

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

**Diseño de una planta productora de agregado fino
mediante trituración**

**Trabajo de investigación presentado por Ernesto José Trujillo
Jiménez para optar al grado de Licenciado de Ingeniería Mecánica**

Guatemala

2000

**Diseño de una planta productora de agregado fino
mediante trituración**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

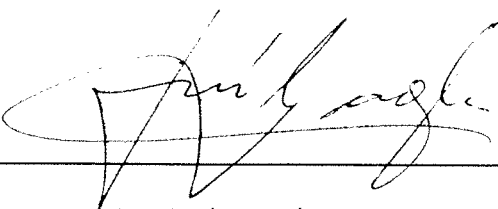
**Diseño de una planta productora de agregado fino
mediante trituración**

**Trabajo de investigación presentado por Ernesto José Trujillo
Jiménez para optar al grado de Licenciado de Ingeniería Mecánica**

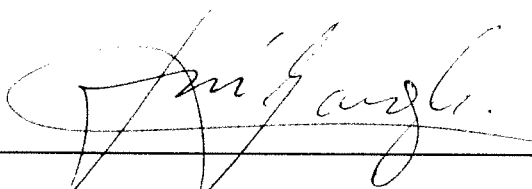
Guatemala

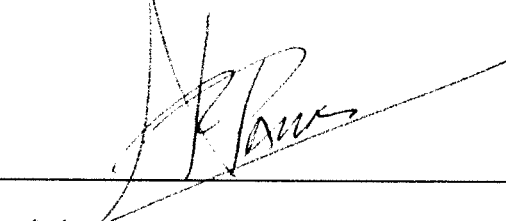
2000

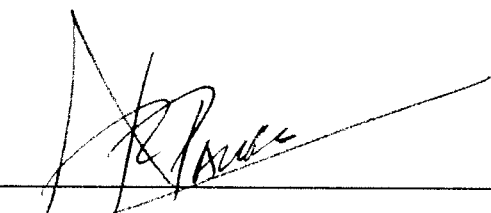
Vo.Bo. :

(f) 
Ing. José Joaquín Garoz

Tribunal:

(f) 
Ing. José Joaquín Garoz

(f) 
X Ing. Jorge Mario Rodas F.

(f) 
Ing. Carlos Paredes de la Vega

Fecha de aprobación: 2 de Noviembre del año 2000

PREFACIO

La siguiente investigación tiene como finalidad brindar los fundamentos teóricos y prácticos para el diseño de una planta de agregados finos por medio de una planta de trituración y un sistema de tamizado.

Se inicia con los fundamentos teóricos sobre el diseño de los elementos de cada uno de los componentes, trituradora, tamizadora y sistema de transporte me agregados.

CONTENIDO

	Página
Prefacio	v
Lista de figuras	vii
Resumen	viii
Capítulos	
1. Introducción	1
2. Objetivos	2
3. Revisión de la literatura	4
4. Justificación	47
5. Metodología	48
6. Resultados y discusiones	49
7. Conclusiones	67
8. Recomendaciones	69
9. Bibliografía	70

LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
1. Trituradora de Rodillos Lisos.....	4
2. Ángulo de prensa en rodillos de trituración.....	6
3. Índice de trabajo promedio para varios materiales.....	8
4. Radio de la muesca r	13
5. Deformación debida a la flexión	15
6. Esfuerzo a la tensión en un punto dado.....	16
7. Línea de esfuerzo seguro según el criterio de Soderberg.....	17
8. Esfuerzo a la tensión en un punto dado.....	35
9. Línea de esfuerzo seguro según el criterio de Soderberg.....	36
10. Momento resultante en un vector sobre una sección cortada del resorte.....	39
11. Cargas críticas según las condición en los extremos de un resorte.....	40
12. Movimiento de tamices.....	42
13. Tamices giratorios.....	43
14. Comparación del tamizado ideal con el real	44

RESUMEN

Este trabajo, consiste en el diseño de una planta de trituración elaborada en Guatemala y calculada de acuerdo a normas internacionales estándar, en cuanto a durabilidad y eficiencia.

La planta se compone de una clasificadora de tres pisos, del tipo mesa vibratoria, con un alimentador, con una banda transportadora, tres resbaladeros de salida, una tolva para la recolección del primer piso. El tamaño de la mesa ajustado al diseño para poder desalojar un caudal el cual depende de la capacidad de la trituradora y el análisis de granulometría del material. La trituradora es un molino de rodillos, con rotación en sentidos opuestos, capaz de procesar 20 metros cúbicos por hora, con una alimentación máxima de 2 pulgadas. Todas las medidas del diámetro de los rodillos así como la longitud de los mismos, se calcularon según diseño para este caudal de material. Hay seis bandas transportadoras, tres para la salida de clasificadora, una de alimentación y dos de retroalimentación para cerrar el circuito. Todo el equipo cuenta con un sistema de transmisión de fuerza independiente, motores eléctricos para las bandas, en el caso del molino y la clasificadora puede ser: Un motor eléctrico independiente para cada máquina o un motor de combustión interna para ambas.

1. INTRODUCCIÓN

Las Trituradoras utilizadas en nuestro país, normalmente son: norteamericanas o europeas, para Plantas de Trituración, cuya producción es mayor de 100 metros cúbicos al día. Dichas trituradoras aunque eficientes, son demasiado caras ya sean nuevas o usadas y su mantenimiento también lo es, si se realiza adecuadamente, ya que implica importación de partes y repuestos. Por lo cual, a veces se reparan empíricamente, acortando considerablemente la vida de la máquina y su eficiencia productiva.

Para las plantas de menor tamaño con una producción menor de 50 metros cúbicos al día, se han estado utilizando trituradoras de procedencia asiática, las cuales, aunque tienen un menor costo de inversión, tienen muy corta vida debido a que su diseño es de muy baja calidad y carecen de repuestos. Debido a ello, en el interior de la República hay gran cantidad de éstas abandonadas, ya que cuesta más repararlas, que adquirir una máquina nueva.

El diseño de la Planta de Trituración, que se presenta a continuación, cumple con las normas de calidad, durabilidad y eficiencia de una máquina norteamericana o europea. Pero el diseño fue simplificado, por lo que sus elementos son más accesibles y es mucho más cómoda su adquisición, su montaje, su mantenimiento y su reparación.

2. OBJETIVOS

2.1 General

Diseñar una planta de trituración o molienda que la variación del tamaño de material de salida no se exceda más de un 20 % que el ajustado en el molino, esto implica que es de alta eficacia ya que la cantidad a reciclar por el molino es mínima. Pero con un bajo rango de disminución, de 3 a 1. Con una producción mínima de 20 metros cúbicos por hora, sin considerar la limpieza de material en la clasificadora anterior al molino. Conjuntamente con una clasificadora que alimenta al molino, para evitar el paso de material ya disminuido y aumentar la eficiencia. Asimismo transportadoras de banda para la salida del material ya clasificado, una para alimentar la clasificadora y dos transportadoras más para cerrar el circuito.

2.2. Específicos

- Diseñar un molino de rodillos, de elementos horizontales y paralelos, sometidos a rotación en sentidos opuestos, montados sobre cojinetes de rodillos cónicos dobles, con un eje fijo y el otro amortiguado. El tamaño de los mismos y la potencia necesaria será dada durante el diseño. Con un sistema de tracción tanto que puede ser accionado tanto eléctricamente por medio de un motor, como por medio de un motor de combustión interna con su respectivo embrague.
- Diseñar un clasificador de material de 3 pisos, de mesa vibratoria soportada por 4 resortes y vibrada por un eje montado en la misma con rodos excéntricos, siendo esta clasificadora capaz de desalojar 1.25 metros cúbicos de material cada 30 segundos. De forma que pueda ser accionada por un motor eléctrico independiente o estar en serie con el motor de combustión interna que accione el molino de rodillos. Esta clasificadora debe poseer sus tres resbaladeros de salida y la tolva del último piso debe ser capaz de alimentar el molino y las transportadoras de salida.
- Diseñar un chasis para la fijación de cada parte de la planta tanto del molino como la clasificadora y las transportadoras de descarga y reciclaje.
- Diseñar 6 transportadores de banda de hule, con sus rodos de tracción al frente, el de tensión atrás y sus rodos de carga en V y de retorno planos. Así mismo el sistema de reducción en los rodos de tracción por medio de un motor eléctrico independiente.
- Diseñar la instalación eléctrica, tanto para el molino como la clasificadora, y cada uno de los transportadores, en caso de que el sistema de movimiento sea completamente eléctrico o mixto.

- Diseñar un recubrimiento duro de los rodillos para evitar el rápido desgaste provocado tanto por el roce del material como por impacto que sufren cuando éste opera.
-
- Diseñar los rodillos de la máquina, con su recubrimiento duro, uno de estos montado sobre chumaceras fijas y el otro sobre chumaceras móviles horizontalmente y amortiguado por resortes graduados según la dureza del material de trituración.
 - Diseñar un sistema de tracción para el giro en sentido opuesto de los rodos. Este debe ser escogido según su confiabilidad y fácil reparación. Así mismo para trabajar largos periodos de tiempo únicamente con un mantenimiento de lubricación en las partes móviles.
 - Diseñar un chasis de soporte para los rodos, el sistema de tracción de los mismos y la tolva de alimentación, que se encuentra directamente conectada al piso superior de la clasificadora.
 - Diseñar un sistema de vibración por medio de eje excéntrico o con poleas excéntricas para la clasificadora montada sobre sus cuatro resortes.

3. REVISIÓN DE LA LITERATURA

3.1. Estudios de referencia

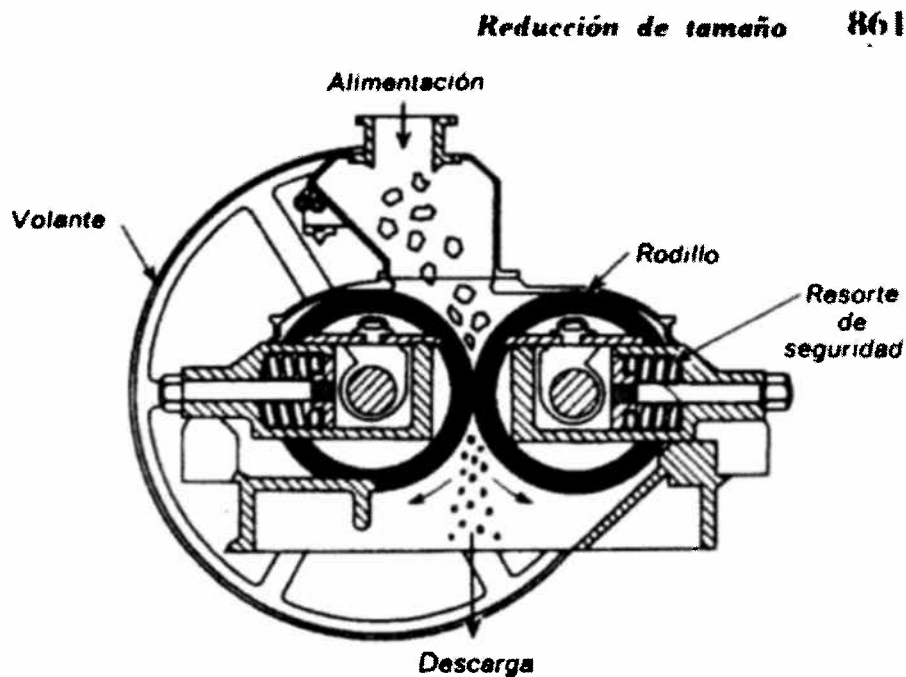
3.1.1 INVESTIGACIÓN PARA ESTABLECER DIMENSIONES DE LA MÁQUINA.

3.1.1.1 Diseño y operación: En general, se tienen dos rodillos del mismo diámetro, que giran uno hacia el otro, a velocidades idénticas o diferentes, uno de los ejes se mueve sobre cojinetes fijos y el otro sobre cojinetes móviles. La distancia entre los rodillos es ajustable y cuentan con un conjunto de resortes poderosos, que mantienen al rodillo móvil a la distancia preestablecida.

