



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica

**DISEÑO DE UNA MAQUINA CILINDRADORA Y
CURVADORA "CHAPAS DE HASTA 15MM.
DE ESPESOR"**

TESIS DE GRADO

**Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO EN MECANICA**

Presentada por:

César Jácome Ponce

Guayaquil - Ecuador

1992 - 1993

AGRADECIMIENTO

Al ING. MANUEL HELGUERO
director de tesis, por
su ayuda y colaboración
para la realización de
este trabajo.

D E D I C A T O R I A

A MIS PADRES

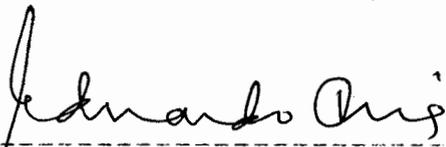
A MI HERMANO



ING. JORGE DUQUE
DECANO DE LA FACULTAD



ING. MANUEL HELGUERO
DIRECTOR DE TESIS



ING. EDUARDO ORCES
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. FEDERICO CAMACHO
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACIONES EXPRESADAS

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

(REGLAMENTO Y EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA ESPOL).

SR. CESAR JACOME PONCE

R E S U M E N

El diseño de la máquina cilindradora y curvadora de chapas metálicas aquí propuesto, se inicia con el estudio de lo que constituye su fundamento : La deformación plástica, describiendo en el primer capítulo los aspectos generales de la obtención de la chapa metálica, para seguidamente realizar un examen del proceso citado, analizando los parámetros que lo gobiernan, y que en cuyo control radica el éxito de la cilindrada o curvada de una chapa metálica.

En el segundo capítulo, se detallan el mecanismo y la secuencia de operación empleadas tradicionalmente por quienes laboran en este campo, examinado 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 capítulo 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.

El cuarto capítulo contiene el análisis económico detallado de los componentes constitutivos 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	XI
INDICE DE TABLAS	XV
INDICE DE ABREVIATURAS	XVIII
INTRODUCCION	1
1. CAPITULO	3
GENERALIDADES	3
1.1 DEFORMACCION PLASTICA	3
1.1.1 DEFINICION	4
1.1.2 FUNDAMENTOS DE LA TEORIA DE LA PLASTICIDAD.	7
1.1.3 EFECTOS DEL TRA- BAJO EN FRIO SOBRE LAS PROPIE- DADES DEL MATE- RIAL.	23
1.2 EL PROCESO DE CILINDRADO	32
1.2.1 CONCEPTO Y DESCRIP- CION.	32
1.2.2 PARAMETROS QUE GOBIERNAN EL PROCE- SO.	46

	Pág.
2. CAPITULO	52
ANALISIS DEL PROBLEMA	52
2.1 IDENTIFICACION DE NECESIDADES Y DEFINICION DEL PROBLEMA	52
2.2 REQUERIMIENTO A SATISFACER	54
2.3 ALTERNATIVAS DE SOLUCION.	56
2.4 SELECCION DEL SISTEMA OPTIMO	57
3. CAPITULO	63
DISEÑO DE LA MAQUINA	63
3.1 SINTESIS DEL MECANISMO DEL CONTROL	63
3.1.1 ALTERNATIVAS	63
3.1.2 SELECCION DE LAS ALTERNATIVAS	70
3.2 CALCULO Y DIMENCIO- NAMIENTO DE LAS PARTES CONSTITUTI - VAS DE LA MAQUINA	74
3.2.1 RODILLO	74
3.2.2 TORNILLOS DE REGULACION	74
3.2.3 COJINETES	114
3.2.4 SISTEMA DE TRANSMICION.	121
3.2.5 EXTRACTURA	152
3.2.6 TENSORES	159
3.2.7 DIAGRAMAS ELECTRICOS	162
3.2.8 DIAGRAMAS HIDRAULICOS	163

	Pág.
4. CAPITULO	164
4.1 COSTO DE MANTENIMIENTO Y MANO DE OBRA.	164
4.2 COSTO DE MONTAJE Y PUESTA A PUNTO.	168
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	169
APENDICES	174
PLANOS	
BIBLIOGRAFIA	

INDICE DE FIGURAS

FIG. No.		Pág.
1.1	Variación de las propiedades de tracción con la proporción de deformación en frío	30
1.2	Disposición típica de los cilindros de los laminadores	40
1.3	Esquema la laminación de fleje en un laminador continuo de cuatro cajas.	43
3.1	Mecanismo de control Hidraulico	66
3.2	Mecanismo de control Electrohidraulico ...	69
3.3	Deflexión de la chapa metálica	75
3.4	Diagrama de momento máximo del rodillo superior.	78
3.5	Diagrama de momento máximo para el diseño del rodillo por resistencia a la fatiga.	90

FIG.		Pág.
No.		
3.6	Diagrama de cuerpo libre del rodillo superior para el calculo de las reacciones en sus extremos en su carga máxima.	99
3.7	Diagrama de cuerpo libre del rodillo superior simplemente apoyado.	101
3.8	Diagrama de carga distribuida del rodillo superior	103
3.9	Tornillo de fuerza o potencia	106
3.10	Tipos de Rosca	110
3.11	Diagrama de Fuerzas S.C y B.C.	113
3.12	Eje rotatorio montada sobre cojinetes.	116
3.13	Area proyectada del cojinete	118
3.14	Fuerza actuante sobre la chapa metálica	123

FIG.		Pág.
No.		
3.15	Momento torsionante sobre el rodillo.	126
3.16	Nomenclatura de los dientes de engranajes.	130
3.17	Dimensiones generales de la estructura.	156
3.18	Vista lateral de la estructura	160
A1	Factores de acabados superficial, Ka.	175
A2	Propiedades estandar de algunas de secciones utilizadas comunmente	176
A3	Diagrama para factores teoricas de esfuerzo, Kt.	177
A4	Sensibilidad a las ranuras	180
A5	Factores de acabados superficial, Ka.	186

INDICE DE TABLAS

TABLA

No.		Pág.
I	Asignación de valores a las alternativas de compresión.	59
II	Asignación de valores a los criterios de evaluación.	60
III	Determinación de la función criterio.	61
IV	Asignación de valores a las alternativas.	71
V	Asignación de valores a los criterios.	72
VI	Determinación de la función criterio.	73
AI	Factores de confiabilidad K_e , correspondiente a una desviación estandar de 8% de límite de fatiga.	177

AII	Propiedades de las secciones	178
AIII	Dímetros y áreas de roscas métricas de paso fino y de paso basto.	179
AIV	Valores aproximados de las coeficientes de razonamiento estático para superficies secas.	181
AV	Bomba hidráulica requerida para motor eléctrico en HP	182
AVI	Valores del factor de formar y de Lewis, de la AGMA.	183
AVII	Propiedades a la flexión de soldadura de filete.	184
AVIII	Factores de reducción de resistencia a la fatiga.	185
AIX	Factores de tamaño para dientes de engranajes rectos.	186

TABLA	Pág.
No.	
AX	Factores de efectos diversos para flexión en un solo sentido. 186
AXI	Factores de confiabilidad 187
AXII	Factores de corrección por sobrecarga, K_o 187
AXIII	Factores de distribución de la carga K_m para engranajes cilíndricos rectos. 187
AXIV	Factor geométrico J de la AGMA para el caso de dientes con $\phi = 20^\circ$, $a = 1.00$ pulg. 188
AXV	Factor geométrico J de la AGMA para el caso de dientes con $\phi = 20^\circ$, $a = 0.80$ pulg. $b = 1.00$ pulg. Y $r_f = 0.304$ Pulg. 188

INDICE DE ABREVIATURAS

- A Area; alternativas de solución de un problema; punto determinado; índice de reacción.
- a Dimensión, índice correspondiente a un parámetro alternante.
- B Punto determinado; índice de reacción.
- b Dimensión.
- C Criterio de evaluación de las alternativas, punto determinado; contacto de un relevador de control o contacto.
- c Distancia del eje neutro a la superficie exterior de la viga; índice correspondiente a la compresión.
- D Dimensión; diámetro en general.
- d dimensión; diámetro en general.
- E Módulo de elasticidad.
- e Espesor; índice de resistencia a la fatiga.
- F Fuerza; anchura de cara.

- G Módulo de elasticidad en cizallamiento (módulo de rigides).
- H Potencia HP.
- h dimensión; altura de la sección; holgura de un cojinete.
- I Momento de inercia; intensidad de corriente.
- J factor geométrico; momento polar de inercia.
- K factor de engrane; factor de concentración de esfuerzo; factor de corrección de Wahl; radio de giro.
- k Índice de Miller
- L Dimensión; longitud efectiva.
- M Momento (de una fuerza)
- N Componente normal de la reacción; número de dientes.
- n factor de seguridad; velocidad en rpm.
- P Carga o esfuerzo necesaria para flexar la chapa metálica; peso aproximado del rodillo.
- p Paso lineal o circular.
- R Fuerzas reactivas en apoyos; resistencia eléctrica

r	Radio; indice de tornillo.
S	Resistencia mecanica.
s	Indice correspondiente al esfuerzo cortante; indice de fricción.
T	Esfuerzo normal por flexión.
Tc	Esfuerzo cortante medio en la rosca.
Tp	Esfuerzo permisible.
To	Torque.
Ts	Momento de torsión.
t	Espesor; indice correspondiente a la tensión.
Uo	Energia de deformación elástica por unidad de volumen.
u	Indice de resistencia ultima; coeficiente de fricción.
V	Fuerza constante; velocidad.
W	Velocidad angular.
Wt	Carga transmitida.
X	Criterio de selección de las alternativas; distancia.

- [XYZ] Componentes del desplazamiento.
- Y Deflexión de la chapa metálica; factor de Lewis.
- y Índice de resistencia a la fluencia; distancia.
- λ Constante de Lamé.
- σ desviador de tensiones.
- $\dot{\epsilon}$ Velocidad de deformación real.
- ϵ Velocidad de deformación real natural
- ρ Radio.
- ϕ angulo de presión.
- Σ Signo de sumatoria.

INTRODUCCION

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 dedicados a la metal mecánica del medio, operación que prácticamente en la totalidad de los mismos se lleva a efecto empleando métodos manuales, lo cual obviamente imposibilita un satisfactorio servicio.

A fin de solventar esta diferencia, 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 económico a todos los talleres del país dedicados a la mecánica, y especialmente a aquellos talleres que desenvuelven su actitud económica exclusivamente dentro del campo de la construcción de tuberías.

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 la metal mecánica del medio.

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

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1. DEFORMACION PLASTICA .

Cuando un material se tensa debajo de su límite elástico, la deformación resultante es temporal. La supresión del esfuerzo da como resultado un retorno gradual del objeto a sus dimensiones originales. Cuando un material se tensa más allá de su límite elástico, tiene lugar una deformación plástica o permanente, y no regresará a su forma original por la sólo aplicación de una fuerza.

La posibilidad de que un metal sufra deformación plástica es probablemente su característica más revelante en comparación con otros materiales. Todas las operaciones de deformado, como son troque lado, prensado, hilado, laminado o rolado, forjado, estirado y extrusión, se relacionan con la deformación plástica.

El comportamiento de un metal cuando se deforma plásticamente y el mecanismo mediante el cual ocurre son de interés esencial para

perfeccionar la operación de trabajo.

Se puede obtener mucha información respecto al mecanismo de deformación plástica al estudiar el comportamiento de un monocristal sujeto a esfuerzo y aplicando más tarde este conocimiento a un material policristalino.

1.1.1. DEFINICION.

La teoría de la plasticidad trata del comportamiento de los materiales en la zona de deformación y en la que la ley de Hooke ya no es válida.

La descripción matemática de la deformación plástica de los materiales no está de ningún modo tan bien desarrollada como la descripción de la deformación elástica por medio de la teoría de la elasticidad.

Por ejemplo, en la región plástica de deformación no existe ninguna relación sencilla entre tensiones y deformaciones como ocurre en la deformación elástica depende solamente de los estados de tensión iniciales y finales y es

independiente de los estados intermedios, pero la deformación plástica depende no solamente de la carga final, sino también de los valores anteriores.

La teoría de la plasticidad está relacionada con diferentes tipos de problemas. Desde el punto de vista del diseño, la plasticidad está relacionada con la predicción de la carga máxima que se puede aplicar al cuerpo sin causar una fluencia excesiva.

El criterio de fluencia ha de expresarse en función de la tensión, de tal modo que sea válido para todos los estados de tensión. El proyectista está también relacionado con la deformación plástica en problemas en los que el cuerpo está intencionadamente sometido a tensiones superiores al límite elástico, dentro de la región plástica. Por ejemplo, la plasticidad ha de tenerse en cuenta en el diseño de diferentes procesos como en el autosunchado, el ajuste por contracción y en la velocidad excesiva de los discos de los rotores. La consideración de pequeñas deformaciones plásticas permite economías

en la construcción de edificios al utilizar la teoría del diseño límite. En el tratamiento matemático de la conformación plástica de los metales se requiere el análisis de grandes deformaciones plásticas. Este aspecto de la plasticidad se tratará en la cuarta parte. Es muy difícil describir de un modo analítico muy riguroso el comportamiento de un metal en estas condiciones.

Por consiguiente, para obtener una solución matemática manejable, es preciso, normalmente, establecer ciertas hipótesis que simplifiquen el problema.

Otro aspecto de la plasticidad consiste en una mejor comprensión del mecanismo de la deformación plástica de los metales. El interés de este campo se centra en las imperfecciones de los sólidos cristalinos. En el comportamiento en la deformación son de gran importancia el efecto de las variables metalúrgicas, la estructura cristalina y las imperfecciones de la red.

1.1.2 FUNDAMENTOS DE LAS TEORIAS DE PLASTICIDAD.

El desarrollo de una teoría generalizada sobre la plásticidad, con la misma amplia posibilidad de aplicación que la teoría de la elasticidad, no ha progresado rápidamente a causa de la complejidad del problema.

La dificultad inherente al desarrollo de una descripción matemática sencilla de la plásticidad se encuentra en el hecho de que la deformación iniciales y finales y, por tanto, los resultados son independientes de la historia de la carga, la deformación plástica total depende recorrida. Por consiguiente, el aumento de la deformación plástica esta determinado por el tipo de ciclo de carga.

El valor final de una componente de deformación plástica viene dado por la integral de los incrementos de dicha componente a lo largo de la historia de carga que ha la historia de carga que ha experimentado el material.

La carga proporcional es una condición particular, los componentes de tensión aumentan en una relación con constante.

$$\frac{d\sigma_1}{\sigma_1} = \frac{d\sigma_2}{\sigma_2} = \frac{d\sigma_3}{\sigma_3}$$

En este tipo de carga, se pueden expresar las deformaciones en función del estado de tensión final, ya que éste especifica la historia de la tensión.

Las teorías matemáticas de la plasticidad se pueden dividir en dos tipos generales. Las teorías de deformación relacionan las tensiones con las deformaciones, mientras que las teorías de flujo relacionan las tensiones con la velocidad de deformación.

Las teorías de deformación utilizan un método de promediar sobre todo la historia de la deformación y relacionan la deformación y relacionan la deformación

plástica total con la tensión final. Este tipo de teoría es válido cuando el material está sometido a carga proporcional, pero generalmente no se asegura cuando varía la dirección de carga durante el ensayo. Las teorías de flujo consideran una sucesión de incrementos de distorsión infinitesimales en los que la tensión instantánea está relacionada con el incremento de la velocidad de deformación.

Debido a que las teorías de flujo consideran la deformación instantánea, es conveniente para describir las deformaciones plásticas grandes.

Existe cierto número de hipótesis generales que son comunes a todas las teorías de la plasticidad. Se considera que el metal es continuo e isotropo. Se supone que los ejes principales de la tensión y deformación plástica coinciden siempre.

Los efectos del tiempo se desprecian normalmente, de forma que los materiales viscoelásticos se excluyen de las teorías que

se presenta este capítulo. Para los valores de tensión que se encuentran usualmente, una hipótesis conveniente es considerar que el volumen permanece constante. Esto conduce también a la útil relación que establece que la suma de las deformaciones reales principales es igual a cero.

$$\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = 0$$

La invariabilidad de volumen requiere también que la relación de poisson aumenta desde su valor elástico hasta un valor de 0,5 para el estado plástico. Experimentos realizados demuestran que la relación de poisson aumenta con la deformación plástica progresiva hasta este valor límite, pero frecuentemente se estable la hipótesis incorrecta de que $\nu = 0,5$ todos los valores de la deformación plástica.

La invariabilidad de volumen requiere también que la relación de poisson aumenta desde su valor elástico hasta un valor de 0,5 para el estado plástico. Experimentos realizados demuestran que la relación de poisson aumenta

con la deformación plástica progresiva hasta este valor límite, pero frecuentemente se establece la hipótesis incorrecta de que $v = 0,5$ para todos los valores de la deformación plástica.

Desgraciadamente, no existe una relación sencilla entre tensiones y deformaciones en la zona plástica como la que hay en la deformación elástica. Una simplificación evidente es suponer que el flujo plástico prosigue bajo un valor constante de la tensión de fluencia (límite elástico) esto es, que no hay endurecimiento por deformación.

La teoría plástica basada en el comportamiento plástico ideal, ha experimentado un desarrollo mayor que las teorías que consideran el endurecimiento por deformación consiste en utilizar los datos experimentales representandolos como funciones, invariantes tensión deformaciones plástica, es práctica común introducir el endurecimiento por deformación utilizando un valor medio del límite elástico.

El desarrollo de muchas teorías sobre la plasticidad está basada en la premisa de que el desviador de tensiones es proporcional al incremento de la deformación. Ello equivale a decir que los parámetros de la tensión y deformación. Ello equivale a decir que los parámetros de la tensión y deformación de lode son iguales, $u = V$ Aunque experimentalmente se ha demostrado la existencia de desviaciones de la relación de lode, parece ser que la proporcionalidad entre el desviador de tensiones y el incremento de la deformación es una aproximación razonablemente buena.

Para conseguir una simplificación adicional de los análisis, se supone frecuentemente que el cuerpo actúa como un material plástico rígido.

Partiendo de esta hipótesis, se desprecia toda deformación elástica y la deformación total se considera completamente plástica, está hipótesis es adecuada cuando la deformación plástica es grande, por que las deformaciones elásticas son comparativamente despreciables.

Sin embargo, en muchos problemas, el cuerpo se deforma poco por encima del límite elástico, de manera que las deformaciones elásticas y plástica son de magnitud comparable. En este caso, es preciso considerar las deformaciones elásticas en los análisis. La deformación elástica y de la plástica :

$$\epsilon_{ij} = \epsilon_{ij}^E + \epsilon_{ij}^P$$

Sin embargo, a causa de la hipótesis de la invariabilidad de volumen, la componente plástica de la componente hidrostática de deformación ha de ser igual a cero:

$$\epsilon^P = 1/3 (\epsilon_1^P + \epsilon_2^P + \epsilon_3^P) = 0$$

Por consiguiente, el desviador de la deformación plástica es igual a la deformación plástica:

$$\epsilon_1^P = \epsilon_1^{P'} \quad \epsilon_2^P = \epsilon_2^{P'} \quad \epsilon_3^P = \epsilon_3^{P'}$$

TEORIAS DE FLUENCIA.

Material plástica ideal rígido - trabajos realizados por ST. Vanant, Levy y Von Mises han dado como resultado una teoría de fluencia para un material plástico idealmente rígido, basada en la proporcionalidad entre el desviador de tensiones y la velocidad de deformación.

Mas adelante se dan las ecuaciones de Levy - Von Mises para un sistema general de coordenadas. Es una constante de proporcionalidad y m es la componente hidrostática de la tensión. Observase que un punto sobre el simbolo que representa la deformación indica derivada de la deformación respecto al tiempo, esto es, la velocidad de deformación.

$$\sigma_x - \sigma_m = \sigma_x = 2\lambda \dot{\epsilon}_x \quad T_{xy} = \lambda \dot{\gamma}_{xy}$$

$$\sigma_y = 2\lambda \dot{\epsilon}_y \quad T_{yz} = \lambda \dot{\gamma}_{yz} \quad [1-1]$$

$$\sigma_z = 2\lambda \dot{\epsilon}_z \quad T_{xz} = \lambda \dot{\gamma}_{xz}$$

En terminos de las tensiones principales, las ecuaciones de Levy Von Mises se pueden escribir.

$$\sigma_1 = 2\lambda \dot{\epsilon}_1 : \sigma_2 = \dot{\epsilon}_2 \lambda 2 : \sigma_3 = 2\lambda \dot{\epsilon}_3 \quad [1-2]$$

Estas ecuaciones son similares a las de viscosidad para un fluido incomprensible. La diferencia importante es que, en el caso de los fluidos, La constante de proporcionalidad es una verdadera constante del material: el coeficiente de viscosidad.

En el caso de un cuerpo plástico, el valor depende de los valores de la tensión y la deformación. Se puede valorar cuando se establece el criterio de fluencia.

El criterio de V on Mises esta dado por

$$\text{o bien} \quad J_2 = \frac{K^2}{3} = \frac{(\sigma_1)^2 + (\sigma_2)^2 + (\sigma_3)^2}{3} = 2\alpha^2 \quad [1-3]$$

Sustituyendo las ECS. [1-1] CM las ECS. [1-2], tenemos

$$\lambda^2 (\dot{\epsilon}_1^2 + \dot{\epsilon}_2^2 + \dot{\epsilon}_3^2) = \frac{\sigma_0^2}{6} \quad [1-4]$$

La cantidad $\dot{\epsilon}_1^2 + \dot{\epsilon}_2^2 + \dot{\epsilon}_3^2$ es un invariante de la velocidad de deformación. Sustituyendo la Ec. 1-4, tenemos.

$$\sigma_1 = \frac{2 \sigma_0 \dot{\epsilon}_1}{3 (\dot{\epsilon}_1 + \dot{\epsilon}_2 + \dot{\epsilon}_3)} \quad [1-5]$$

Para σ_2 y σ_3 se obtiene ecuaciones análogas.

Las ECS. [1-2] se pueden escribir :

$$2 \sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3 = \frac{6\lambda}{dt} d\epsilon_1$$

$$2 \sigma_2 - \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{6\lambda}{dt} d\epsilon_2$$

$$2 \sigma_3 - \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{6\lambda}{dt} d\epsilon_3$$

y eliminamos $6\lambda / dt$ en estas ecuaciones resulta :

$$\frac{2 \sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3}{2 \sigma_2 - \sigma_1 - \sigma_3} = \frac{d\epsilon_1}{d\epsilon_2}$$

$$\begin{array}{r} 2 \sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3 \quad d\varepsilon_1 \\ \hline 2 \sigma_3 - \sigma_1 - \sigma_2 \quad d\varepsilon_3 \end{array}$$

Las dos ecuaciones anteriores, más la relación de invariabilidad de volumen $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0$, constituye un sistema de ecuaciones diferenciales que deben ser integradas a lo largo del recorrido particular de tensión o deformación para la resolución de un problema concreto.

MATERIAL ELASTICO PLASTICO .

Los trabajos de Prandtl y Reuss se han encaminado principalmente a extender las ecuaciones de LEVY VON MISES para tener en cuenta tanto las deformaciones elásticas como las plásticas.

Al discutir esta teoría es necesario diferenciar entre la deformación elásticas E y deformación plástica, E . Suponiendo que la velocidad de variación de la deformación plástica es proporcional al desviador de tensiones, tenemos:

$$2G \dot{\epsilon}_1^{P'} = \lambda \sigma_1 \quad 2G \dot{\epsilon}_2^{P'} = \lambda \sigma_2 \quad 2G \dot{\epsilon}_3^{P'} = \lambda \sigma_3 \quad [1-9]$$

Combinando las Ecs. Ecs. [1 - 8] y [1 - 90] ,
tenemos las expresiones para la derivada
respecto al tiempo de la deformación total:

$$\begin{aligned} 2G \dot{\epsilon}_1 &= \dot{\sigma}_1 + \lambda \sigma_1 & 2G \dot{\epsilon}_2 &= \dot{\sigma}_2 + h \sigma_2 \\ 2G \dot{\epsilon}_3 &= \dot{\sigma}_3 + h \sigma_3 \end{aligned} \quad [1-10]$$

Si suponemos que se aplica al criterio de
fluencia de Von Mises y que no hay ningún
endurecimiento por deformación,

$$J_2 = K^2 \quad \dot{J}_2 = 0$$

De la Ec. 1 - 3

$$J_2 = \sigma_1^2 (\dot{\sigma}_1)^2 + \sigma_2^2 (\dot{\sigma}_2)^2 + \sigma_3^2 (\dot{\sigma}_3)^2 = 0 \quad [1-11]$$

Esta expresión se puede utilizar para
eliminar la constante de proporcionalidad en
la Ec. [1-10] Sin embargo, para simplificar,
se introduce la cantidad U_0 . Esta cantidad es
la velocidad de variación de la energía de
deformación correspondiente a la distorsión,
en oposición a la energía de deformación
requerida para variar el volumen:

$$\dot{U}_0' = \sigma_1' \dot{\epsilon}_1 + \sigma_2' \dot{\epsilon}_2 + \sigma_3' \dot{\epsilon}_3 \quad [1-12]$$

utilizando las Ecs. [1-11] y [1-12] y el criterio de fluencia posible obtener la relación.

$$2G\dot{U}_0' = 2h k^2 \quad [1-13]$$

Las relaciones tensión - deformación de las ecuaciones de Reuss se obtienen sustituyendo la Ec.[1-13] en la [1-11] y resolviendo :

$$\dot{\sigma}_1' = 2G \left(\dot{\epsilon}_1' - \frac{3 \dot{U}_0'}{2 \sigma_0^2} \sigma_1' \right)$$

$$\dot{\sigma}_2' = 2G \left(\dot{\epsilon}_2' - \frac{3 \dot{U}_0'}{2 \sigma_0^2} \sigma_2' \right) \quad [1-14]$$

$$\dot{\sigma}_3' = 2G \left(\dot{\epsilon}_3' - \frac{3 \dot{U}_0'}{2 \sigma_0^2} \sigma_3' \right)$$

Estas ecuaciones proporcionan la velocidad de variación del desviador de tensiones, siempre que $J_2 = k^2$ y $U_0' > 0$. Para obtener la velocidad de variación de la tensión es preciso recordar que :

$$\dot{\sigma}_1 = \dot{\sigma}_1' + \dot{\sigma}_1''$$

$$\sigma'' = 3\epsilon k E'' \quad [1-15]$$

Cuando la tensión se encuentra en la región elástica, o en la descarga en la plástica, no son aplicables las Ecs. [1-14] las ecuaciones adecuadas son las de la elasticidad.

TEORIAS DE LA DEFORMACION.

Hencky ha propuesto que para pequeñas deformaciones el desviador de tensiones puede considerarse proporcional al desviador de deformaciones :

$$\sigma' = 2G_p \epsilon' \quad [1 - 16]$$

En la Ec. [1 - 16] se desprecian las deformaciones elásticas. G_p es un modulo de cizallamiento plástico que varia en función de los valores de tensión y deformación. A causa de la hipótesis de la invariabilidad de volumen $\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = 0$ y $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = E$ Por tanto, la Ec. [1 - 16] se puede desarrollar en terminos de las tensiones y deformaciones principales para dar:

$$\epsilon_1 = \frac{2 \sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3}{6 G_p} = \frac{1}{3G_p} \left[\sigma_1 - \frac{1}{2} (\sigma_2 + \sigma_3) \right] =$$

$$\frac{1}{E_p} \left[\sigma_1 - \frac{1}{2} (\sigma_2 + \sigma_3) \right] \quad [1 - 17]$$

Es evidente la analogía entre el segundo miembro de las Esc. [1 -17] y las ecuaciones de la elasticidad que expresan la deformación en términos principales. En el caso plástico, la relación de poisson se ha tomado

igual $\frac{a}{2}$ a $\frac{1}{2} E_p$ se puede considerar como

un módulo plástico que es realmente una variable dependiente de la tensión y de la deformación. Se muestra la determinación del valor de E_p a partir de una curva invariante tensión-deformación.

