onerosos. Esta es la razón que justificaría y por la que se sugiere construir el elemento citado.

3. La máquina vulcanizadora de acción manual (Sistema de compresión mediante palanca) demostró ser en el análisis selectivo realizado, una interesante opción desde el punto de vista económico, aunque con ciertos inconvenientes en el aspecto técnico, por lo tanto, se recomienda estudiarla con mayor detenimiento, buscando obtener resultados positivos de su apropiado diseño.

4. Si se precisa proyectar una máquina vulcanizadora de mayor capacidad, debe considerarse el empleo de una placa térmica adicional que reemplace a la placa base, característica de diseño que permitirá la refacción adecuada de neumáticos de bandaje grueso, como los son los de equipo pesado en general. Adicionalmente, dadas las grandes dimensiones de éstos, será necesario que la máquina trabaje en posición horizontal a fin de que sea ella quien se acopie a la zona deteriorada, manteniéndose fijo y en posición vertical el neumático en reparación; ésto facilitará ostensiblemente el trabajo.

5. Finalmente se sugiere a las autoridades y organismos de investigación de la ESPOL, incentiven y apoyen el desarrollo de proyectos que, como éste, presenten soluciones a los problemas en especial de sectores marginales de la economía nacional, a los que no se les ha dado la importancia que verdaderamente tienen, dadas sus implicaciones sociales.

A P E N D I C E S

APENDICE A

DIAGRAMAS Y TABLAS CON INFORMACION PARA EL DISEÑO

- Factores de modificación de la resistencia a la fatiga del acero⁽¹⁷⁾

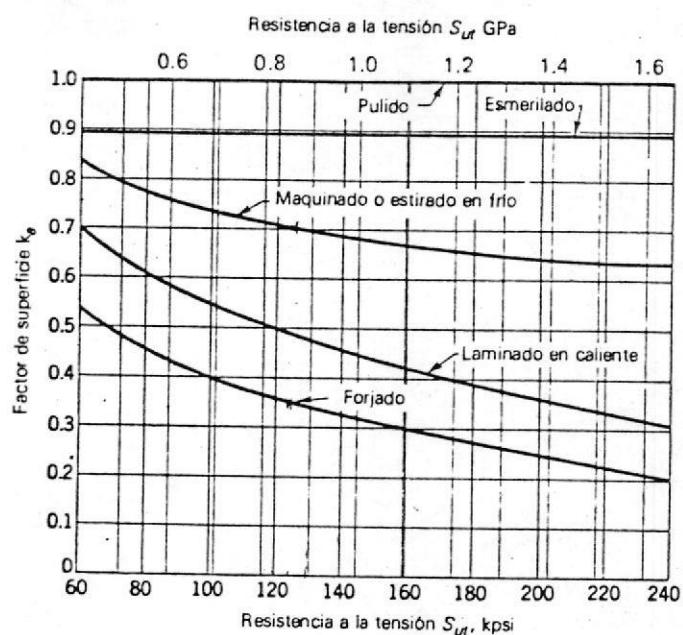


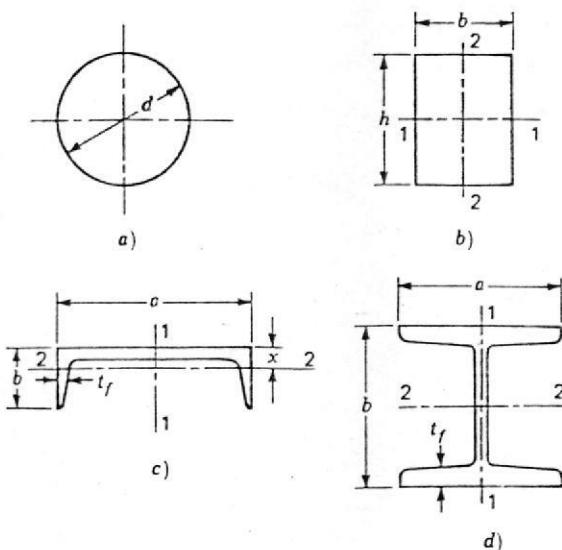
FIG. A1 .- FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL, k_s

Relación que determina el factor de tamaño, k_b

$$k_b = \begin{cases} 0.869 d^{-0.077} & 0.3 \text{ pulg} < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1 & d \leq 0.3 \text{ pulg} \text{ ó } d \leq 8 \text{ mm.} \\ 1.189 d^{-0.077} & 8 \text{ mm.} < d \leq 250 \text{ mm.} \end{cases}$$



BIBLIOTECA



Áreas de 95% de esfuerzo para algunas secciones de uso común. Los subíndices indican el eje de flexión. El espesor medio de patín es t_f . a) Perfil redondo macizo o hueco: $0.95 A_{\text{rot.}} = 0.0766 d^2$, $0.95 A_{\text{no rot.}} = 0.0107 d^2$. b) Perfil rectangular: $0.95 A_{1,1} = 0.95 A_{2,2} = 0.05 hb$. c) Canal, $0.95 A_{1,1} = 0.05 ab$, $t_f > 0.025a$, $0.95 A_{2,2} = 0.05 xa + 0.1t_f(b - x)$. d) Perfil I estándar o de patín ancho, $0.95 A_{1,1} = 0.10 at_f$, $0.95 A_{2,2} = 0.05 ba$. $t_f > 0.025a$.

FIG. A2 .- AREAS DE 95% DE ESFUERZO PARA ALGUNAS SECCIONES UTILIZADAS COMUNMENTE

TABLA A1

FACTORES DE CONFIABILIDAD k_c , CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE 8% DEL LÍMITE DE FATIGA

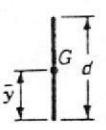
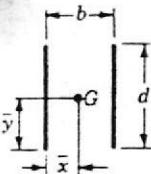
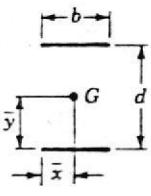
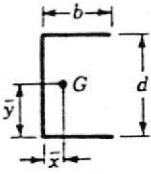
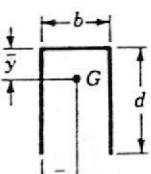
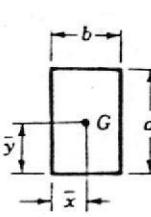
Confiabilidad R	Variable estandarizada z_r	Factor de confiabilidad k_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520



- Propiedades de la soldadura

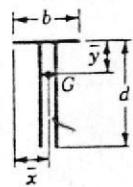
TABLA AII

PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURAS DE FILETE*

Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

(Continuación)

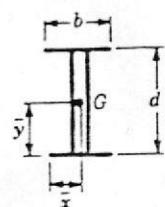
Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
-----------	------------------	-------------------	-----------------------------



$$A = 0.707h(b + 2d) \quad \bar{x} = b/2$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$$

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$$



$$A = 1.414h(b + d) \quad \bar{x} = b/2$$

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3d + b)$$

$$\bar{y} = d/2$$



$$A = 1.414\pi hr$$

$$I_u = \pi r^3$$

* I_u , el momento de inercia unitario, se toma con respecto a un eje horizontal que pasa por G, el centroide del grupo de juntas soldadas; h es el tamaño de junta, el plano del par de flexión es normal al del papel y todas las soldaduras son del mismo tamaño.

TABLA AIII

FACTORES DE REDUCCIÓN DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Tipo de soldadura	K_f
A tope, con refuerzo	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes longitudinales paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

- Gráficas para el diseño de resortes⁽¹⁰⁾.