Los resortes de tensión ejercen presión sobre los rodillos, hasta niveles del orden de 6,000 libras / pulgadas lineal, de cara al rodillo para trabajos ligeros; hasta 40,000 libras / pulgadas lineal, para trabajos pesados. Esto equivale a potencias de trituración de 180,000 a 120,000 libras / pulgadas cuadradas, basándose en una longitud de cara efectiva equivalente a un tercio de libras longitud real.

Dos rodillos metálicos pesados de superficies lisas, que giran sobre ejes horizontales paralelos, son los elementos de trabajo de la trituradora que se representa en la siguiente figura.

Figura 1.



Las partículas de alimentación aprisionadas entre los rodillos, se rompen durante la compresión y descargan por abajo. Los rodillos giran en sentidos opuestos con la misma velocidad; tienen poca longitud y gran diámetro, de forma que sólo pueden atravesar trozos moderadamente grandes. Las velocidades de los rodillos fluctúan entre 50 y 300 rpm. Las trituradoras de rodillos lisos se emplean como trituradoras secundarias, con alimentaciones de 1 a 8 cm dando productos desde 1cm hasta aproximadamente 20 mallas.

El tamaño límite de las partículas que pueden ser atrapadas por rodillos de un diámetro dado se estudia más adelante. El tamaño de las partículas del producto depende del espacio entre los rodillos, al igual que la capacidad de una máquina dada. Las trituradoras de rodillos dan pocos finos y prácticamente ningún tamaño superior al deseado. Operan más eficazmente, cuando se disponen para producir una relación de reducción de 3 o 4 a 1. Las fuerzas ejercidas por los rodillos son muy grandes, desde 1000 hasta 7000 Kg, por centímetro de anchura del rodillo. Para permitir el paso del material irrompible sin daño para la máquina, debe montarse por lo menos uno de los rodillos sobre resortes.

3.1.1.2 El ángulo de prensado: Es el que forman las tangentes a las caras de los rodillos en el punto de contacto con la partícula que se va a triturar. Y se determina mediante la expresión:

$$\text{Cos } (N/2) = (r + a) / (r + b)$$

En donde: r = radio de los rodillos,
 a = un medio de la distancia entre éstos,
 b = radio de la partícula y
 N = ángulo de prensado.

Este último varía según la operación que se trate. Pero rara vez sobrepasa 30 grados. El diámetro del rodillo necesario se determina según el tamaño del máximo de alimentación que se puede prensar sin producir deslizamientos:

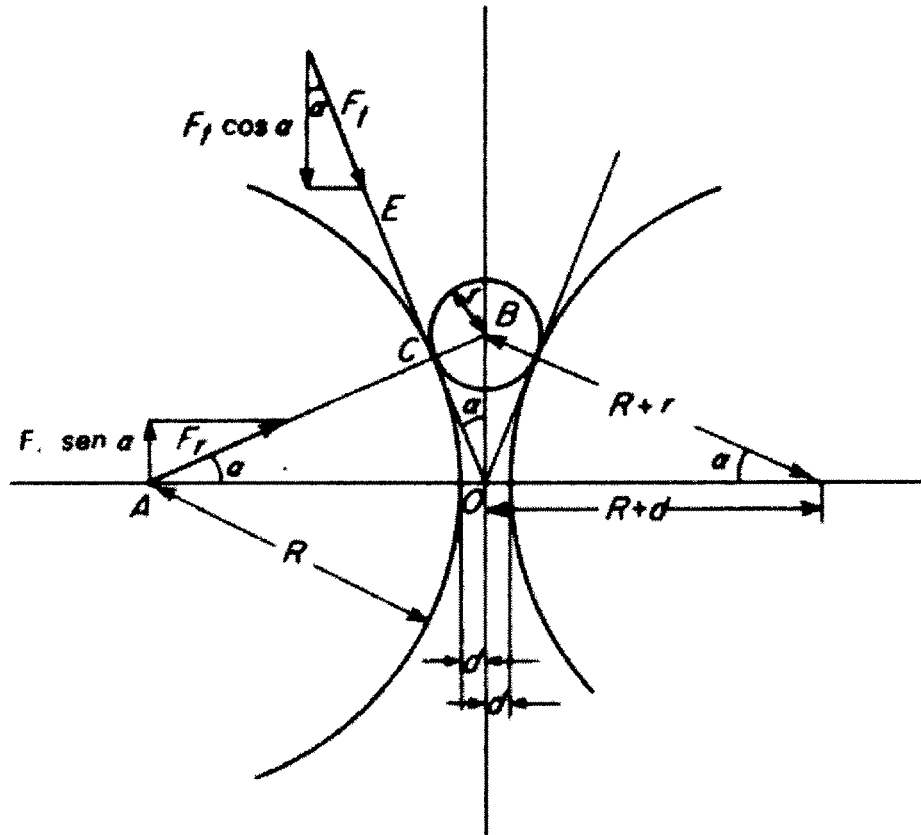
$$b_{\text{max}} = 0.04r + a$$

Todas las dimensiones se dan usualmente en pulgadas.

3.1.1.3 El ángulo de prensa: es el ángulo entre las caras de los rodillos, en el nivel en que exactamente atrapan una partícula y la llevan a la zona de trituración. Se encuentra como sigue: La siguiente figura muestra, un par de rodillos y una partícula esférica que empieza justamente a comprimirse entre ellos. Los radios de los rodillos y de la partícula son R y r , respectivamente. La abertura entre los rodillos es $2d$. La línea AB pasa por el centro del rodillo de la izquierda y por el de la partícula además pasa, por el punto C que señala el punto de contacto rodillos-partícula. Sea: α el ángulo entre la línea AB y la horizontal. La línea OE es tangente al rodillo en el punto D y forma el mismo ángulo α con la vertical.

Figura 2.

862 Operaciones en las que intervienen partículas de sólidos



Depreciando la gravedad, actúan dos fuerzas en el punto C: la fuerza de fricción tangencial F_t que tiene la componente vertical $F_t \cos \alpha$ y la fuerza radial F_r , cuya componente vertical es $F_r \sin \alpha$. La fuerza F_t se relaciona con la fuerza F_r por medio del coeficiente de fricción μ' , de modo que $F_t = \mu' F_r$. La fuerza $F_r \sin \alpha$ tiende a expulsar la partícula y la fuerza $\mu' F_r \cos \alpha$ tiende a empujarla dentro de los rodillos. Para que sea triturada, $\mu' F_r \cos \alpha \geq F_r \sin \alpha$ o $\mu' \geq \tan \alpha$. Cuando $\mu' = \tan \alpha$ el ángulo α es la mitad del ángulo de prensa.

3.1.1.4 La velocidad periférica: a la que funcionan normalmente los rodillos, va de 200 a 1200 pies/min. Y en ocasiones asciende a 1500, la **razón de reducción** no debe exceder de 4. En el caso de trozos grandes, de materiales duros, se obtendrán mejores resultados con razones de 3 o de 2.5. La gama económica de reducción se limita casi siempre a productos de tamiz No. 12 a No. 16. La capacidad de los rodillos se incrementa si las partículas caen de una altura suficiente, de tal modo que lleguen al sitio de prensado a la velocidad periférica de los rodillos. En tal caso, los rodillos pueden girar a velocidades más altas, de tal modo que un rodillo de tamaño piloto tenga la capacidad de los rodillos grandes.

~~3.1.1.5. La capacidad de las trituradoras de rodillos se calcula basándose en la teoría de bandas, según la fórmula que se indica a continuación:~~

$$Q = (d * L * s) / 1728$$

En donde: Q = capacidad, pies cúbicos / min.;
 d = distancia entre los rodillos, pulg.;
 L = longitud de los mismo, pulg.;
 s = velocidad periférica, pulg. / Min.

Esto da la capacidad teórica y se basa en el hecho de que los rodillos descargan en forma interrumpida material sólido sobre una banda continua. Debido a la irregularidad de la alimentación, la capacidad verdadera puede variar entre el 25 y 35 % del valor teórico.

3.2 TRABAJO REQUERIDO PARA LA REDUCCIÓN DE TAMAÑO

3.2.1 Relaciones teóricas. *Ley de Kick.* Basándose de la teoría del análisis de esfuerzos para la deformación de plásticos dentro del límite elástico, el trabajo requerido para triturar una cantidad dada de material, es constante para el mismo índice de reducción, sea cual fuere el tamaño original.

Esta ley se expresa como sigue:

$$E = C \log X_1 / X_2$$

En donde X_1 / X_2 es el índice de reducción de tamaño, E el trabajo realizado y C es una constante (1).

Ley de Rittinger. Otro análisis teórico establece que el trabajo consumido para reducir el tamaño de una partícula es directamente proporcional a la nueva **superficie producida** (1).

Relación generalizada. A continuación se presenta una ecuación diferencial para ambos casos:

$$dE = - C dx / X^n$$

Las soluciones de la ecuación para: $n=1$ y $n=2$ conducen a las leyes de Kick y Rittinger, respectivamente. Para: n mayor que 1, la solución es:

$$E = (C / (n - 1)) * (1 / X_2 - 1 / X_1)$$

En general, se ha considerado que la ley de Kick, se relacionaba con la trituración y quizá con la pulverización por impacto, hasta obtener material fino. En tanto que la ley de Rittinger se adaptaba de una manera más adecuada a la molienda de finos y en particular, a la molienda con molino de bolas. Los datos abundantes que existen sobre **el índice de trabajo de Bond** para numerosos materiales, han hecho que esta ley, sea de gran utilidad para determinar en forma aproximada el tamaño de los molinos.

La ley de Bond corresponde al caso en que $n = 1.5$ y en la tabla a continuación se presenta un resumen de datos.

Figura 3.

Material	No. of tests	Specific gravity	Work index [†]	Material	No. of tests	Specific gravity	Work index [†]
All materials tested	2088	—	13.81	Taconite	66	3.52	14.57
Andesite	6	2.84	22.13	Kyanite	4	3.23	15.87
Baryte	11	4.25	6.24	Lead ore	32	3.44	11.40
Basalt	10	2.89	20.41	Lead-zinc ore	27	3.37	11.35
Basaltite	11	2.35	9.45	Limestone	119	2.69	11.61
Cement clinker	60	3.09	13.49	Limestone for cement	62	2.68	10.15
Cement raw material	87	2.67	10.57	Manganese ore	15	3.74	12.46
Chrome ore	4	4.06	9.60	Magnesite, dead burned	1	5.22	16.80
Clay	9	2.23	7.10	Mica	2	2.89	134.50
Clay, calcined	7	2.32	1.43	Molybdenum	6	2.70	12.97
Coal	10	1.63	11.37	Nickel ore	11	3.32	11.98
Coke	12	1.51	20.70	Oil shale	9	1.76	15.10
Coke, fluid petroleum	2	1.63	35.60	Phosphate fertilizer	3	2.65	13.03
Coke, petroleum	2	1.78	73.80	Phosphate rock	27	2.66	10.13
Copper ore	308	3.02	13.13	Potash ore	5	2.37	8.88
Coral	5	2.70	10.16	Potash salt	3	2.18	8.23
Diorite	6	2.78	19.40	Pumice	4	1.96	11.93
Dolomite	15	2.82	11.31	Pyrite ore	4	3.48	8.90
Emerald	4	3.45	58.18	Pyrrhotite ore	3	4.04	9.57
Feldspar	5	2.59	11.67	Quartzite	16	2.71	12.15
Ferrosilicate	15	6.75	8.87	Quartz	17	2.64	12.77
Ferromanganese	10	5.91	7.77	Rutile ore	5	2.84	12.12
Ferrosilicon	15	4.91	12.83	Sandstone	8	2.68	11.53
Flint	5	2.65	26.16	Shale	13	2.58	16.40
Fluorspar	8	2.98	9.76	Silica	7	2.71	13.53
Gabbro	4	2.83	18.45	Silica sand	17	2.65	16.46
Galenite	7	5.39	10.19	Silicon carbide	7	2.73	26.17
Garnet	3	3.30	12.37	Silver ore	6	2.72	17.30
Glass	5	2.58	3.08	Sinter	9	3.00	8.77
Gneiss	3	2.71	20.13	Slag	12	2.93	15.76
Gold ore	209	2.86	14.83	Slag, iron blast furnace	6	2.39	12.16
Granite	74	2.68	14.39	Slate	5	2.48	13.83
Graphite	6	1.75	45.03	Sodium silicate	3	2.10	13.00
Gravel	42	2.70	25.17	Spodumene ore	7	2.75	13.70
Gypsum rock	5	2.69	8.16	Syenite	3	2.73	14.90
Helenite	7	4.27	13.11	Tile	3	2.59	15.53
Iron ore	5	3.96	15.44	Tin ore	9	3.94	10.81
Hematite	79	3.76	12.68	Titanium ore	16	4.23	11.88
Hematite—specular	74	3.29	15.40	Trap rock	49	2.96	21.10
Oolitic	6	3.32	11.33	Uranium ore	20	2.70	17.93
Limantite	2	2.53	8.45	Zinc ore	10	3.68	12.42
Magnetite	83	3.88	10.21				

*Allis-Chalmers Corporation.
[†]Caution should be used in applying the average work index values listed here to specific installations, since individual variations between materials in any classification may be quite large.