Se muestra la determinación del valor de E_p a partir de una curva invariante tensión - deformación:

$$\frac{1}{E_p} = \frac{\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \quad [1 - 18]$$

NAIDA.

Ha desarrollado relaciones similares a las Esc. 3-58 basadas en la igualdad de los parámetros de tensiones y deformaciones de lode. El hecho de que $U = v$ conduce a la conclusión de que las relaciones entre las tensiones y deformaciones cizallantes principales son iguales, y a partir de estas tres relaciones se pueden deducir las correspondientes ecuaciones [1 - 17] se denominan frecuentemente ecuaciones de NAIDAI.

En una teoría de deformación, como la propuesta por las ecuaciones de HENCKY Y NADAI, la deformación plástica total es proporcional al desviador de tensiones, mientras en una teoría de flujo, como la que propone las ecuaciones de HENCKY Y NADIA, la deformación plástica total es proporcional al desviador de tensiones, mientras en una teoría de flujo, como la que propone las ecuaciones de RUSS los incrementos de la deformación plástica son proporcionales al desviador de tensiones. La teoría de HENCKY

proporciona resultados que están de acuerdo con la de flujo, siempre que los ejes principales de la tensión y de la deformación se conserven con coincidencia durante el proceso de deformación, y con tal de que se mantenga una carga proporcional. La teoría de HENCKY no es satisfactoria para grandes deformaciones, pero se utiliza frecuentemente para pequeñas deformaciones plásticas debido a que ofrece cierta comodidad matemática.

1.1.3 EFECTOS DEL TRABAJO EN FRÍO SOBRE LAS PROPIEDADES DEL MATERIAL.

Se atribuye el endurecimiento por deformación a la por deformación de dislocaciones entre sí y otras barreras que impiden su movimiento a través de la red. Solamente se produce un pequeño grado de endurecimiento por deformación si el deslizamiento ocurre sobre un solo juego de planos paralelos, como en los monocristales de los metales h.c. Sin embargo, incluso en los monocristales, el deslizamiento fácil externo no es un fenómeno general y no

se ha observado en las probeta policristalina, se produce facilmente deslizamiento múltiples, existiendo un endurecimiento por deformación apreciable. La deformación plástica que se lleva a cabo en una zona de temperatura y sobre un intervalo de tiempo tales que nose elimine el endurecimiento por deformación, se denomina TRABAJO EN FRIO.

La deformación plástica produce un aumento en el número de dislocaciones, que en virtud de su interacción crean un estado interno de tensión más elevado. Un metal recocido contiene unas 10^6 a 10^8 dislocaciones por centímetro cuadrado, mientras que un metal muy deformado plásticamente contiene 10, aproximadamente. El endurecimiento por deformación o el trabajo en frío se pueden detectar fácilmente de rayos X, pero, normalmente, no es posible el análisis detallados de los diagramas de rayos X en función de la escritura del estado de deformación en frío.

En los diagramas de Laue en frío produce emborronamiento, o asterismo, de las manchas.

En los diagramas de DEBYE-SCHERRER las líneas aparecen ensanchadas por la deformación en frío. El ensanchamiento de las líneas de rayos X puede ser debido tanto a una del tamaño de la unidad de difracción, como ocurriría si los granos estuvieran fragmentados por deformación en frío, como aún incremento en la deformación reticular debido a la interacción de las dislocaciones. Se han desarrollado técnicas para analizar el perfil completo de los máximos de las líneas de rayos X y para determinar la contribución debida a la deformación reticular y al tamaño de las partículas.

Es probable que, mejorando este método y aplicando su técnica más ampliamente, se comprenda mejor la estructura de los metales deformados en frío.

Mediante estudios realizados utilizando microfases de rayos X y la microscopía electrónica de películas, se ha obtenido un modelo bastante exacto, es un dibujo esquemático de la estructura deformada en frío

que se produce en el interior de un grano único.

Es una estructura celular compuesta de zonas de red relativamente perfectas que están unidas entre sí por límites constituidos por redes de dislocaciones.

De acuerdo con este modelo, la densidad de dislocaciones varia desde un valor elevado en los límites distorsionados hasta un valor bajo en las zonas relativamente perfectas.

El estudio con la microscopia electrónica de película delgada de la estructura de dislocaciones muy activo que debería proporcionar una información valiosa acerca de como estas redes varian con la composición, deformación y temperatura.

La mayor parte de la energía consumida en deformar en frio un metal se convierte en calor.

Sin embargo, aproximadamente el 10% de la energía consumida se almacena en la red, aumentando la energía interna. Los valores registrados de energía almacenada varían aproximadamente de 0,01 a 1,0 cal / g de metal. La magnitud de la energía almacenada aumenta con el punto de fusión del metal y con las adiciones de soluto para un metal dado, la cantidad de energía almacenada depende del tipo del proceso de deformación, P. Ej: el trefilado a la tracción. La energía almacenada aumenta con la deformación, hasta un valor límite que corresponde a la saturación, y aumenta con el descenso de la temperatura de deformación.

Para medir las pequeñas cantidades de energía almacenadas por deformación en frío, se requieren mediciones colorimétricas muy cuidadosas.

La mayor parte de la energía almacenada se debe a la generación e interacción de dislocaciones durante la deformación en frío. Las vacantes justifican

parte de la energía almacenada en metales deformados a temperaturas muy bajas,.

Sin embargo, las vacantes son mucho más móviles que las dislocaciones, por lo que escapan fácilmente de la mayoría de los metales deformados a temperatura ambiente. Los defectos de apilamiento y de macla son probablemente responsables de una pequeña fracción de la energía almacenada. Una reducción del orden de corta distancia durante la deformación de soluciones sólidas pueden contribuir también a almacenar energía.

El endurecimiento por deformación o trabajo en frío es un proceso industrial importante que se utiliza para endurecer metales y aleaciones que no responden a los tratamientos térmicos. La velocidad del endurecimiento por deformación se puede determinar a partir de la pendiente de la curva de fluencia.

En términos matemáticos, la velocidad de endurecimiento por deformación se puede expresar por el coeficiente n , generalmente, dicha velocidad es menor para los metales hc

que para los cúbicos. El aumento de la temperatura también disminuye la velocidad de endurecimiento por deformación.

En las aleaciones endurecidas por adiciones que se mantienen en solución sólida, la velocidad de endurecimiento por deformación puede aumentar o disminuir, comparativamente al comportamientos de los metales puros.

Sin embargo la resistencia final de una aleación de solución sólida deformada en frío es casi siempre mayor que la de los que la de los metales puros con el mismo grado de deformación en frío.

La figura 1-1 muestra la variación típica de los parámetros de resistencia y ductilidad con el aumento del grado de deformación en frío. Puesto que en la mayoría de los procesos de deformación en frío se se reducen una o dos dimensiones del metal a expensas de un aumento a las dimensiones restantes, el trabajo en frío produce alargamiento de los granos en la dirección principal de

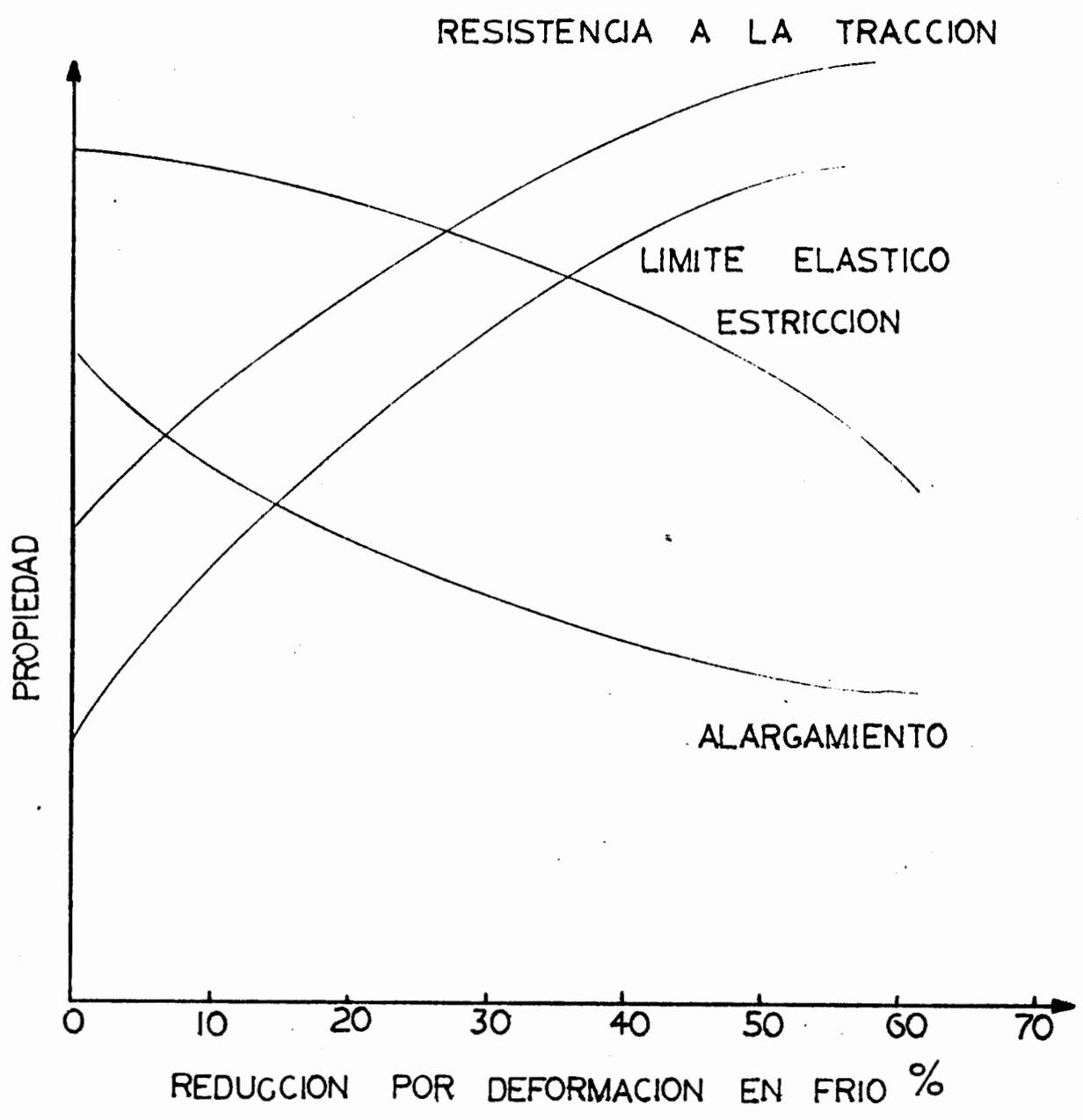


Fig. 1.1. VALORACION DE LAS PROPIEDADES DE TRACCION CON LA PROPORCION DE DEFORMACION EN FRIO.

deformación. La deformación muy intensa se produce una reorientación de los granos hacia una orientación preferente.

Aparte de las variaciones en las propiedades de tracción, la deformación en frío produce alteraciones en otras propiedades físicas.

Normalmente, existen un pequeño descenso en la densidad del orden de unas pocas décimas por ciento, una disminución apreciable en la conductividad eléctrica, debido a un número mayor de centros dispersantes, y un pequeño incremento en el coeficiente de dilatación térmica. La reactividad química aumenta a causa de la mayor energía interna del estado de deformación en frío.

Ello conduce a una disminución general de la resistencia a la corrosión y, en ciertas aleaciones, introduce la posibilidad de agrietamiento por corrosión bajo tensiones.

1.2 EL PROCESO DE CILINDRADO.

1.2.1 CONCEPTO Y DESCRIPCION.

Este término define a la operación que transforma una plancha metálica completamente horizontal a un cilindro o cono metálico.

Si bien se trata de una máquina utilizada en talleres de caldería desde hace mucho tiempo, la máquina descrita, es una de las pocas construidas en el país de grandes dimensiones, y concebida con criterio moderno, como lo demuestra el control hidráulico de todas sus operaciones.

En la fabricación de cilindros o conos, el rolado es la etapa final de la secuencia de pasos seguidos de 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 los demás fases del proceso

industrial en referencia.

Llamamos laminación al proceso que consiste en deformar plásticamente los metales haciéndolos pasar entre cilindros. Es el procedimiento más extendido para el trabajo de los metales, porque es el que mejor se presta a las producciones elevadas y permite obtener un buen control de los productos finales. Al deformar los metales pasándolos entre los cilindros se somete al material a intensas tensiones de compresión por el efecto de aplastamiento de los cilindros, y a tensiones superficiales de cizallamiento originadas por la fricción entre los cilindros y el metal.

Las fuerzas de fricción entre son las encargadas de producir el estirado estirado del metal.

El lingote inicial se transforma en desbastes pesados (blooms) y palanquilla, generalmente por laminación en caliente. Los desbastes se continúan laminado en

caliente hasta obtener planchas o chapas gruesas, chapas gruesas, chapas finas, barras, varillas, tubos, carriles o perfiles estructurales. La laminación en frío ha adquirido gran importancia industrial. En frío se laminan la chapa fina y extrafina, el fleje, etc., obteniéndose productos con muy buen acabado superficial y mejor resistencia mecánica, a la vez que se consigue una gran precisión en las dimensiones del producto.

La terminología empleada para describir los productos laminados es muy ambigua y no se pueden dar límites respecto a dimensiones en relación con la denominación empleada por los ceristas. Un desbaste pesado o bloom es el primer producto de la laminación lingote; suele ser de sección cuadrada o rectangular, pero el ancho suele ser inferior al doble del espesor y el área no suele pasar de 230 cm². Con una mayor reducción en la laminación en caliente se obtiene la planquilla, cuya

sección recta mínima suele ser de 15 cm².

En la metalurgia de los metales no féreos se llama palanquilla a cualquier lingote que han sufrido trabajo en caliente por laminación forja o extrusión, o incluso a un lingote colado de formas y dimensiones adecuadas para el trabajo posterior en caliente (palanquilla para extrucción) Un desbaste plano o slap en un producto de laminación del lingote con una sección transversal no mayor de 100 m². y con ancho superior al doble del espesor. Los desbastes pesados y ligeros, blomms, palanquillas y slabs, se conocen con el nombre genérico de productos semi acabados o semiproductos porque se emplean como materia prima para obtener otros productos de laminación la diferencia entre chapa gruesa y chapa mediana y chapa fina se hace por espesor; suele considerarse chapa fina (sheet) a la que tiene menos de 3mm. de espesor. El nombre de fleje suele referirse a chapa fin de menos de 30 cm. de ancho.

La laminación suele iniciarse con el lingote colado, pero no es condición necesaria. Modernamente se ha desarrollado la laminación de polvos, en la que se introduce entre los cilindros polvos metálicos que se comprimen entre ellos para formar un " fleje verde " , que luego se sinteriza para darle más densidad. La ventaja que se asigna a este procedimiento es la eliminación del trabajo en caliente, con la cual se consigue una menor contaminación, más fino el tamaño de grano y ausencia de texturas en las chapa obtenida.

La laminación de polvos está todavía en su fase inicial, pero parece que tiene ventajas definitivas para el caso de metales muy reactivos.

En la laminación suele iniciarse con el lingote colado, pero no es condición necesaria.

Moderadamente se ha desarrollado la laminación de polvos, en la que se

introducen entre los cilindros polvos metálicos que se comprimen entre ellos para formar un " fleje verde " que luego se sinteriza para darle más densidad. La ventaja que se asigna a este procedimiento es la eliminación del trabajo en caliente, con lo cual se consigue una menor contaminación, más fino el tamaño de grano y ausencia de texturas en la chapa obtenida. La laminación de polvos está todavía en su fase inicial, pero parece que tiene ventajas definitivas para el caso de metales muy reactivos.

En la laminación convencional, en caliente o en frío, se pretende, fundamentalmente, disminuir el espesor del metal. Por lo general, aumenta poco la anchura, por lo que la disminución del espesor se traduce en un aumento de longitud. El perfilado de la chapa con rodillos, que a veces se llama perfilado por laminación es una operación especial de trabajo en frío en la que la chapa o fleje se pliega progresivamente, para obtener perfiles estructurales de formas complejas,

pasándolas através de series de cilindros o rodillos accionados mecánicamente. El perfilado con rodillos es muy adecuado para obtener perfiles de gran longitud y secciones complicadas, p. ej., para la carpintería metálica. Otro tipo especial de laminación es la laminación de roscas, en la que se pasan piezas en bruto entre canales para roscar.

EQUIPOS DE LAMINACION .

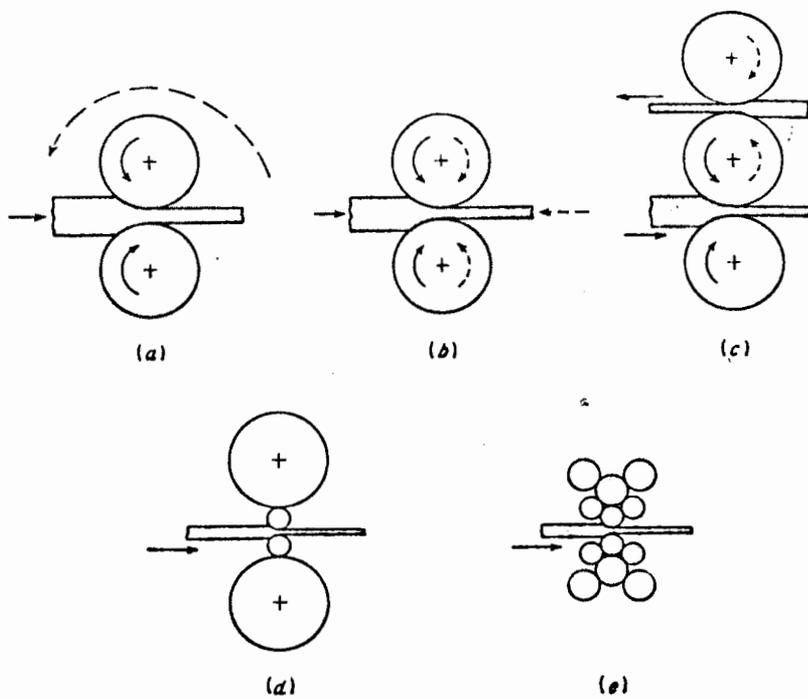
Un laminador se compone esencialmente de los cilindros, cojinetes adecuados, las columnas que los soportan y un sistema de accionamiento para aplicar a los cilindros la fuerza motriz y controlar su velocidad. Las fuerzas que intervienen en la laminación llegan fácilmente a los millones de Kilogramos. Por ello, se requieren construcciones muy robustas y motores muy grandes para conseguir la potencia necesaria.

Cuando se trata de un largo tren de

laminación continua se multiplican estas exigencias para cada uno de los laminadores, con lo que es fácil comprender que un taller moderno de laminación exige muchos millones de pesetas de inversión inicial de capital y muchas horas - hombre de trabajo experto para el diseño y la construcción.

Se suelen llamar trenes de laminación a cada uno de los laminadores de una instalación, aunque el nombre conviene mejor al conjunto de laminadores que conducen a un producto determinado a través del paso sucesivo por ellos del material.

Los trenes de laminación o laminadores se clasifican con arreglo al número y disposición de los cilindros (Fig. 1-2) el tipo más sencillo y corriente en el tren dúo o laminador dúo, en el cual dos cilindros de igual diámetro giran en una sola dirección, el material debe volverse a la entrada de los cilindros, bien a mano, o mediante una mesa elevadora para que



—Disposiciones típicas de los cilindros de los laminadores. a) Dúo; b) dúo reversible; c) trío; d) cuarto; e) cluster.

Fig. 1-2 DISPOSICION TIPICA DE LOS CILINDROS DE LOS LAMINADORES.

pase el material por encima de los cilindros.

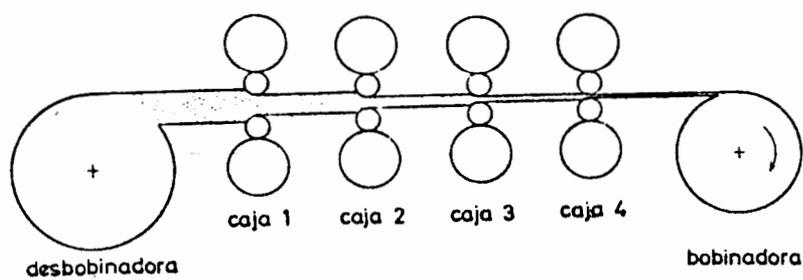
Una mejora en cuanto a rapidez de los resultados es el laminador o tren dúo reversible, en el que el material puede pasar hacia delante y hacia atrás a través de los cilindros invirtiendo el sentido de la rotación. Otra solución es el tren o laminador trío que tiene dos cilindros, uno superior y otro inferior, accionados mecánicamente, y otro intermedio que gira por fricción.

Se puede conseguir una notable disminución en la potencia necesaria para la laminación empleando cilindros de pequeño diámetro, pero los cilindros delgados tienen menos resistencia y rigidez que los gruesos y han de ser soportados por cilindros de apoyo de mayor diámetro, el tren más sencillode este tipo es tren cuarto. La chapa muy delgada se puede laminar, con tolerancias de espesor muy estrechas, empleando cilindros de muy poco diámetro.

El tren cluster, es un ejemplo típico de este tipo laminador, en el que el cilindro de trabajo está respaldado por todo un juego de cilindros,. El tren Sendzimir es una modificación cluster muy bien adaptado para la laminación de chapa muy fina y finísima de aleaciones de elevada resistencia mecánica. Para conseguir producciones más elevadas, es conveniente acoplar los laminadores en serie de forma que el material pase sucesivamente ^a través de ellos.

(Fig. 1-3) Este conjunto es lo que propiamente puede llamarse un tren de laminación, y a cada laminador de los que los componen se le suele llamar una caja. Como en cada caja es diferente la reducción sufrida por el material, el fleje se debe mover a diferente velocidad de cada una de las que componen el tren.

La velocidad de los rodillos debe estar convenientemente sincronizadas para que los de cada caja tomen el fleje a la misma



—Esquema de laminación de fleje en un laminador continuo de cuatro cajas.

Fig. 1-3 ESQUEMA DE LAMINACION DE FLEJE EN UN LAMINADOR CONTINUA DE CUATRO CAJAS.

velocidad con que sale de la caja anterior. Las bobinadoras de desenrollar y de enrollar no solo tienen la misión de alimentar al tren con el material y recoger el producto acabado sino de mantener, en caso necesario, una tensión hacia atrás o hacia adelante.

Estas fuerzas horizontales procuran ciertas ventajas de que nos ocuparemos más adelante. En un tipo especial de laminador reversible, el laminador o tren steckel, la fuerza se aplica por medio de las bobinadoras y los cilindros no son accionados directamente, Aunque la las bobinadoras y los cilindros no son accionados directamente. Aunque la reducción por pasada que se consigue en el steckel no es muy grande, se pueden reducir metales duros a espesores muy delgados con estrechas tolerancias, ya que se emplean cilindros de trabajo de pequeño diámetro.

LAMINACION EN CALIENTE .

La primera operación de trabajo en caliente del acero, la mayoría de las veces se realiza en el tren de desbaste. Los trenes de desbaste son generalmente laminadores dúo reversibles, con cilindros de 50 a 150 cm. de diámetro. Como el desbaste representa la primera destrucción de la estructura de colada del lingote, se realiza en varias pasadas cuidadosas y cortas, con el recalentamientos repetidos. Hay veces que se requieren 25 pasadas para desbastar un lingote grande de acero aleado para obtener palanquilla de las dimensiones adecuadas para los trenes de acabado, suele ser necesario relaminar los desbastes en trenes de palanquilla, tríos o continuos. Las palanquillas pueden laminarse en los trenes de acabados o redondos, hexagonales, perfiles especiales o productos planos de diversos tipo. La chapa gruesa recortada se produce por laminación cruzada de bordes a las dimensiones adecuadas. Otra forma de laminar la chapa gruesa se realiza en los trenes universales. Estos trenes

**1.2.2. PARAMETRO QUE GOBIERNAN EL PROCESO DE ROLADO.
PROCESO DE ROLADO.**

En la mayoría de Empresas dedicadas a la fabricación de tubería a partir de plancha metálica completamente reotas por medio del proceso de rolado, destacan como factores relevantes en este proceso los siguientes.

a.-) ESPESOR DEL MATERIAL A ROLARSE

Se ha desarrollado una amplia variedad de métodos para doblar y dar forma contorneada a secciones a secciones rectas.

Se puede fabricar piezas de forma cilíndrica o cónica empleando cilindros curvadores una roladora o curvadora consta de tres cilindros curvadores colocados en forma de pirámide universal la cual no es muy adecuada cuando se trata de curvar chapas metálica muy finas en el rango de 0.5 - 1.5 mm de espesor. Debemos tener muy en cuenta los límites máximos y mínimos de espesor de chapas

metálicas, las cuales van a ser contorneadas ya sea en forma cilíndrica o cónica ya que para un espesor de chapas muy fina el olabeo es inevitable y el tiempo de rolado es muy corto, debido a la poca resistencia que ofrece una chapa metálica a ser deformada. En cambio en lo referente a chapas metálicas gruesas o de mayor espesor que las mencionadas anteriormente es todo lo contrario ya que no se produce alabeo en la chapa y el tiempo de rolado es mayor debido a la mayor resistencia que ofrece la plancha a ser deformada.

b.-) TIPO DE MATERIAL.

Con relación al tiempo necesario para completar el proceso de rolado es un parámetro muy importante la clase o tipo de material que va a ser procesado, tomando en cuenta de que los tipos de material más utilizados para la fabricación de tuberías son; el acero 1010 el Acero inoxidable 304 y el

Aluminio. Como todos sabemos que los aceros al carbono son muy satisfactoria donde la resistencia y otros requisitos no son muy severos estos aceros se utiliza tambien con todo éxito a las temperaturas comunes y en atmosferas que no son altamente corrosivas. El limite de fluencia del acero 1010 - 2110 kg/cm². y para rolar una plancha de 15 mm. de espesor es necesario 277912.10 Kg. En lo que refiere al acero inoxidable su limite de fluencia de 24605 kg. / cm². Y para rolar una plancha de 15mm. de espesor es necesario 3.24x10 kg. entonces como podemos darnos cuenta claramente de que el tipo de material a rolarse es un factor importante ya que el acero inoxidable tiene un limite a la fluencia mucho mas elevado que el del acero 1010 y por lo tanto se necesita una mayor carga para deformar al material.

C.-) PRESION EN LOS TORNILLOS DE REGULACION.

Los tornillos de fuerza son dispositivos

que se utilizan en las máquinas usadas para convertir un movimiento angular en movimiento lineal y transmitir así generalmente fuerza o potencia.

los tornillos de rosca cuadrada son usadas frecuentemente en gastos, prensas y otros mecanismo los dos mecanismos de regulacion del rodillo superior son accionados por el operador asiendo uso de un sistema de palanca.

Para la fabricación de todos los tornillos y gusanos se usan forjas de acero al carbono y de aleación; los gusanos tienen una superficie pulida para engranar con las ruedas coronas de bronce al aluminio.

Las cargas tomadas por los tornillos son llevadas sobre los cojinetes y estas cargas estan directamente relacionadas con los tipos de material implicitas en el proceso.

Podemos anotar que la relación que existe entre la carga necesaria para rolar una plancha de 15 mm. de espesor es necesario 2110 kg. por milímetros y la presión que se ejerce sobre los tornillos es igual a la mitad de la carga anterior es decir 1075 kg. por cada milímetro.

d.-) VELOCIDAD DE LOS RODILLOS.

Este parámetro es muy importante, ya que la velocidad de rotación de los rodillos, esta relacionada directamente con la fricción entre la plancha o chapa metálica y el rodillo.

Este es un punto de vista muy simplificado, realmente existe superficies perfectamente lisas.

Cuando dos superficies estan en contacto aparecerán fuerzas tangenciales, llamadas

llamadas fuerza de rozamientos, siempre que se intenta mover una superficie con respecto a otra.

Entonces cabe anotar que si la velocidad de los rodillos es demasiado elevada, no habrá la suficiente fricción entre la chapa metálica y el rodillo, y en consecuencia está resbalara.