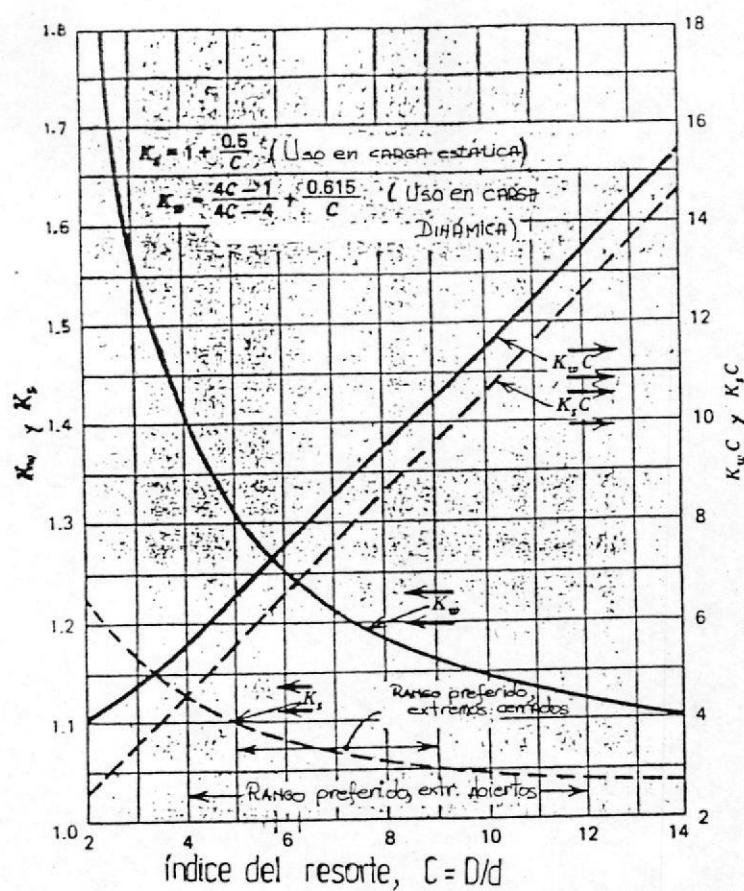


FIG. A3 .- FACTORES DE CORRECCION DE RESISTENCIA,
PARA RESORTES HELICOIDALES.

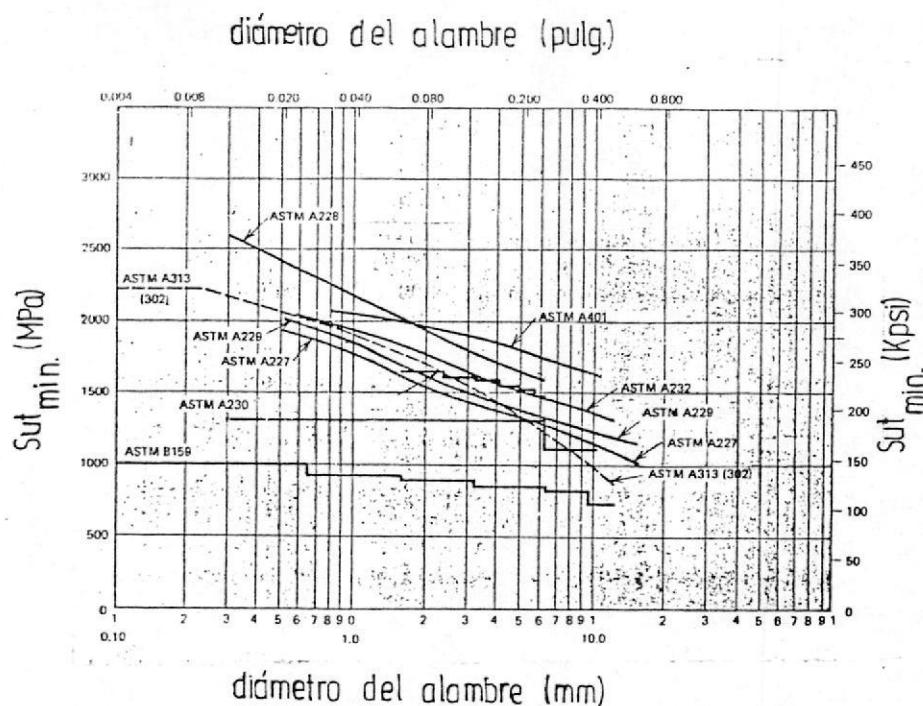
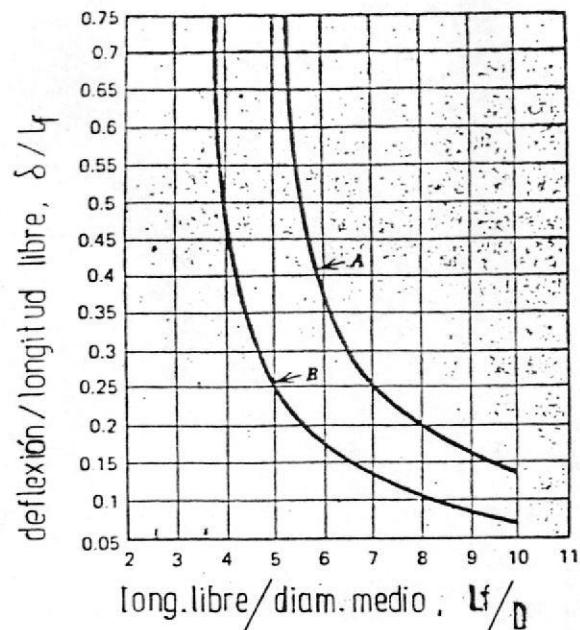


FIG. A4 -- RESISTENCIA A LA TENSION DE VARIOS ACEROS PARA RESORTES, EN FUNCION DEL DIAMETRO DEL ALAMBRE.



BIBLIOTECA



- A - Extremos planos, paralelos y constreñidos
 B - Un extremo plano y libre de moverse lateralmente

FIG. A5 .- CURVAS PARA LA PREDICCION DEL PANDEO EN RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION.

- Cilindros neumáticos.

TABLA AIV.

CARACTERISTICAS GENERALES DE CILINDROS NEUMATICOS ESTANDAR⁽⁷⁾

Cilindros de doble efecto

TABLA AV.

CONSUMO DE AIRE DE LOS CILINDROS NEUMATICOS POR CM DE CARRERA «»

Ø pistón mm	Consumo de aire para cilindros neumáticos														
	Presión de trabajo en kp/cm² ($\times 0,0981 = \text{MPa}$)														
	Consumo de aire en Nl por cm de carrera del cilindro														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
6	0,0005	0,0008	0,0011	0,0014	0,0016	0,0019	0,0022	0,0025	0,0027	0,0030	0,0033	0,0036	0,0038	0,0041	0,0044
12	0,002	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,018
16	0,004	0,006	0,008	0,010	0,011	0,014	0,016	0,018	0,020	0,022	0,024	0,026	0,028	0,029	0,032
25	0,010	0,014	0,019	0,024	0,029	0,033	0,038	0,043	0,048	0,052	0,057	0,062	0,067	0,071	0,076
35	0,019	0,028	0,038	0,047	0,056	0,066	0,075	0,084	0,093	0,103	0,112	0,121	0,131	0,140	0,149
40	0,025	0,037	0,049	0,061	0,073	0,085	0,097	0,110	0,122	0,135	0,146	0,157	0,171	0,183	0,195
50	0,039	0,059	0,077	0,096	0,115	0,134	0,153	0,172	0,191	0,210	0,229	0,248	0,267	0,286	0,305
70	0,076	0,113	0,150	0,187	0,225	0,262	0,299	0,335	0,374	0,411	0,448	0,485	0,523	0,560	0,597
100	0,155	0,231	0,307	0,383	0,459	0,535	0,611	0,687	0,763	0,839	0,915	0,991	1,067	1,143	1,219
140	0,303	0,452	0,601	0,750	0,899	1,048	1,197	1,346	1,495	1,644	1,793	1,942	2,091	2,240	2,385
200	0,618	0,923	1,227	1,531	1,835	2,139	2,443	2,747	3,052	3,356	3,660	3,964	4,268	4,572	4,876
250	0,966	1,441	1,916	2,392	2,867	3,342	3,817	4,292	4,768	5,243	5,718	6,193	6,668	7,144	7,619

APENDICE B

ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS Y ELECTRICOS UTILIZADOS EN EL SISTEMA PROYECTADO.

Para materializar el diseño aquí desarrollado, es menester conocer las especificaciones técnicas de los dispositivos empleados en el mismo. Estas se detallan seguidamente.

Elementos neumáticos .-

Las condiciones de trabajo a las cuales estarán sometidos estos elementos, son:

- Presión máxima de operación: 1.04 MPa
- Caudal nominal mínimo: $6.77 \times 10^{-4} \text{ Nm}^3/\text{s}$

Adicionalmente y para dotar al sistema de uniformidad dimensional, todos los dispositivos contarán con acoplamientos de 6 mm.