El índice de trabajo se define de la siguiente manera: Si $E = 0$ trabajo necesario para reducir una unidad de peso de alimentación con el 80% pasando a través de un diámetro de X_F micras hasta un producto con el 80% pasando a través de un diámetro de X_P micras entonces:

$$E = E_i \left(\sqrt{X_F} - \sqrt{X_P} \right) / \sqrt{X_F} * \sqrt{100 / X_P}$$

Donde E_i = índice de trabajo, o trabajo requerido para reducir una unidad de peso desde un tamaño infinito teórico hasta un 80 % pasado en micras.

El índice de trabajo se calcula en forma experimental, basándose en ensayos de trituración y molienda efectuados en el laboratorio, o a través de operaciones de molienda comerciales. Asimismo, cuando se trata de un triturador de quijada o giratorio, el índice de trabajo se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$E_i = 2.59 C_s / \rho_s$$

En donde:

C_s = resistencia de trituración por impacto, pie-lb/pulg de espesor necesario para romperse.

ρ_s = gravedad específica y

E_i se expresan en kw-h /ton.

Ninguna de las leyes de energía, se aplica a la perfección en la práctica y no se ha logrado encontrar un punto de partida, para desarrollar una mayor comprensión o un dominio más amplio de su aplicación, en las operaciones de molienda. En realidad dichas leyes, encierran más bien un interés histórico que práctico.

La mayoría de los primeros artículos que respaldaban una ley u otra, se basaron en la extrapolación de distribuciones de tamaño, hasta llegar a tamaños muy finos. Suponiendo la aplicación, de una u otra ley de distribución de tamaño de partículas, que prevalecen en la actualidad, (que se aplican hasta los tamaños más finos). Tal confusión ya no es necesaria. La relación entre el gasto de energía, con la distribución de tamaño producida, se ha examinado de forma muy minuciosa.

3.3 RESISTENCIA DEBIDA A CARGA CÍCLICA

La resistencia debida a carga cíclica (conocida también como a **resistencia a fatiga**), es el esfuerzo máximo originado por carga completamente cíclica y por lo cual un material falla, después de que el esfuerzo se ha repetido durante un número determinado de ciclos. Por tanto, cuando se especifique resistencia por carga cíclica, ésta deberá indicarse junto con el número de ciclos del esfuerzo. Las fallas por fatiga son muy peligrosas, porque tales fallas ocurren cuando no se está prevenido y a un esfuerzo mucho menor que el esfuerzo último.

3.4 ESFUERZO LÍMITE DE FATIGA

El esfuerzo último por carga cíclica: S_n en Lb/pulg² también llamado “**esfuerzo límite de fatiga**.” Es el esfuerzo reversible máximo al que puede ser sometido el material, (de acuerdo a su resistencia) sin fallar, (independientemente del número de ciclos de esfuerzo). Por tanto, el esfuerzo límite de fatiga, indica su valor sin un número asociado de ciclos para producir falla. Generalmente se acepta y se está haciendo norma, que los materiales ferrosos que por al menos aguanten 10, 000,000 de veces el esfuerzo reversible, tendrán vida infinita.

En experimentos se ha demostrado que existe una correlación pequeña, entre el esfuerzo último por carga reversible y algunas propiedades mecánicas tales como resistencia de cedencia, ductilidad, etc. Sin embargo se tienen algunas relaciones entre esfuerzo por fatiga y esfuerzo último y sin muesca, obtenidos por el método de viga en rotación. Para aceros cuya resistencia última de tensión no sea mayor a 200,000 Lb/pulg², se puede usar una relación de esfuerzo último por carga reversible (llamada también relación de fatiga) de valor 0.50 cuando no se tenga disponible la información. Entonces se tendrá: para 50% de supervivencia.

$$S_n = 0.5 * S_u \quad \text{para acero forjado donde } S_u < 200,000 \text{ Lb/pulg}^2 \text{ y BHN} < 400$$

$$S_n = 100,000 \text{ Lb/pulg}^2 \quad \text{para acero forjado donde } S_u > 200,000 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$S_n = 0.4 * S_u \quad \text{para acero y hierro vaciados}$$

$$S_n = 0.38 * S_u \quad \text{para aleaciones de magnesio vaciado y Aleac321iones de magnesio forjado (basado para vida de } 10^6 \text{ ciclos)}$$

$$S_n = 0.45 * S_u \quad \text{para aleaciones de níquel-base y aleaciones de de cobre}$$

$$S_n = 0.38 * S_u \quad \text{para aleaciones de aluminio forjado de resistencia a tensión hasta } 40,000 \text{ Lb/pulg}^2 \text{ (basado para una vida de } 5 * 10^8 \text{ ciclos)}$$

$$S_n = 0.16 * S_u \quad \text{para aleaciones de aluminio vaciado de (r) resistencia hasta } 50,000 \text{ Lb/pulg}^2 \text{ (basado para vida de } 5 * 10^8 \text{ ciclos (3).}$$

El esfuerzo último para el caso de carga axial reversible de un espécimen pulido y sin muesca es del orden de 15% menor que el correspondiente a flexión reversible. Como guía de diseño podemos usar la relación para especímenes de acero sujetos a carga axial reversible.

$$S_n = 0.85 * \text{esfuerzo último en flexión reversible} = 0.42 * S_u$$

Para pruebas de torsión reversible aplicadas a especímenes de acero pulido y sin muesca, el esfuerzo de fatiga es más o menos igual al 58 % del valor de flexión. Por tanto, tenemos la relación para esfuerzo último a torsión reversible.

$$S_n = 0.58 * \text{esfuerzo \u00faltimo en flexi\u00f3n reversible} = 0.29 * S_u$$

(para hierro vaciado)

$$S_n = 0.8 * \text{esfuerzo \u00faltimo en flexi\u00f3n reversible} = 0.32 * S_u$$

(solo para acero)

$$S_n = 0.48 * \text{esfuerzo \u00faltimo en flexi\u00f3n reversible} = 0.22 * S_u$$

(para cobre)

3.5 EFECTO DE LA VARIACI\u00d3N DE MATERIAL FACTOR DE CONFIABILIDAD

El factor debido a la variaci\u00f3n del material es muy importante y con frecuencia es descuidado por el dise\u00f1ador o analista cuando existen componentes mec\u00e1nicos en evaluaci\u00f3n.

En la tabla siguiente se muestran los valores de los esfuerzos por fatiga: son valores medios y por lo mismo implican una supervivencia del 50%. Debido a que el an\u00e1lisis de la fatiga es, en el mejor de los casos una estimaci\u00f3n, es conveniente para el dise\u00f1o considerar alg\u00fan nivel de confiabilidad, que tome en cuenta las variaciones del material reportado, con los datos S-N.

Al no tener informaci\u00f3n espec\u00edfica referente a confiabilidad, se sugiere que el 8% del valor de la resistencia por vida-larga, pueda suponerse como desviaci\u00f3n est\u00e1ndar, considerando que el material sea de buena calidad. Las pruebas de fatiga con diferentes aleaciones por lo general muestran curvas de distribuci\u00f3n estad\u00edsticamente normal, de tal manera que el esfuerzo \u00faltimo de fatiga, para porcentajes fijos de supervivencia pueda ser obtenido, rest\u00e1ndole un n\u00famero espec\u00edfico de desviaciones est\u00e1ndar, del valor de la resistencia de fatiga media. Por lo cual, desde el punto de vista de factor de reducci\u00f3n de la resistencia de fatiga, se puede escribir que:

$$C_R = 1 - 0.08 * (D.M.F)$$

Donde C_R = factor de reducci\u00f3n de la resistencia de fatiga basado en la confiabilidad y \u00e9l (D.M.F) = factor de la desviaci\u00f3n de multiplicaci\u00f3n de la siguiente tabla.

Niveles de confiabilidad

Razi\u00f3n de supervivencia %	Factor de desviaci\u00f3n de multiplicaci\u00f3n (D.M.F)
90.00	1.28
95.00	1.64
98.00	2.05
99.00	2.33
99.90	3.08
99.99	3.62

3.6 EFECTO DE LOS MÉTODOS DE FABRICACIÓN ACABADO SUPERFICIAL

El factor de reducción C_F por acabado de superficie, es usado como un coeficiente multiplicador, para modificar el esfuerzo último por fatiga de un material, de la misma manera que C_R y C_S son usados. También, como en el caso de C_R y C_S , para ciclos de 1000 o menos, C_F es igual a la unidad, debido a que se supone que dicha carga es estática.

3.7 SOLDADURA

La soldadura, que constituye un método muy popular de fabricación, particularmente con el empleo de máquinas automáticas para soldar, puede causar una gran reducción en las propiedades de fatiga, de los materiales. La razón básica de esto es que la soldadura produce un cambio geométrico, de la forma en la unión y por lo mismo actúa como factor geométrico de concentración de esfuerzo.

3.7.1 Efecto de la concentración de esfuerzos: Las causas de las concentraciones de esfuerzo, son muy variadas y numerosas. Principalmente se deben a un acabado superficial o inclusiones no metálicas. Una concentración de esfuerzo, es cualquier condición material que cause: “que el esfuerzo local sea mayor que el esfuerzo nominal”. Para ciertas condiciones es posible determinar un factor de reducción de la resistencia de fatiga y para otros solo es posible contar con datos cualitativos y experiencia directa. La geometría o forma del espécimen, es uno de los factores más importantes, que contribuyen a la concentración de esfuerzo con bases muy racionales.

La definición de factor de concentración de esfuerzo es:

$$K_t = \frac{\text{esfuerzo máximo en la sección de interés}}{\text{esfuerzo nominal en la sección de interés}} = \sigma_{\max} / \sigma_0$$

$$K_{ts} = \tau_{\max} / \tau_0$$

Donde:

K_t = es el factor de concentración de esfuerzos teórico, el cual está dado solamente de acuerdo a la geografía del espécimen.

K_{ts} = es el factor teórico para corte (3).

Los factores teóricos de concentración K_t dependen sólo de la geometría del espécimen correspondiente. Si todos los materiales fueran uniformes, homogéneos y sus superficies, estuvieran libres de marcas o rayas, podría justificarse usar K_t “tal cual”, para el cálculo de esfuerzos de fatiga. Sin embargo, los materiales no son homogéneos y en la superficie no están libres de defectos. Estos pueden fácilmente rayarse, ser marcados con una herramienta o producirles ralladuras en filetes, cuñeros o en la orilla de algún agujero. Las pruebas de fatiga han demostrado que el factor teórico de concentración de esfuerzo, raramente se obtiene (excepto para algunos aceros de alta resistencia). En su lugar se utiliza

un valor menor que K_t . Por tanto, es necesario definir un factor de concentración de esfuerzo debido a fatiga, designado por K_f (3).