CAPITULO 2

ANALISIS DEL PROBLEMA

2.1.- IDENTIFICACION DE NECESIDADES Y DEFINICION DEL PROBLEMA

La máquina roladora con la que generalmente trabajan los talleres del País, es en esencia una prensa mecánica de tornillo de acción manual. Se halla constituida de una bancada de acero soldado en forma trapesoidal, el cual posee en cada de sus extremos superiores un orificio roscado, a través del cual se desplaza ascendente o descendentemente 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 la plancha. En el extremo inferior del mismo, tiene acoplado un cojimate que sirve a su vez como alojamiento para el rodillo superior .

El control del proceso lo realizan los operarios del taller empleando métodos poco eficientes. Una forma consiste en conectar o desconectar un contactor el cual acciona el motor

2

+

eléctrico el cual trasmite el movimiento a los rodillos ya sea el sentido horario ó antionario.

Esta metodología es seguida en la fabricación de tuberías de acero. Como se puede notar de lo anteriormente expuesto, el proceso de rolado 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 presión en los tornillos de regulación, el tipo de material, adecuados para efectuar el correcto rolado sino que se obra empíricamente por experiencia, lo cual es, más de una ocasión, ha provocado contratiempos a quienes desempeñan tal actividad, debido a los daños en los materiales a ellos confiados. Errores frecuentes suelen ser el rolado no uniforme del material, así como también el pandeo de los rodillos.

Estas definiciones revelan la importancia del diseño de aún máquina roladora 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 fabricación de tuberías, respecto a las características con las que debería contar una máquina ^{r-c} roladora 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 Industrial.

- f
- * Fácil operación
 - * Automatización
 - * Eficiencia en el Rolado
- Entre los más importantes.

Antes de empezar en el proceso de rolado la chapa metálica debe ser preparada, es decir, debe estar completamente limpia y libre de aceite o cualquier combustible que haga nula la fricción entre la chapa metálica y los rodillos.

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

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

Se inicia el proceso con una acción de mando, ante la cual el rodillo superior debe desender y ejercer presión sobre la chapa metálica. En la carga en tres puntos el momento máximo de flexión se produce en el punto medio del vano. Esta localización de la deformación puede dar como

+

+ resultado en ciertas circunstancias que se alcance el límite de deformabilidad en el punto medio antes de que en el resto de la chapa haya tomado la forma debida, una vez cumplido el proceso de rolada debe cesar la carga que ejerce el rodillo sobre la chapa metálica y este debe ascender a su posición inicial, 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 mas 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 mecanica.

Cuyo mecanismo de trasmisión de movimiento se basa en un volante y una rueda dentada. +

f

A2. Alternativa oleohidraulica.-

La cual realiza la transmición de movimiento mediante un sistema hidraulico.

A.3 Alternativa Eléctrica.-

Se considera el uso de un motor electrico y una caja de reducción de velocidad acoplada al mismo para obtener el efecto antes anotado .

2.4 SELECCION DEL SISTEMA OPTICO.

Determinación del criterios de evaluación .

Los criterios a utilizar con la finalidad de evaluar las alternativas planteadas, son los requerimientos tecnicos mas 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.
- * **FACILIDAD DE MANEJO.** Para prevenir errores y f

X contratiempos a los operarios.

* **TAMAÑO Y PESO ADECUADO.** Características importantes para su transporte y montaje en cualquier lugar de trabajo.

* **AUTOMATIZACION.** Significa operación independiente de supervisión humana (economía de tiempo y mano de obra).

* **CONTROL EFICIENTE DE LOS PARAMETROS DE ROLADO .**

Espesor del material, tipo de material presión, velocidad de rolado.

X
ASIGNACION 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). +

TABLA I

ASIGNACION DE VALORES A LAS ALTERNATIVAS DE COMPRESION

CRITERIO	ALTERNATIVAS			RAZONAMIENTO
	A1/4	A2/3	A3/3	
C1. ECONOMIA	0.4	0.3	0.3	El mecanismo de volante y dentada es mas económico.
C2. MANTENIMIENTO	0.4	0.3	0.3	El mecanismo de volante y rueda dentada requiere menos mantenimiento.
C3. MANEJO FACIL	0.4	0.3	0.3	El mecanismo de volante y rueda dentada sencillo de operar.
C.4 TAMAÑO Y PESO ADECUADOS	0.4	0.3	0.3	No existe diferencia significativa entre las tres.
C5. AUTOMATIZACION	0.1	0.8	0.1	Solo se la logra totalmente con la alternativa oleohidraulica.
C6. CONTROL DE PARAMETROS	0.2	0.5	0.3	Unicamente la alternativa oleohidraulica da tal posibilidad.

TABLA II

ASIGNACION DE VALORES A LOS CRITERIOS DE EVALUACION

CRITERIOS	ξ	RAZONAMIENTO
C1.	0.9	Es fundamental para la fácil adquisición de la máquina.
C2.	0.7	El mantenimiento es significativo para los usuarios.
C3.	0.3	Los operarios no darán demasiada importancia al manejo.
C4.	0.5	Por cuestiones de espacio físico disponible en los talleres, este criterio tiene su relevancia.
C5.	0.9	Economiza tiempo y dinero por mano de obra.
C6.	0.9	Permite un trabajo eficiente.

TABLA III

DETERMINACION DE LA FUNCION CRITERIO

CRITERIO	X_i	A_1	$A_1 X_i$	A_2	$A_2 X_i$	A_3	$A_3 X_i$
C1	0.9	0.4	0.36	0.3	0.27	0.3	0.27
C2	0.7	0.4	0.28	0.3	0.21	0.3	0.21
C3	0.3	0.4	0.12	0.3	0.09	0.3	0.09
C4	0.5	0.4	0.20	0.3	0.15	0.3	0.15
C5	0.9	0.1	0.09	0.08	72	0.1	0.09
C6	0.9	0.2	0.18	0.5	45	0.3	27

FUNCION DE CRITERIO
E $A_i X_i$

1.23

1.89

1.08

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

CAPITULO 3

DISEÑO DE LA MAQUINA

3.1 SINTESIS DEL MECANISMO DE CONTROL.

3.1.1. ALTERNATIVAS.

El uso de un actuador hidraulico para dar movimiento a los rodillos inferiores, posibilita la automatización del proceso, a través de un mecanismo de control.

En este punto se presentan dos alternativas a analizar, para ejercer la acciones de control.

A1. MECANISMO DE CONTROL HIDRAULICO

A2. MECANISMO DE CONTROL ELECTROHIDRAULICO

A1. MECANISMO DE CONTROL HIDRAULICO.

Emplea señales hidraulicas para posicionar la valvula que comanda el sistema de movimiento, como también el cilindro hidraulico que sirve de apoyo para él alojamiento del cilindro superior.

El diseño del circuito se lo esquematiza en la Fig. 3.1 y se explica a continuación.

Parte del equipo de proceso necesarios esta mostrado esquematicamente en la Fig.3.1. El circuito es muy parecido al neumático excepto que el hidráulico es cerrado.

EL DYMAPOWER HYDROSTATICO DE TRANSMISION.

Consiste de la variable volumen de la bomba ademas es un motor fijo, es un circuito cerrado como lo anotamos anteriormente. como es un circuito cerrado las partes de la admisión y descarga de la bomba son conectadas a las partes de la descarga a admisión de el motor.

La bomba DYNAPOWER es un pequeño piston de unidad de volumen variable con una operación manual del volumen de control.

La bomba típicamente contiene un volumen fijo generado por la carga de la bomba. dos valvulas check unidad de cuatro fases. y una valvula de baja presión.

El motor DYMAPOWER es un pequeño piston fijo o una unidad de volumen variable con una valvula de aletas, valvulas de baja presión, valvulade de alta presión y en el caso de un motor variable el volumen de control es operado manualmente.

La bomba se controla con el cambio de volumen y la dirección del fluido lo cual se da por una cierta longitud y dirección de la carrera del piston. Cuando el sistema está en la posición neutral no hay carrera del piston y tampoco fluido a través de la bomba.

Cuando el control se movido de su posición neutral, el aceite fluye a través de la bomba y el motor, en este instante unas de las lineas del circuito esta cerrado lo cual causa que el motor gire. Cuando el control manual es movido de su centro o de su posición neutral hacia uno de sus extremos en forma total esto causará que el motor gira rapidamente.

Moviendo el control de la valvula direccional hacia atras esto causará de que el caudal de aceite fluya en sentido reverso a través de la bomba. Entonces el motor girará en dirección opuesta. Esta bomba

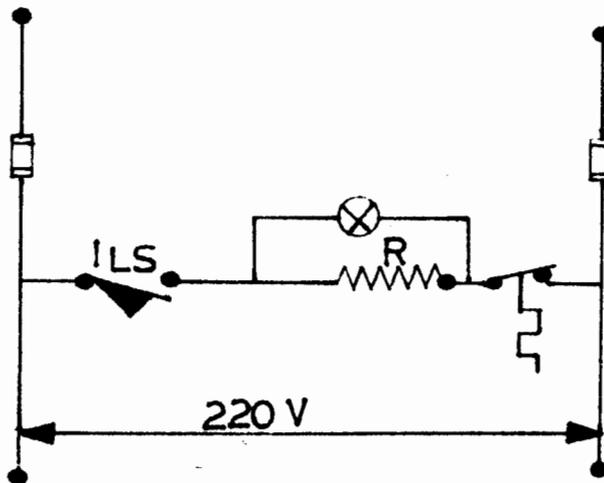
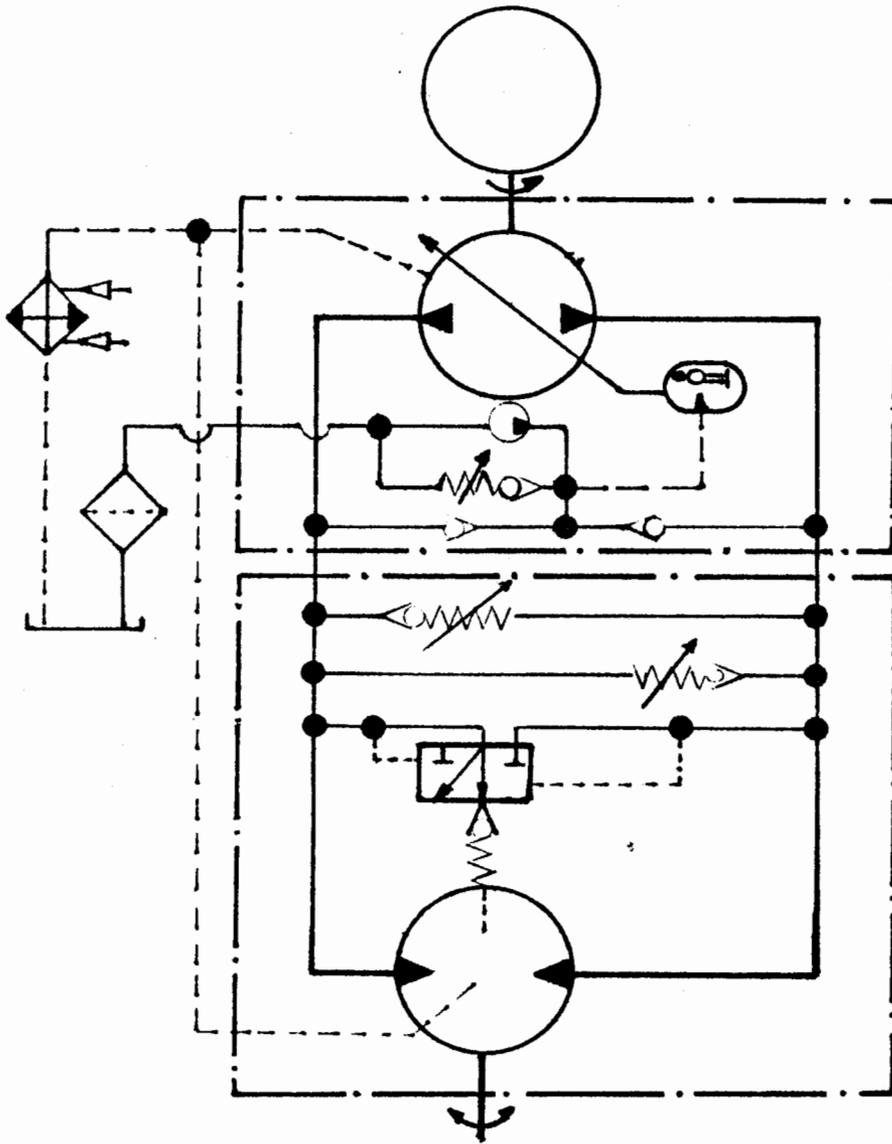


FIG. 3.1 MECANISMO DE CONTROL HIDRAULICO

67

consta de un control sobre la dirección de rotación del motor por medio de una valvula de cuatro vias el volumen del control de la bomba es típicamente operado hidráulicamente por un servo de baja presión. Cuando existe un bajo de presión de aceite este retorna al control de la valvula direccional a través de la carga de la bomba.

Cuando la bomba se carga se aceite esta también retorna a través de la admisión por medio de una valvula check la cual está dentro de la bomba y en el interior de la cañería principal del circuito.

Este exceso de aceite nos provocará una inundación en la admisión de la bomba. La carga de aceite de la bomba es mantenida en un rango de 150 a 250 PS y en lado de la valvula de baja presión. El exceso de flujo en la carga de la bomba es descargado a través de la valvula de bajo presión hacia el reservario o tanque de aceite.

A2. MECANISMO DE CONTROL ELECTROHIDRAULICO.

Emplea señales electricas 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 pulzador de giro (horario o antihorario) se energiza la bobina del sistema de control, esto ocasiona la activación de la electrovalvula del control direccional, y el cierre de una de las lineas de descarga de la bomba, provocando el pase de aceite a través de la bomba y el motor en una sola dirección lo cual ocasiona el giro (horario o antihorario) del motor.

Una vez cumplido el recorrido de la chapa metálica en el sentido horario, se desconecta su contacto correspondiente lo que produce la total desenergización de los circuitos de potencia y control, volviendo por tanto, la valvula direccional a su posición de reposo, por acción del resorte de retorno.

El circuito eléctrico de control posee una botonera con un interruptor y dos pulzadores; el interruptor es el que energiza el sistema, es decir acciona el motor electrico, el cual esta conectado a la bomba hidraulica por medio de un matrimonio. Los pulzadores son aquellos que controlan la dirección del flujo de aceite a través de la bomba y el motor lo cual provoca el giro (horario o antihorario) del motor.

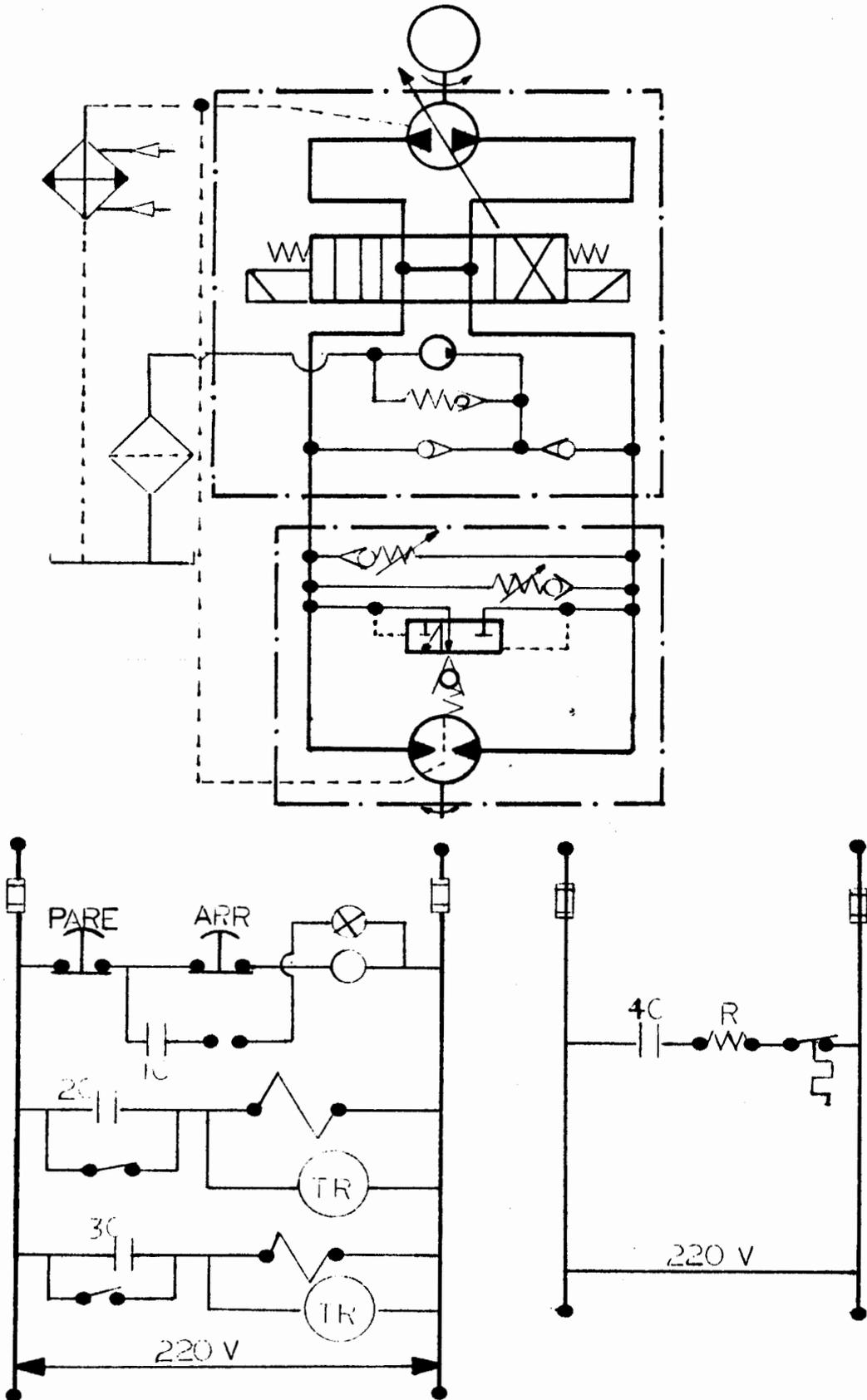


FIG. 3.2 MECANISMO DE CONTROL ELECTROHIDRAULICO

En este sistema , el rango de la presión y el exceso de flujo se ejercen en igual forma que en el sistema de control hidraulico manual.

3.12 SELECCION DE LAS ALTERNATIVAS.

DETERMINACION DE CRITERIOS DE EVALUACION .

- Economía
- Mantenimiento
- Existencia en el mercado nacional
- Duración.

TABLA IV

ASIGNACION DE VALORES A LAS ALTERNATIVAS DE CONTROL

CREDITO		A1	A2	RAZONAMIENTO
C1	ECONOMIA	0.2	0.8	LOS DISPOSITIVOS ELECTRICOS SON MUCHOS MAS ECONOMICOS
C2	MANTENIMIENTO	0.3	0.7	LOS DISPOSITIVOS HIDRAULICOS NECESITAN MAYOR MANTENIMIENTO
C3	EXISTENCIA	0.2	0.8	LOS DISPOSITIVOS NEUMATICOS SON ESCASOS EN EL MEDIO SUCEDIENDO LO CONTRARIO CON LOS ELECTRICOS
C4	DURACION	0.7	0.3	LOS DISPOSITIVOS ELECTRICOS TIENEN UNA VIDA MAS CORTA QUE LOS HIDRAULICOS

TABLA V
ASIGNACION DE VALORES A LOS CRITERIOS
EVALUATIVOS

CRITERIO	Xi	RAZONAMIENTO
C1	0.9	EL MENOR COSTO IMPLICA MAYOR POSIBILIDAD DE ADQUISICION.
C2	0.7	ES IMPORTANTE PARA UNA OPERACION CONTINUA.
C3	0.9	AL NO HALLARSE EN EL MERCADO, NO SE PUEDE REEMPLAZARLOS EN CASO DE DAÑOS.
C4	0.8	EN UN BUEN INDICE DEL RENDIMIENTO GENERAL.

TABLA VI

DETERMINACION DE LA FUNCION DE CREDITO

CREDITO	X_i	A1	A1 X_i	A2	A2 X_i
C1	0.9	0.2	0.18	0.8	0.72
C2	0.7	0.3	0.21	0.7	0.49
C3	0.9	0.2	0.18	0.8	0.72
C4	0.8	0.7	0.56	0.3	0.24

FUNCION DE CREDITO

A_i X_i

1.13

2.17

De la ultima tabla se concluye que la alternativa A2.(Electrohidraulico), es la más adecuada para el mecanismo de control, y por consiguien tesará empleada en este proyecto para tal objeto.

3.2 CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES CONSTITUTIVOS DE LA MAQUINA.

3.2.1 RODILLOS.

En diseño de los rodillos está regido, por la flexión maxima a desarrollar sobre la chapa metálica en la situación limite, es decir, con una deflexión de la chapa metálica de 100 mm. y con un espesor de 15mm. La chapa metálica en cuestión tiene un área de 2.9768 m². (condición de diseño).

De la formación obtenida, como se manifesto en el capítulo anterior, el tipo de material es un factor muy importante, entonces, el esfuerzo de flexión debe ser 207.0 GPA, para el

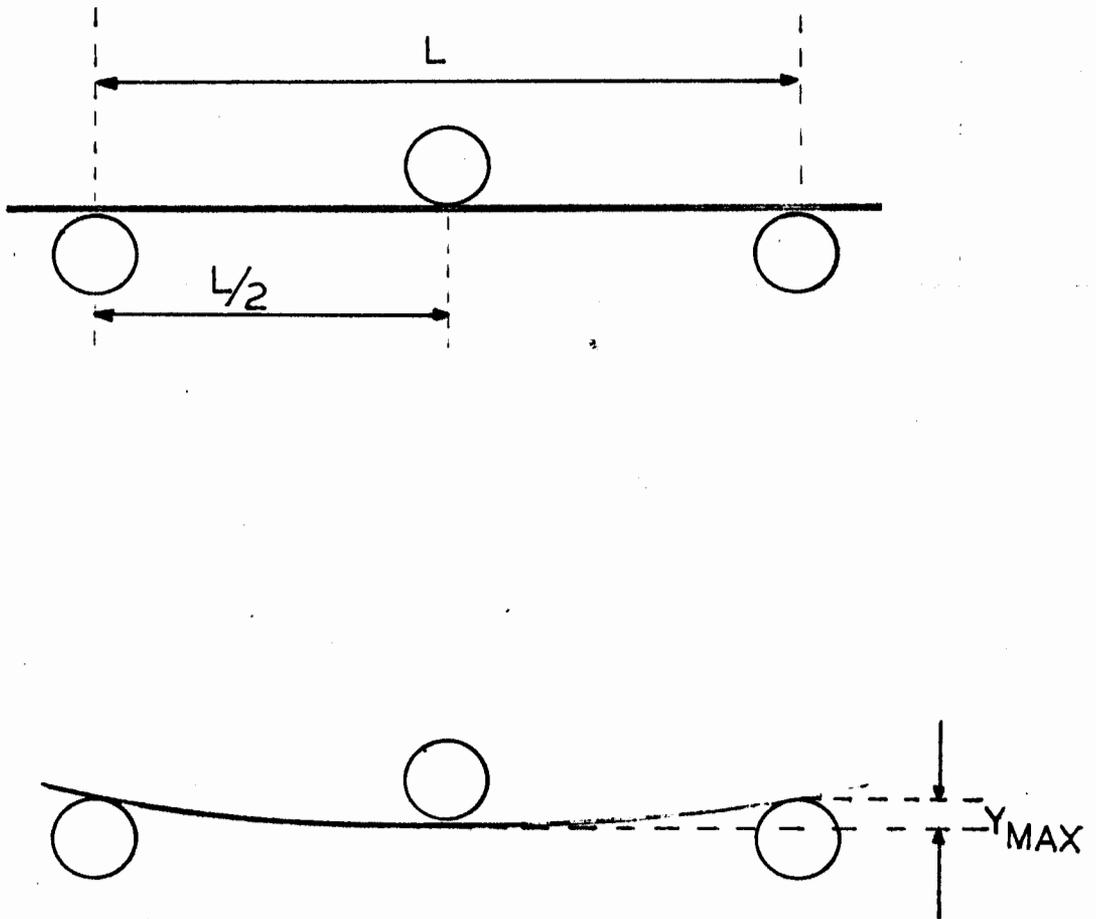


Fig. 3.3 DEFLEXION DE LA CHAPA METALICA

acero de de carbono y de 190.0 GPA,
para el acero inoxidable.

La distancia entre rodillo es otro factor o condición de diseño, ya que esta distancia está inversamente proporcional a la fuerza P necesaria para flexar la chapa metálica, es decir, que a menos distancia entre rodillos la fuerza será mayor y a mayor distancia entre rodillos la fuerza será menor (Fig.3.3)

$$Y_{\max} = 100 \text{ mm}$$

$$Y_{\max} = \frac{PL^3}{48 EI}$$

Dimensiones de la chapa metálica
(1.22 * 2.44 * 0.015) mts. con los
datos de diseño calculamos el momento
de inercia de la chapa metálica en
cuestión.

$$I = \frac{b h^3}{12}$$

$$I = \frac{1.22 * (1.5 \times 10^{-2})^3}{12}$$

$$I = 3.43 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$E = 207 \times 10^9 \text{ N/m} = 2.11 \times 10^{10} \text{ Kg} / \text{m}^2$$

$$P = \frac{Y_{\max} * 48 * E * I}{L^3}$$

$$P = \frac{0.10 * 48 * 2.11 \times 10^{10} * 3.43 \times 10^{-7}}{(0.5)^3}$$

$$P = 277912.32 \text{ Kg}$$

Esta es la fuerza maxima que se debe ejercer sobre la chapa matálica para flexarla 100 mm. Con una distancia entre apoyos (RODILLOS) de 500mm. Si a nuestro criterio eligimos una nueva distancia entre apoyos (RODILLOS) de 300 mm, calculamos nuevamente la fuerza necesaria antes mencionada.

$$P = \frac{Y_{\max} * 48 * E * I}{L^3}$$

$$P = \frac{0.10 * 48 * 2.11 \times 10^{10} * 3.43 \times 10^{-7}}{0.3^3}$$

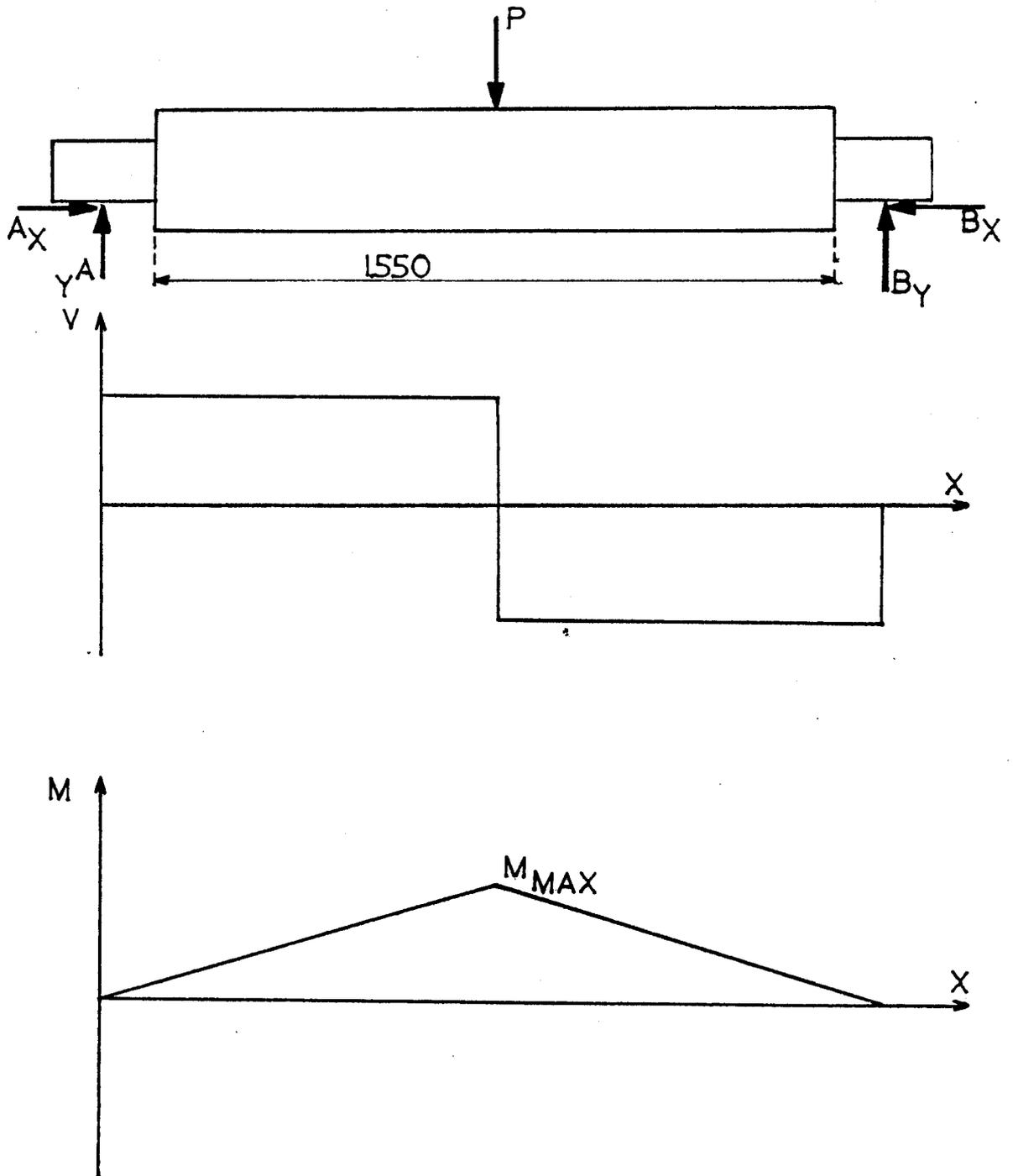


Fig.3.4 DIAGRAMA DE MOMENTO MAXIMO DEL RODILLO SUPERIOR.

$$P = 1286631.111 \text{ Kg.}$$

$$\text{Con. } l = 600 \text{ MM.}$$

$$P = \frac{0.10 * 48 * 2.11 * 10^{10} * 3.43 * 10^{-7}}{0.6^3}$$

$$P = 160828.8889 \text{ Kg.}$$

Con el calculo de la fuerza máxima necesaria para flexar una chapa metálica de 15mm. de espesor, debemos elegir la distancia entre apoyos (RODILLOS) más combinente para nuestro propósito, pero para poder elegir está distancia, nosotros debemos conocer el diametro del rodillo con el cual trabajaremos. Consideramos un eje maciso con una longitud efectiva de trabajo de 1.55 m. con una carga P. a 1/2 del eje maciso. (Fig. 3.4)

El momento maximo al cual va a estar sometido el rodillo estará justamente en el centro de su longitud.