- Una electroválvula de 4 o 5 vias, dos posiciones, con una bobina para 220 voltios a.c. y retorno a resorte; diámetro de paso equivalente no menor a 5 mm.
- Una válvula reguladora de presión para una presión secundaria máxima de 1.1 MPa.

- Un manómetro de 0 a 1.1 MPa, con acoplamiento posterior.
- Un lubricador y filtro, si no lo tiene la línea de alimentación.
- Cuatro metros de tubería plástica de 6 mm.
- Nueve racores para la tubería indicada
- Una boquilla macho y una hembra para el mismo tubo.
- Una abrazadera y un racor pasamuro.

Elementos eléctricos .-

Las condiciones de trabajo para estos dispositivos son:

- Alimentación de 220 voltios a.c.
- Máxima corriente de operación: 10 amperios, siendo sus especificaciones las siguientes:
- Un contactor de tres polos normalmente abiertos
- Un temporizador de 60 minutos con un polo normalmente cerrado, retardado en la apertura.
- Un pulsador doble con lámpara de señalización.
- Un interruptor con selector de dos posiciones.
- Una resistencia de calentamiento (niquelina), para dissipación de 500 vatios a 220 voltios.
- Un termostato bimetálico con regulación de temperatura.
- Dos fusibles de 5 amperios con sus respectivos portafusibles.
- Un conjunto enchufe - tomacorriente en Y.
- Dos metros de cable # 14 y # 16.

A P E N D I C E C

ESTIMACION DE COSTOS

RUBROS	COSTO (Sucres)*
A. COMPONENTES MECANICOS	
- Bastidor	
- Cilindro neumático	\$ 8000.00
Cuerpo	6200.00
Embolo	4000.00
Fondos	8000.00
Vástago	4000.00
- Rótula y alojamiento	12000.00
- Placa térmica	3500.00
- Placa base	3000.00
- Ménsula rotatoria	7500.00
- Guía y dos pasadores	4000.00
- Placa de anclaje	1500.00
- Accesorios mecánicos	4300.00
<hr/>	
SUBTOTAL:	66000.00

B. COMPONENTES NEUMATICOS

- Electroválvula	40000.00
------------------------	----------

* 1 Dólar Americano = 280 sucres en Noviembre/1987

RUBROS	COSTO (Sucres)
- Válvula reguladora de presión	\$ 4000.00
- Filtro de aire	3000.00
- Lubricador	3000.00
- Manómetro	1800.00
- Accesorios neumáticos	1500.00
SUBTOTAL:	53300.00

C. COMPONENTES ELECTRICOS

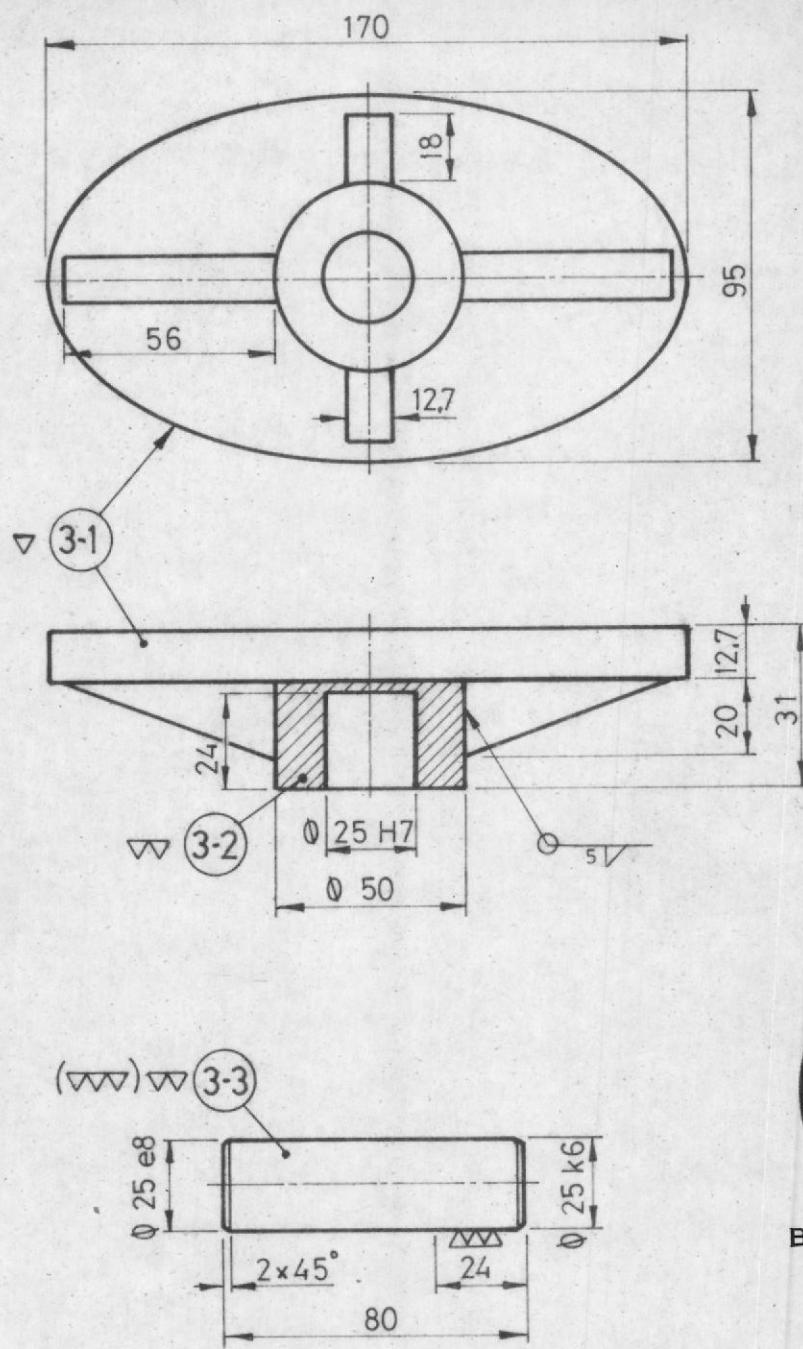
- Contactor	7000.00
- Temporizador	13000.00
- Pulsador doble con luz piloto	5500.00
- Termostato bimetálico	2500.00
- Conjunto tomacorriente - enchufe ..	2000.00
- Resistencia eléctrica	1000.00
- Accesorios eléctricos	1000.00
SUBTOTAL:	32000.00

D. IMPREVISTOS

(20% de: A + B + C)

TOTAL: \$ 181560.00

P L A N D S



BIBLIOTECA

Nº	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	OBSERVACIONES
3-3	Pasador	1	AISI 1018	
3-2	Bocín	1	AISI 1018	
3-1	Placa	1	AISI 1015	

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA
		G. BAYAS	
REVISÓ		Y. MUÑOZ	
COMP		E. ORCES	