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo \u00faltimo por carga reversible en esp\u00e9cimen sin muesca}}{\text{esfuerzo \u00faltimo por carga reversible en esp\u00e9cimen sin muesca}}$$

Debido a que se requiere hacer un n\u00famero ilimitado de pruebas para producir valores de K_f , es muy deseable relacionar el valor te\u00f3rico K_t con el de fatiga K_f para diferentes tama\u00f1os de muesca, materiales y tratamientos t\u00e9rmicos. Se sugiere la relaci\u00f3n llamada factor q de sensibilidad a la muesca

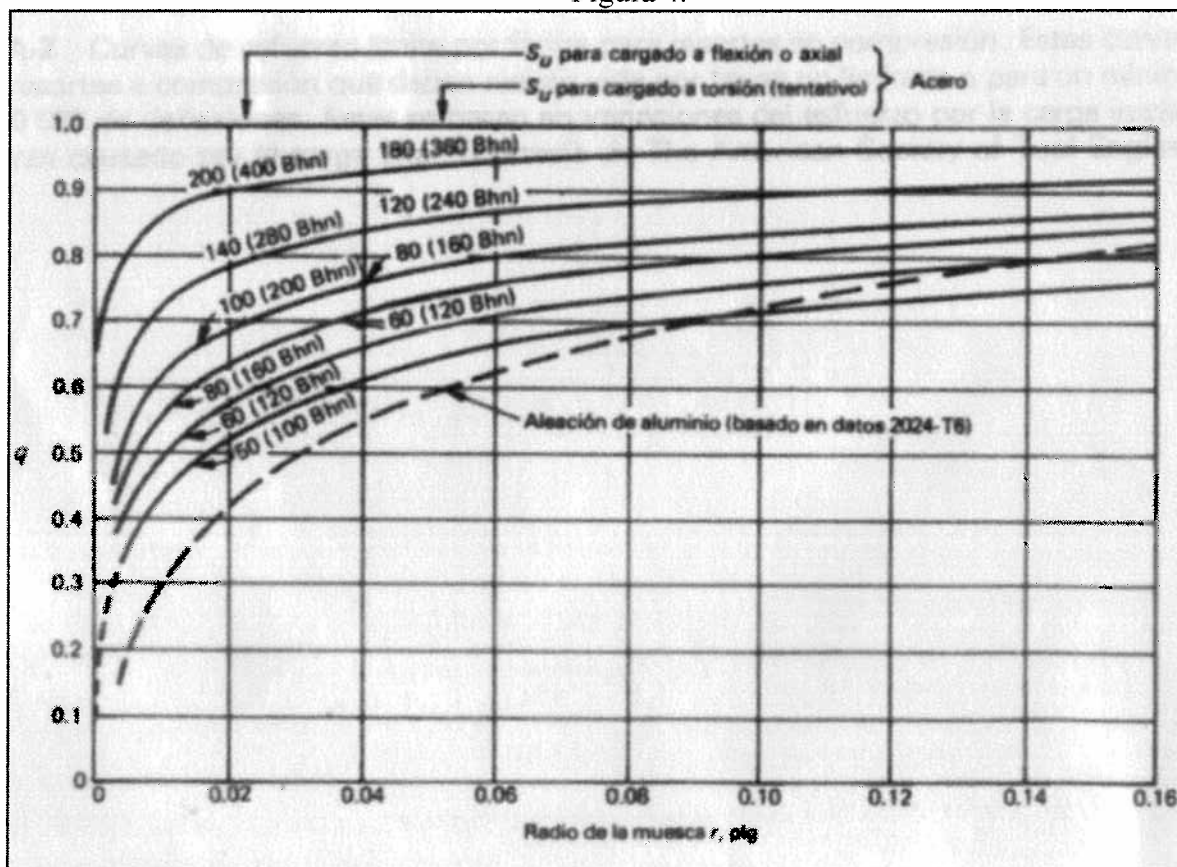
$$q = K_f - 1 / K_t - 1$$

o por torsi\u00f3n (o corte)

$$q = K_{fs} - 1 / K_{ts} - 1$$

Aunque se tiene poca informaci\u00f3n referente a q para un n\u00famero grande de materiales, se proporciona en la siguiente figura. Para aquellos casos en que no se tenga informaci\u00f3n espec\u00edfica referente a q , \u00e9sta se puede escoger entre 0 y 0.2 para materiales propensos a insensibilidad a la muesca como hierros vaciados de baja resistencia.

Figura 4.



3.8 ECUACIÓN DE TRABAJO PARA ESFUERZOS POR FATIGA

Los diferentes factores de reducción del esfuerzo por fatiga se utilizan para obtener una ecuación modificada del esfuerzo de fatiga (3).

$$S_e = C_R \cdot C_S \cdot C_f \cdot C_W \cdot (1/K_f) \cdot S_n$$

$$S_{es} = C_R \cdot C_S \cdot C_f \cdot C_W \cdot (1/K_{fs}) \cdot S_{ns}$$

Donde:

C_R = factor de confiabilidad

C_S = factor de corrección de tamaño

C_f = factor de corrección de acabado de superficie

C_W = factor de corrección por soldadura

S_n = esfuerzo de fatiga del material

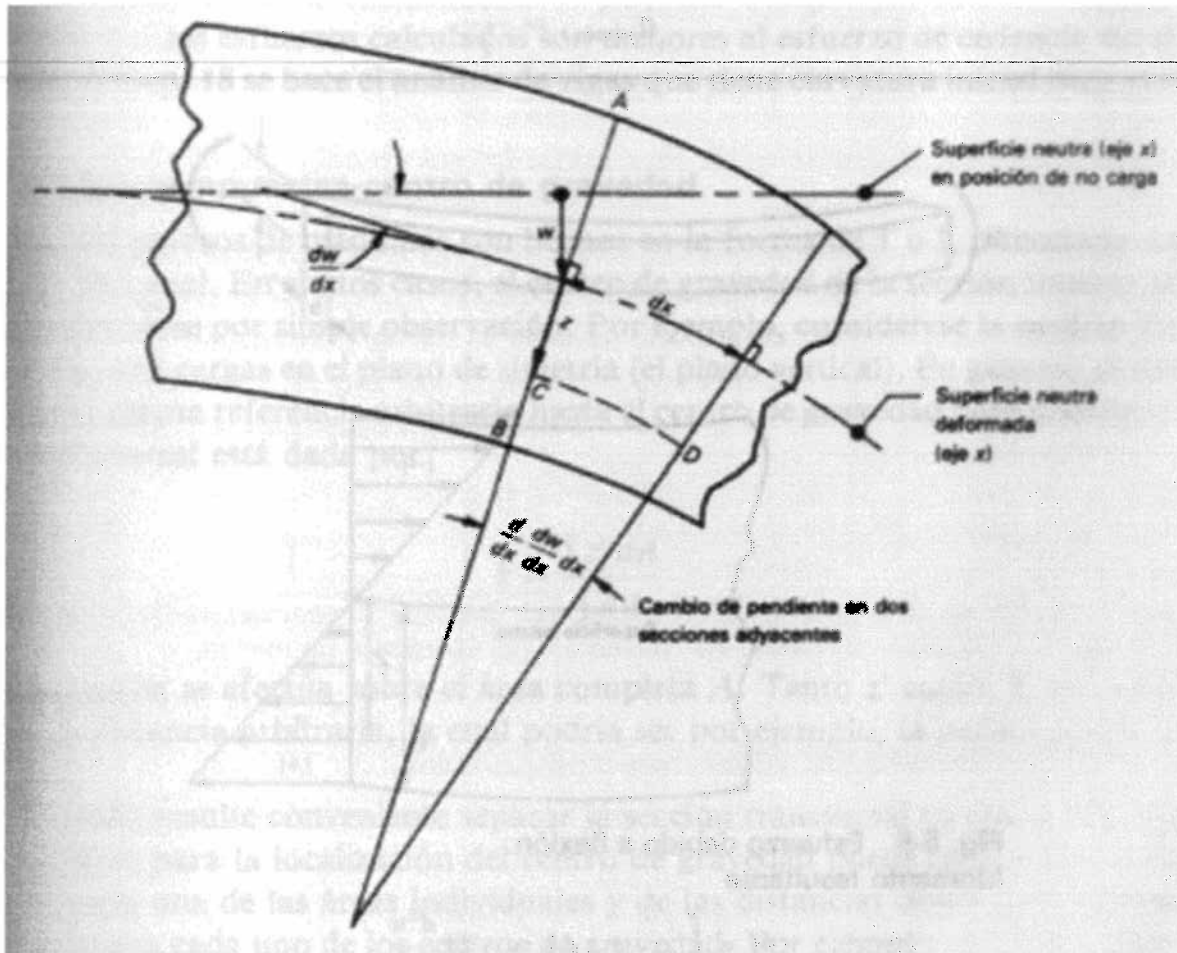
K_f = factor de concentración de esfuerzos por fatiga

K_{fs} = factor de concentración de esfuerzos de corte por fatiga

3.8.1 Esfuerzos flexionantes en miembros de máquinas: Los esfuerzos por flexión, frecuentemente se usan como criterio principal para el diseño de miembros de máquinas. Considérese un miembro de una máquina, con una de sus dimensiones mucho mayor que las otras y que tiene un plano vertical simétrico a través del eje longitudinal. El plano xz es el plano de simetría y el plano xy es la superficie neutra antes de la deflexión. Si no se tiene torsión a lo largo del eje longitudinal, las fuerzas pueden aplicarse en el plano de simetría y los vectores de momento pueden aplicarse perpendiculares al plano de simetría. Entonces el eje longitudinal se flexionará junto al plano de simetría. Predominan los efectos flexionantes y podrán aplicarse las suposiciones de la teoría **de las vigas**.

Considérese una sección plana perpendicular al eje de un miembro. Si esa sección permanece plana y perpendicular al eje longitudinal, entonces se podrá determinar fácilmente el campo de esfuerzos de dicho miembro. En la siguiente figura,

Figura 5.



El esfuerzo flexionante σ_x está relacionado con la segunda derivada de la deflexión w , mientras que en la otra, el momento flexionante M , está relacionado a la misma cantidad. Considerando los resultados, obtenemos la siguiente ecuación:

$$\sigma_x = Mz/I$$

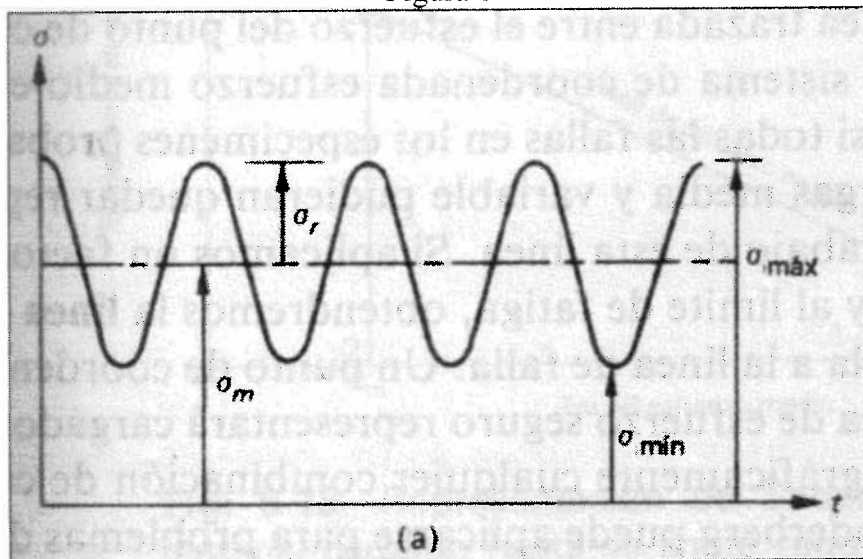
Teniendo el esfuerzo máximo en la superficie $z = c$ donde

$$\sigma_{x(\max)} = Mc/I$$

Este valor del esfuerzo puede ser la base para el diseño cuando el momento flexionante se calcula a partir del sistema de cargas.