Consideramos $P = 277912-32 \text{ Kg.}$ con una distancia entre apoyos de 500mm.

$$M = \frac{PL}{4}$$

$$M = \frac{277912.32 * 1.55}{4}$$

$$M = 107691.024 \text{ Kg} - \text{m}$$

De acuerdo a las hipotesis consideramos, aqui se aplicâ la ecuación $T = M/I/C$ poque se considera que el esfuerzo normal por flexión gobierna el diseño.

Primero se calcula el módulo de la sección.

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32} = 0.0982 d^3$$

$$T = \frac{M}{I/C}$$

$$T = \frac{107691.024}{0.0982 d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{107691.024}{T * 0.0982}}$$

Si se sustituye $T = 77$ Kpsi que es el esfuerzo a la fluencia del material elegido para el diseño Acero 10450 CD, y se despeja d , se tiene que

$$d = 0.2726 \text{ m} = 272.6 \text{ mm}$$

$$d = 280 \text{ mm}$$

Consideremos $P = 1286631.111$ Kg. con una distancia entre apoyos de 300 mm.

$$M = \frac{PL}{4}$$

$$M = \frac{1286631.111 * 1.55}{4}$$

$$M = 498569.555 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

Calculamos el modulo de la sección

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32} = 0.0982 d^3$$

Con la ecuación

$$T = \frac{M}{I/C}$$

Con el mismo tipo de material. Acero
10450 CD

$$T = \frac{498569.555}{0.0982 d^3}$$

Se despeja d , se tiene

$$d = \sqrt[3]{\frac{498569.555}{T * 0.0982}}$$

$$d = 0.45m = 450 \text{ mm.}$$

$$d = 450 \text{ mm.}$$

Consideremos $P = 16082.8889 \text{ Kg}$ con una
distancia entre apoyos de 600 mm.

$$M = \frac{P * L}{4}$$

$$M = \frac{160828.8889 * 1.55}{4}$$

$$M = 62321.194 \text{ kg - m}$$

Calculemos modulo de la sección

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32} = 0.0982 d^3$$

Con la ecuación

$$T = \frac{M}{I/C}$$

Con el mismo tipo de material acero 10450 CD.

$$T = \frac{62321.194}{0.0982 d^3}$$

Si se despeja d. se tiene

$$d = \sqrt[3]{\frac{62321.194}{T * 0.0982}}$$

$$d = 0.227 \text{ m} = 227 \text{ mm}$$

$$d = 227 \text{ mm}$$

Según catalogos revisados para el diseño de la máquina en mención, con la longitud afectiva de trabajo en (mm) y el espesor del material en (mm) podemos conocer el diámetro en (mm) del rodillo a utilizarse y el peso del mismo Segun catalogos.

Longitud efectiva de trabajo (mm) 1550
 Espesor máximo de la chapa metálica
 (mm) 15 Diámetro del rodillo (mm)
 280 Peso aproximado (Kgs) 6000

Con estos datos podemos seleccionar la distancia entre apoyo o rodillos inferiores de la máquina distancia entre apoyos 500mm.

En este diseño se han probado diferentes valores de distancia entre apoyos (o rodillos inferiores), para de esta manera poder seleccionar el diámetro de los rodillos más adecuado para nuestro propósito .

DATOS DE DISEÑO.

- Longitud efectiva de trabajo 1550 mm.
- Espesor máximo de la chapa metálica 15mm.
- Diámetro del rodillo 280mm.
- Peso aproximado del rodillo 6000Kg.
- Distancia entre apoyos (o rodillos inferiores) 500mm.
- Carga máxima 277912.32Kg.

Consecuentemente, la máxima carga que se debe aplicar sobre la chapa metálica para flexarla 100mm, es 277912.32 Kg, y esta directamente relacionada con el esfuerzo a la flexión del material del rodillo seleccionado, $T_y = 77$ Kpsi.

que es un tipo de material difícil de encontrarlo en nuestro medio, para poder escoger o cambiar el tipo de material del rodillo será necesarios cambiar las condiciones de diseño, acotando los siguiente.

Para rolar chapa metálica de espesor de 15mm. el Y_{max} admisible será igual a 70mm.

CONDICIONES DEL DISEÑO.

- $I = 3.43 \times 10^7 \text{ m}^4$
- $E = 2.11 \times 10^{10} \text{ Kg/m}^2$
- $L = 500 \text{ mm}$
- $Y_{max} = 70\text{mm}$
- ESPESOR DE CHAPA METALICA 15mm.

Calculamos la fuerza máxima que se debe ejercer sobre la chapa metálica para flexarla 70mm.

$$P = \frac{Y_{\max} * 48 * E * I}{L^3}$$

$$P = \frac{0.70 * 48 * 2.11 \times 10^6 * 3.43 \times 10^{-8}}{(0.5)^3}$$

$$P = 194538.63 \text{ Kg}$$

El momento máximo estará localizado justamente a la mitad de su longitud tal como se muestra en la Fig. 3.4.

$$M = \frac{PL}{4}$$

$$M = \frac{194538.63 * 1.53}{4}$$

$$M = 75382.94 \text{ Kg.m}$$

Aplicamos la ecuación que establece que el esfuerzo por flexión es directamente proporcional a la distancia y , desde el eje neutro y al momento flexionante M . Se acostumbra hacer la sustitución $C = y_{\max}$

$$T = \frac{Hc}{I}$$

Calculamos el modulo de la sección

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32} = 0.0982 d^3$$

$$T = \frac{M}{I/C}$$

$$T = \frac{75382.94}{0.0982 d^3}$$

Despejando tenemos :

$$d = \sqrt[3]{\frac{75382.94}{T * 0.0982}}$$

Si se constituye $T_y = 3.7 \times 10^7$ Kg /m laminado en frio, que es el esfuerzo a la flexión del material elegido para nuestro diseño el cual existe con mayor seguridad en nuestro medio.

$$d = \sqrt[3]{\frac{75382.94}{3.7 \times 10^7 * 0.0982}}$$

$$d = 0.27478 \text{ m}$$

$$d = 274.7 \text{ mm}$$

El diámetro nominal del eje de acero existe en el mercado cuyo correspondiente diámetro se aproximará al determinado es el de 280 mm.

DATOS DE DISEÑO.

- L = 500 mm
- d = 280 mm
- Lefec = 1550 mm
- Peso Aprox = 6000 Kg.
- Tipo material = AISI C1024.
- $T_y = 3.7 \times 10^7 \text{ Kg} / \text{m}^2$

DISEÑO DEL RODILLO POR RESISTENCIA A LA FATIGA.

Cuando las piezas de una máquina fallan estáticamente, por lo general sufren una deformación muy grande debido a que el esfuerzo excedido a la resistencia de fluencia.

Entonces debe reemplazarse antes de que ocurra la ruptura. Por tanto, muchas fallas estáticas son visibles y se detectan anticipadamente, pero una por fatiga no da señal alguna es repentina y total, y por lo tanto, peligrosa. El diseño de la máquina contra fallas estáticas es relativamente sencillo, pues los conocimientos actuales sobre el asunto son bastante completos. Pero la fatiga es un fenómeno mucho más complicado, solo explicado parcialmente, y sin un ingeniero pretende ascender a la cima de su profesión debe adquirir tanto conocimiento de la materia como sea posible.

CONDICIONES DE DISEÑO.

$$P = 6000 \text{ Kg.}$$

$$d = 280 \text{ mm}$$

$$L = 1550 \text{ mm}$$

$$S_{ut} = 80 \text{ Kpsi}$$

De la Figura 3.5 se ve que probablemente

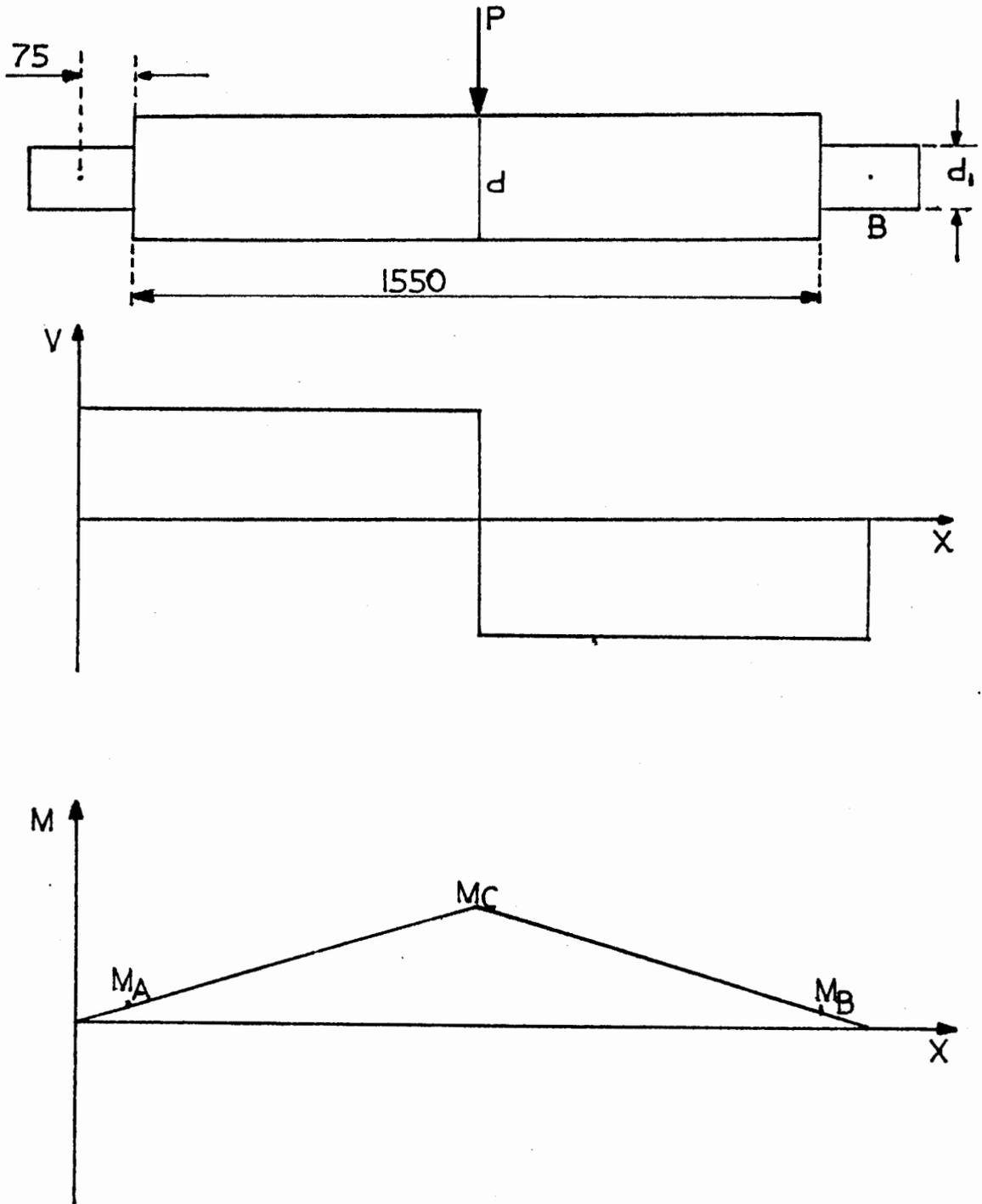


Fig 3.5 DIAGRAMA O MOMENTO MAXIMO PARA DISEÑO DE RODILLO POR RESISTENCIA A LA FATIGA.

ocurrirá una falla en el punto A ó en el punto B que corresponde a una menor sección transversal , y mayor concentración de esfuerzo. No es probable que la falla se produjera bajo la carga P aunque el máximo momento ocurre en este sitio. Esto se debe a que tal punto no hay concentración de esfuerzo y la sección transversales mayor .

En el caso de INGENIERIA DE DISEÑO, se dispone de varias opciones. Si el costo de proyecto lo justifica, deben emplearse procedimientos experimentales para obtener la media y la desviación estandar del límite de fatiga. Otro método es el de considerar una amplia desviación estandar como en la ecuación siguiente :

$$S_e = 0.5 S_{ut} \quad S_{ut} = < 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}$$

$$S_e = 100 \text{ Kpsi (700 MPa) } \quad S_{ut} =$$

$$> 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}$$

$$S_e = 0.5 \quad S_{ut}$$

$$S_e = 0.5 * 80 = 40 \text{ Kpis} = 280 \text{ MPA.}$$

Para el diseño por resistencia a la fatiga se ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite a la fatiga. Para tener en cuenta las más importantes, de estas condiciones se han empleado una diversidad de factores de modificación de la resistencia a la fatiga son (Apéndice A) .

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e.$$

- $K_a = 0.75$ Factor de Superficie
- $K_b = 1.189 d^{-0.087}$ Factor de tamaño correspondiente al punto A
- $K_c = 1$ Factor de confiabilidad se toma siempre el 50% a menos que se de un valor específico.
- $K_d = 1$ Factor de temperatura asumido pues que nada se ha establecido acerca de la temperatura.

Luego, utilizamos la (Fig. A. 3), se calcula para el punto C.

$$\frac{D}{d} = \frac{280}{160} = 1.75$$

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{160} = 0.0625$$

d, r asumimos para diseño

Se obtiene $k_T = 1.8$. A continuación, entrando a la (Fig. A-4), $s_{UT} = 80$ kPS, (560 MPA).

Se determina $q = 0.85$. Así el factor de reducción de resistencia a la fatiga resulta

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0.8(1.8 - 1) = 1.64$$

En consecuencia, el factor de modificación por la concentración de esfuerzo vale

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1.64} = 0.609$$

$K_e = 0.824$ Factor de concentración del esfuerzo el límite de resistencia en el punto C. es.

$$Se = Ka Kb Ke Se'$$

$$Se = 0.75 * 0.73 * 0.609 * 280$$

$$Se = 93,47 \text{ MPA}$$

Ahora bién, para determinar el esfuerzo en C el momento flexionante vale

$$MC = \frac{P*L}{4}$$

$$MC = \frac{8000 * 1.55}{4}$$

$$MC = 2325 \text{ Kg-m}$$

El modo de la sección es.

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (0.96)^3}{32}$$

$$\frac{I}{C} = 4.02 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

En consecuencia el esfuerzo resulta

$$T = \frac{M}{I/C} = \frac{2325}{4.02 \times 10^{-4}} = 5.783 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{mg}} =$$

$$56.68 \text{ MPA}$$

Ya que el esfuerzo es menor que el

límite de fatiga la pieza tendrá vida infinita.

$$n = \frac{S_e}{T}$$

$$n = \frac{93.47}{56.68}$$

$$n = 1.65$$

tomemos un valor nuevo de d y r asumimos para el diseño.

$$d = 200$$

$$r = 10$$

$$S_{ut} = 80 \text{ Kpsi}$$

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

$$S_e = 0.5 * 80 = 40 \text{ Kpsi} = 280 \text{ MPA}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e \quad K / S_e'$$

$$K_a = 0.75$$

$$K_b = 1.189 d^{.0097}$$

$$K_b = 0.711$$

$$K_b = 1$$

$$K_b = 1$$

Utilizando la Figura A - 3 se calcula para el punto .C

$$\frac{D}{d} = \frac{280}{200} = 1.4$$

$$\frac{r}{a} = \frac{10}{200} = 0.05$$

Se obtiene $K_t = 2$. A continuación, entrando a la figura A-4 con $S_{ut} = 80$ Kpsi (560 MPA), se determina $q = 0.8$. Así, el factor de reducción.

De resistencia a la fatiga resulta

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0.8 (2 - 1) = 1.8$$

En consecuencia el factor de modificación por la concentración de esfuerzo vale

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1.8} = 0.55$$

$$K_e = 0.55$$

El límite de resistencia en el punto C es .

$$S_e = K_a K_b K_c S_e'$$

$$S_e = 0.75 * 0.711 * 0.55 * 280$$

$$S_e = 82.1205 \text{ MPA.}$$

Ahora bien, para determinar el esfuerzo en C el momento flexionante vale.

$$M_c = \frac{P \times l}{4}$$

$$M_c = \frac{6000 \times 1.55}{4}$$

$$M_c = 2325 * 1.55$$

El momento de la sección es.

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (0.2)^3}{32}$$

$$\frac{I}{C} = 7.85 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

En consecuencia el esfuerzo resulta

$$T = \frac{M}{I/C} = \frac{2325}{7.85 \times 10^{-4}} = 2.96 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 29 \text{ MPa}$$

Ya que el esfuerzo es menor que el límite de fatiga, la pieza tendrá vida infinita.

$$n = \frac{S_e}{T}$$

$$n = \frac{82.1205}{29}$$

$$n = 2.833$$

El factor de seguridad $n = 2.833$ es un valor confiable Para nuestro diseño, por lo tanto los valores en los cuales basaremos nuestro diseño son :

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

$$r = 10.$$

**CALCULOS DE LAS REACCIONES EN LOS
ESTREMOS DEL RODILLO EN SU CARGA MAXIMA.**

Datos de diseño.

$$L = 1.550 \text{ m}$$

$$P = 194538.63 \text{ Kg}$$

Como podemos darnos cuenta claramente en la (Fig. 3.6) de que, la carga maxima está justamente ubicada a $L/2$ de la longitud total (efectiva) del rodillo, lo cual implica de que, las reacciones en sus extremos serán iguales a $P/2$ entonces cabe anotar lo siguiente.

$$RA = RB = P/2$$

$$RA = \frac{194538.63}{2} = 97269.312 \text{ Kg}$$

$$RB = \frac{194538.63}{2} = 97269.312 \text{ Kg}$$

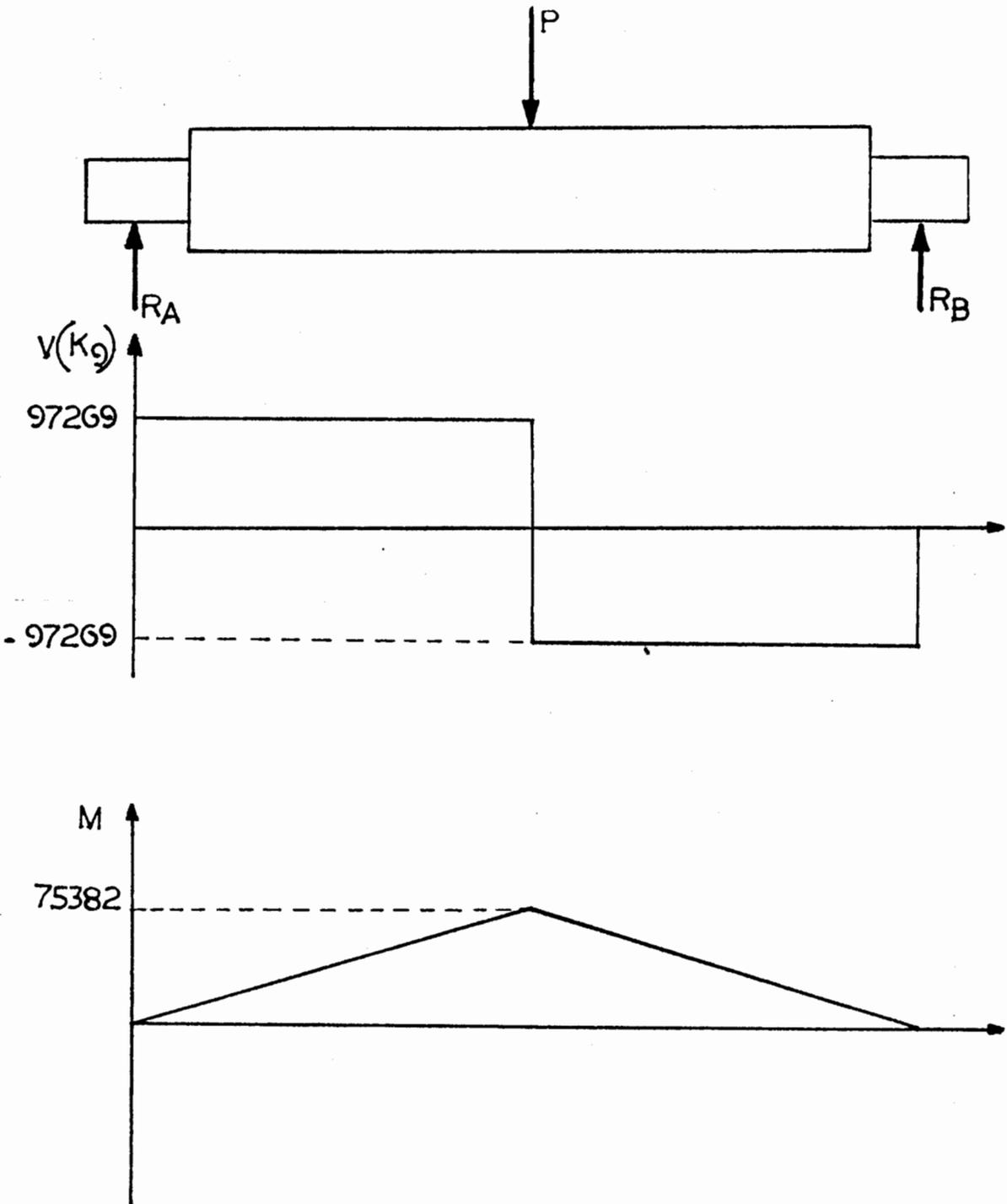


Fig. 3.6 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL RODILLO SUPERIOR PARA EL CALCULO DE LAS REACCIONES EN SUS EXTREMOS EN SU CARGA MAXIMA.

$$M = \frac{PL}{4}$$

$$M \text{ MAX} = \frac{194538.83 * 1.550}{4} =$$

$$75382.94 \text{ Kg -m}$$

CALCULO DE LAS REACCIONES CON EL PESO PROPIO DEL RODILLO.

Consideramos primeramente apoyos simples en los puntos A y B con la respectiva carga en el centro de su longitud, a continuación anotamos el correspondiente diagrama de cuerpo libre y el calculo de las reacciones a sus apoyos A y B para de esta manera poder graficar los diagramas de cortante y momento flexionante (FIG. 3. 7)

- P = 6000 Kg, peso propio del rodillo superior

- L = 1550 longitud efectivo de rolado

$$R_A = \frac{P}{2} = \frac{6000}{2} = 3000 \text{ Kg}$$

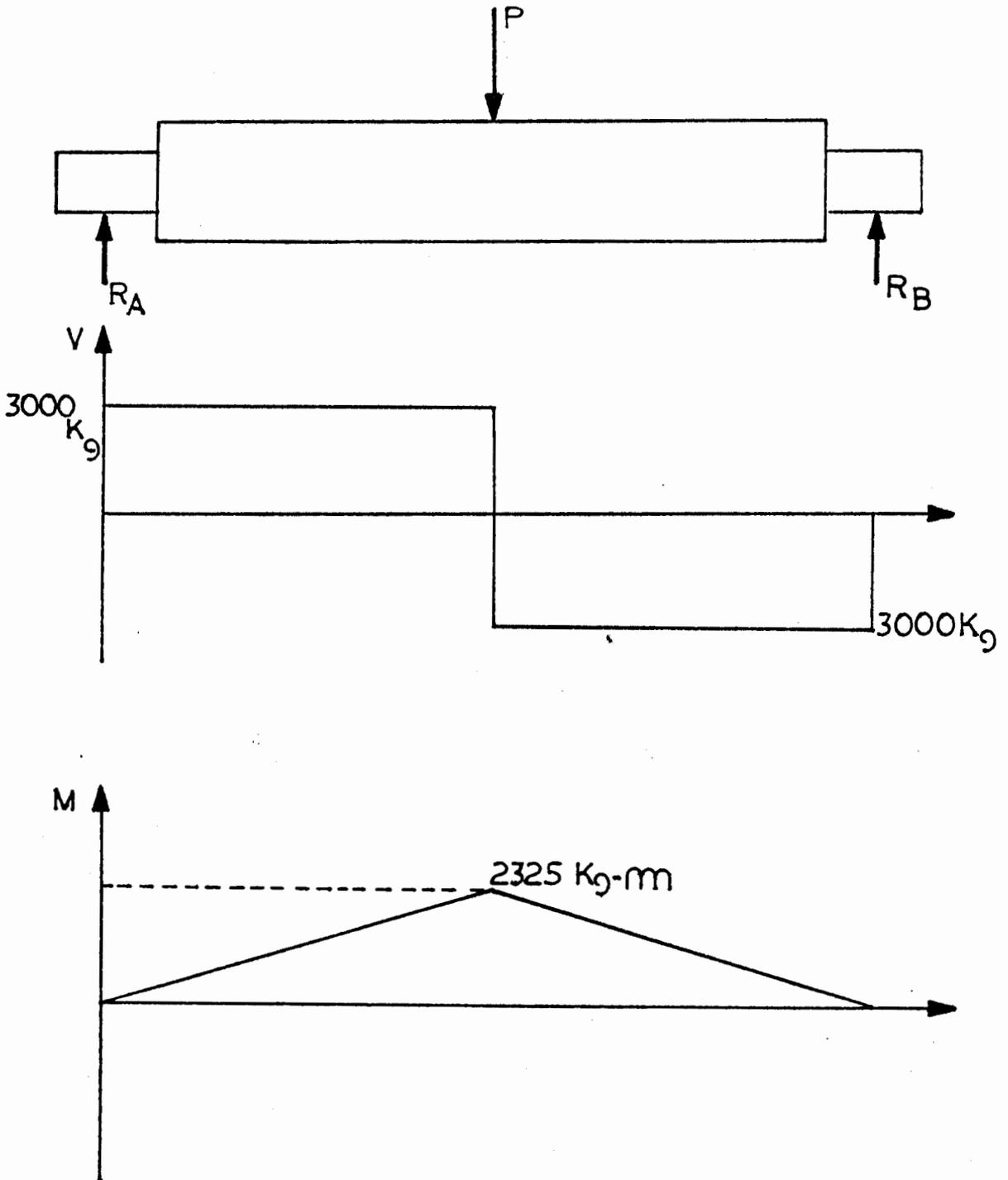


Fig. 3.7. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL RODILLO SUPERIOR SIMPLEMENTE APOYADO.

$$RB = \frac{P}{2} = \frac{6000}{2} = 3000 \text{ Kg}$$

$$M = \frac{PL}{4} = \frac{800 * 1.550}{4} = 2325 \text{ Kg-m}$$

A continuación calculamos la distancia necesaria a la cual debería colocarse el apoyo D, para evitar que se produzca el bolteo del rodillo superior cuando se retire el apoyo B, para de esta manera poder deslizar o retirar por ejemplo, un cilindro el cual ha sido rolado en la máquina el cual, necesariamente debe ser soldado sobre la misma máquina (Fig. 3.8).