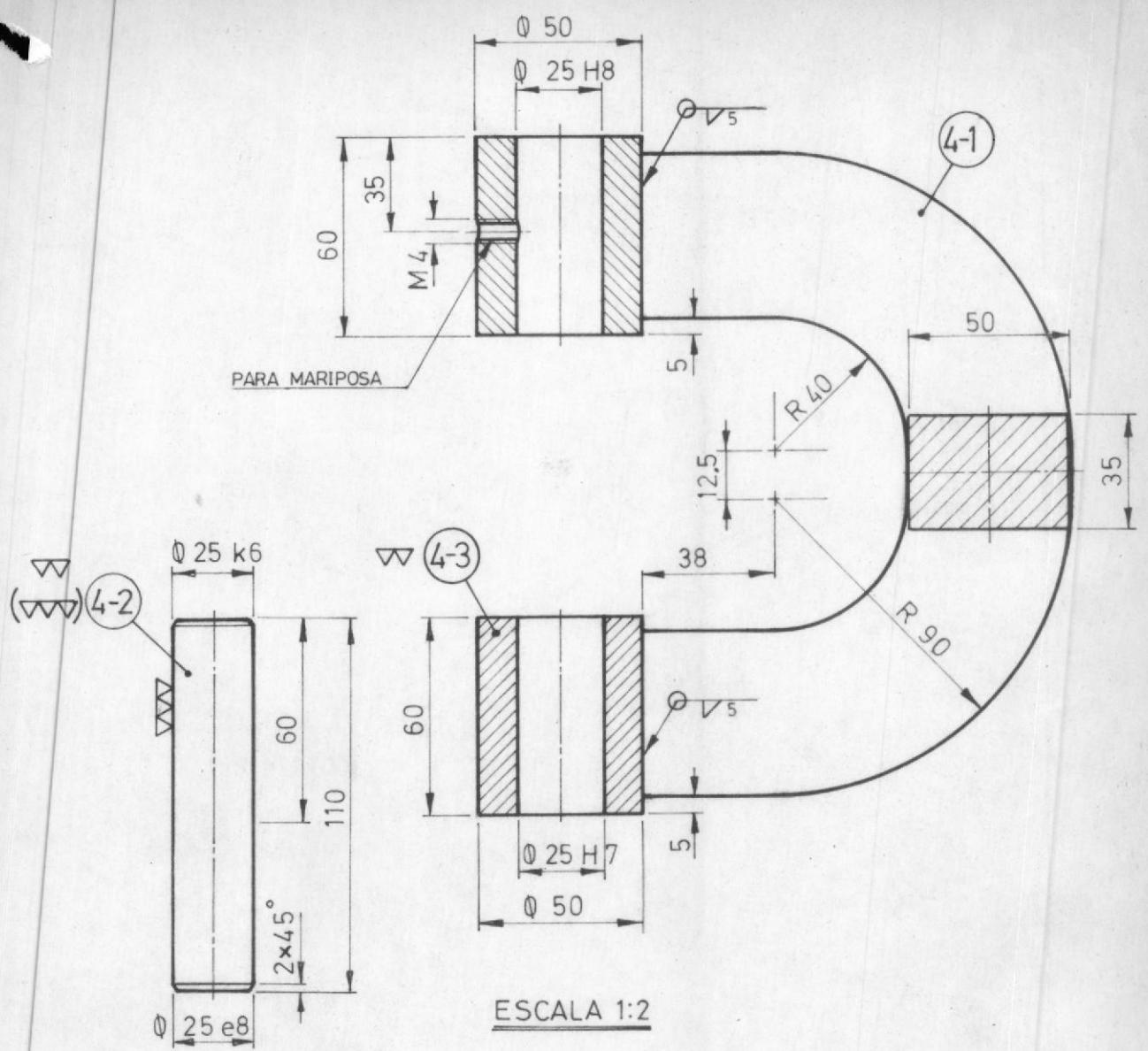
ESPOL



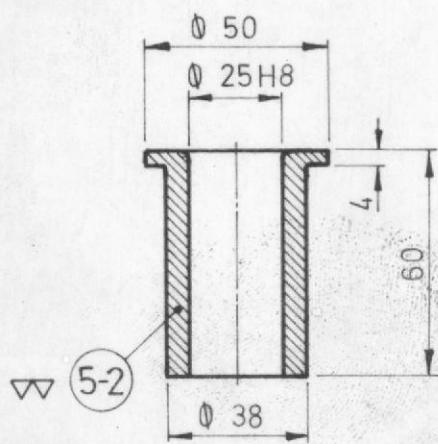
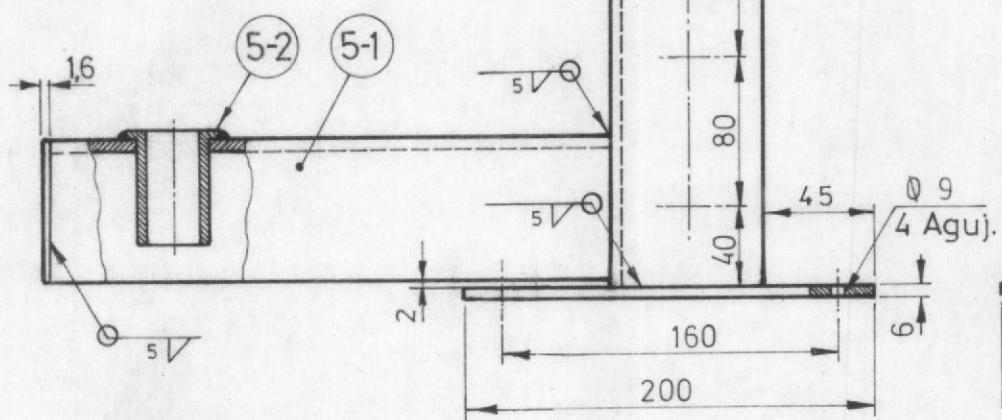
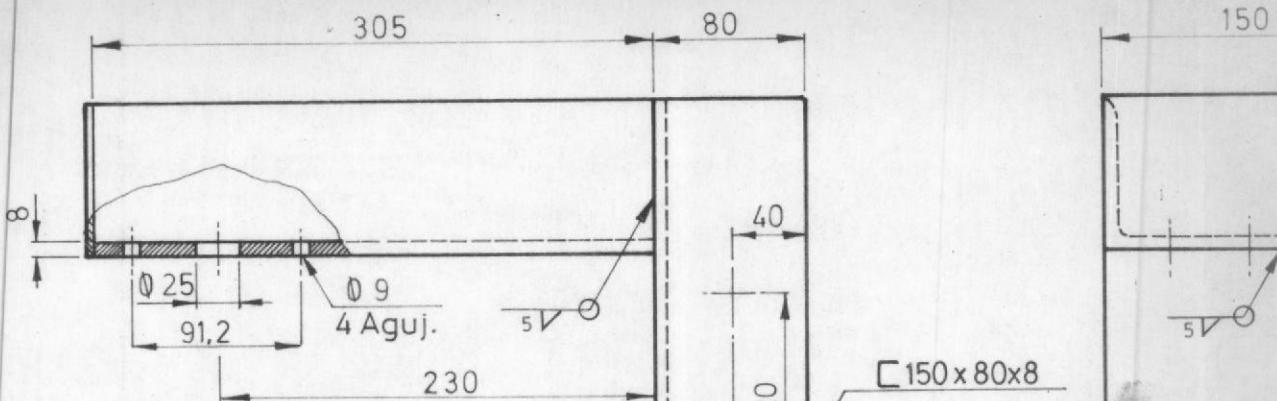
E
1:2

SUBCONJUNTO
PLACA BASE

MV-03-01



Bocín guía		1	AISI 1018	
Bastidor		1	ASTM A 36	
Guía	3	1	AISI 1018	
Pasador	1	1	AISI 1018	
Mensula rotatoria	2	2	AISI P20	
DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIONES	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE	
REVISO		G. BAYAS	ING. MECANICA	
COMP		Y. MUÑOZ		
E		E. ORCES		
1:4				
			SUBCONJUNTO	
			BASTIDOR Y MENSULA ROTATORIA	
			MV-04(05)-01	



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

1. ALLIGER, G. y JOTHUM, S. *Vulcanization of Elastomers*, Reinhold Publishing Corporation, New York, 1964, pp. 52-55.
2. BLÜCHER, N. *Enciclopedia de la Química Industrial*, Volumen 1, Tecnos, S.A., Madrid, 1958.
3. CORGHI, *Instruzioni per l'Uso e per la Manutenzione delle Vulcanizzatrici*, Corghi Electromecanica, Correggio - Italia, 1985.
4. CORZO, M. *Introducción a la Ingeniería de Proyectos*, Limusa, S.A. México, 1972, pp. 113-125. BIBLIOTECA
5. DEPPERT, W. y STOLL, K. *Dispositivos Neumáticos*, Marcombo, S.A., España, 1978, pp. 37-39.
6. ERCO, *Especificaciones Técnicas para la Reparación de Neumáticos*, Compañía Ecuatoriana de Caucho, Cuenca - Ecuador, 1985.
7. FESTO, *Programa de Fabricación*, Catálogo 050377 E



Festo Pneumatic, Esslingen - Alemania Federal,
1986.

- B. HARRISON, H. y BOLLINGER, J. Controles Automáticos,
2da. Edición, Trillas, S.A., México, 1979, pp. 230-
233.

BIBLIOTECA

9. INEC, Censos Económicos 1980, Resumen Nacional, Tomo
2, Publicaciones del Instituto Nacional de Estadística y Censos, Quito, 1983.