3.8.2 Criterio de soderberg: Si el esfuerzo de tensión en un punto está dado por el esfuerzo variable σ_r y el esfuerzo medio σ_m tal como se muestra en la siguiente figura:

Figura 6



Entonces ambos esfuerzos contribuyen a la falla. La línea de Soderberg de falla es una representación aproximada de este efecto. Es una línea trazada entre el esfuerzo del punto de cedencia y el esfuerzo límite en el sistema de coordenadas, esfuerzo medio-esfuerzo variable. Se ha observado que casi todas las fallas en los especímenes probados, (debido a las combinaciones de las cargas media y variable), pudieran quedar representadas como puntos por arriba o por debajo de esta línea. Si aplicamos el factor de seguridad N al esfuerzo de cedencia y al límite de fatiga, obtendremos: **la línea de esfuerzo seguro**, que es una línea paralela a la línea de falla. Un punto de coordenadas σ_m , σ_r trazado en/o abajo de esta línea de esfuerzo seguro representará cargado seguro. De esta manera podrá verificarse gráficamente cualquier combinación de cargado medio y variable. El criterio de Soderberg puede aplicarse para problemas de diseño en que el esfuerzo mínimo valga cero y para el caso de que el esfuerzo mínimo sea negativo, pero generalmente se aplica cuanto el esfuerzo medio es negativo (3).

Cuando el esfuerzo varía al azar entre los límites $\sigma_{\text{mín}}$ y $\sigma_{\text{máx}}$ se tiene

$$\sigma_m = \sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}} / 2$$

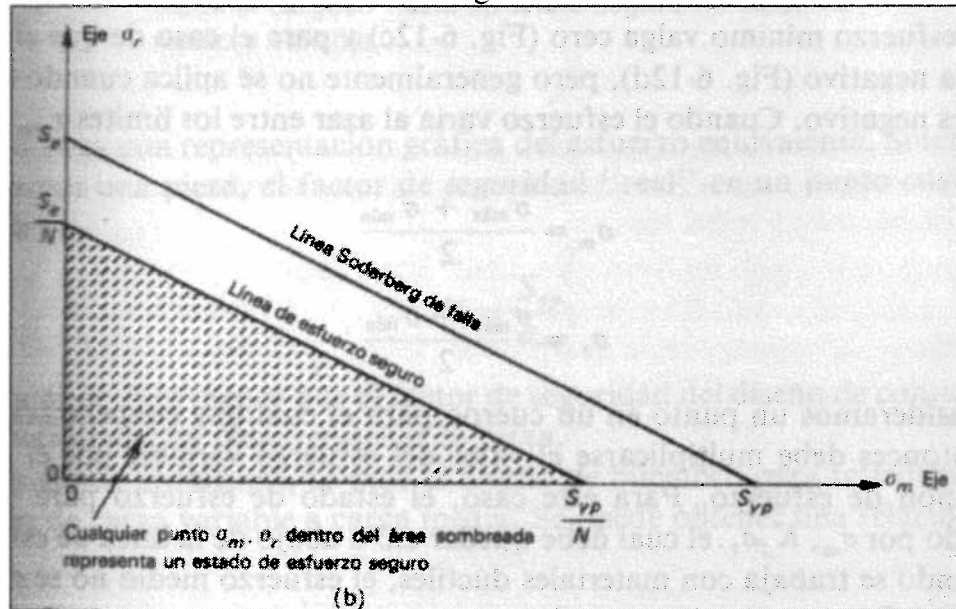
$$\sigma_r = \sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}} / 2$$

Si consideramos un punto en un cuerpo, para el cual hay concentración de esfuerzo, entonces debe multiplicarse el valor del esfuerzo variable por el factor de concentración de

esfuerzo. Para este caso, el estado de esfuerzo de un punto estaría dado por $\sigma_m, K_f \sigma_r$, el cual debe quedar en/o debajo de la línea de esfuerzo seguro. Cuando se trabaja con materiales dúctiles, el esfuerzo medio no se multiplica por el factor de concentración de esfuerzo.

Supóngase que se carga un material con combinación de esfuerzo medio y variable hasta la condición límite segura. El estado de esfuerzo pudiera estar representado por el punto $\sigma_r, K_f \sigma_r$ sobre la línea de esfuerzo seguro tal como se muestra en la siguiente figura:

Figura 7



Observando que los triángulos AOB y CDB son semejantes, obtenemos la relación:

$$((S_{yp} / N) - \sigma_m) / K_f \sigma_r = S_{yp} / S_e$$

La cual puede arreglarse en la forma:

$$S_{yp} / N = S_{yp} / S_e K_f \sigma_r + \sigma_m$$

El lado derecho de la ecuación anterior puede considerarse como un estado de esfuerzo estático equivalente. Entonces podemos definir un **esfuerzo equivalente** como:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + S_{yp} / S_e K_f \sigma_r$$

3.8.3 Ecuaciones para el diseño de flechas para cargas fluctuantes y de choque:

Antes de 1954, las bases aceptadas para el diseño de flechas era el código de ASME, para el diseño de flecha de transmisión B17-1927. Aprobado por The American Standards Association. Esta se basaba en la teoría de falla de corte máximo y empleaba factores combinados de choque y fatiga como coeficientes de multiplicaban a los momentos flexionantes de torsión aplicados. Este código fue retirado en 1954 y hasta ahora no ha sido restituido. Por tanto, no es necesario analizar dicho código.

3.9 SOLDADURA POR ARCO

Los métodos comunes de soldadura por arco, incluyendo al de soldadura manual, utilizan electrodos metálicos revestidos, soldadura por arco de gas metal-inerte y soldadura por gas tungsteno-inerte.

3.9.1 Electrodo metálicos revestidos: Pueden ser usados en el campo para soldadura por arco manual. El revestimiento es vaporizado para proporcionar una protección gaseosa, con lo cual se evita la oxidación de la soldadura. El revestimiento también actúa como fundente y dirige el arco. El electrodo en sí mismo actúa como metal de aporte en la unión. Si se va a tener tratamiento térmico después de la soldadura, la composición del electrodo ordinariamente es similar, a la del metal base.

3.9.2 Diseño de soldaduras cargadas simétricamente: Los electrodos de soldadura con revestimiento metálico, están diseñados de acuerdo con la resistencia a la tensión, de la soldadura formada y también de acuerdo al método de soldadura empleado. Los últimos dos dígitos representan el tipo de aplicación de la soldadura y la posición de la soldadura. Los dos o tres dígitos que siguen inmediatamente de la letra E, dan aproximadamente la resistencia mínima de tensión, en miles de libras por pulgada cuadrada.

La mayor parte de las soldaduras que se hacen en las máquinas son hechas con electrodos del grupo E60XX. Estos tienen una resistencia última mínima de tensión $S_u = 60000 \text{ lb/pulg}^2$ o mayor según sea la condición de la soldadura y una resistencia mínima de cedencia $S_{yp} = 50000 \text{ lb/pulg}^2$.

Los electrodos del grupo E70XX se obtienen con facilidad, estos tienen una resistencia última mínima a la tensión de 70000 lb/pulg^2 o más y una resistencia mínima de cedencia de 60000 lb/pulg^2 .

Las soldaduras de alta resistencia se obtienen con electrodos de grupo E100XX, las cuales son templadas con enfriamiento y proporcionan resistencias últimas mayores a 100000 lb/pulg^2 .

3.9.3 Junta de soldadura a tope en tensión: En el diseño de soldaduras deberá especificarse hasta donde sea posible, el que las propiedades del electrodo, sean comparables a las del metal base o de las piezas a unir. En el caso de soldadura a tope, la resistencia de la junta será entonces aproximadamente igual a la resistencia del metal base,

dándonos como resultado una eficiencia próxima al 100% para cargas estáticas. Por tanto, para **soldaduras a tope de resistencia máxima, la resistencia de la junta es:**

$$P = S_{yp} * L * t / N$$

Donde t = Placas de espesor

L = Longitud de soldadura

N = Factor de seguridad, *para cargas de tensión estática*, en el plano perpendicular de las placas a la soldadura.

Desde luego que hay ciertos defectos colaterales, sobre todo debido al calor intenso de la soldadura. Estos problemas incluyen: esfuerzos residuales, distorsión de las partes y agrietamientos.

Para *cargas fluctuantes*, las soldaduras a tope, hechas con electrodos que tengan propiedades similares a las del metal base, tendrán una resistencia por fatiga de aproximadamente 15% menor, a la resistencia del metal base. Al metal soldado que sobresale por abajo o por arriba de la superficie de las piezas soldadas a tope, se le llama refuerzo. El refuerzo probablemente sea de poca consecuencia para soldaduras sujetas a cargas estáticas, pero puede ser perjudicial, como una fuente de concentración de esfuerzos si las cargas fluctúan. Por tanto el refuerzo deberá conservarse a valor mínimo, o bien, esmerilarse cuando la soldadura está sujeta a cargas de fatiga.

3.9.4 Soldaduras a corte: Cuando las cargas que actúan en el plano de dos placas soldadas a tope son paralelas a la soldadura, podrá ocurrir falla a corte. Para una longitud de soldadura L , placa de espesor t y factor de seguridad N , la carga admisible será de

$$P = S_{syp} * L * t / N$$

Para **resistencia máxima a corte en soldaduras a tope** sobre la base de carga estática. Si no se conoce el esfuerzo a corte en el punto de cedencia, generalmente se supone:

$$S_{syp} = 2/3 * S_{yp}$$

Por tanto para electrodos del grupo E60XX con esfuerzo en el punto de cedencia de 50000 lb/pulg², $S_{syp} = 33000$ lb/pulg². En cualquier caso:

$$S_{syp} \leq 1/2 * S_{yp}$$

3.9.5 Juntas cargadas excéntricamente: Cuando resulte ser práctico, las soldaduras deben ser simétricas con respecto a la línea de acción de la carga resultante. Si el vector carga, no pasa a través del centro de gravedad del grupo de soldaduras, debemos considerar torsión y/o flexión así como corte directo.

3.9.6 Sistema de cargas en el plano del grupo de soldaduras: Si se tiene una junta con carga excéntrica. La distribución exacta de los esfuerzos es complicada y depende de la rigidez de las partes a unir, así como también de la geometría de las soldaduras, pero el siguiente método dará resultados razonables de ingeniería.

Supóngase que las piezas sean relativamente rígidas. Entonces, el esfuerzo radial debido a la excentricidad de la carga será: proporcional a la distancia medida desde el centro del grupo de soldaduras. Al igual que para soldaduras cargadas simétricamente, aproximamos el área del esfuerzo a corte por el área de la garganta. El esfuerzo de corte en la soldadura a un radio r está dado por el vector suma:

$$\tau = P/A + \rightarrow Tr/J$$

Donde:

P = carga aplicada

A = área total de garganta

T = par, el cual es igual al producto de la carga aplicada por la distancia desde el centro de gravedad del grupo de soldaduras

r = distancia desde el centro de gravedad del grupo de soldaduras

J = momento polar de inercia del grupo de soldaduras con respecto a su centro de gravedad

El procedimiento para el diseño de soldaduras es sencillo, debido a que, en general al principio del proceso de diseño, no se conoce el área de la garganta, (inicialmente especificamos que la garganta tiene una dimensión unitaria). Entonces la ecuación cambia a:

$$\tau' = P/L + \rightarrow Tr/J'$$

Donde:

L = es la longitud total de los cordones de soldadura.

J' = es el momento de inercia polar basado en garganta de 1 pulg.

Además, cuando se localiza el centro de gravedad y se determinan r y J' ; la soldadura será considerada simplemente como una o más líneas. Se harán las mediciones en la orilla más próxima de la soldadura, ignorando el espesor de la soldadura y la contribución del momento de inercia con respecto al propio eje central del cordón. Una vez que haya sido calculado τ' comparamos su valor con el esfuerzo admisible a corte, para especificar el tamaño verdadero de la soldadura.