Calculamos a que distancia sobre la recta estará ubicada la carga equivalente del sistema. El centro de gravedad de un triángulo. (TABLA A.2)

$$X = \frac{h}{3}$$

$$X = \frac{1.55}{3} = 0.5166 \text{ m.}$$

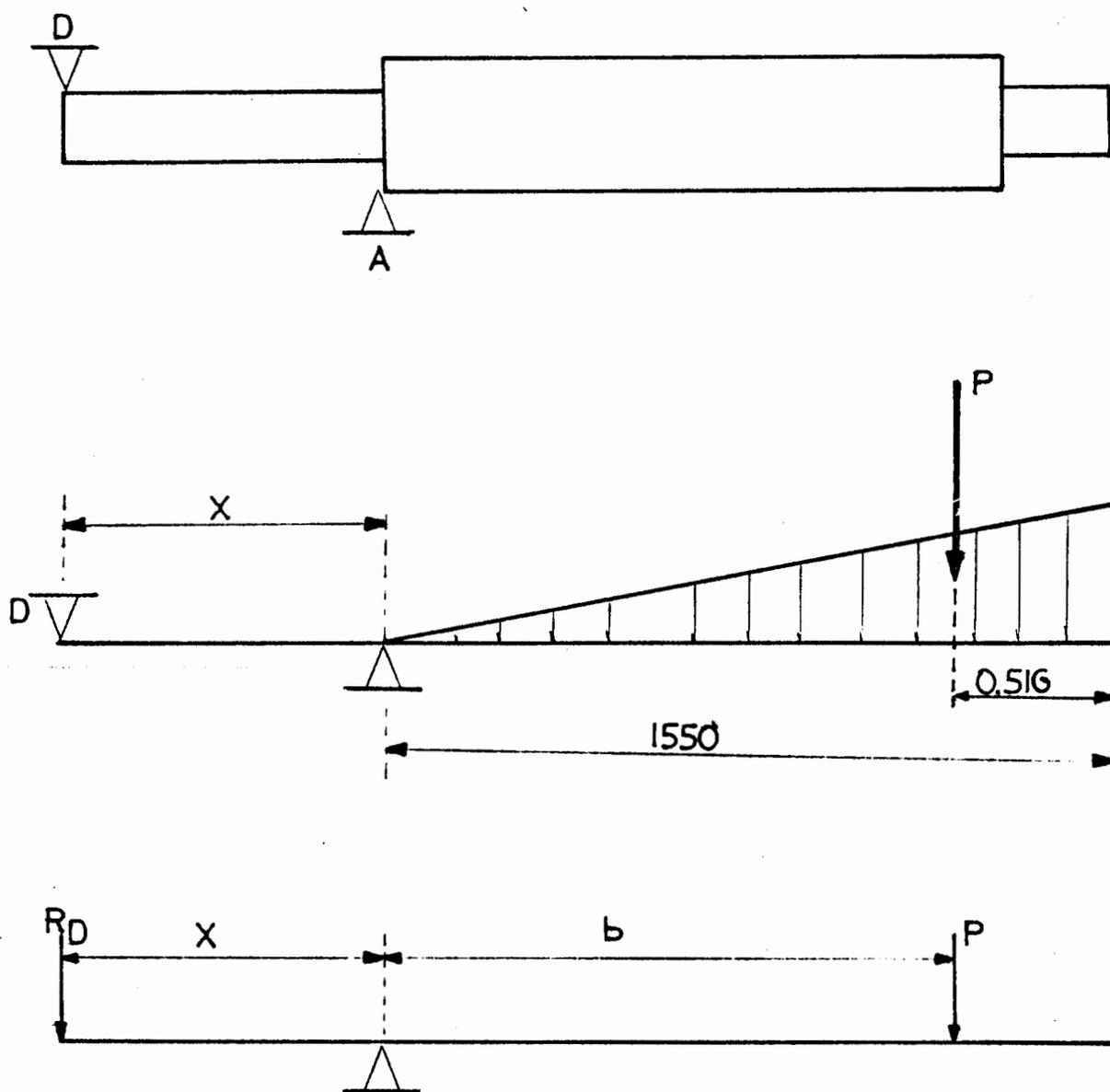


Fig. 3.8 DIAGRAMA DE CARGA DISTRIBUIDA DEL RODILLO SUPERIOR.

Con este dato procedemos a ubicar la carga equivalente en el punto indicado. La condición para mantener el equilibrio es que la distancia b necesariamente debe ser igual a la distancia, X , y además que la magnitud de la relación de RD debe ser igual a la magnitud de P , para de esta manera poder obtener una sumatoria de momentos iguales a cero.

$$b = 1.55 - 0.51$$

$$b = 1.033$$

$$X = 1.033$$

3.2.2 TORNILLOS DE REGULACION.

Los tornillos de fuerza son dispositivo que se utilizan en las máquinas las vandas para convertir un movimiento angular en movimiento lineal y transmitir así generalmente fuerza o potencia. (Así siempre - se emplean para nudillos o tornillos de avances de tronos, y para tornillos de bancos prensas y gatas.

En la (Fig. 3.9), se muestra un tornillo de potencia de rosca cuadrada, de un solo filete, que tiene un diámetro medio d_m , un paso p , un ángulo de avance L y un ángulo de helice soporte una carga axial de compresión F . como se puede ver en la figura 3.4 se transmite una fuerza F a una tuerca y a través de un tornillo de rosca cuadrada. Ahora se determinará los esfuerzos producidos en la rosca de la tuerca y en la rosca del tornillo las cuales podrian ocasionar las falla en ellas, por ejemplo por fluencia.

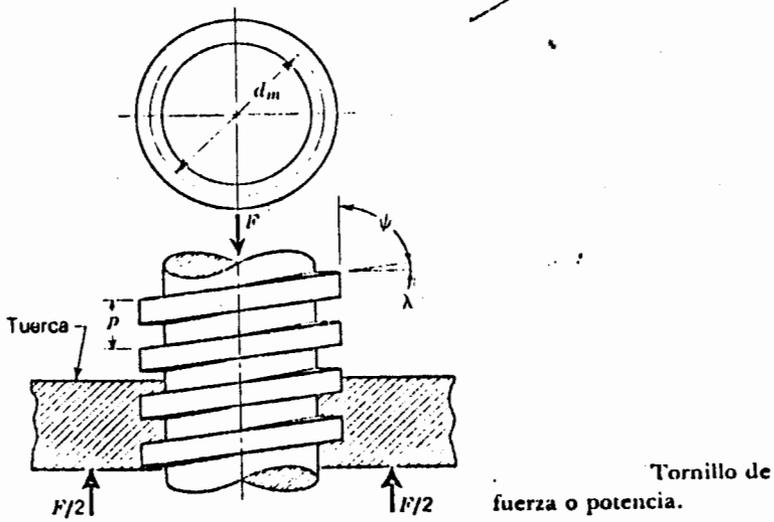
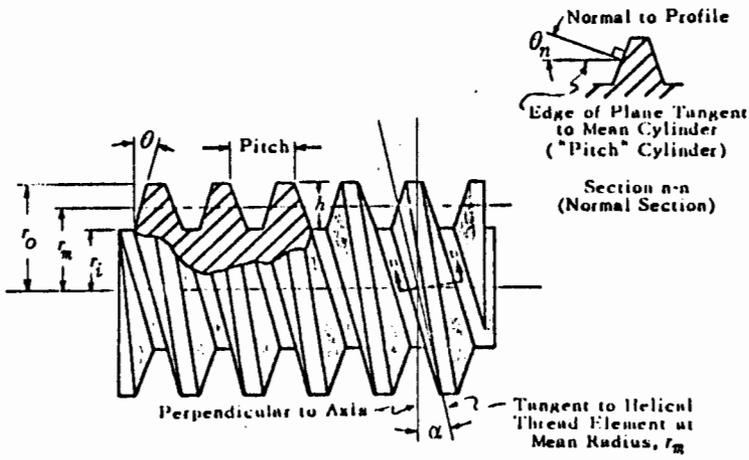


Fig. 3.9 TORNILLO DE FUERZA O POTENCIA

Si se supone que la carga está distribuida uniformemente a lo largo de la altura de la tuerca h , y que los hilos de la rosca del tornillo fallarían por cortante sobre el diámetro menor, entonces el esfuerzo cortante medio en esta rosca es .

$$T_c = \frac{2F}{\pi d r h}$$

DATOS DE DISEÑO.

$$h = 76 \text{ mm}$$

$$F = P/2$$

MATERIAL ACERO 1010 CD

$$S_Y = 44 \text{ Kpsi}$$

$$S_y = 308 \text{ MPA}$$

$$h = \text{Valor asumido para el diseño}$$

debe formarse muy encuentra que estos son esfuerzos medios y por lo tanto se deben usar coeficientes de seguridad

$$n > 2.$$

$$n = 2.2.$$

$$T_c = \frac{2 F}{\pi d r h}$$

$$T_c = \frac{2 P/2}{\pi d r h}$$

$$T_c = \frac{2 * 194538.63 / 2}{\pi * dr * 0.076}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\max}$$

$$S_{sy} = 0.5 \quad S_y$$

$$n = \frac{0.5 \quad S_y}{T_c \max}$$

$$T_c \max = \frac{0.5 * 308}{2.2}$$

$$T_c \max = 70 \text{ MPA.}$$

$$70 \times 10^6 = \frac{2 * 194538.63 / 2 * 9.8}{\pi * dr * 0.076}$$

despejando dr tenemos

$$dr = 0.114 \text{ m.}$$

$$dr = 11.4 \text{ cm.} = 114 \text{ mm.}$$

Elegimos una nueva altura de tuercas y calculamos nuestro nuevo dr.

$$h = 100 \text{ mm.}$$

$$T_c = \frac{2F}{\pi dr h}$$

$$T_c = \frac{2 * 194538.63 / 2}{\pi * dr * 100}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{T_c \text{ max}}$$

$$S_{sy} = 0.5 S_y$$

$$n = \frac{0.55 y}{T_c \text{ max}}$$

$$T_c \text{ max} = \frac{0.5 * 308}{2.2}$$

$$T_c \text{ max} = 70 \text{ MPA}$$

$$70 \times 10^6 = \frac{2 * 194538.63 / 2 * 9.8}{\sigma * d_r * 100}$$

Despejando d_r tenemos

$$d_r = 0.0866 \text{ m} = 8.6 \text{ cm} = 86 \text{ mm}$$

Con el d_r calculado podemos encontrar en el (TABLA A.3) el valor mas proximo superior al calculado para luego con estos datos proseguir el diseño del tornillo de potencia.

De la tabla (Tabla A.3), Tenemos

$$d = 90 \text{ mm}$$

$$p = 6$$

serie paso basto

como se puede observar en la(Fig.3.10)

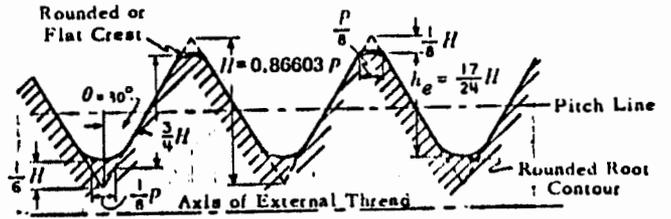
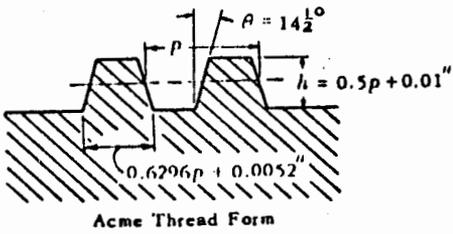
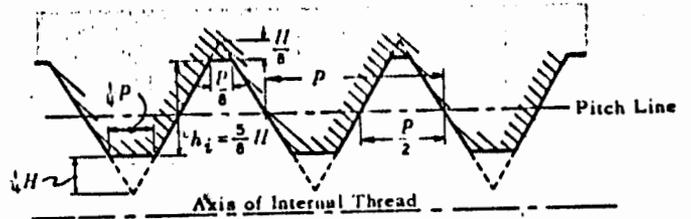
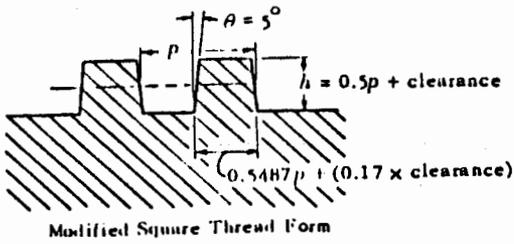


Fig. 3.10 a) ROSCA AMERICAN NATIONAL O UNIFICADA
 b) ROSCA CUADRADA
 c) ROSCA ACME.

$$d = d_r + p/2$$

$$d = 86 + 6/2$$

$$d = 89 \text{ mm}$$

diametro del tornillo de potencia
seleccionado es el siguiente:

$$d = 90 \text{ mm}$$

$$p = 6 \text{ mm}$$

profundidad y el ancho de la rosca son
iguales a la mitad del paso, segun la
figura 3.10

$$d = d_r + p/2$$

$$d = 86 + 6/2$$

$$d = 89 \text{ mm}$$

diametro del tornillo de potencia
seleccionado es el siguiente.

$$d = 90 \text{ mm}$$

$$p = 6 \text{ mm}$$

Profundidad y el ancho de la rosca son
iguales a la mitad del peso sigue la
figura 3.10 osea 3 mm.

$$d_m = d - p/2 = 90 - \frac{6}{2} = 87 \text{ mm}$$

$$d_r = d - p = 90 - 6 = 84 \text{ mm}$$

$$l = n * p = 1 * 6 = 6 \text{ mm}$$

Aplicando la ecuación de torsión para tornillos de roscas cuadrada, se tiene que el momento de torsión requerido para hacer que el tornillo gire contra la carga es (Fig. 3.11 a).

$$T_s = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{1 + \pi \mu d_m}{\pi d_m - u_l} \right)$$

DATOS DE DISEÑO.

$$F = p/2 = 194538.63 / 2$$

$$F = 97269.315 \text{ Kg} = 9.53 \times 10^5 \text{ N}$$

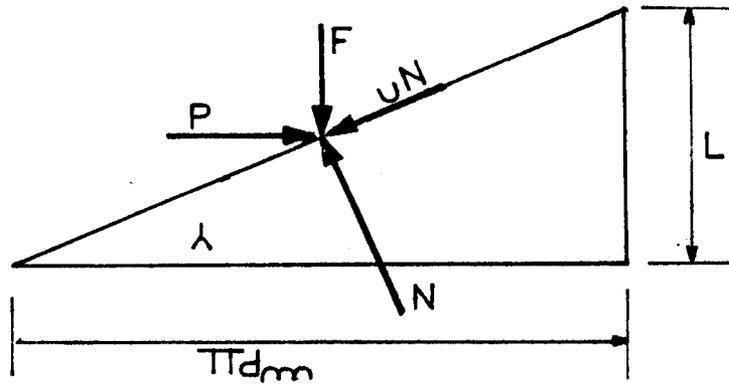
$$d_m = 87 \text{ mm} = 0.087 \text{ m}$$

$$l = 6 \text{ mm} = 6 \times 10^{-3} \text{ m}$$

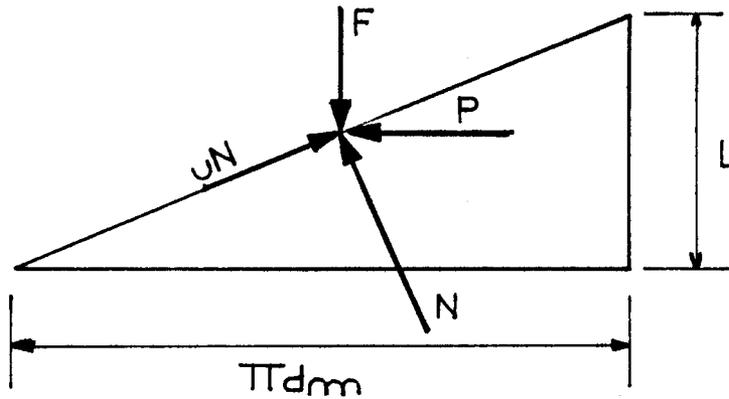
Se ha determinado el intervalo de coeficientes de fricción para el razonamiento entre collarín y rosca en los tornillos de fuerza como .

Superficie sin lubricación 0.40 a 0.80

Superficies lubricadas 0.005 a 0.20



a)



b)

Fig. 3.11 DIAGRAMA DE FUERZAS a) AL SUBIR LA CARGA
b) AL BAJAR LA CARGA

$$u = 0.08$$

$$T = \frac{9.53 \times 10^5 * 0.087}{2} \left(\frac{6 \times 10^{-3} + \pi * 0.08 * 0.087}{\pi * 0.087 - 0.08 * 6 \times 10^{-3}} \right)$$

$$T = 4223.97 \text{ M. m.}$$

Aplicando la ecuación de torsión para tornillo de rosca cuadrada, se tiene que el momento de torsión requerido o necesario para desender la carga, o sea, para hacer que el tornillo gire a favor de ella es. (Fig. 3.11 b).

$$T = \frac{F d_m}{2} \frac{\pi u d_m - l}{\pi d_m + u l}$$

Con los datos de diseño anteriores.

$$T_s = \frac{9.53 \times 10^5 * 0.087}{2} \left(\frac{\pi * 0.08 * 0.087 - 6 \times 10^{-3}}{\pi * 0.087 + 0.08 * 6 \times 10^{-3}} \right)$$

$$T_s = 2402.33 \text{ N.m.}$$

3.2.3 COJINETES.

Constituye un problema constructivo importante el dimensionamiento de los cojinetes.

Una aplicación típica del diseño de cojinetes es la que se ilustra en la (figura 3.12).

Se trata de un eje rotatorio que ha de sostener unos cojinetes montados en A y B, y en los que actúan las cargas indicadas. Es obvio que algunas de las decisiones depende de otros factores, como dimensiones del eje tratamiento térmico, velocidad de rotación y configuración geométrica en general.

Posiblemente razones de orden económicos y de espacio son una restricción para la longitud total a la misma, sabiendo que al diámetro y la longitud de un cojinete dependen de la magnitud de su carga por unidad de longitud. Siendo a la vez indispensable garantizar de dimensiones convenientes a esta parte constituida de la máquina, para que absorba sin sufrir daños, las cargas aplicadas

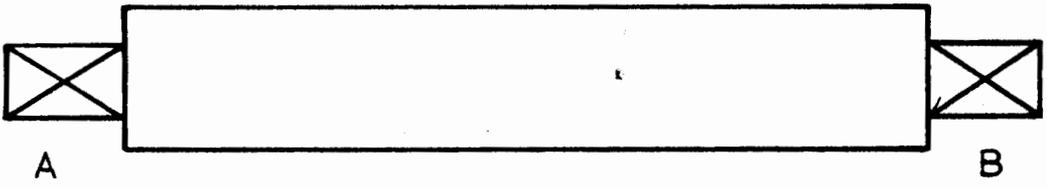


Fig. 3.12 EJE ROTATORIO MONTADO SOBRE COJINETES

durante el proceso o tiempo de trabajo.

Los cojinetes pueden ser un simple agujero formado por trabajo a máquina en un elemento hecho de una cierta aleación. Aún siendo tan sencillo, puede requerir Procedimientos de diseño detallado.

Cuando se habla de cojinetes uno de los factores importantes es el material con que se los fabrica. Los dos requisitos conflictivos de un buen material para cojinetes son que deben tener valores satisfactorios de resistencia a la compresión y a la fatiga para resistir adecuadamente las cargas exteriormente aplicados y deben ser suaves , como bajo punto de fusión y bajos modulos de elasticidad. El segundo grupo de requisitos son para permitir que el material se desgaste o deshaga, puesto que debe adoptarse a ligeras irregularidades así como adherir y soltar particulas

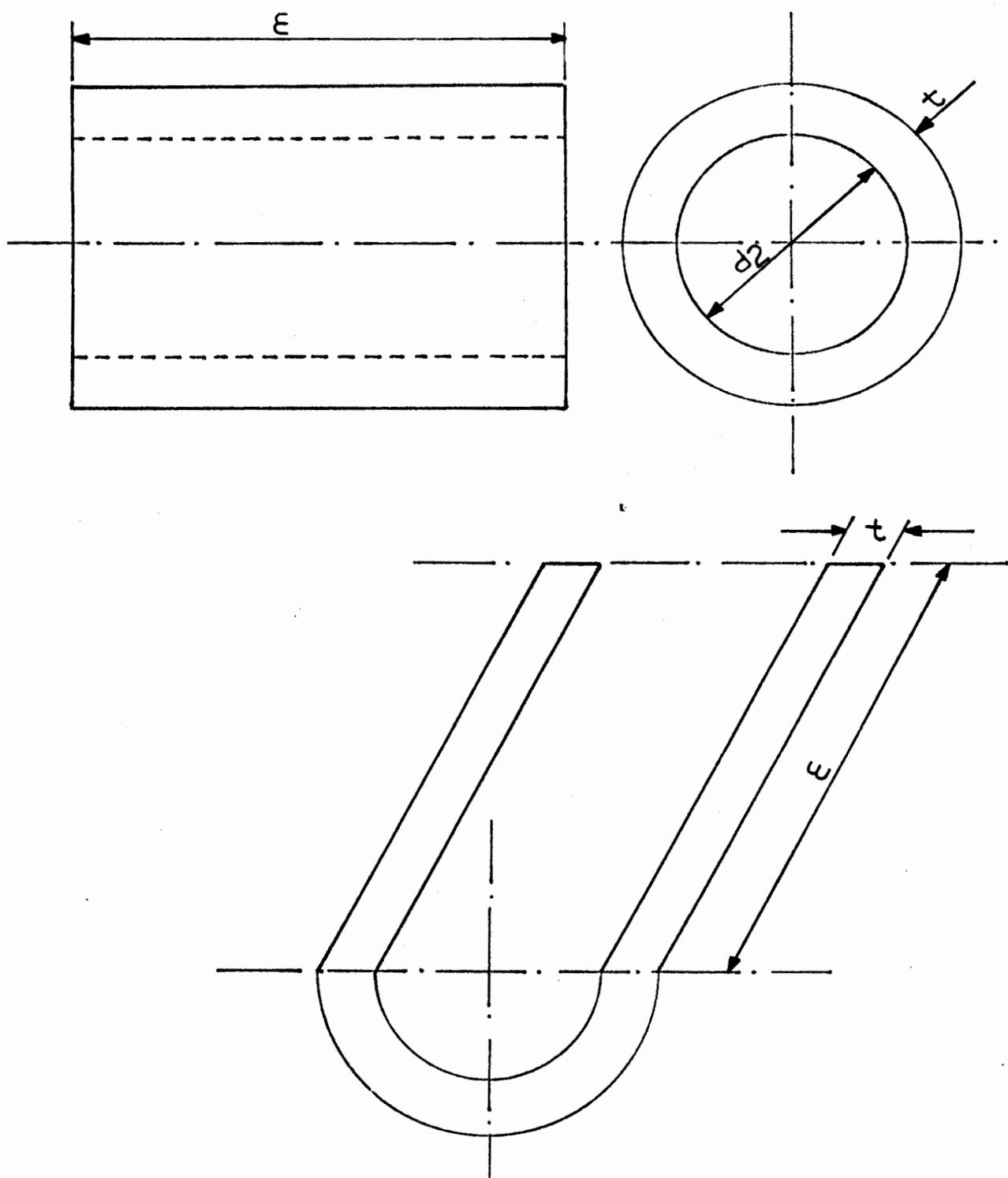


Figura 3.13 AREA PROYECTADA DEL COJINETE

extrañas. También son importantes la resistencia del desgaste y el coeficiente de fricción porque todos los cojinetes tienen que trabajar, al menos en parte, con lubricante de película delgada.

Otras consideraciones que deben hacerse para seleccionar un buen material para cojinetes son su capacidad para resistir a la corrosión y, desde luego, el corte de lubricación del cojinete.

La dimensión de los cojinetes, puede calcular mediante la siguiente ecuación $T = F/A$. valiendonos de las condiciones de aplastamiento que puede sufrir el cojinete, nuestro diseño se basará en ese principio donde el área A, sería el área proyectada.(Fig. 3.13).

DATOS DE DISEÑO.

El bronce al fosforo, que contiene hasta 11 % de estaño y pequeñas

cantidades de fosforo es especialmente resistente a la corrosión. Tiene alta resistencia a la tensión y una alta capacidad de absorción de energía, y también es resistente al desgaste. Estas propiedades lo hacen el material mas útil para la fabricación a cojinetes.

$$S_y = 290 \text{ N/mm}^2$$

$$. n = 2$$

$$. e = 150 \text{ mm}$$

$$. d = 200 \text{ mm}$$

$$. F = \frac{RA}{2} = \frac{194538.63}{2} = 97269.32 \text{ Kg} =$$

$$= 953.2 \text{ KN}$$

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

$$T = \frac{S_y}{n} = \frac{290}{2} = 145 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A = 2t e$$

$$A = 2t * 150$$

$$A = 300 t$$

$$T = \frac{F}{300 t}$$

$$145 = \frac{953.2 \times 10^3}{300 h}$$

$$t = 21.17 \text{ mm}$$

3.2.4 SISTEMA DE TRANSMISION DE MOVIMIENTO.

En casi todas las máquinas hay transmisión de movimiento de rotación de un eje a otro, los engranajes (o ruedas dentadas) constituyen una de las mejores medio disponibles para hacerlo.

Cuando se piensa en que los engranajes del diferencial de un autovil, por ejemplo, trabajan en un recorrido de 100.000 millas o más, antes de que se necesite reemplazarlos o cuando se considera el total de vueltas o

revoluciones que han dado, se aprecia el hecho de que el diseño y la fabricación de estos elementos es algo verdaderamente notable. Por lo general no se advierte que complicados han llegado a ser el diseño, análisis y fabricación de engranajes; esto se debe a que son elementos de máquina de uso muy frecuente y extenso.

CALCULO DE TORQUE MAXIMO AL CUAL ES SOMETIDO EL RODILLO.