10. JUVINALL, R. Fundamentals of Machine Component Design, John Wiley & Sons, New York, 1984, pp. 351-375.

11. KIRK, R. y OTHMER, D. Enciclopedia de la Tecnología Química, Volumen 3, Uteha, S.A., México, 1966.

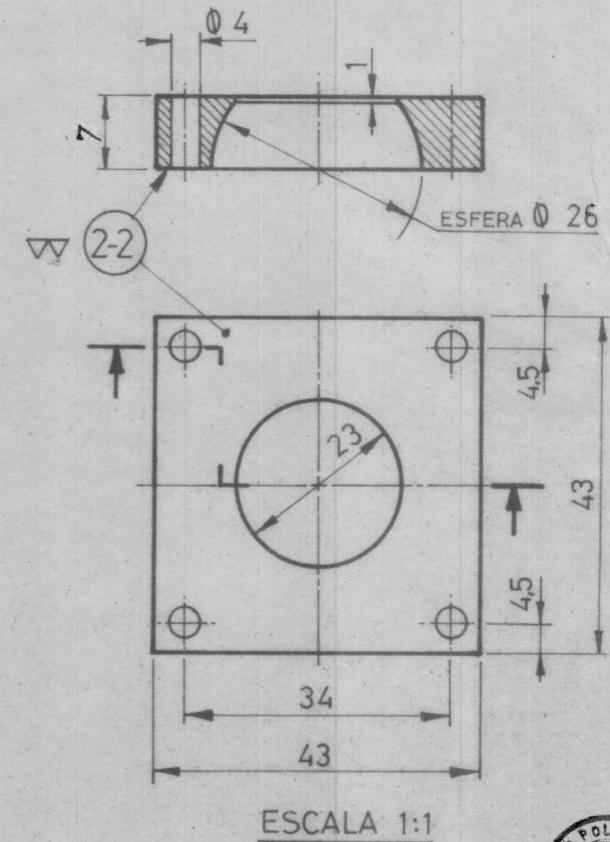
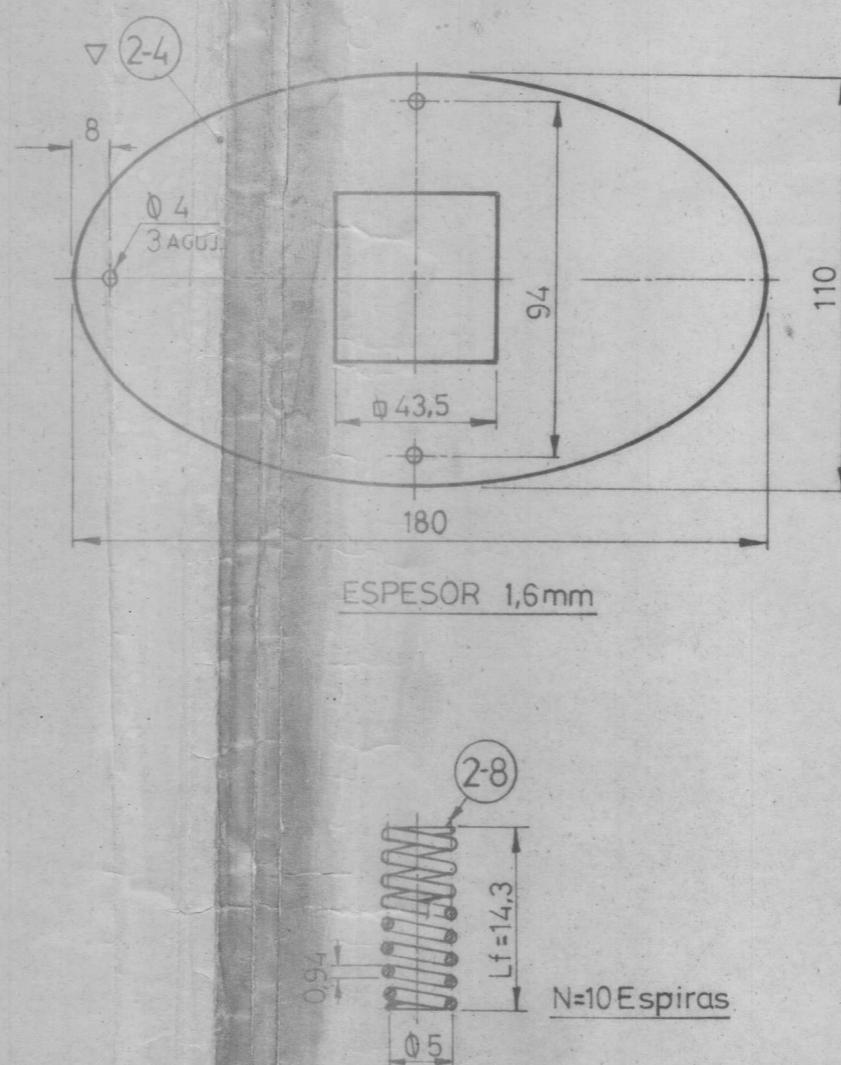
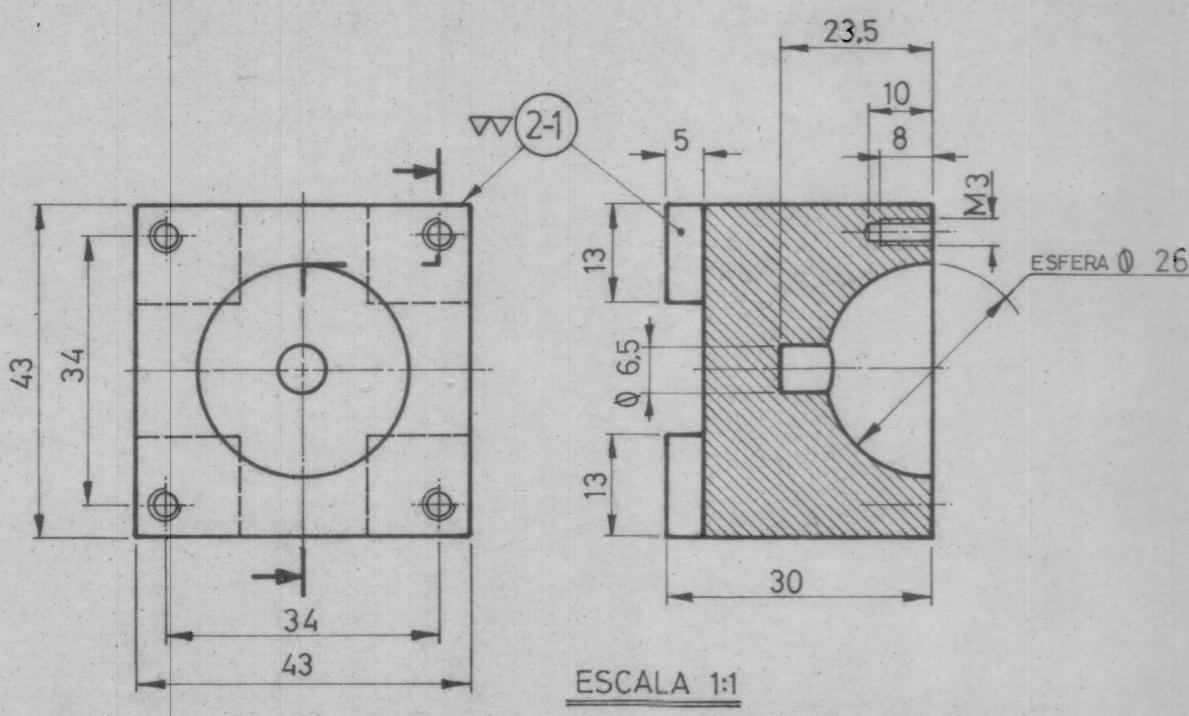
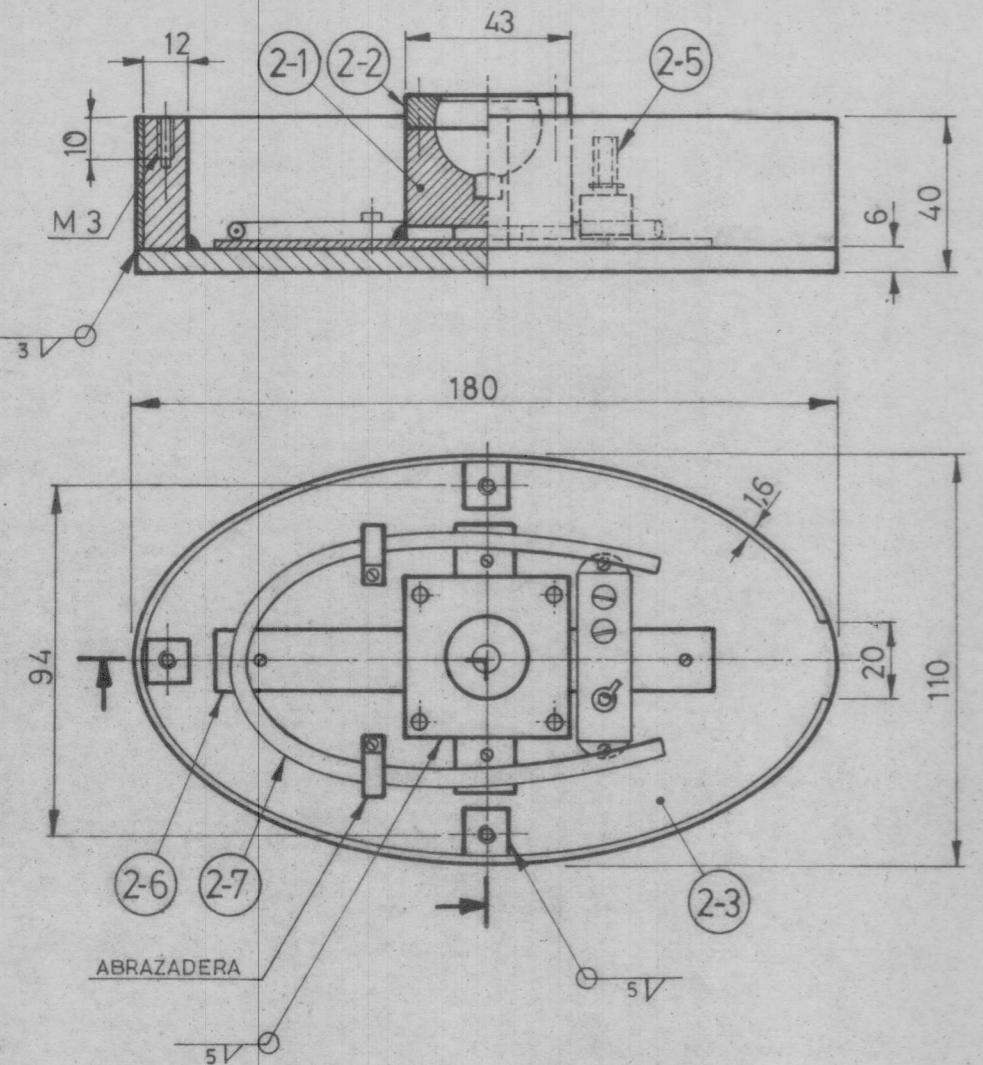
12. KUMLI, K. Introductory Chemistry, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1974, pp. 169.