Para un esfuerzo o resistencia de trabajo $S_{sw} = S_{sy}/N$ el tamaño nominal de la soldadura está dado por:

$$h = \tau' / 0.707 * S_{sw}$$

3.9.7 Cargas que no están en el plano del grupo de soldaduras: Cuando las cargas están fuera del plano del grupo de las soldaduras, el proceso de cálculo es algo diferente al antes indicado. (Considérese la figura siguiente que esta soldada a la columna.) La carga P se aplica a la distancia e del plano que contiene a las soldaduras. La distribución real del esfuerzo en el grupo de soldaduras es muy complicada. Sin embargo, para fines de diseño, suponemos una distribución lineal del esfuerzo de corte debido al momento $M=Pe$ y una distribución uniforme del esfuerzo por corte directo.

Empezamos por localizar el centro de gravedad del grupo de soldaduras. En estos cálculos la soldadura puede ser tratada como si fuera una línea. (Considérese el caso en el cual el plano del grupo de soldaduras sea perpendicular al plano determinado por la línea de acción de la fuerza y el centro de gravedad del grupo de soldaduras). En este caso no existe la tendencia a la torsión en el plano del grupo de soldaduras. La soldadura está sujeta a esfuerzo de corte directo P/A y a un esfuerzo Mc/I_x inducido por el momento. El momento de inercia I_x se calcula, con respecto a un eje perpendicular a la línea de acción de la carga y a través del centro de gravedad. La distancia c está medida desde ese eje hasta el punto más alejado de la soldadura. A pesar de la semejanza a la flexión del esfuerzo inducido por el momento,+ diseñaremos sobre la base de corte en la soldadura. El esfuerzo de corte en la soldadura, será aproximadamente el vector suma:

$$\tau = P/L + \rightarrow Mc/I_x$$

Si la ecuación anterior se usa para fines de diseño, podemos considerar a la soldadura como una línea, pero basados en el área y momento de inercia en garganta de 1 pulg. de dimensión. Análogamente obtenemos:

$$\tau' = P/L + \rightarrow Mc/I'_x$$

Basados en la geometría y en la carga de la figura anterior, vemos que el esfuerzo por corte directo es hacia abajo y que el esfuerzo inducido por el momento a lo largo de la línea AB es hacia fuera. El vector suma es simplemente:

$$\tau' = [(P/L)^2 + (Mc/I'_x)^2]^{1/2}$$

Para un esfuerzo de corte S_{sw} , la altura necesaria del cordón de la soldadura está dada por:

$$h = \tau' / 0.707 * S_{sw}$$

3.10 CONEXIONES ATORNILLADAS

3.10.1 Análisis de esfuerzo en tornillos y pernos: Al hacer un análisis del esfuerzo en un perno o en un tornillo, el primer paso consiste en calcular el diámetro necesario, usando la fórmula directa de tensión o de compresión. Donde F es la carga que está soportada y A es el área de la sección transversal basada en el diámetro de raíz. Si hay posibilidad de fallas por flexión o por efecto de columna, deberá verificarse el diámetro para esas condiciones. Otro posible modo de falla sería si las roscas se cortasen.

Si suponemos que las roscas comparten por igual el esfuerzo. Las siguientes ecuaciones pueden usarse, para calcular el esfuerzo de corte en el tornillo, en las roscas de la tuerca y el aplastamiento entre las roscas.

$$T_{(tuerca)} = F / \pi * d * (h/2)$$

$$T_{(tuerca)} = F / \pi * d_r * (h/2)$$

$$\sigma_b = F / (\pi/4)(d^2 - d_r^2)(h/p)$$

Donde: σ = esfuerzo de corte,
 σ_b = esfuerzo de aplastamiento,
 d = diámetro exterior del tornillo,
 h = altura de la tuerca,
 d_r = diámetro en la raíz del tornillo y
 p = paso del tornillo.

Infelizmente, las roscas no comparten por igual la carga. De hecho una estimación conservadora sería, que un solo hilo tomara toda la carga. Sin embargo, la cedencia de los hilos admite que la carga sea transferida a otros hilos de la rosca. Por tanto, es deseable escoger un material suave para la tuerca, de manera que la cedencia y el desparramado de la carga puedan tomar lugar.

Para resumir, debido a que no está muy claro cuántos de los hilos están en acoplamiento y pueden compartir la carga, el diseñador podrá suponer que todos los hilos comparten la carga por igual, (con esta suposición deberá considerarse un factor de seguridad alto) o podrá suponerse que toda la carga la toma un hilo (suposición muy conservadora). Para cualquier caso, una longitud razonable de hilos acoplados, puede aproximarse por las siguientes reglas empíricas:

1. Para acero, la longitud deberá ser, por lo menos, igual al diámetro exterior de la rosca.
2. Para hierro vaciado, latón o bronce la longitud del acoplamiento de las roscas deberá ser por lo menos 1 1/2 veces el diámetro exterior de la rosca.

3. Para aluminio, zinc o plásticos ésta deberá ser por lo menos dos veces el diámetro exterior de la rosca.

3.11 TORNILLOS DE POTENCIA

3.11.1 Consideración de esfuerzos en los tornillos en potencia: Al analizar la resistencia del tornillo de potencia y de la tuerca, o de cualquier tornillo o tuerca, el diseñador deberá conocer las limitaciones de sus cálculos. Con esto no se quiere decir que las expresiones analíticas, usadas para el cálculo de un esfuerzo particular, no sean aplicables a tornillos. En lugar de esto, deseamos enfatizar que el cuadro de esfuerzo de acoplamiento entre tornillo y tuerca no se ha entendido completamente. Como una ilustración de esto, comúnmente se ha aceptado que la carga soportada por tornillo y tuerca se distribuye en forma uniforme en el acoplamiento. De hecho, esto no es cierto, Goodier demuestra que debido a la deflexión, solamente la primera o las dos primeras vueltas de la rosca soportan la parte principal de la carga. Las vueltas restantes llevan menos carga o porciones mayores de la carga, dependen de la deformación elástico- plástica de las primeras dos vueltas de las roscas

El análisis de Goodier no hace la suposición, de que el esfuerzo por aplastamiento, esté uniformemente distribuido en todo el acoplamiento. Sin embargo, con la lubricación adecuada, puede ser un factor en apoyo de esta hipótesis.

Nuevamente citando el análisis de Goodier, el esfuerzo de tensión en el área correspondiente a la raíz del tornillo, es mayor en el punto donde la carga "fluye" del tornillo a la tuerca, que en cualquier otro punto del área de la raíz.

Por último, observamos que algunos otros factores adicionales, tales como los radios del filete, el acabado de la superficie, la clase de ajuste, etc., tienen efectos significativos en los valores del esfuerzo real.

Por tanto, las relaciones analíticas siguientes, aunque no son exactas le proporcionan al diseñador algunas herramientas simples, que le ayudarán a lograr un diseño razonable, sobre todo, cuando se usan esfuerzos conservadores para el diseño.

Las consideraciones principales de esfuerzo en el diseño del tornillo de potencia son:

- 1) Presión por aplastamiento,
- 2) Esfuerzo de flexión,
- 3) Esfuerzo de corte,
- 4) Esfuerzo de tensión o de compresión,
- 5) Esfuerzo combinado y
- 6) Esfuerzo por pandeo

3.11.2 Presión por aplastamiento: Es el esfuerzo que se tiene, por aplastamiento entre la superficie de la rosca de tornillo y la superficie de contacto de la tuerca. La relación para este esfuerzo es:

$$\sigma_B = W/\pi d_m n$$

Donde :

σ_B = presión por aplastamiento (es decir, esfuerzo por aplastamiento en el área proyectada de la rosca), lb/plg²

W = carga, lb

d_m = diámetro medio de la rosca del tornillo, plg

h = altura de la rosca, plg

n = número de cuerdas en contacto

3.11.3 Esfuerzo de flexión: Esfuerzo de flexión en la rosca, se obtiene, considerando como si se tuviera una viga corta cantiléver, con una carga en el extremo en el diámetro de la raíz. La carga W se supone que está uniformemente repartida, en el diámetro medio del tornillo (es decir, que la carga W actúa a la mitad de la altura h de la rosca).

La sección transversal de la rosca desarrollada en la raíz, es un rectángulo con una profundidad b y ancho $\pi d_m n$ que se considera como viga. Tendremos de este modo un módulo de sección para la rosca de:

$$I/C = (\pi d_m n) b^2 * 6$$

El momento flexionante máximo para esta viga cantilever es

$$M = Wh/2$$

La ecuación del esfuerzo flexionante es

$$\sigma_b = MC/I$$

Sustituyendo las dos ecuaciones anteriores se obtiene

$$\sigma_b = 3Wh/(\pi d_m n b^2)$$

Donde:

σ_b = esfuerzo de flexión máximo en libras por pulgada cuadrada, todos los demás términos ya han sido definidos.

3.11.4 Esfuerzo de corte: Tanto las roscas en el tornillo como en la tuerca están sujetas a corte transversal debido a la flexión. Para una sección rectangular el esfuerzo por corte transversal se define como:

$$\tau = 3/2 W/A$$

Donde:

- A = es el área de la sección transversal en el extremo de la viga.
- $\pi d_r n b$ = Es el área para el tornillo y
- $\pi d_o n b$ = Es el área para la tuerca.

Por tanto, el esfuerzo de corte por corte transversal para el tornillo es:

$$\tau = 3/2 W/\pi d_r n b$$

El esfuerzo por corte transversal para la tuerca es:

$$\tau = 3/2 W/\pi d_o n b$$

Donde:

- τ = es el esfuerzo por corte transversal en libras por pulgada cuadrada,
- d_r = es el diámetro de raíz del tornillo,
- d_o es el diámetro mayor del tornillo y
- El resto de los términos ya fueron definidos anteriormente.

3.11.5 Esfuerzo de tensión o de compresión: Dependiendo del diseño en particular, un tornillo de potencia, puede estar sujeto a esfuerzo de tensión o de compresión, llamada "**área del esfuerzo de tensión**" en las diferentes tablas de las roscas de tornillo (ver diagrama). Esta área de esfuerzo es ligeramente mayor, que el área correspondiente a la del diámetro en la raíz. Esta área mayor es la obtenida de un círculo, cuyo diámetro es igual al valor promedio, de los diámetros de raíz y de paso. Las bases para utilizar el área del esfuerzo de tensión, se obtuvieron por resultados experimentales, los cuales han demostrado que un espécimen con rosca, sujeto a la prueba de tensión es más fuerte que un espécimen plano (es decir, sin rosca); cuyo diámetro sea el que corresponda, al diámetro de raíz del espécimen con rosca.

Podemos ahora escribir la expresión del esfuerzo directo de tensión o de compresión como sigue:

$$\sigma_{toc} = W/A$$

Donde:

- σ_{toc} = esfuerzo de tensión o compresión, lb/pulg²

$$A = \pi/4 ((d_r+d_p)/2)^2, \text{ pulg}^2$$

d_r = diámetro de raíz, pulg.

d_p = diámetro de paso, pulg

Si el diseñador desea ser más conservador en sus cálculos, podrá justificarse usando en sus cálculos de *al* diámetro d_r .

3.11.6 Esfuerzo combinado: Cuando la longitud no soportada del tornillo es corta, de tal manera que pueda ser ignorada la acción de columna, el tornillo deberá tratarse como miembro a compresión. En ese caso, el área del tornillo que es la que corresponde al diámetro de la raíz, está sujeta a esfuerzo biaxial. Recuérdese que la ecuación de esfuerzo biaxial combinado que emplea la teoría de falla de corte máximo es:

$$\tau_{max} = ((\sigma/2)^2 + \tau^2)^{1/2}$$

El esfuerzo de corte τ , causado por el par aplicado es

$$\tau = T(d_r/2)/J = T(d_r/2)/(\pi * d_r^4/32) = 16T/\pi d_r^3$$

Donde: τ = par aplicado en libras-pulgadas.