DATOS DE DISEÑO.

$$P = 19453.63 \text{ Kg}$$

$$D = 280 \text{ mm.}$$

$$U_s = \text{coeficiente de fricción estático (Tabla A.4)}$$

DESARROLLO. (Fig. 3.14)

$$F = U_s N.$$

$$N = P$$

$$F = U_s * P.$$

$$F = 0.15 * 19453.63 * 9.8$$

$$F = 2.859 \times 10^5 \text{ N.}$$

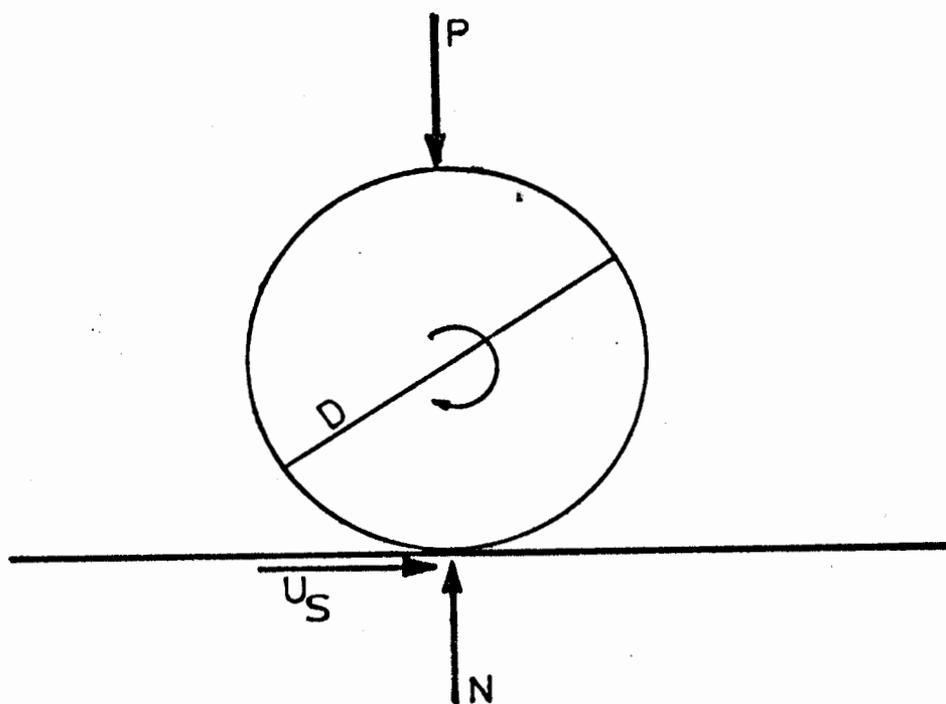


Fig. 3.14. FUERZA ACTUANTES SOBRE LA CHAPA METALICA

$$T = F * d/2$$

$$T = 2.859 \times 10^5 * \frac{0.28}{2}$$

$$T = 4. \times 10^4 \text{ N.m.}$$

$$H = T * w$$

DONDE.

w, para este tipo de maquinaria está dentro de un rango de 8 - 10 RPM.

$$w = 8 \text{ RPM} = \frac{0.837 \text{ Rev}}{\text{S.}}$$

$$H = 4 \times 10^4 * 0.837$$

$$H = 32028 \text{ w}$$

$$H = 42.9 \text{ H.P.}$$

43 HP, es la potencia que requiere el sistema seleccionamos según catálogos.

Bomba Modelo 30

Motor Modelo 30.

El motor eléctrico requerido para mover el sistema hidráulico según (Tabla A 5).

motor eléctrico de 27 HP.

Especificaciones de la bomba.

GP M	22.
R P M	1750.
P S i	2000.

En el caso de una barra macisa, el esfuerzo cortante vale cero en el centro y es máximo en la superficie. La distribución es proporcional al radio P y es:

$$TC = \frac{T_0 \rho}{J}$$

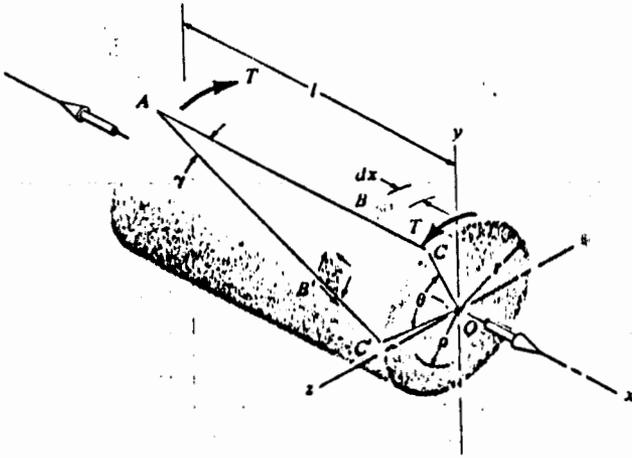
Como se ve en la figura 3.15, se designa por r al radio de la superficie exterior, se tiene.

$$Tc \text{ max} = \frac{T_0 r}{J}$$

Las hipótesis empleadas en el análisis son:

1. - Sobre la barra activa un momento de tensión puro y las secciones transversales analizadas están alejadas del punto de aplicación de la carga.

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$



ig. 3.15 MOMENTO TORSIONANTE SOBRE EL RODILLO.

2. - Las secciones transversales adyacentes originalmente planos y paralelas, permanecen en este estado despues de la torsión, además, toda linea radial permanece recta.

3.- El material cumple la ley de Hooke
Para una sección circular macisa.

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi * (0.28)^4}{32}$$

$$J = 6.03 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$T_c \text{ max} = \frac{\text{Tor}}{J}$$

$$T_c \text{ max} = \frac{4 \times 10^4 * 0.14}{6.03 \times 10^{-4}}$$

$$\text{max} = 9.28 \text{ MPA}$$

Este es el esfuerzo maximo de torsión que debe soportar el rodillo antes de deformarse.

Calculamos ahora el esfuerzo de torsión que soporta el material del cual está constituido

DATOS DE DISEÑO.

$$S_y = 82 \text{ Kp} / \text{mm}^2 = 3.7 \times 10^7 \text{ Kg/m}^2 = 326.6 \text{ MPA}$$

$$S_y = 3.$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\text{max}}$$

$$T_c \text{ max} = \frac{S_{sy}}{n}$$

$$S_{sy} = 0.5 S_y.$$

$$T_c \text{ max} = \frac{0.5 S_y}{n}$$

$$T_c \text{ max} = \frac{0.5 * 326.6}{3}$$

$$T_c \text{ max} = 54.43 \text{ MPA}$$

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES A UTILIZARSE EN EL DISEÑO.

Nomenclatura.

Los engranajes rectos (o de espuela) se emplean para transmitir movimiento de

rotación entre ejes paralelos. Su contorno es de forma cilíndrica circular y sus dientes son paralelos al eje de rotación. La nomenclatura de los engranajes se indica en la (Fig. 3.16).

Para analizar un juego de engranajes, con de determinar la confiabilidad correspondiente a una vida especificada o el factor, de seguridad contra una falla dada, es necesario conocer su tamaño y los materiales de que están fabricados. En esta sección interesará principalmente obtener una estimación preliminar del tamaño de los engranajes que se requieren para soportar la carga dada.

El tamaño del engranaje se obtiene por medio de interacciones, ya que tanto la carga transmitida como la velocidad depende, directa o indirectamente del paso y del número de dientes.

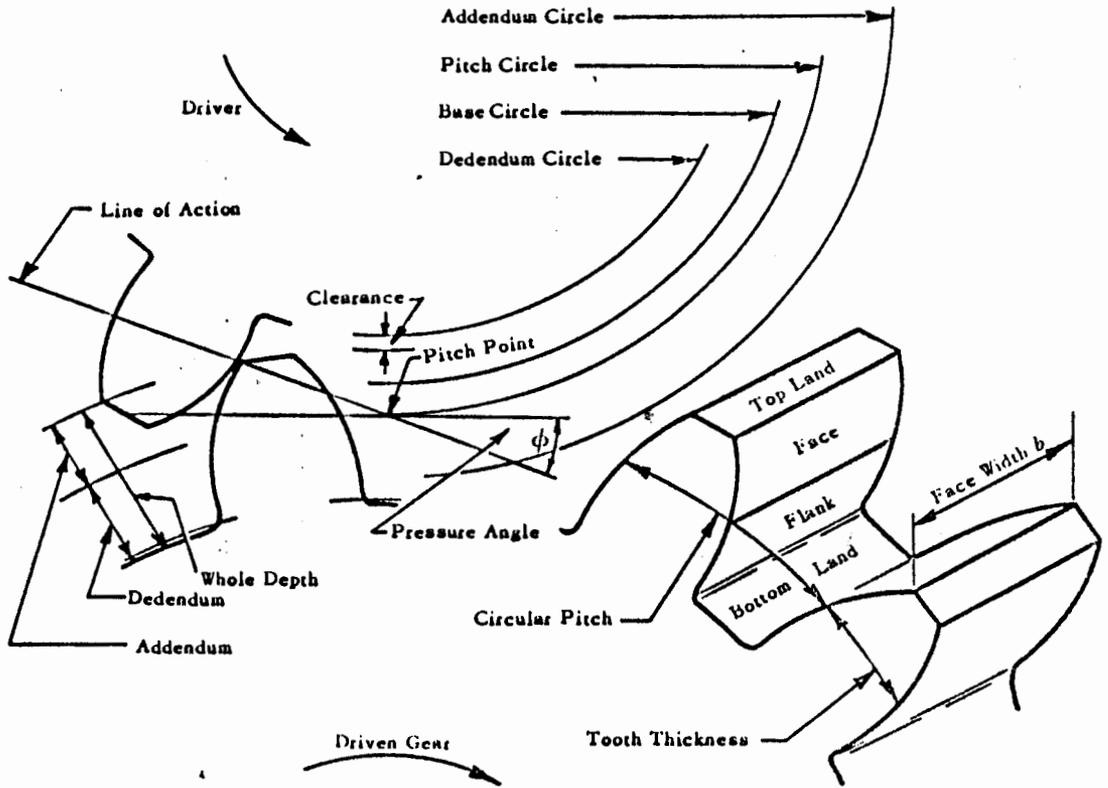


Fig. 3.16 NOMENCLATURA DE LOS DIENTES DE ENGRANAJES

Para analizar un juego de engranajes, con objeto de determinar la confiabilidad correspondiente a una vida especificada o el factor de seguridad contra una falla dada, es necesario conocer su tamaño y los materiales de que están fabricados. En esta sección interesará principalmente obtener una estimación preliminar del tamaño de los engranajes que se requieren para soportar la carga dada.

El tamaño del engranaje se obtiene por medio de interacciones, ya que tanto la carga transmitida como la velocidad depende, directa o indirectamente del paso y del número dientes.

DATOS DE DISEÑO.

- . Potencia 43 HP
- . Angulo de presión más utilizada
 $\theta = 20^\circ$
- . Velocidad angular deseada
 $n = 8 \text{ RPM}$

- . Paso diametral de uso más comun para este tipo de trabajo $P=2$
- . Número de dientes mdel engranaje por dimensionar .
- . El factor de lewis y (TABLA A=6) para el engranaje a dimensionar.
- . material seleccionado G41400 estirado estirado a 1000 F

$$S_y = 131 \text{ Kpsi} = 917 \text{ MPA}$$

- . Factor de seguridad elegido $n = 2$

Calculamos el esfuerzo permisible por flexión el cual resulta de la relación del esfuerzo a la fluencia del material y el factor de seguridad.

$$T_p = \frac{S_y}{n}$$

$$T_p = \frac{131}{2} = 65.5 \text{ kpsi} = 458 \text{ MPA}$$

1.- El diametro de paso d esta dado por la ecuación .

$$d = \frac{N}{p}$$

$$d = \frac{18}{2} = 9'' = 228.6 \text{ mm}$$

- 2.- La velocidad en la línea de paso V
(en pies por minuto) por la
ecuación.

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 9 * 8}{12} = 18.84 \text{ pie/min}$$

$$= 95.70 \text{ mm/seg.}$$

- 3.- La carga transmitida W_t
(en libras) por la ecuación.

$$W_t = \frac{33 \times 10^3 * HP}{V}$$

$$W_t = \frac{33 \times 10^3 * 43}{18.84} = 75318 \text{ lb}$$

- 4.- El factor dinámico K_v , en el caso
de engranajes rectos cuyos dientes
sean acabados por siempre o por
disado, la A6 MA. recomienda la
formula

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v}}$$

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{18.84}}$$

$$K_v = 0.92012$$

5.- La anchura de cara F (en pulgadas)
por la ecuación.

$$F = \frac{W_t * P}{K_v Y T_p}$$

$$F = \frac{75318 * 2}{0.92012 * 0.29327 * 65.5 \times 10^3}$$

$$F = 8.52 \text{ " } = 216.40 \text{ mm}$$

6.- Los valores mínimos y máximos de
anchura de cara.

3p y 5p

$$p = \frac{\pi m}{p} = \frac{\pi}{2} = 1.57$$

$$\text{mínimo } 3p = 4.71$$

$$\text{máximo } 5p = 7.85$$

Podemos notar claramente que estamos
fuera del rango permisible, en este
caso repetimos los pasos del 1 al 6 con
un nuevo número de dientes $N = 20$

$$1.- \quad d = \frac{N}{P}$$

$$d = \frac{20}{2} = 10 \text{ " } = 254 \text{ mm}$$

2.- La velocidad en la línea de paso V
(en pies por minuto) por la

ecuación.

$$v = \frac{\pi d n}{12}$$

$$v = \frac{\pi 10 * 8}{12} = 20.94 \text{ pie/min} =$$

$$106.37 \text{ mm/seg.}$$

3.- La carga transmitida W_t (en libras) por la ecuación .

$$W_t = \frac{33 \times 10^3 * \text{HP}}{v}$$

$$W_t = \frac{33 \times 10^3 * 43}{20.94} = 67765 \text{ lb.}$$

4.- El factor dinámico K_v , en el caso de engranajes rectos cuyos dientes sean acabados por sinfin o alisado, la AGMA recomienda la formula.

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v}}$$

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{20.94}}$$

$$K_v = 0.9161$$

5.- La anchura de la cara F (en pulgadas) por la ecuación.

$$F = \frac{Wt * P}{Kv YTP.}$$

El factor de LEWIS y (Tabla A. 6), para el engranaje a diseñar.

$$y = 0.30769$$

$$F = \frac{67765 * 2}{0.9161 * 0.30769 * 65.5 \times 10^3}$$

$$F = 7.34" = 186.45 \text{ mm}$$

6.- Los valores mínimos y máximos de anchura de cara.

$$\frac{3P \text{ y } 5P}{p} = \frac{\pi}{2} = 1.57$$

$$\begin{array}{ll} \text{mínimo} & 3 = 4.71" \\ \text{máximo} & 5 = 7.85" \end{array}$$

Podemos notar claramente que estamos dentro del rango permisible, pero estamos muy cerca del límite máximo lo cual puede resultar peligroso.

calculamos para $N = 22$

$$1.- d = \frac{N}{p}$$

$$d = \frac{22}{2} = 11" = 279.4\text{mm}$$

2.- La velocidad en la línea de paso
V (en pie por minuto) por la
ecuación.

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 11 * 8}{12} = 23.04 \text{ pie/min} =$$

$$117.043 \text{ mm/seg.}$$

La carga transmitida Wt (en libras)
por la ecuación.

$$Wt = \frac{33 \times 10^3 * \text{HP}}{V}$$

$$Wt = \frac{33 \times 10^3 * 43}{23.04} = 61588 \text{ lb.}$$

4.- El factor dinámico Kv, en el caso
de engranajes rectos cuyos dientes
sean acabados por sinfin o por
alisado, la A6MA recomienda la
formula.

$$Kv = \frac{50}{50 + \sqrt{v}}$$

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{23.04}}$$

$$K_v = 0.91224$$

5.- La anchura de cara F (en la pulgadas) por la ecuación

$$F = \frac{W_t * p}{K_v YTP}$$

el factor de lewis y (Tabla A.6); para el engranaje a diseñar.

$$Y = 0.31997$$

$$F = \frac{61588 * 2}{0.9124 * 0.31997 * 65.5 * 10}$$

$$F = 6.44" = 163.576 \text{ mm}$$

6.- Los valores mínimos y máximos de anchura de cara $3p$ y $5p$.

$$p = \frac{II}{p} = \frac{III}{2} = 1.57$$

$$\text{mínimo } 3p = 4.71"$$

$$\text{máximo } 3p = 7.85$$

Podemos notar claramente que estamos dentro del rango posible, y la solución

de $F = 6.44" = 163.576\text{mm}$. es un valor que esta en el intervalo recomendado.

Debemos elegir el diámetro del engranaje a utilizarse pero para esto nosotros nos podriamos ayudar con la teoría de que todos los engranajes a utilizarse deben ser de igual diámetro, de esta manera nosotros podemos conocer la distancia entre centros del juego de engranajes a utilizar.

Diámetro del engranaje 11 = 280

Distancia entre centros = $\frac{d1 + d2}{2}$

$$D.C = \frac{d1 + d2}{2} = 280\text{mm}$$

$$d1 = d2 = 280 \text{ mm}$$

Seleccionamos el lenguaje con las siguientes características.

$$d = 1"$$

$$N = 22$$

$$P = 2$$

$$Y = 0.31997$$

$$\theta = 20^\circ$$

$$a = 25.4 \text{ mm}$$

$$b = 31.75 \text{ mm}$$

Podríamos poner en discusión del porque seleccionamos el engranaje con las características anotadas anteriormente de la tabla A, y porque no el engranaje de las siguientes características.

$$d = 11''$$

$$M = 22$$

$$P = 2$$

$$y = 0.41883$$

$$\theta = 20^\circ$$

$$a = 20.32 \text{ mm}$$

$$b = 25.4 \text{ mm}$$

Con los datos anotados desarrollamos los pasos del 1 al 6 y obtenemos los siguientes resultados.

$$V = 23.04 \text{ pie/min} = 117.043 \text{ mm/Seg}$$

$$Wt = 61604 \text{ lb}$$

$$KV = 0.91224$$

$$F = 4.92'' = 106.68 \text{ mm.}$$

Los valores **minimos** y **máximos** de anchura de cara.

3p y 5p

$$p = \frac{\pi}{p} = \frac{\pi}{2} = 1.57$$

$$\text{máximo } 3p = 4.71''$$

$$\text{minimo } 5p = 7.85$$

Podemos notar que estamos dentro del rango permisible, que estamos muy cerca el limite minimo lo cual es muy recomendable.

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISION DE MOVIMIENTO POR FATIGA.

Los limites de fatiga para las **materias** de los engranajes se obtienen con los **métodos** anteriores. Los **factores** de **modificación** de la **resistencia** a la **fatiga** para engranajes son (Apendice A)

$$Se' = 0.5 \quad Sut \quad Sut < 200 \text{ Kpsi} (1400 \text{ MPA})$$

$$d = 11" = 280 \text{ mm}$$

$$F = 6.44"$$

$$P = 2$$

$$Kv = 0.9124$$

$$Wt = 61588 \quad 1b$$

DESARROLLO

$$Se = Ka \quad Kb \quad Kc \quad Kd \quad Ke \quad Kf \quad Se'$$

$Ka = 0.675$ factor de superficie debe
corresponder siempre a un
acabado a máquina.

$Kb = 0.832$ Factor a tamaño.

$Kc = 1$ Factor de confiabilidad se
toma siempre el 50%, a
menos que se de un valor
especifico.

$Kd = 1$ Factor de temperatura

$Ke = 1$ Factor de concentración
del esfuerzo. a la fatiga
 Kf ha sido incorporado en

el factor geométrico J .
 como se tiene completamente
 en cuenta, utilícese
 $K_e = 1$ para engranajes.

$K_f =$ factor de efectos diversos
 $K_f = 1.33$

calculamos el límite a la fatiga.

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

$$S_e' = 0.5 * 107$$

$$S_e' = 535.5 \text{ MPA.}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e'$$

$$S_e = K_a K_b K_f S_e'$$

$$S_e = 0.675 \cdot 0.32 \cdot 1.33 \cdot 535.5$$

$$S_e = 399.99 \text{ MPA.}$$

$K_o = 1.00$ factor de sobrecarga

Para la condición de choque uniforme
 en la máquina impulsada, y ($K_m = 1.4$)
 para características de montaje exacto
 por lo tanto con la siguiente ecuación
 se tiene.

$$n_G = K_o K_m n$$

Puede emplearse para calcular el factor de seguridad n_G de los engranajes. En esta fórmula, K_o es el factor de sobrecarga. dos valores recomendados por la AGMA, aparecen en el (Apendice A). El factor K_m es un factor de distribución de carga establecido por la AGMA, que toma en cuenta la posibilidad de que la fuerza que actúa sobre un diente pueda no estar distribuida uniformemente a todo lo ancho de la cara. El factor n es el factor de ordinario, como se definió anteriormente. La AGMA utiliza $n > 2$ para las cargas de fatiga.

$$n_G = 1.00 * 1.40 * N = 1.40N$$

El factor de seguridad n_G es

$$n_G = \frac{S_e}{T}$$

$$T = \frac{w t P}{k_v F J}$$

J = Factor geométrico (APENDICE A)

$$J = 0.3512.$$

$$T = \frac{61588 * 2}{0.9124 * 6.44 * 0.3512}$$

$$T = 59689.84 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} = 411.92 \text{ MPA}$$

$$nG = \frac{S_e}{T} = \frac{399.99}{411.92}$$

$$nG = 0.9710$$

$$nG = 1.400 \text{ m}$$

$$n = \frac{nG}{1400} = \frac{0.9710}{1.40}$$

$$n = 0.695$$

Como se anoto anteriormente de que el factor de seguridad debe ser $n > 2$ para cargas de fatiga en este caso el camino a seguir es el de cambiar de tipo de material y evaluar la ancura de car, con un nuevo factor de seguridad.

DATOS DE DISEÑO.

- . Potencia 43 HP
- . Angulo de presión más utilizado;
 $\theta = 20^\circ$

- . Velocidad angular deseada ; 8 RPM.
- . Paso diametral de uso mas común para este tipo de trabajo $P=2$
- . Número de dientes N del engranaje por dimensionar .
- . El factor de LEWIS Y (Apendice A) para el engranaje a dimensionar.
- . Material seleccionado :
 G 43400 estirado a 600 F
 $S_y = 234$ Kpsi
 $S_{ut} = 260$ Kpsi
- . Factor de seguridad elegido $n = 5$

Calculamos el esfuerzo permisible por flexión el cual resulta de la relación del esfuerzo a la fluencia del material y el factor de seguridad.

$$T_p = \frac{S_y}{n} = \frac{234}{5} = 46.8 \text{ Kpsi}$$

- 1.- El diámetro de paso d está dado por la ecuación .

$$d = \frac{N}{P}$$

$$d = \frac{28}{2} = 14" \quad 355.6 \text{ mm}$$

- 2.- La velocidad en la línea de paso
 V (en pies por minuto) por la
 ecuación.

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$V = \frac{\pi 14 * 8}{12} = 29.33 \text{ pie/min}$$

- 3.- La carga transmitida W_t (en libras)
 por la ecuación.

$$W_t = \frac{33 \times 10^3 * HP}{V}$$

$$W_t = \frac{33 \times 10^3 * 43}{29.33} = 48380.4 \text{ lb}$$

- 4.- El factor dinamico K_v , en el caso
 de engranajes rectos cuyos dientes
 sean acabados por sinfin o por
 alisado, la AGMA recomienda la
 formula.

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}}$$

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{29.33}} = 0.9022$$

5.- La anchura de carga F (en pulgadas) por la ecuación .

$$F = \frac{W_t * p}{K_v Y T P}$$

el factor de LEWIS Y para el engranaje a dimensionar.

$$Y = 0.34790$$

$$F = 6.58" = 7"$$

6.- Los valores maximos y minimos de anchura de cara 3p y 5p.

$$p = \frac{\pi}{p} = \frac{\pi}{2} = 1.57$$

$$\text{minimo } 3 p = 4.71"$$

$$\text{máximo } 5 p = 7.85"$$

Estamos dentro del rango establecido , ahora nos aseguramos de que con estos resultados el engranaje soporta la fatiga.

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

$$S_e' = 0.5 * 260$$

$$S_e' = 130 \text{ Kpsi} = 910 \text{ MPA}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e'$$

$$K_a = 0.635$$

$$K_b = 0.832$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$K_f = 1.50$$

$$S_e = K_a K_b K_f S_e'$$

$$S_e = 0.635 * 0.832 * 1.5 * 130$$

$$S_e = 103.022 \text{ Kpsi} = 721.15 \text{ MPA}$$

$$n_G = K_o K_m n$$

$$K_o = 1$$

$$K_m = 1.4$$

El factor de seguridad n_G es.

$$n_G = \frac{S_e}{T}$$

$$T = \frac{W_t P}{K_v F J}$$

$$J = 0.38212$$

$$T = \frac{48380.4 * 2}{0.9022 * 7" * 0.38212}$$

$$T = 40.09 \text{ Kpsi} = 280.6 \text{ MPA.}$$

$$nG = \frac{721.15}{280.6}$$

$$nG = 1.4n$$

$$n = \frac{nG}{1.4} = \frac{2.58}{1.4} = 1.84$$

$$n = 1.84$$

El factor de seguridad $n = 1.84$ no es satisfactorio para nuestro propósito, el paso a seguir es considerar un nuevo factor de seguridad $n = 5.8$

$$S_p = \frac{S_y}{n} = \frac{234}{5.8} = 40 \text{ Kpsi} = 280 \text{ MPA}$$

5.- Recalculamos el ancho de cara.

$$F = \frac{W_t * P}{K_v * Y * T^3}$$

$$F = \frac{48380.4 * 2}{0.9022 * 0.34790 * 40 \times 10^3}$$

$$F = 7.70'' = 8''$$

6.- Los valores máximos y mínimos de anchura de cara 3 p y 5p

$$p = \frac{\pi}{p} = \frac{\pi}{2} = 1.57$$

$$\text{minimo } 3p = 4.71''$$

$$\text{maximo } 5p = 7.85''$$

Estamos dentro del rango establecido , ahora nos aseguramos de que con estos nuevos resultados el engranaje soporta la fatiga.

Como ya es conocido

$$n_G = K_0 K_m n$$

$$K_0 = 1$$

$$K_m = 1.4 n.$$

$$n_G = 1 * 1.4 n$$

$$n_G = 1.4 n.$$

El factor de seguridad n_G es.

$$n_G = \frac{S_e}{T}$$

$$T = \frac{w_t p}{K_v F J}$$

$$J = 0.38212$$

$$T = \frac{48380.4 * 2}{0.9022 * 8" * 0.38212}$$

$$T = 35.08 \text{ Kpsi} = 245.6 \text{ MPA}$$

$$Se = 103.022 \text{ Kpsi} = 712.15 \text{ MPA}$$

$$nG = \frac{Se}{T} = \frac{712.15}{245.6}$$

$$nG = 2.94$$

$$nG = 1.4 n$$

$$n = \frac{nG}{1.4} = \frac{2.94}{1.4} = 2.097$$

Con $n = 2.097$ es un factor de seguridad para el desarrollo del trabajo.

3.2.5 ESTRUCTURA.

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

facilmente algunos elementos de la misma.

Por este motivo, el proyecto de bancada sera empleando Acero soldado en forma de placas de 15mm de espesor. (ASTM A63 : Sut = 362 MPA, Syt= 234 MPA), ya que este se presta facilidades para la soldadura y maquinabilidad del mismo.