13. PERROS, T. Chemistry, American Book Company, New York, 1967, pp. 215 - 216.

14. SCHWODCH, W. Manual Práctico del Automóvil. Mecanismos, Reverté, S.A., España, 1973, pp. 95-100.



15. SPEICH, H. y BUCCIARELLI, A. Oleodinámica, Gustavo Gili, S.A., Barcelona, 1978, pp. 131 - 137.
16. SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica, 2da. Edición, McGraw-Hill de México, S.A., México, 1981, pp. 290.
17. SHIGLEY, J. y MITCHELL, L. Diseño en Ingeniería Mecánica, 3ra. Edición, McGraw-Hill de México, S.A., México, 1985, pp. 231 - 495.

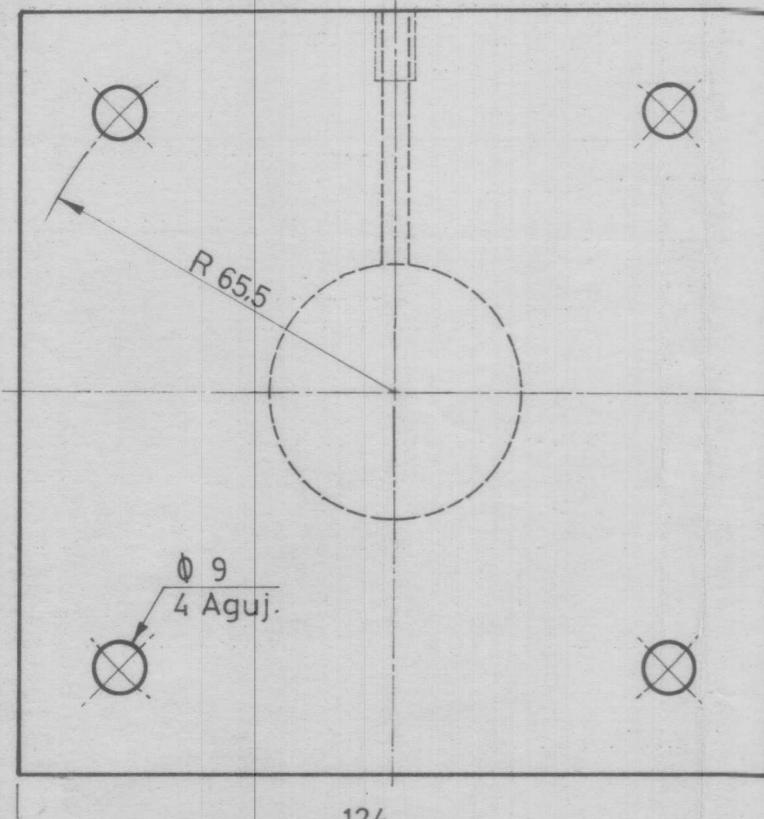


Nº	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	OBSERVACIONES
2-8	Resorte helicoidal	1	AISI 1065	
2-7	Resistencia de calentamiento	1		P= 500 W. / 220 V.
2-6	Platina de cobre	2	Cu. ELECTROLIT.	
2-5	Termostato bimetálico	1		RANGO: 5°C - 320°C
2-4	Tapa	1	AISI 1015	
2-3	Placa térmica	1	AISI 1015	
2-2	Tapa del alojamiento	1	AISI C1045	
2-1	Alojamiento de la rótula	1	AISI C1045	