Sustituyendo en la ecuación del esfuerzo directo en tensión o de compresión y la anterior obtenemos:

$$\tau_{max} = ((W/2A)^2 + (16T/\pi d_r^3)^2)^{1/2}$$

Debido a que la acción de la columna no tiene efecto alguno, en caso de que el tornillo esté sujeto a esfuerzo de tensión, la ecuación anterior se aplica para tensión y torsión combinadas independientemente de la longitud del tornillo.

3.11.7 Esfuerzo por pandeo: Cuando la longitud del tornillo no soportado, sea igual o mayor a 8 veces el diámetro de la raíz, al tornillo deberá tratarse como columna. Como se recordará el análisis de estabilidad de la columna lleva a la fórmula de Euler (la cual está restringida a usarse sólo con columnas largas).

Para materiales dúctiles, se define a las columnas cortas aquellas que tienen una relación de esbeltez de valor hasta 100 inclusive, mientras que se consideran como columnas largas, las que tengan una relación de esbeltez mayor a 100. Las columnas cortas se supone que fallan a compresión y flexión en el lado cóncavo, las largas fallan por pandeo o inestabilidad.

Se tienen varias formulas para columnas cortas, que son una extensión de la ecuación de Euler dentro de la región de la columna corta. Muchas de estas fórmulas se

usan en aplicaciones estructurales y se incluyen como parte de los requerimientos en los diferentes códigos. En diseño de máquinas, se usa con frecuencia una ecuación conocida como la ecuación de Ritter para el caso de la columna corta. Esta ecuación es una modificación de la ecuación, ampliamente conocida como la fórmula de Gordon-Rankine. La ecuación de Ritter es:

$$\sigma_c = P/A(1+(L/k)^2 S_{yp}/(\pi KE))$$

Donde:

- σ_c = Esfuerzo inducido en el lado cóncavo de la columna, lb/pulg². El valor de este esfuerzo no deberá exceder al esfuerzo de diseño de compresión del material.
- S_{yp} = Esfuerzo en el punto de cedencia del material, lb/pulg²
- A = área de la sección transversal de la columna, pulg²
- L = longitud de la sección transversal de la columna, pulg.
- k = radio de giro mínimo = I/A , pulg.
- P = carga de la columna, lb
- E = modulo de elasticidad, lb/pulg²
- K = factor que depende de cómo estén soportados los extremos de la columna; 0.25 para un extremo fijo y el otro libre; 1 para extremos articulados; 2 para un extremo fijo y el otro articulado; y 4 para ambos extremos fijos.

La ecuación anterior sólo se aplica cuando la carga es completamente axial. Sin embargo, si la carga P está excéntrica en una distancia e con respecto al centroide de la columna, deberá agregarse a la ecuación un esfuerzo debido al momento flexionante Pe . La ecuación resultante del esfuerzo máximo combinado es

$$\sigma_c = P/A(1+(L/k)^2 S_{yp}/(\pi KE) + ce/k^2)$$

Donde: c es la distancia desde el centroide hasta la fibra más alejada de la columna en pulgadas.

Aunque debe evitarse el uso del tornillo como columna larga algunas veces no es posible evitarlo. Para tales casos deberá usarse la fórmula de la columna de Euler. Como anteriormente se obtuvo, la fórmula de Euler es:

$$P_{cr} = K\pi^2 AE/(L/k)^2$$

Donde: P_{cr} = es la carga crítica a pandeo en libras, y los demás términos ya se definieron anteriormente.

3.12 RODAMIENTOS

3.12.1 Baleros de rodillos esféricos: Los baleros de rodamientos esféricos se obtienen de una hilera, de dos hileras o de una hilera de empuje axial. La característica común e importante de estos baleros, es su propiedad de auto-alineamiento. La habilidad de este tipo de balero para ajustarse fácilmente a sí mismo y al des-alineamiento de la flecha, es debido a su construcción fundamental, sobre todo a la rectificación de sus superficies de rodadura interior y exterior a un contorno esférico. Se recomienda usar el balero de rodamiento esférico tipo: “de empuje” para el caso que se tenga carga predominantemente axial, con un componente radial pequeño (3).

3.12.2 Fricción en baleros de rodamiento: La fricción en los baleros es generalmente influida entre dos parámetros, (por ejemplo: histéresis, deslizamiento), por el coeficiente de fricción entre los miembros del rodamiento. En el cuadro siguiente se encuentran datos de pruebas acumuladas por muchos años, se lista el coeficiente promedio de fricción (μ) para diferentes tipos de baleros medidos en la superficie de la flecha.

Es importante enfatizar, que los valores de μ dados en el cuadro, requieren de modificación, en caso de tenerse un cambio marcado de temperatura, carga, velocidad y lubricación, de los límites normales de operación de cualquiera de esos parámetros.

TIPO DE BALERO	AL INICIO RADIAL	AL INICIO AXIAL	OPERANDO RADIAL	OPERANDO AXIAL
RODILLO ESFERICO	0.0030	0.120	0.0018	0.0080
RODILLO CILINDRICO	0.0020	-----	0.0011	----
BALERO DE BOALAS	0.0025	0.0060	0.0015	0.0040

Realmente, la mayor contribución a la fricción en un balero es la de los sellos, los cuales producen varias veces más fricción, que el par de fricción en el balero. Cuando el diseñador juzgue que la fricción total (esto es, incluyendo la fricción de los sellos) es un factor significativo que afecte a su diseño, entonces deberán consultar con el fabricante si esto fuera necesario.

3.12.3 Vida, vida nominal y capacidad de carga básica: No obstante, a los métodos de fabricación moderna y al uso de procedimientos de control de calidad, no hay grupos de baleros aparentemente idénticos que con exactitud sean iguales. Sin embargo, cada uno puede diferir, un poco metalúrgicamente, en el acabado de la superficie, en la redondez de las bolas, etc. Como consecuencia de esto, no hay dos baleros de la misma familia, que tengan exactamente el mismo número de horas de operación para la falla por

fatiga, después de que han estado sujetos a las mismas condiciones de velocidad de carga. Por tanto, la vida de un balero se ha establecido sobre bases puramente estadísticas y la AFBMA ha establecido las siguientes definiciones para asegurar entendimiento y procedimiento uniforme en la selección de un balero.

La **vida** de un balero de bolas radial es el número de revoluciones (u horas a alguna velocidad constante conocida) que el balero funciona, antes de que se desarrolle la primera evidencia de fatiga en el material, ya sea en cualquier anillo o en una bola.

La **vida nominal** de un grupo de baleros de bolas radiales, baleros de bolas axiales, baleros de rodillos radiales o baleros de rodillos axiales, es definida como: “el número de revoluciones (u horas a alguna velocidad constante conocida), que efectúen o completen el 90%, un grupo de baleros aparentemente idénticos, antes de que se desarrolle la primera evidencia de fatiga. (La **vida nominal** por lo regular se designa como vida L_{10} , vida B-10 o vida nominal.) Se ha determinado que la **vida media** de este mismo grupo de baleros se completa o excede en 5 veces la vida nominal (es decir, **vida media** = $5 L_{10}$).

La **capacidad de carga básica** (también llamada **capacidad de carga dinámica**, **capacidad dinámica básica** y la **capacidad dinámica específica**) de un balero de bolas radial, es la carga constante estacionaria radial, a la cual un grupo de baleros de bolas aparentemente iguales, con anillos exteriores fijos pueden resistir durante una vida nominal de, 1 millón (es decir 10^6) de revoluciones de los anillos interiores. Para baleros de una hilera y de contacto angular, la capacidad de carga básica, está en relación al componente radial de la carga, el cual resulta solamente en un desplazamiento radial de los anillos del balero, de uno con respecto al otro. Las capacidades de carga si están dadas para velocidades específicas, estarán basadas en: Una **vida nominal** de 500 h. (Esto es equivalente a que un balero trabaje durante 500 h a 33 1/3 r.p.m. para dar un total de 10^6 de revoluciones). O sobre la base de **vida media**, esto es equivalente a que un balero trabaje durante 2500 horas a 33 1/3 r.p.m. par dar un total de $5 * 10^6$).

La **capacidad de carga estática básica** está definida como la carga radial, que corresponde a una deformación permanente total, de los elementos de rodamiento y del collar de bolas (o arandelas), de 0.0001 del diámetro de la bola o del anillo para la condición de esfuerzo de contacto más pesado. Para baleros de bolas de una hilera y de contacto-angular, la carga estática básica, está relacionada con el componente radial de la carga, el cual causa desplazamiento radial puro, de los anillos del balero, uno respecto al otro.

3.12.4 Capacidad de carga estática básica: La capacidad de carga estática básica para los diferentes tipos de baleros se designa por C_o , y sus valores están dados en el catálogo del fabricante. El valor de C_o depende del material del balero, del número de hileras, de los elementos de rodamiento en un balero, del número de elementos de rodamiento por hilera, del ángulo de contacto del balero, y del diámetro de las bolas o de los rodillos.

Normalmente la capacidad de carga estática básica, tiene poca influencia en la selección de un balero. Sin embargo, si un balero instalado en una máquina, queda estacionario por un periodo largo de tiempo, podrá tenerse una deformación local permanente. Esto es particularmente cierto cuando la carga excede al valor de C_o . Cuando las velocidades de operación son muy bajas, pueden admitirse valores altos de C_o , pero esto deberá verificarse con el fabricante de baleros.

3.12.5 Capacidad de carga básica: Es la capacidad de carga básica para diferentes tipos de baleros, se les designa por la letra C . El valor de C depende de los mismos factores que determinan a C_o , excepto por un parámetro adicional referente a la geometría de la carga.

La capacidad de carga básica C , entra directamente dentro de proceso para la selección de un balero, lo cual será subsecuentemente explicado.

Pero pruebas extensas en baleros de rodillos y análisis estadísticos subsecuentes han demostrado que la carga y la vida de un balero está estadísticamente relacionadas. En particular esta relación está definida por la expresión:

$$L_{10} = (C / P)^b$$

Donde:

L_{10} = vida nominal en millones de revoluciones (es decir, el número de revoluciones resultantes al tenerse 10% de falla)

C = capacidad de carga básica en libras obtenida del catálogo del fabricante,

P = carga equivalente en libras;

b = 3.0 para baleros de bolas y 10/3 para baleros de rodillos.

En términos de horas de vida la ecuación queda:

$$L_{10} = 10^6 / (60 * n) * (C / P)^b$$

3.12.6 Carga equivalente: Como queda definido por la AFBMA, la carga equivalente, es la carga radial constante y estacionaria, la cual es aplicada al balero con el anillo interior girando y el anillo exterior fijo, lo cual daría la misma vida correspondiente al balero, bajo condiciones reales de carga y rotación.

En muchas aplicaciones de baleros la carga tiene componentes axial y radial. Además, algunas veces se prefiere trabajar con el anillo exterior girando y el anillo interior fijo. Será entonces necesario expresar esas condiciones, por una carga equivalente que satisfaga la definición anterior. La expresión usada para definir esta carga equivalente, la cual es aplicable a **baleros de bolas** esto es: "radial y de contacto angular" y a **baleros de rodillos** (no aplicable a baleros de llenado por ranura) es:

$$P = XVF_r + YF_a$$

Donde:

P = carga equivalente, lb

F_r = carga radial, lb

V = factor de rotación: 1.0 para anillo interior girando, 1.2 para anillo exterior girando. Para baleros auto-alienables usar 1, para anillo interior o exterior girando

X = factor de carga radial según cuadro

Y = factor de carga axial según cuadro

Ecuación de horas de vida para un cojinete de rodillos esféricos

$$L_n = 1667 * a_1 * a_2 * a_3 / N * [f_B * C / P]^{10/3}$$

3.12.7 Ajuste del factor f_B de carga dinámica: Para obtener el ajuste de carga dinámica f_B , de la siguiente tabla o por medio de la ecuación:

$$f_B = (i_B)^{0.7}$$

Donde i_B es igual al número de cojinetes activos adyacentes.

i_B	1	2	3	4	5
f_B	1.00	1.62	2.16	2.64	3.09

Si se espera utilizar un mínimo de vida de un 90%, se puede utilizar la fórmula siguiente:

$$L_n = 1667N * [C / P]^{10/3}$$

Esta puede aplicarse a baleros de rodillos cilíndricos, baleros de cilindros esféricos y de cilindros cónicos.