La bancada tiene la forma tropesaidal (Fig. 3.17) con perforaciones en su cuerpo la cuales sirven como alojamiento o apoyos de los extremos de los rodillos como la muestra de la figura 1 ambiendose asignado algunas inyecciones como condiciones de diseño, y asumiendo contra con el propósito de determinar las medidas definitivas, mediante el metodo de prueba y error

CONDICIONES DE DISEÑO.

$$- F_{vcr} = 9.5 \times 10^5 \text{ M}$$

- $L_v = 700\text{mm}$ (longitud efectiva)
- Material Acero A 36
 - $S_{yt} = 234\text{ MPA}; n_y = 1.2$
 - $S_{ut} = 326\text{ MPA}; n_{us} = 1.1.$
 - $E = 2 \times 10^5\text{ MPA}; n_{es} = 1.3$
- Condiciones de diseño es considerar la banchada como una columna con un extremo empotrado y el otro libre
 $C = 1/4$

DATOS DE DISEÑO.

$$h = 150\text{mm.}$$

$$K = 43.35\text{ mm.}$$

$$F_{ver} = 9.5 \times 10^5\text{ N.}$$

$$L/K = 700 / 43.35 = 16.14$$

$$L/k) = (2CTT^2 E / SY)^{1/2}$$

$$L/K)_1 = (2 * \frac{1}{4} * TT^2 * 2 \times 10^5) / 195 \times 10$$

$$L /K)_1 = 71.14$$

En vista de que.

$$L/K < L/K)1$$

Esta es una columna de johnson

Asi

$$P/A = Symin - (Symin/2)^2 (1/CE) (L/K)^2$$

$$P/A = 195 - (195/2)^2 (1/ 1/4 * 2 * 10) (16.14)^2$$

$$P/A = 145.47 \text{ MPA} < Symin = 195 \text{ MPA}$$

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

$$Pperm = 145.47 \times 10^6 * 0.105$$

$$Pperm = 1.52 \times 10^7 \text{ N}$$

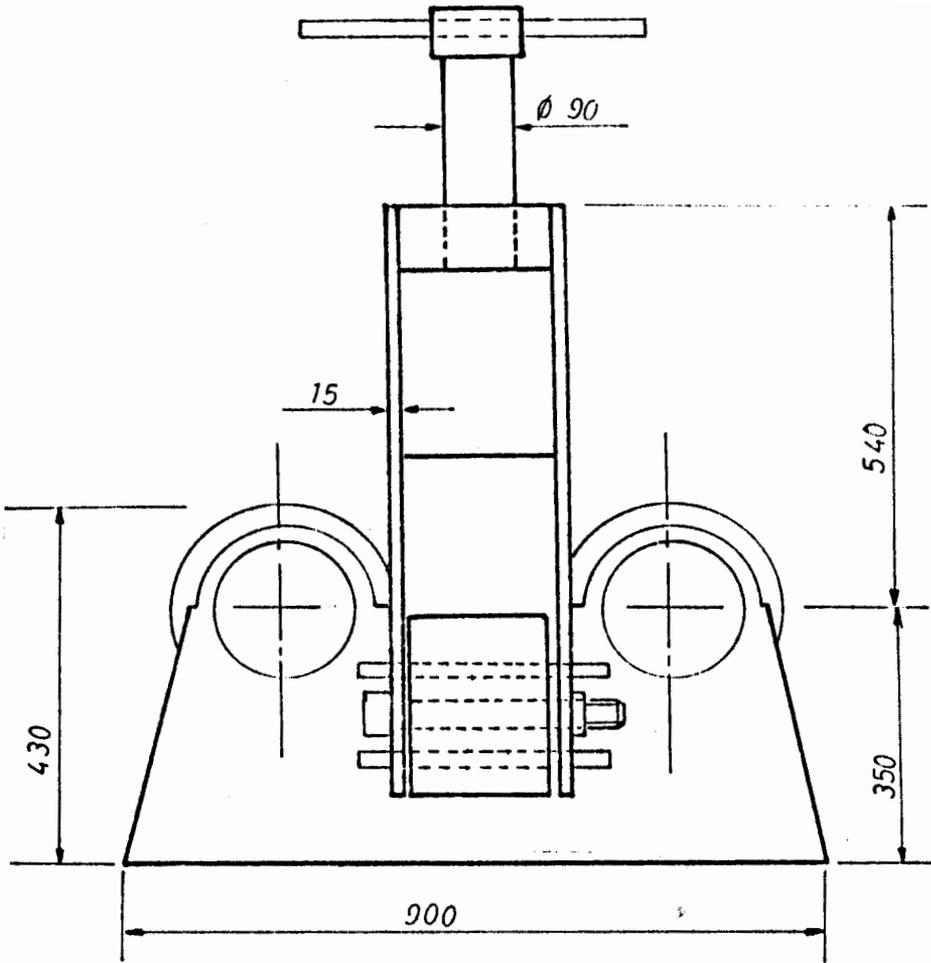
Valor 16 veces mayor al de carga

$$\text{critica } Fv \text{ crit} = 9.5 \times 10^5 \text{ N.}$$

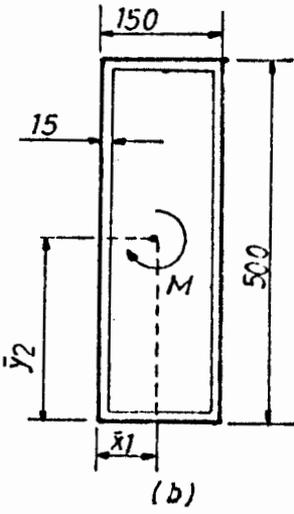
indicativo de que la bancada no fallara como columna.

DISEÑO DE LA SOLDADURA.

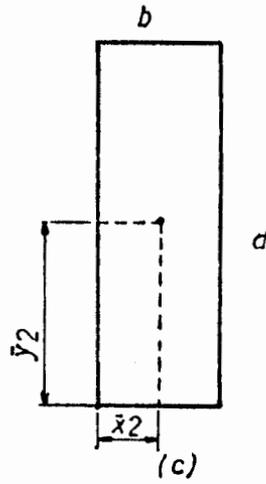
Consideremos la estructura como un cajon cajon rectangular por la simetria del dibujo.



(a)



(b)



(c)

Fig. 3.17 DIMENSIONES GENERALES DE LA ESTRUCTURA

DATOS DE DISEÑO.

$$M = 3.69 \times 10^5 \text{ Nm.}$$

$$t_f = 15 \text{ mm}$$

$$d = 500$$

$$b = 150$$

$$Y_1 = d/2 = \frac{500}{2} = 250$$

$$I = \frac{1}{2} b^3 d + \frac{1}{12} * 0.15 * 0.8^3 =$$

$$1.406225 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

SOLDADURA (FIG. 3.17C)

$$A = 1.414 h (b+d)$$

$$A = 1.414 * 8 \times 10^3 (0.15 + 0.8)$$

$$A = 0.010 \text{ m}^3$$

$$Y_2 = d/2 = \frac{800}{2} = 400 \text{ mm}$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} (3b + d) = \frac{0.8^3}{6}$$

$$(3 * 0.15 + 0.8) = 0.10 \text{ m}^3$$

$$I = 0.707 h I_u$$

$$I = 0.707 * 8 \times 10^3 * 0.10$$

$$I = 5.656 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

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

Cabe destacar que la soldadura debe diseñarse para los esfuerzos de flexión (Tabla A.7). En el caso este tipo de esfuerzos se generan en las fibras interiores de la placa.

$$T_t = \frac{M_c}{I}$$

$$T_t = \frac{3.69 \times 10^5 * \frac{0.15}{2}}{5.656 \times 10^4}$$

$$T_t = 4.89 \times 10^7$$

$$T_c = 0$$

Considerando la carga estadística

$$n = \frac{S_y}{T}$$

$$n = \frac{490 \times 10^6}{4.89 \times 10^7}$$

$$n = 11$$

3.2.6 TENSORES.

El punto de la pieza y el plano particular pasante por dicho punto, que deben ser considerados para determinar las tensiones significativas, deben elegirse de modo que den los valores de estas ultimas donde la falla de la pieza tiene comienso.

CONDICIONES DE DISEÑO.

- $M_c = 37691.47 \text{ Kg-m} = 3.69 \times 10^5 \text{ Nm}$
- Material Acero SAE 3215

RESISTENCIA ALA TENSION

$$135 \text{ Kg/mm}^2 = 1.323 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

DESARROLLO.

En este diseño se probarán diferentes distancias a las cuales se hubiera el tensor, hasta determinar la distancia optima, como se muestra en la (Fig.3.18)

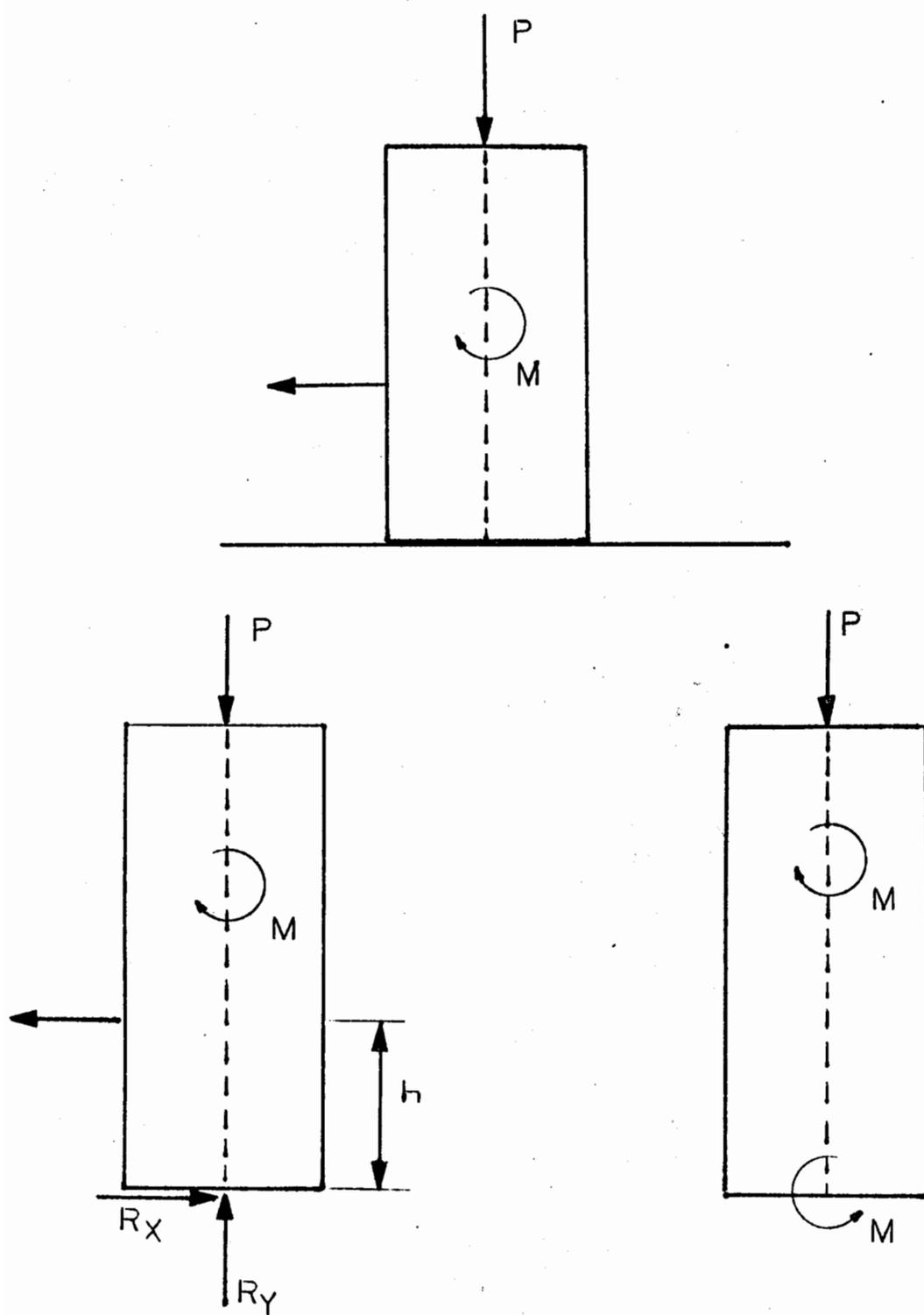


Fig. 3.18 VISTA LATERAL DE LA ESTRUCTURA.

DATOS DE DISEÑO

$$h = 300 \text{ mm.}$$

$$M_o = 0$$

$$M = Ft * 0.30 = 0$$

$$3.69 \times 10^5 - Ft * 0.30 = 0$$

$$Ft = \frac{3.69 \times 10^5}{0.30}$$

$$Ft = 1.23 \times 10^6 \text{ N}$$

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

$$A = \frac{F}{T} = \frac{Ft}{T} = \frac{1.23 \times 10^6}{1.323 \times 10^9}$$

$$A = 9.29 \times 10^4 \text{ m}^2$$

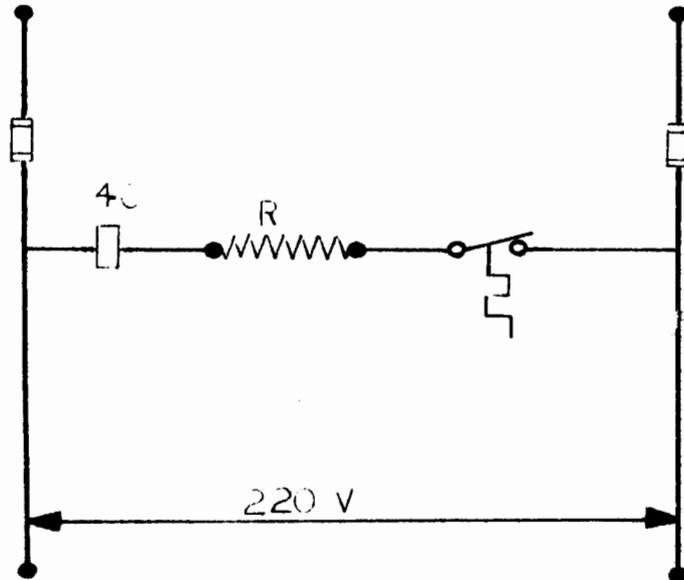
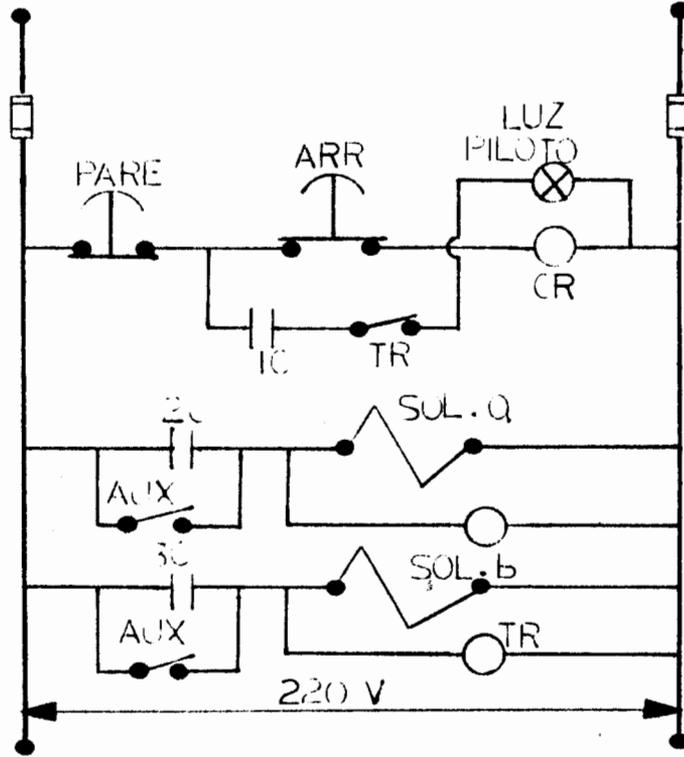
$$A = \pi r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{9.29 \times 10^4}{\pi}}$$

$$r = 17.2 \text{ mm}$$

3.2.7 DIAGRAMAS ELECTRICOS



CAPITULO 4

ANALISIS ECONOMICO

4.1 COSTO DE MATERIALES Y MANO DE OBRA.

MATERIALES.

DESCRIPCION	COSTO (SUCRES)
- RODILLOS	3'102.000,00
- TORNILLOS DE REGULACION	148.982,00
- TUERCAS	7.500,00
- PALANCAS	14.630,00
- COJINETES	250.000,00
- BANCADA	740.000,00
- BASES	800.000,00
- TENSORES	25.700,00
- PASADORES DE SEGURIDAD	7.315,00
- SOLDADURA	14.500,00

EQUIPOS

COSTO (SUCRES)

DESCRIPCION.

- SISTEMA HIDROSTATICO DE TRANSMISION	1'500.000,00
- MOTOR ELECTRICO	950.000,00
- CAJA DE REDUCCION DE VELOCIDAD HIDRAULICA	1'200.000,00
- PULSADOR DE DOS POSICIONES CON LUZ PILOTO	30.000,00
- CONTACTOR DE UNA POSICION	12.000,00
- RESERVORIO DE ACEITE HIDRAULICO	70.000,00
- FILTRO DE ACEITE	2.500,00
- PIRONES DIENTES RECTOS	135.300,00
- ACCESORIOS ELECTRICOS	30.000,00
- ACCESORIOS HIDRAULICOS	50.000,00

M A N O D E O B R A

MECANIZACION.

DESCRIPCION	# HORA	COSTO H/MAQUINA CON OPERADOR	COSTO TOTAL (SUCRES)
- TORNO	52	15.000,00	780.000,00
- SIERRA ALTERNATIVA	5	15.000,00	75.000,00
- TALADRO	4	15.000,00	12.000,00
- FRESADORA	8	15.000,00	120.000,00

SOLDADURA

DESCRIPCION	# HORAS	COSTO H/HOMBRES	COSTO H/MAQ.	COSTO TOTAL
- MAQUINA DE SOLDAR.PARA ELECTRODO REVESTIDO	8	2.000	10.000,00	96.000,00
- MAQUINA SOLDAR SEMIAUTOMATICA	24	2.000	15.000,00	408.000,00

4.2 COSTO DE MONTAJE Y PUESTA A PUNTO.

- MONTAJE		160.000,00
- PUESTA A PUNTO		20.000,00
- SUBTOTAL		11'055.927,00
- GASTOS ADMINISTRATIVOS	15%	1'658.389,00
BENEFICIO	30%	3'316.778,00
COSTO TOTAL		16'031.094,00

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

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

CONCLUSIONES:

1. La investigación llevada a cabo, en lo referente al proceso de ROLADO, determinó factores influyentes en su eficiencia, a los tres que seguidamente se anotan:

- VELOCIDAD 8 RPM.
- ESPESOR DE LA CHAPA METALICA.
- PRESION EN LOS TORNILLOS DE REGULACION.

Parámetros que por su importancia en la efectivización del proceso, representarán la piedra angular del diseño mismo de la máquina.

2. Los análisis cumplidos para la definición del sistema de rolado y mecanismo de control más ventajosos, establecieron como tales, al sistema HIDRAULICO y al de control ELECTROHIDRAULICO, respectivamente.

La sinopsis de estos resultados, se indica a continuación.

SISTEMA HIDRAULICO.

El justificativo de esta selección radica en que el uso de un líquido incomprensible para el accionamiento de la bomba permite también la automatización del proceso, facilitando además la regulación de la presión y tiempo de rolado, de acuerdo con las exigencias del trabajo.

MECANISMO DE CONTROL ELECTROHIDRAULICO.

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 rolar chapas metálicas de hasta 15mm. De espesor sin que su ancho no exceda 1550 mm; se excluyen por lo tanto, chapas metálicas de mayor espesor y ancho, que por su gran tamaño demandan de una máquina de características particulares, que faculten un rolado adecuado.
- 4. El uso del interruptor de dos posiciones para el control del motor eléctrico como se explicó, presenta ciertos inconvenientes (lentitud de respuesta) que en

la mayoría de los casos no influyen en el óptimo proceso de rolado. 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 presión las acciones de control, pero que tienen como limitante su costo.

5. La incipiente tecnología empleada por los talleres de ESTAMPADOS METALICOS del medio, cuyo número es por cierto considerable, así como la fuga de divisas debido a la innecesaria importación de máquina 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, constituyeron entre otras, razones que incentivarón 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.

RECOMENDACIONES.

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

- 72
1. La etapa subsiguiente a la que aquí se cubre, deberá planificarse, para ejecutar la construcción y pruebas, 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 da la medida de su eficiencia es conveniente recomendar, para llevar a efecto tal operación en ROLADO DE CHAPAS METALICAS, Las mismas que se han establecido por organismo de investigación (ASTM* y otras sociedades dedicadas al estudio y ensayo de materiales), y que detallan diferentes pruebas de laboratorio para dicho propósito.

- * ASTM. Book of Standards: Pruebas de dureza D1415-68 y D2240-68.

2. En estudio se incluyó el diseño de los TORNILLOS DE REGULACION, TUERCAS Y BOCINE, tendiendo a disminuir mediante su construcción, el costo de la máquina, ya que existen en el medio firmas comerciales que los expeden, pero a precios onerosos. Esta es la razón que justificaría y por lo que se sugiere construir los elementos citados.

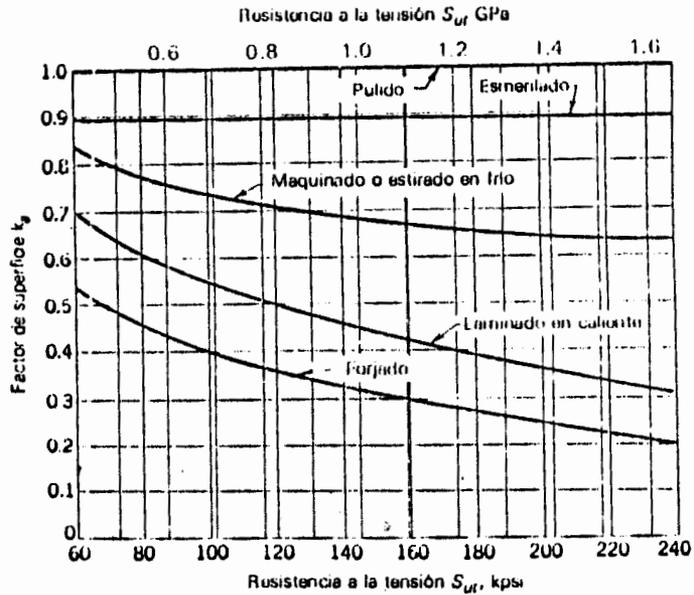
3. La máquina ROLADORA de acción manual (sistema de volante y rueda dentada) demostró ser en el análisis selectivo realizado, una interesante opción desde el punto de vista económico, aunque con ciertos inconvenientes en el aspecto técnico, por lo tanto, se recomienda estudiarla con mayor detenimiento, buscando obtener resultados positivos de su apropiado diseño.
4. Si se aprecia proyectar una máquina ROLADORA de mayor capacidad, debe considerarse el empleo de SISTEMA HIDRAULICO que reemplaze el volante y la rueda dentada, característica de diseño que permitirá el ROLADO DE CHAPAS METALICAS DE MAYOR ESPESOR. Adicionalmente, dadas las grandes dimensiones de estas será necesario que la máquina trabaje en posición horizontal a lo largo de los 1550 mm ANCHO DE LA CHAPA METALICA.
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 MODIFICACION DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA DEL ACERO.



Factores de modificación de acabado superficial para el acero. Estos son los factores k_a que se usan en la ecuación ().

Fig. A1. FACTORES DE ACABADOS SUPERFICIAL, K_a .

RELACION QUE DETERMINA EL FACTOR DE TAMAÑO, K_b .

	-0.097	
$0.869 d$		$0.3 \text{ pulg.} < d < 10 \text{ pulg.}$
$K_b = 1$		$d < 0.3 \text{ pulg. o } d < 8 \text{ mm.}$
	-0.097	
$1.189 d$		$8 \text{ mm.} < d < 250 \text{ mm.}$

—Properties of Standard Sections

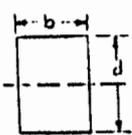
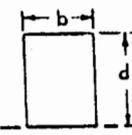
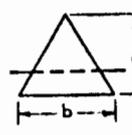
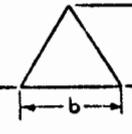
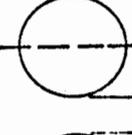
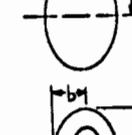
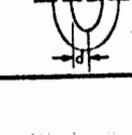
	Moment of Inertia I	Section Modulus S	Radius of Gyration r
	$\frac{bd^3}{12}$	$\frac{bd^2}{6}$	$\frac{d}{\sqrt{12}}$
	$\frac{bd^3}{3}$	$\frac{bd^2}{3}$	$\frac{d}{\sqrt{3}}$
	$\frac{bd^3}{36}$	$\frac{bd^2}{24}$	$\frac{d}{\sqrt{18}}$
	$\frac{bd^3}{12}$	$\frac{bd^2}{12}$	$\frac{d}{\sqrt{6}}$
	$\frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{d}{4}$
	$\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi (D^4 - d^4)}{32 D}$	$\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4}$
	$\frac{\pi a^3 b}{4}$	$\frac{\pi a^2 b}{4}$	$\frac{a}{2}$
	$\frac{\pi}{4} (a^3 b - c^3 d)$	$\frac{\pi (a^3 b - c^3 d)}{4a}$	$\frac{1}{a} \sqrt{\frac{a^3 b - c^3 d}{ab - cd}}$

Fig. A2. PROPIEDADES ESTANDAR DE ALGUNAS DE SECCIONES UTILIZADAS COMUNENTE.

T A B L A A. I

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

Fig. A3. DIAGRAMA PARA FACTORES TEORICOS DE ESFUERZO K_t .

DIAGRAMAS PARA FACTORES TEÓRICOS DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO K_t (continuación)

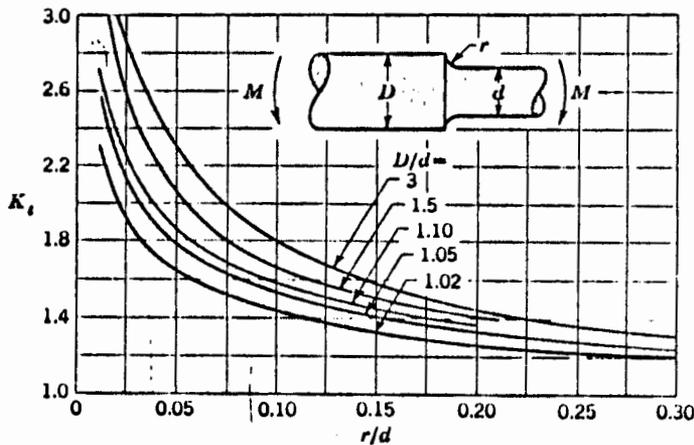


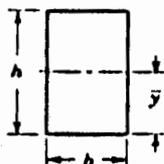
FIGURA A-26-9 Barra de sección circular en flexión con estrechamiento y entalle. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

TABLA A.II

PROPIEDADES DE LAS SECCIONES

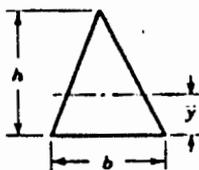
A = área
 I = momento de inercia
 J = momento polar de inercia
 Z = módulo de sección
 k = radio de giro
 \bar{y} = distancia al centroide

Rectángulo



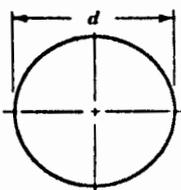
$$\begin{aligned}
 A &= bh & k &= 0.289h \\
 I &= \frac{bh^3}{12} & \bar{y} &= \frac{h}{2} \\
 Z &= \frac{bh^2}{6}
 \end{aligned}$$

Triángulo



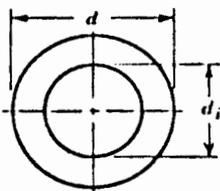
$$\begin{aligned}
 A &= \frac{bh}{2} & k &= 0.236h \\
 I &= \frac{bh^3}{36} & \bar{y} &= \frac{h}{3} \\
 Z &= \frac{bh^2}{24}
 \end{aligned}$$

Círculo



$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\pi d^2}{4} & J &= \frac{\pi d^4}{32} \\
 I &= \frac{\pi d^4}{64} & k &= \frac{d}{4} \\
 Z &= \frac{\pi d^3}{32} & \bar{y} &= \frac{d}{2}
 \end{aligned}$$

Corona circular



$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\pi}{4} (d^2 - d_i^2) & J &= \frac{\pi}{32} (d^4 - d_i^4) \\
 I &= \frac{\pi}{64} (d^4 - d_i^4) & k &= \sqrt{\frac{d^2 + d_i^2}{16}} \\
 Z &= \frac{\pi}{32d} (d^4 - d_i^4) & \bar{y} &= \frac{d}{2}
 \end{aligned}$$

- DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA

TABLA A.III

DIÁMETROS Y ÁREAS DE ROSCAS MÉTRICAS DE PASO FINO Y DE PASO BASTO (TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS)*

Diámetro mayor nominal, d	Serie de paso basto			Serie de paso fino		
	Paso p	Área de esfuerzo de tensión, A_t	Área al diámetro menor, A_r	Paso p	Área de esfuerzo de tensión, A_t	Área al diámetro menor, A_r
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.04	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	881
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

* Las ecuaciones y datos utilizados para desarrollar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974 y B 18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó con la ecuación $d_r = d - 1.226\ 869p$ y el diámetro de paso, de $d_m = d - 0.649\ 519p$. El valor medio del diámetro de paso y el diámetro menor se utiliza para calcular el área de esfuerzo de tensión.