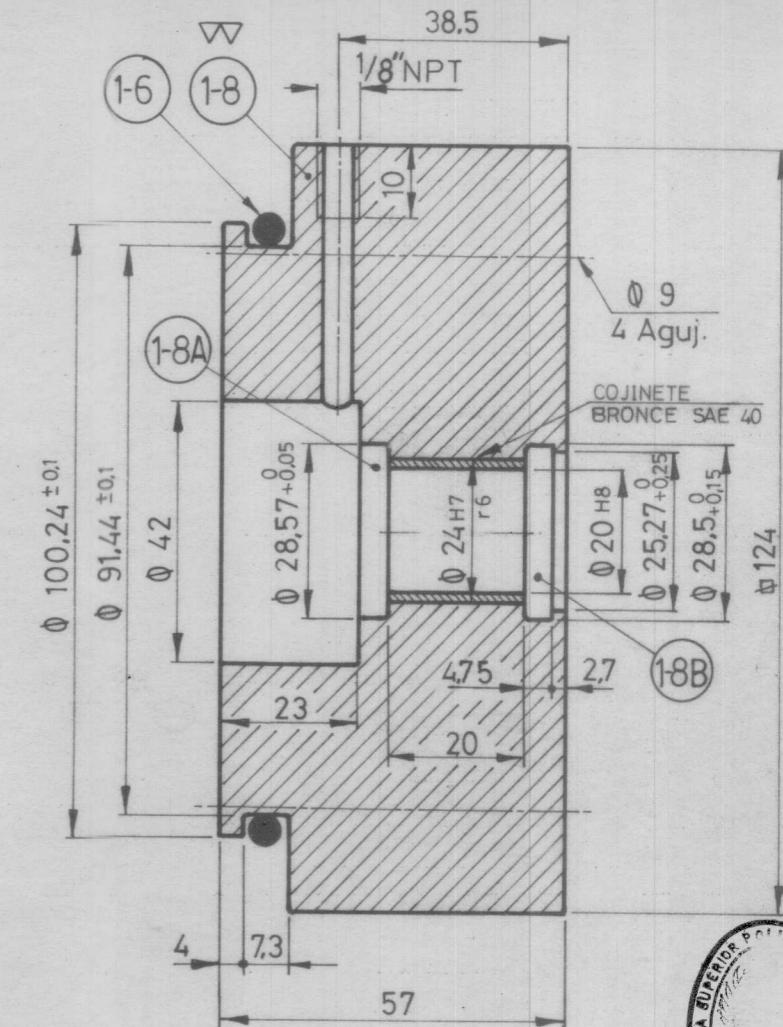
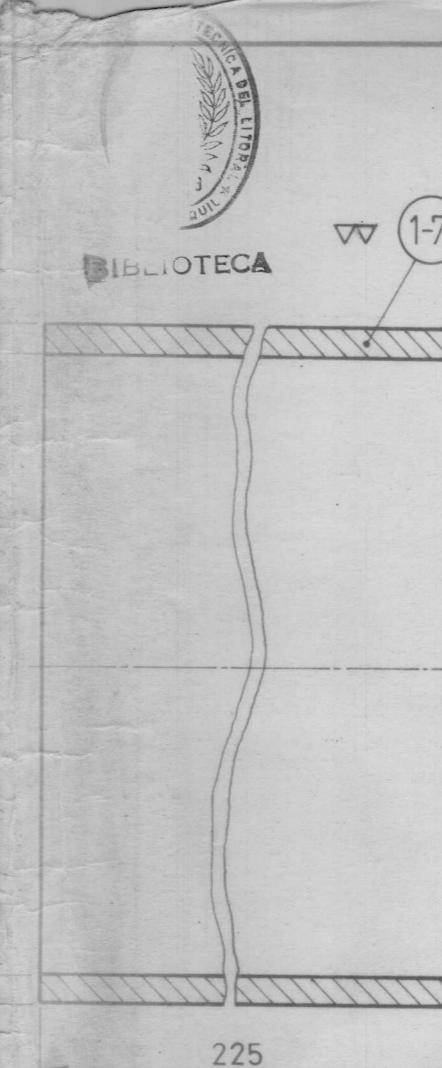
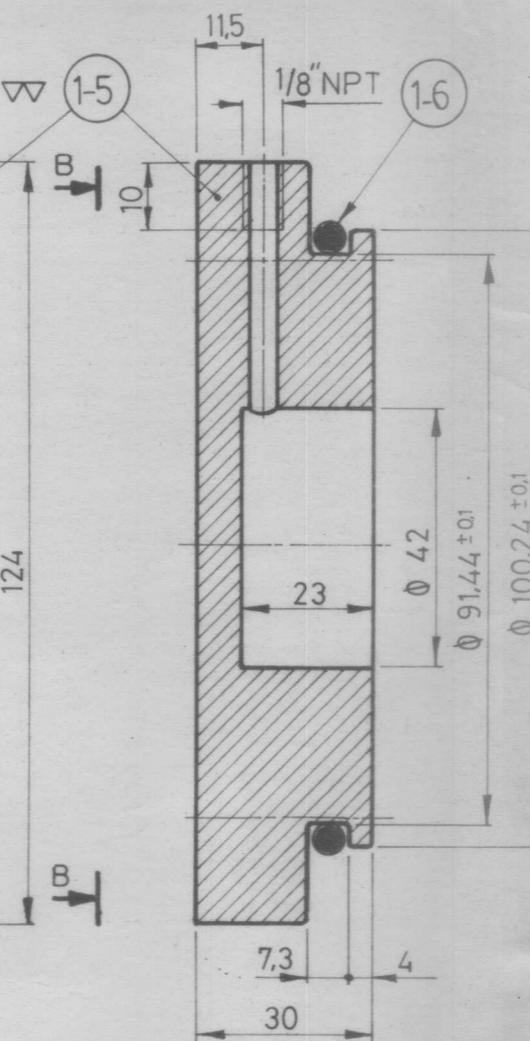
DIBUJO	REVISÓ	COMP.	FACULTAD DE		SUBCONJUNTO	PLACA TERMICA
			FECHA	NOMBRE		
			G. BAYAS	Y. MUÑOZ		
			E	E		
			1:2			MV-02-01



BIBLIOTECA



VISTA BB

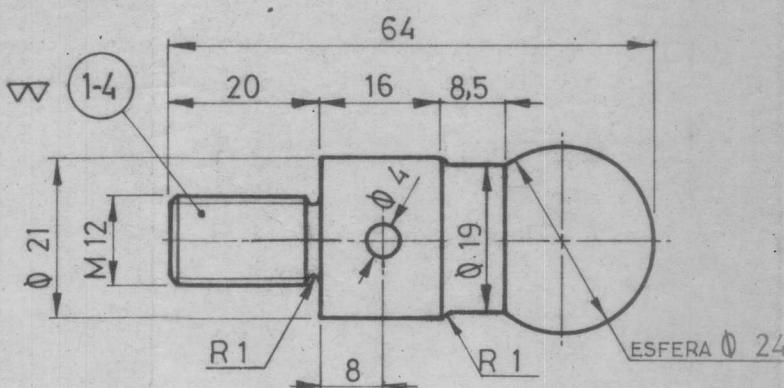
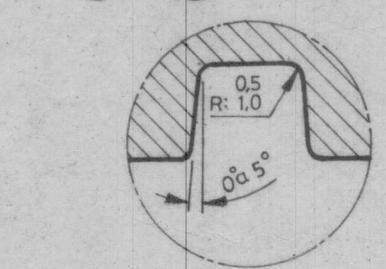
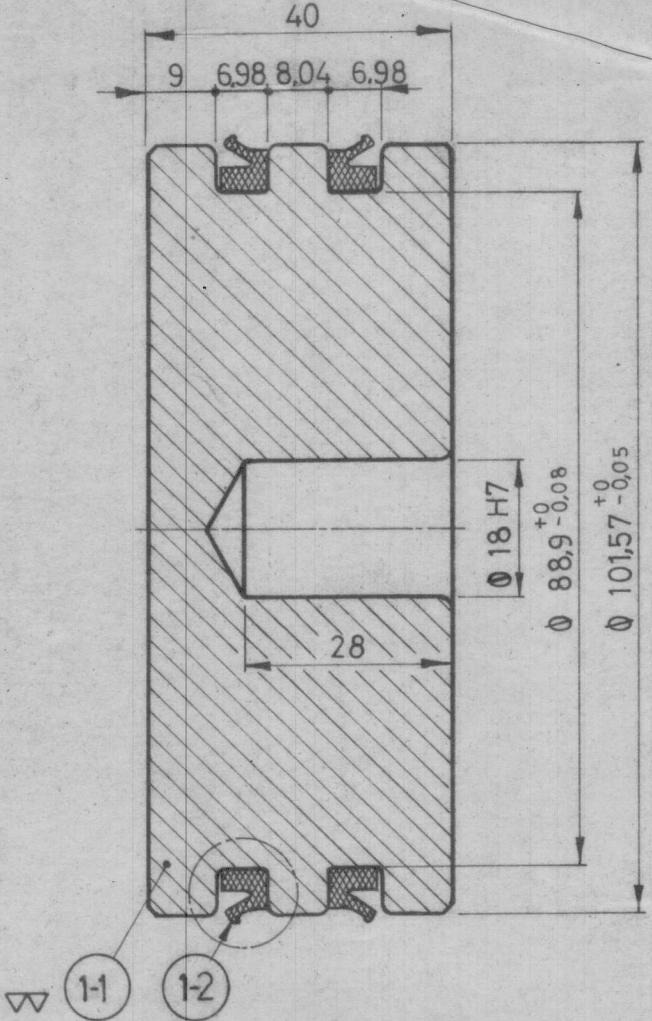


A circular stamp with the text "ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL GUAYAQUIL" around the perimeter and "QUITO ECUADOR" in the center.