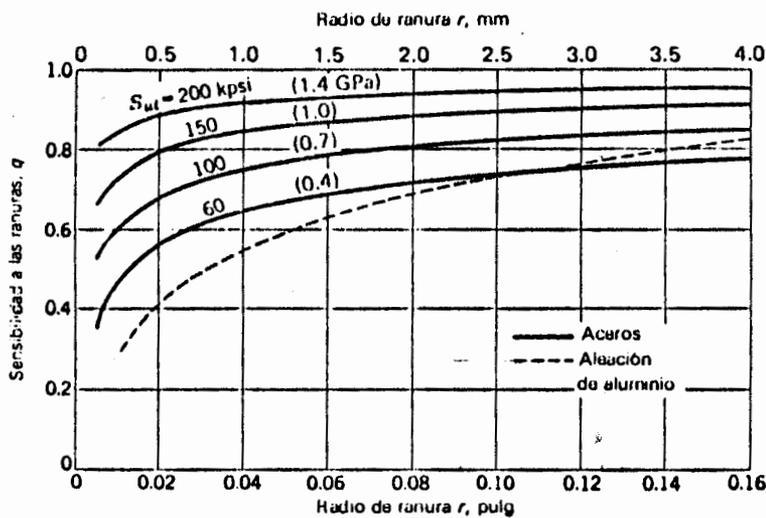


Fig. A4. Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente. En el caso de radios de ranura grandes se usan los valores de q correspondientes a $r = 0.16$ pulg (4 mm). (Reproducido con permiso de George Sines y J. L. Waisman (dirs. eds.), "Metal Fatigue", McGraw-Hill, Book Company, Nueva York, 1959, pp. 296, 298.)

Fig. A4. SENSIBILIDAD A LAS RANURAS

- ESTIMACION DEL TAMAÑO DEL ENGRANE

TABLA A. IV

Valores aproximados de los coeficientes de rozamiento estático para superficies secas

Metal sobre metal	0.15-0.60
Metal sobre madera	0.20-0.60
Metal sobre piedra	0.30-0.60
Metal sobre cuero	0.30-0.60
Madera sobre madera	0.25-0.50
Madera sobre cuero	0.25-0.50
Piedra sobre piedra	0.40-0.70
Tierra sobre tierra	0.20-1.00
Caucho sobre concreto	0.60-0.90

TABLA A.V

ELECTRIC MOTOR HORSEPOWER
REQUIRED TO DRIVE A HYDRAULIC PUMP

PUMP PRESSURE PSI

HP	100	200	250	300	400	500	750	1000	1250	1500	2000
1/2	.04	.07	.09	.10	.14	.17	.26	.34	.43	.52	.69
1	.07	.14	.17	.21	.28	.34	.52	.69	.86	1.03	1.37
1 1/2	.10	.21	.26	.31	.41	.52	.77	1.03	1.29	1.54	2.06
2	.14	.28	.34	.41	.55	.69	1.03	1.37	1.72	2.06	2.75
2 1/2	.17	.34	.43	.52	.69	.86	1.29	1.72	2.15	2.58	3.43
3	.21	.41	.52	.62	.83	1.03	1.54	2.06	2.57	3.09	4.12

CONTINUACION

3 1/2	.24	.48	.60	.72	.96	1.20	1.80	2.40	3.00	3.60	4.81
4	.28	.55	.69	.82	1.10	1.37	2.06	2.75	3.43	4.12	5.49
5	.34	.69	.86	1.03	1.32	1.72	2.57	3.43	4.29	5.15	6.86
6	.41	.82	1.03	1.24	1.65	2.06	3.09	4.05	5.15	6.18	8.24
7	.48	.96	1.20	1.44	1.92	2.40	3.58	4.61	5.61	7.21	9.61
8	.55	1.10	1.37	1.65	2.20	2.75	4.12	5.15	6.18	8.24	11.0
9	.62	1.24	1.55	1.85	2.47	3.09	4.61	6.18	7.72	9.27	12.4
10	.69	1.37	1.62	2.06	2.75	3.43	5.15	6.86	8.58	10.3	13.8
11	.76	1.51	1.89	2.27	3.02	3.78	5.66	7.55	9.44	11.3	15.1
12	.83	1.65	2.06	2.47	3.30	4.12	6.18	8.24	10.3	12.4	16.5
13	.89	1.79	2.23	2.68	3.57	4.46	6.69	8.86	11.3	13.4	17.8
14	.96	1.92	2.40	2.88	3.84	4.81	7.21	9.44	12.4	14.4	19.2
15	1.03	2.06	2.57	3.09	4.12	5.15	7.72	10.3	12.9	15.4	20.6
16	1.10	2.20	2.75	3.30	4.39	5.49	8.24	11.0	13.7	16.5	22.0
17	1.17	2.33	2.92	3.50	4.68	5.83	8.75	11.7	14.6	17.5	23.3
18	1.24	2.47	3.09	3.71	4.94	6.18	9.27	12.4	15.4	18.5	24.7
19	1.30	2.61	3.26	3.91	5.22	6.52	9.78	13.0	16.3	19.6	26.1
20	1.37	2.75	3.43	4.12	5.49	6.86	10.3	13.7	17.2	21.4	27.5
25	1.72	3.43	4.29	5.15	6.86	8.58	12.9	17.2	21.5	25.8	34.3
30	2.06	4.12	5.15	6.18	8.24	10.3	15.4	20.6	25.7	30.9	41.2
35	2.40	4.81	6.01	7.21	9.61	12.0	18.0	24.0	30.0	36.0	48.0
40	2.75	5.49	6.86	8.24	11.0	13.7	20.6	27.5	34.3	41.2	54.9
45	3.09	6.18	7.72	9.27	12.4	15.4	23.2	31.0	38.6	46.3	61.5
50	3.43	6.86	8.58	10.3	13.7	17.2	25.7	34.3	42.9	51.5	68.6
55	3.78	7.55	9.44	11.3	15.1	18.9	28.3	37.8	47.2	56.6	75.5
60	4.12	8.24	10.3	12.4	16.5	20.6	30.9	41.2	51.5	61.3	83.4
65	4.46	8.92	11.2	13.4	17.8	22.3	33.5	44.6	55.8	66.9	89.2
70	4.81	9.61	12.0	14.4	19.2	24.0	36.0	48.0	60.1	72.1	96.1
75	5.15	10.3	12.9	15.4	20.6	25.7	38.6	51.4	64.3	77.2	103.0
80	5.49	11.0	13.7	16.5	22.0	27.5	41.2	54.9	68.6	82.4	109.8
90	6.18	12.4	15.4	18.5	24.7	30.9	46.3	61.8	77.2	92.7	123.6
100	6.86	13.7	17.2	20.6	27.5	34.4	51.5	68.6	85.8	103.0	137.3

THIS CHART IS BASED ON THE FORMULA $HP = \frac{GPM \times PSI}{1714 \times \text{EFFICIENCY}}$ (from page 27). FOR THE PURPOSES OF THIS CHART PUMP EFFICIENCY WAS ASSUMED TO BE 85%.

AS HORSEPOWER VARIES DIRECTLY WITH FLOW OR PRESSURE, MULTIPLY PROPORTIONATELY TO DETERMINE VALUES NOT SHOWN. FOR INSTANCE, AT 4000 PSI MULTIPLY 2000 PSI VALUES BY 2.

TABLA A.VI

VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y DE LEWIS, DE LA AGMA*

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$	$\phi = 25^\circ$
	$a = 0.800$ $b = 1.000$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Cremallera	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

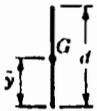
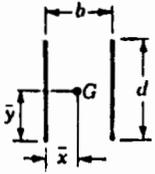
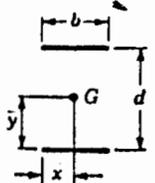
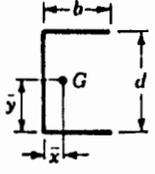
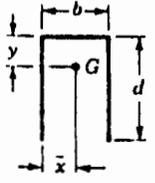
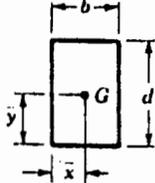
Fuente: R. G. Mitchiner and H. H. Mabie, "The Determination of the Lewis Form Factor and the AGMA Geometry Factor J for External Spur Gear Teeth, *ASME Journal of Mechanical Design*, vol. 104, no. 1, enero 1982, pp. 148-158.

* Todas las dimensiones están en pulgadas. Los valores dados corresponden a un paso diametral de 1.

- PROPIEDADES DE LA SOLDADURA

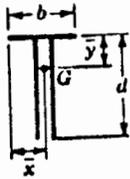
TABLA A.VII

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
-----------	------------------	-------------------	-----------------------------

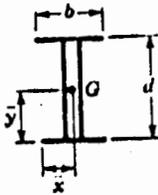


$$A = 0.707h(b + 2d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

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

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



$$A = 1.414h(b + d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

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

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



$$A = 1.414\pi hr$$

$$I_u = \pi r^3$$

* 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 A.VIII

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

- FACTORES QUE MODIFICAN EL DISEÑO DE ENGRANES POR FATIGA.

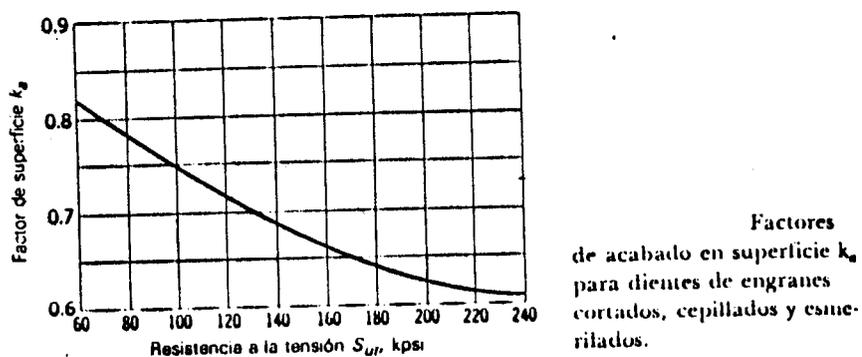


FIG. A5. FACTORES DE ACABDOS SUPERFICIAL, k_a

TABLA A.IX

FACTORES DE TAMAÑO PARA DIENTES DE ENGRANES RECTOS

Paso P	Factor k_b	Paso P	Factor k_b
2	0.832	6	0.925
2½	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.951
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

TABLA A.X

FACTORES DE EFECTOS DIVERSOS PARA FLEXIÓN EN UN SOLO SENTIDO

Resistencia a la tensión S_{ut} (kpsi)	Hasta 200	250	300	350	400
Factor k_f	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

TABLA A.XI

FACTORES DE CONFIABILIDAD						
Confiabilidad R	0.50	0.90	0.95	0.99	0.999	0.9999
Factor k_r	1.000	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702

TABLA A. XII

Características de impulso de la máquina motriz	FACTOR DE CORRECCIÓN POR SOBRECARGA K_0		
	Características de la carga impulsada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

Fuente: Darle W. Dudley (dir. ed), *Gear Handbook* McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962, pp. 13-21.

TABLA A.X III

FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA K_m PARA ENGRANES CILÍNDRICOS RECTOS

Características de montaje	Ancho de cara, pulg			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara.	Mayor que 2.2			

* Fuente: Darle W. Dudley (ed.), *Gear Handbook*, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962, pp. 13-21.

TABLA A. X IV

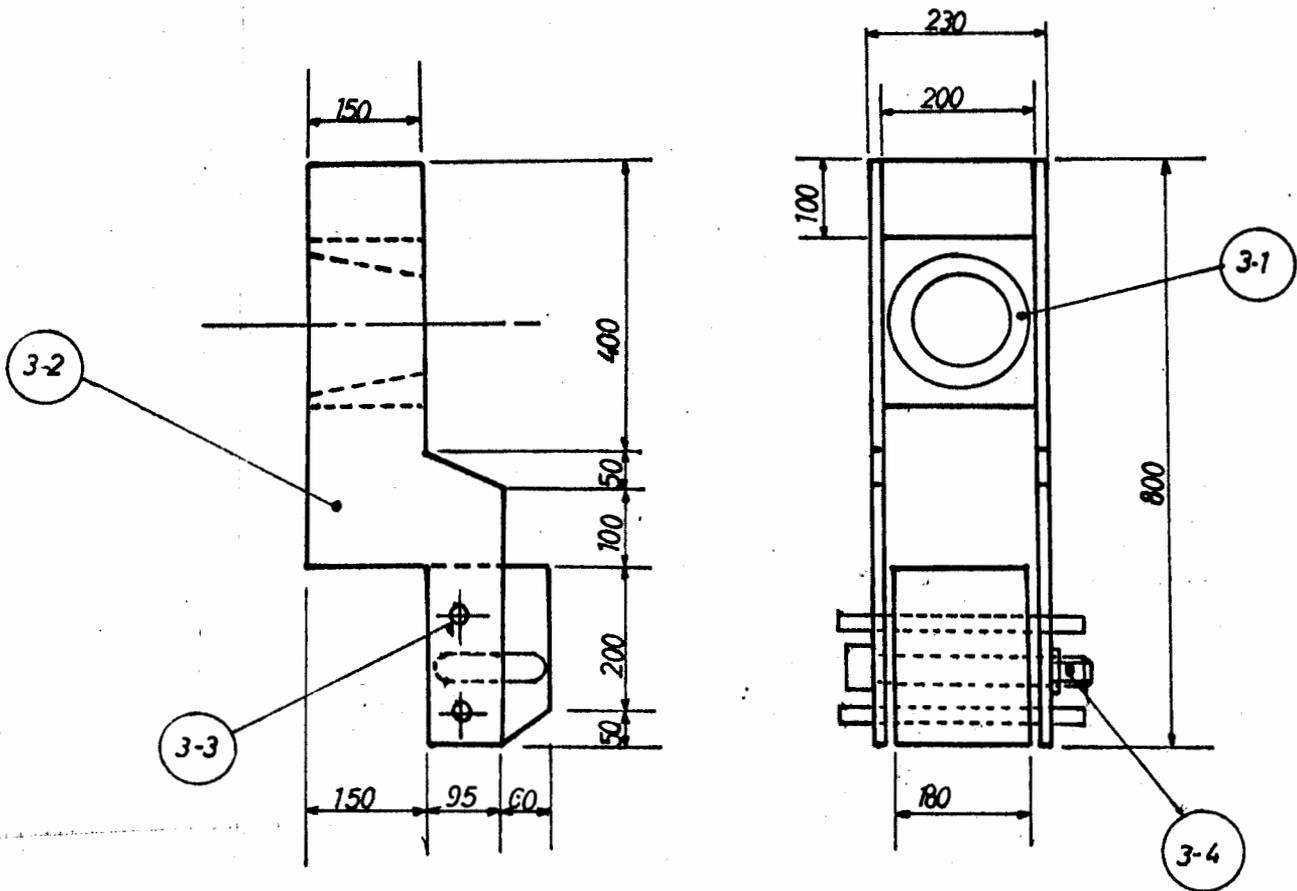
FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
 CON $\phi = 20^\circ$, $a = 1.000$ pulg., $b = 1.250$ pulg. $\gamma r_f = 0.300$ pulg.

Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
18	0.324 04	0.332 14	0.338 40	0.344 04	0.350 50	0.355 94	0.361 12
19	0.330 29	0.338 78	0.345 37	0.351 34	0.358 22	0.364 05	0.369 63
20	0.336 00	0.344 85	0.351 76	0.358 04	0.365 32	0.371 51	0.377 49
21	0.341 24	0.350 44	0.357 64	0.364 22	0.371 86	0.378 41	0.384 75
22	0.346 07	0.355 59	0.363 06	0.369 92	0.377 92	0.384 79	0.391 4E
24	0.354 60	0.364 77	0.372 75	0.380 12	0.388 77	0.396 26	0.403 6C
26	0.362 11	0.372 72	0.381 15	0.388 97	0.398 21	0.406 25	0.414 1E
28	0.368 60	0.379 67	0.388 51	0.396 73	0.406 50	0.415 04	0.423 51
30	0.374 62	0.385 80	0.395 00	0.403 59	0.413 83	0.422 83	0.431 79
34	0.383 94	0.396 11	0.405 94	0.415 17	0.426 24	0.436 04	0.445 86
38	0.391 70	0.404 46	0.414 80	0.424 56	0.436 33	0.446 80	0.457 35
45	0.402 23	0.415 79	0.426 85	0.437 35	0.450 10	0.461 52	0.473 10
50	0.408 08	0.422 08	0.433 55	0.444 48	0.457 78	0.469 75	0.481 93
60	0.417 02	0.431 73	0.443 83	0.455 42	0.469 60	0.482 43	0.495 57
75	0.426 20	0.441 63	0.454 40	0.466 68	0.481 79	0.495 54	0.509 70
100	0.435 61	0.451 80	0.465 27	0.478 27	0.494 37	0.509 09	0.524 35
150	0.445 30	0.462 26	0.476 45	0.490 23	0.507 36	0.523 12	0.539 54
300	0.455 26	0.473 04	0.487 98	0.502 56	0.520 78	0.537 65	0.555 33
Cremallera	0.465 54	0.484 15	0.499 88	0.515 29	0.534 67	0.552 72	0.571 73

TABLA A. XV

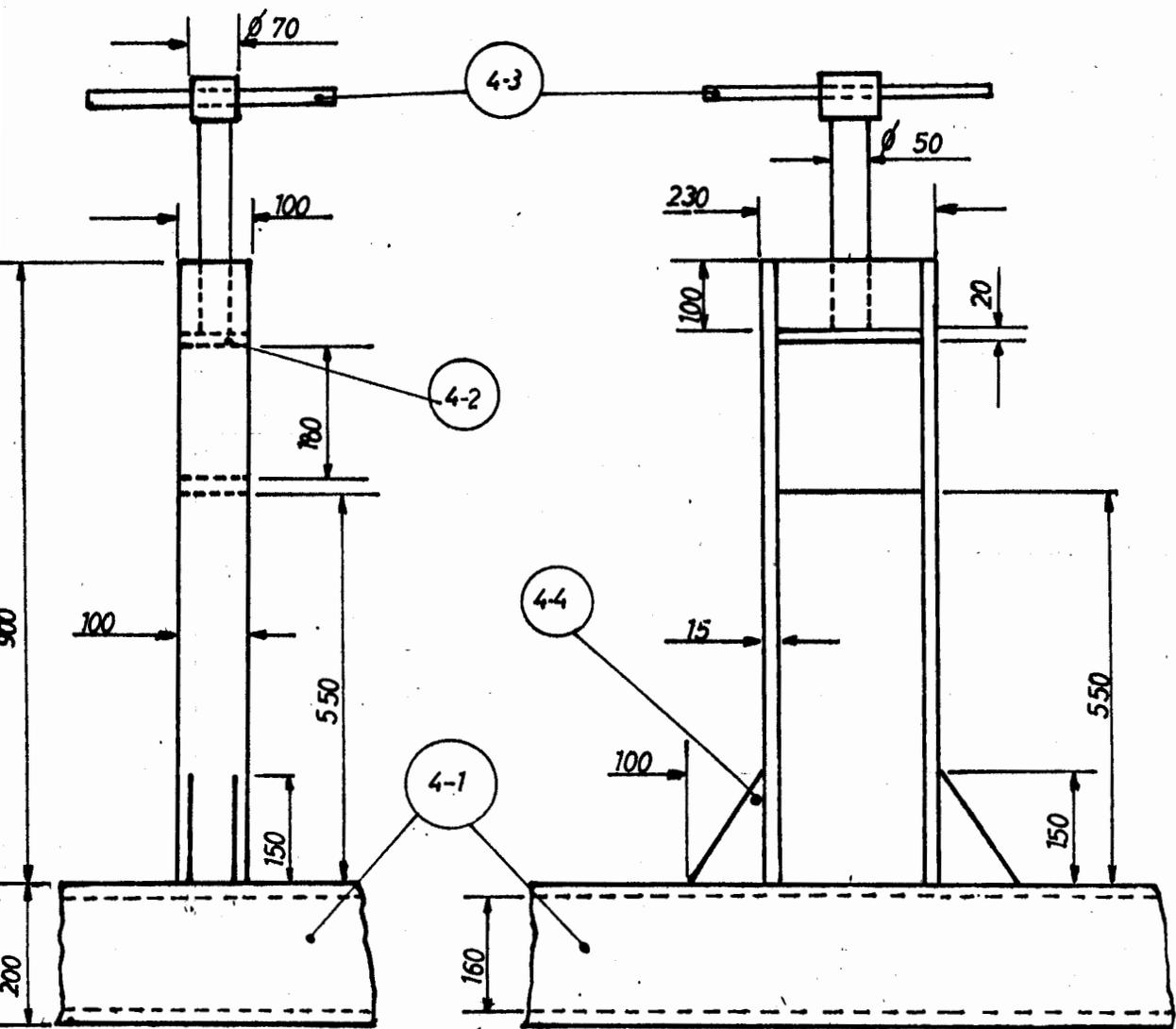
FACTOR GEOMÉTRICO J DE LA AGMA PARA EL CASO DE DIENTES
 CON $\phi = 20^\circ$, $a = 0.80$ pulg., $b = 1.000$ pulg. $\gamma r_f = 0.304$ pulg.

Número de dientes	Número de dientes del engrane conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
14	0.321 54	0.328 92	0.334 52	0.339 48	0.345 07	0.349 70	0.354 05
15	0.328 49	0.336 24	0.342 14	0.347 40	0.353 36	0.358 31	0.362 98
16	0.334 67	0.342 76	0.348 94	0.354 47	0.360 75	0.365 99	0.370 96
17	0.340 21	0.348 60	0.355 04	0.360 81	0.367 39	0.372 91	0.378 15
18	0.345 20	0.353 87	0.360 54	0.366 54	0.373 40	0.379 16	0.384 66
19	0.349 72	0.358 64	0.365 53	0.371 74	0.378 85	0.384 85	0.390 58
20	0.353 83	0.362 99	0.370 07	0.376 47	0.383 82	0.390 03	0.395 99
21	0.357 59	0.366 96	0.374 23	0.380 81	0.388 38	0.394 79	0.400 95
22	0.361 04	0.370 61	0.378 05	0.384 79	0.392 56	0.399 16	0.405 51
24	0.367 15	0.377 08	0.384 82	0.391 86	0.400 00	0.406 94	0.413 63
26	0.372 40	0.382 64	0.390 64	0.397 94	0.406 41	0.413 64	0.420 64
28	0.376 90	0.387 47	0.395 71	0.403 24	0.411 99	0.419 48	0.426 76
30	0.380 96	0.391 71	0.400 15	0.407 88	0.416 89	0.424 62	0.432 13
34	0.387 64	0.398 80	0.407 59	0.415 66	0.425 10	0.433 23	0.441 15
38	0.393 01	0.404 49	0.413 56	0.421 91	0.431 71	0.440 16	0.448 43
45	0.400 23	0.412 15	0.421 61	0.430 34	0.440 62	0.449 52	0.458 26
50	0.404 21	0.416 38	0.426 05	0.435 00	0.445 55	0.454 70	0.463 70
60	0.410 28	0.422 82	0.432 81	0.442 09	0.453 06	0.462 60	0.472 01
75	0.416 45	0.429 38	0.439 71	0.449 32	0.460 72	0.470 67	0.480 51
100	0.422 74	0.436 06	0.446 74	0.456 70	0.468 54	0.478 91	0.489 19
150	0.429 16	0.442 87	0.453 91	0.464 22	0.476 53	0.487 33	0.498 07
300	0.435 71	0.449 83	0.461 23	0.471 91	0.484 69	0.495 94	0.507 16
Cremallera	0.442 40	0.456 94	0.468 70	0.479 77	0.493 03	0.504 76	0.516 47



3-4	PERNO GUIA	1	SAE 1020	
3-3	EJES DE SOPORTE	2	SAE 1020	
3-2	SOPORTE ARTICULADO	1	ASTM A 36	
3-1	BOCIN CONICO	1	BRONCE FOSFORICO	
Nº	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	OBSERVACIONES

	Fecha	Nombre	FACULTAD DE ING MECANICA	ESPOL
	Dibujo	J.Ponce		
	Revise			
	Comp	M.Helguero		
E	SUBCONJUNTO			
1:10	SOPORTE - ARTICULADO			



4-4	ESCUADRAS	4	ASTM A 36	
4-3	PALANCA	3	SAE 3215	
4-2	BOCIN RECTO	6	BRONCE FOSFORICO	
4-1	BASE PERFIL "C"		ASTM A 36	
N	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	OBSERVACIONES

	Fecha	Nombre	FACULTAD DE ING MECANICA	ESPOL
	Dibujo	J. Ponce		
	Reviso			
Comp	M. Higuero			
E	SUBCONJUNTO			
1:10	SOPORTE - FIJO			

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

1. GEORGE E. DIETER, JR. METALURGIA MECANICA, McGRAW - HILL BOOK COMPANY MADRID (ESPAÑA), 1961 P.P. 57-77.
2. FORD, H. TEORIA DE LAMINACION, VOLUMEN 2. LOMORES, 1957, PP. 1-28.
3. FRED B. SEELY, JAMES O. SMITH. CURSO SUPERIOR DE RESISTENCIA DE MATERIALES. BUENOS AIRES 1967. PP. 139 - 150.
4. SHIGLEY J. Y MITCHELL, L. DISEÑO DE INGENIERIA MECANICA, 3RA. EDICION, McGRAW - HILL DE MEXICO S.A. MEXICO 1985.
5. DIAMINT. FABRICANTE DE MAQUINAS ROLADORES DE CHAPAS METALICAS, BUENOS AIRES (ARGENTINA). ✓
6. LEMZI. MAQUINAS PARA TRABAJAR CHAPAS PERFILES Y TUBOS, SAOPAULO - BRASIL. ✓
7. DISMATECNIC, S.A. CILINDROS MOTORIZADOS PARA CURVAR Y ENDEREZAR CHAPA, BARCELONA (ESPAÑA). ✓

8. CASANOVA, CILINDROS CON CURVADO INICIAL MANUALES Y MIXTOS, BILBAO (ESPAÑA). ✓
9. DYNAPOWER, CONTROL HIDROSTATICO DE TRANSMICION, STARBUCK AVE. WATERTOWN, M.Y. PRINTED IN U.S.A.
10. FERDIMAND P. BEER Y E. RUSELL JOHSTOM, JR. MECANICA MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS ESTATICA, TERCERA EDICION, TOMO I, MCGRAW - HILL, BOGOTA (COLOMBIA) 1984, PP. 306-310.
11. HALL, HOLOWENKO, LAUGHILIM, TEORIA Y PROBLEMAS DE DISEÑO MECANICO, NEW YORK 1961.
12. THE JEMES F. LINCILN ARC WELDING FOUNDATION, DISEÑO DE ESTRUCTURAS SOLADADAS. U.S.A 1966.
13. JUVIMALL, R. FUNDAMENTALS OF MACHINE COMPONENT DESIGN, JOHN WILEY - SON\MS, NEW YORK , 1984, PP. 351-375.
14. SYDNEY H. AVMER. INTRODUCCION A LA METALURGIA FISICA SEGUNDA EDICION, MCGRAAW - HILL DE MEXICO 1985. PP. 118 - 121.
15. APUNTES DE OLEHIDRAULICA PUBLICADOS POR LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.