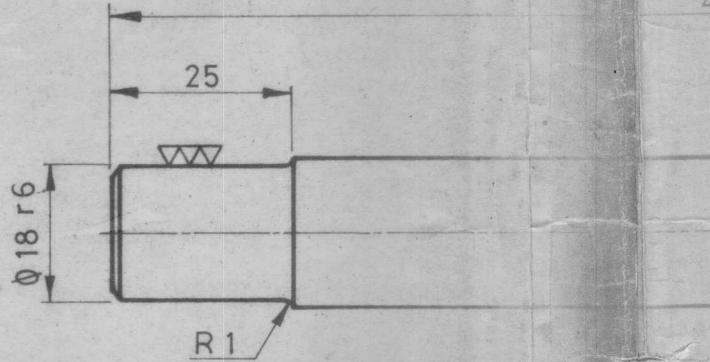
BIBLIOTECA

1-9	Perno del cilindro	4	AISI 4337	
1-8B	Guardapolvo	1	Molythane	
1-8A	Junta de labios	1	Poliuretano	
1-8	Fondo anterior	1	AISI 1018	
1-7	Cuerpo	1	ASTM A 53	
1-6	Anillo O	2	Nitrilo	
1-5	Fondo posterior	1	AISI 1018	

Nº	DENOMINACION			CANT.	MATERIAL	OBSERVACIONES
	FECHA	NOMBRE		FACULTAD DE ING MECANICA		ESPOL
	DIBUJO	G. BAYAS				
	REVISÓ	Y. MUÑOZ				
	COMP	E. ORCES				
	E	1:125	SUBCONJUNTO CUERPO-FONDOS	MV-01-02		

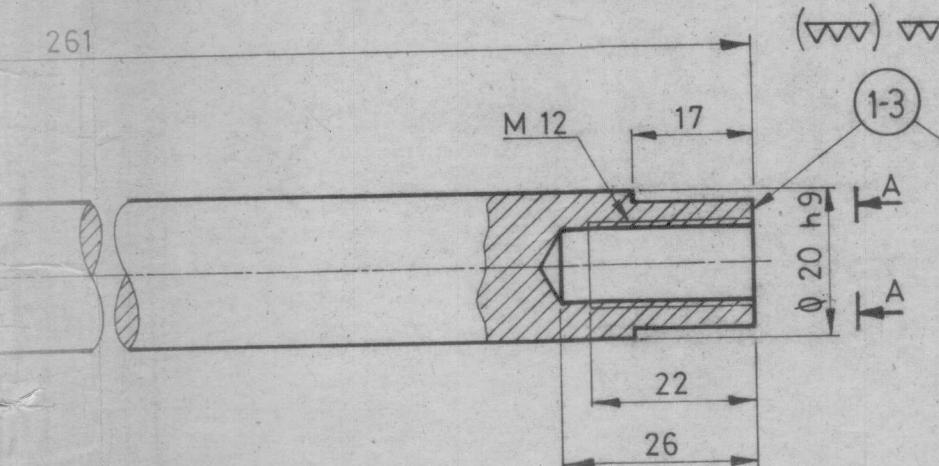


BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

261

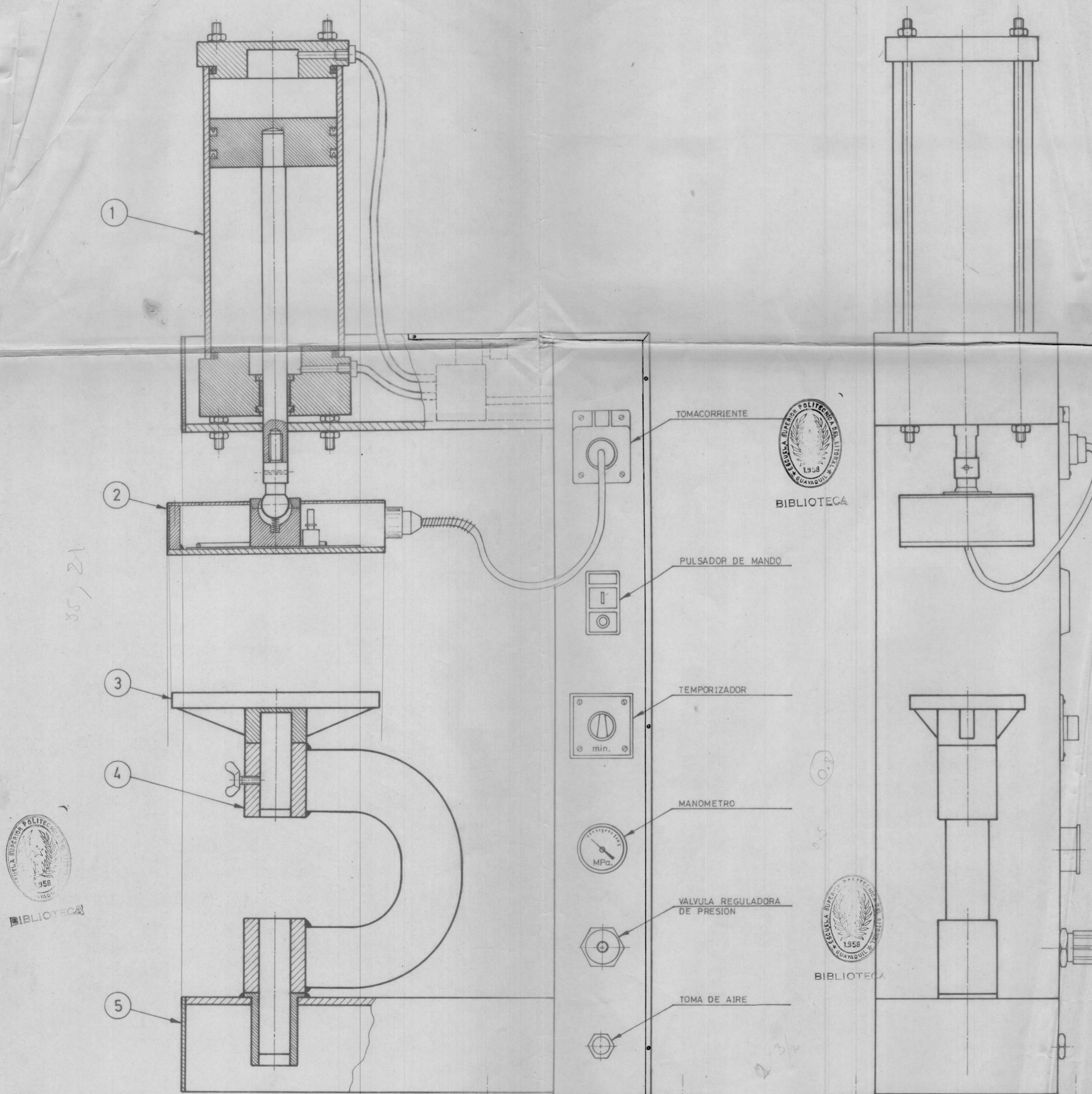


BIBLIOTECA

1-4	Rótula	1	SAE 1045	
1-3	Vástago	1	SAE 1045	Cromado
1-2	Junta de labios	2	Poliuretano	
1-1	Embolo	1	AISI 1018	

Nº	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	OBSERVACIONES
----	--------------	------	----------	---------------

 E 1:1	DIBUJO REVISO COMP	FECHA G. BAYAS Y. MUÑOZ E. ORCES	FACULTAD DE ING MECANICA	
			SUBCONJUNTO	
			EMBOLO - VASTAGO - ROTULA	
			MV-01-01	



5	SUBCONJUNTO BASTIDOR	1	ACERO	MV-05-01
4	SUBCONJUNTO MENSULA ROTAT.	1	ACERO	MV-04-01
3	SUBCONJUNTO PLACA BASE	1	ACERO	MV-03-01
2	SUBCONJUNTO PLACA TERMICA	1	ACERO	MV-02-01
1	SUBCONJUNTO CILINDRO	1	ACERO	MV-01-01
Nº	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	OBSERVACIONES
 	FECHA DIBUJO REVISÓ COMP	G BAYAS Y MUÑOZ E ORCES	FACULTAD DE ING MECANICA	ESPOL
<u>EQUIVALENCIAS</u>	▽ $\checkmark \sqrt{Rt=63}$	E	MAQUINA VULCANIZADORA	
▽▽ $\checkmark \sqrt{Rt=16}$	1:25		PARA LA REPARACION DE	MV-00-00
▽▽▽ $\checkmark \sqrt{Rt=4}$			NEUMATICOS.	