3.13 RESORTES HELICOIDALES BAJO CARGAS ESTÁTICAS Y DINÁMICAS

Si la carga resultante y la reacción P permanecen en el eje del resorte, entonces un elemento diferencial de resorte está sujeto al par PR , donde R es el radio medio del resorte (valor promedio entre los radios interior y exterior). No se tiene un momento flexionante alguno debido a la carga P y la deflexión en el alambre se deberá solamente a la torsión.

De donde obtendremos la ecuación:

$$\delta = LPD^2 / GJ$$

La longitud efectiva L del alambre es función del radio medio R del resorte y del número de vueltas efectivas N_a .

$$L = 2\pi RN_a$$

Sustituyendo en la ecuación anterior, el momento de inercia polar para el alambre sólido de diámetro D en la primera ecuación, obtenemos la **deflexión de un resorte helicoidal a compresión**:

$$\delta = 64 N_a P R^3 / GD^4$$

Y una **constante del resorte**:

$$K = P/\delta = GD^4 / 64N_aR^3$$

El número de vueltas activas, N_a , puede ser una o dos vueltas menos que el número total de vueltas N_t , del resorte. Si el resorte tiene los extremos escuadrados y rectificadas, y es aparente que las vueltas en los extremos no participan en la deflexión del resorte. Para soportes con extremos escuadrados y rectificadas se tienen dos vueltas inactivas por lo que tenemos:

$$N_a = N_t - 2$$

Para los extremos solamente escuadrados, obtenemos que el número de vueltas activas está dado por:

$$N_a = N_t - 1.5$$

3.13.1 Deflexión de trabajo: Definiremos a la **carga de trabajo** P_w en un resorte a compresión como: “la máxima carga esperada” y a la **deflexión de trabajo** δ_w como: “la deflexión correspondiente a la carga de trabajo” P_w . Además, definiremos a la **deflexión sólida** como la diferencia entre la altura libre (sin carga) y a la altura sólida:

$$\delta_s = h_f - h_s$$

La tolerancia permitida está definida por:

$$r_c = (\delta_s - \delta_s) / \delta_s$$

Lo cual es un margen de la deflexión extra, dividida entre la deflexión de trabajo. Para muchas aplicaciones se puede tener una tolerancia del 0.20 (20%). Utilizando este valor, con una sobrecarga del 20% se deformará el resorte hasta la deflexión máxima δ_s y una sobrecarga mayor no afectará a la deflexión o al esfuerzo.

Por lo tanto con un factor de seguridad adecuado, un resorte a compresión quedará protegido contra fallas, después que éste llegue al valor de la deflexión sólida. Desde luego, el resorte puede fallar a la realización de su función principal. Por ejemplo cuando, un resorte está comprimido hasta su altura sólida no podrá proteger a la pieza o partes del equipo por choques o por daños causados por vibraciones.

3.13.2 Esfuerzo de corte: El esfuerzo de corte debido a la torsión en una barra recta, está dada por:

$$\tau_{(T)} = 16PD / \pi D^3$$

El esfuerzo de curvatura aumenta el valor anterior por el factor:

$$(4C+1)/(4C-4)$$

Para un resorte helicoidal, donde la relación del diámetro medio del resorte al diámetro del alambre:

$$C = 2R/D$$

Es llamado **índice del resorte**. Usando el factor de corrección anterior (llamado corrección de curvatura de Wahl), corregimos la ecuación de corte debido a torsión para obtener:

$$\tau_{(T)} = 16PD / \pi D^3 * ((4C-1)/(4C-4) + 0.615/C)$$

$$\tau_{(T)} = 8CP / \pi D^2 * ((4C-1)/(4C-4) + 0.615/C)$$

Algunos diseñadores consideran a la corrección por curvatura de Wahl, como factor de concentración de esfuerzo y lo ignoran cuando la carga es estática. Sin embargo, considerando la naturaleza de los materiales de los resortes típicos y las distribuciones del esfuerzo utilizaremos la ecuación anterior, para sistemas de **carga estática** y para los

componentes de esfuerzo de corte medio y de amplitud variable que se tienen en los sistemas de carga a fatiga.

3.13.3 Diseño para carga estática: Supóngase que están dados la resistencia o esfuerzo de trabajo S_{syp}/N y la carga de trabajo P_w . Si se hace el diseño del resorte solamente con esas restricciones, deberán hacerse algunas suposiciones. Supóngase que se ha decidido que el índice C del resorte no sea menor de 5. Entonces, de la ecuación anterior, el esfuerzo de corte:

$$\tau_{(T)} \leq 21P_w R / \Pi D^3$$

Seleccionando un radio medio del resorte del valor razonable y haciendo la resistencia de trabajo a corte $\tau = S_{syp}/N$, obtenemos el diámetro D para el alambre del resorte. Si el resorte es adecuado y si el índice del resorte no es menor al mínimo seleccionado, podremos seguir con el siguiente paso del diseño.

Supongamos que se especifica el valor de la constante K del resorte (como podría ser para el caso de usar resorte en aislamiento de vibración). Seleccionando un material, podemos reescribir, una ecuación para obtener el número de vueltas activas

$$N_a = GD^4 / 64KR^3$$

La altura sólida está dada por:

$$h_s = N_t D$$

Si hacemos la selección con un 20% de tolerancia, podemos llegar a la altura sólida con 20% de sobrecarga. Entonces, la deflexión sólida es:

$$\delta_s = 1.20 * P_w / K$$

Y la altura libre (sin carga) está dada por:

$$h_f = h_s + \delta_s$$

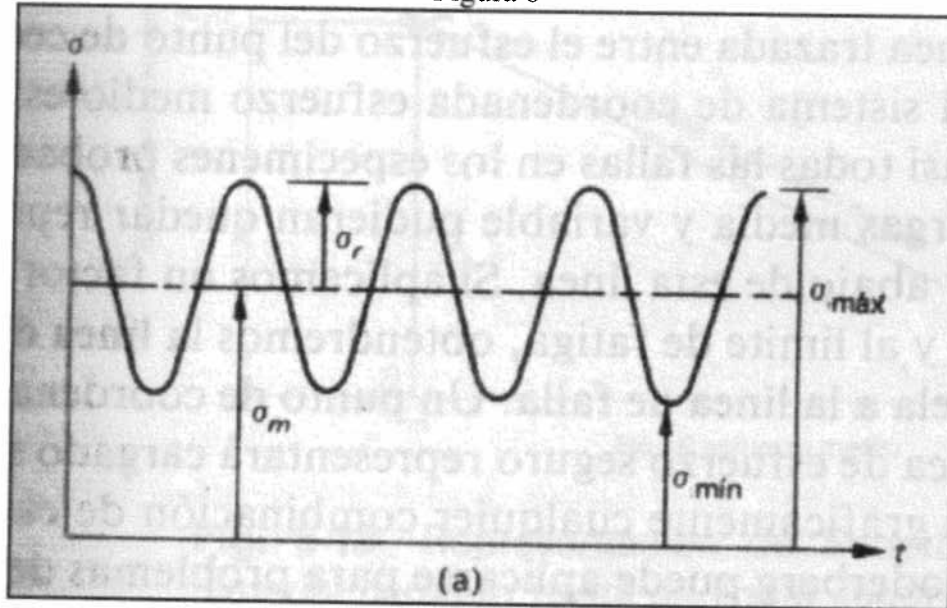
El resorte deberá enrollarse de modo que el espaciamiento de centro a centro entre las vueltas activas (el paso) es:

$$P = D + \delta_s / N_a$$

Cuando no hay carga.

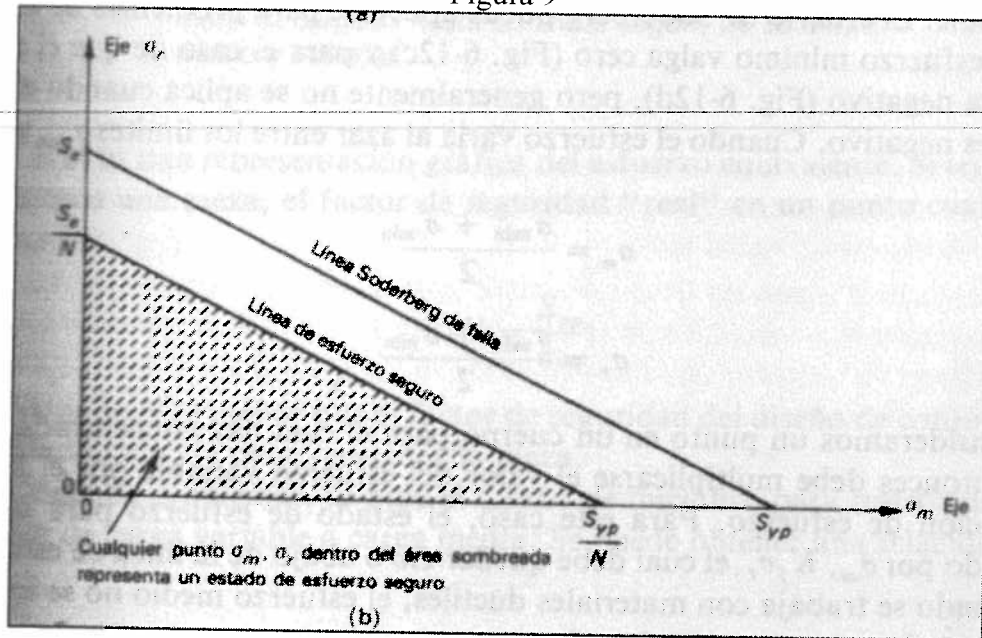
3.13.4 Diseño para cargas a fatiga: Si conocemos el esfuerzo límite de fatiga a corte y el esfuerzo de corte en el punto de cedencia, entonces se puede usar directamente el criterio de Soderberg, sobre bases de esfuerzo de corte. Si el valor del esfuerzo límite de fatiga del alambre del resorte, es dado para corte en un sentido, entonces se usa: El **procedimiento de Soderberg modificado**. La prueba de corte en un sentido, está basada en que el esfuerzo de corte está variando continuamente desde cero, hasta un valor máximo S'_{se} .

Figura 8



Se supone que S'_{se} es el valor del esfuerzo de corte, para el cual, una pieza o elemento está en el límite de la falla, después de un número infinito de ciclos. En muchos casos, S_{se} está basado en $1 \cdot 10^6$ o $1 \cdot 10^7$ ciclos de carga de corte. Con respecto al gráfico anterior vemos que ambos componentes de esfuerzo fluctuante, de amplitud máxima y esfuerzo medio de corte valen $1/2 S'_{se}$. Por tanto, designamos a los puntos $(1/2 S'_{se}, 1/2 S'_{se})$ y $(S_{symp}, 0)$, como puntos de falla, en el trazo modificado de Soderberg en la siguiente gráfica. La línea entre los puntos de falla se usará para predecir falla, debido a la combinación de los esfuerzos medio y fluctuando.

Figura 9



Análogamente, identificaremos el límite de combinaciones seguras de los esfuerzos medio y fluctuante, por la línea de esfuerzo de seguridad trazada entre los puntos $(1/2 S'_{se}/N, 1/2 S'_{se}/N)$ y $(S_{syp}/N, 0)$ para un factor de seguridad N . Los puntos de esfuerzo τ_m, τ_r que caigan sobre o debajo de la línea de esfuerzo seguro constituirán un diseño adecuado del resorte. La ecuación de la línea de seguridad se obtiene sustituyendo los dos puntos de esfuerzo en la ecuación general de una recta.

AQUI

La **línea de esfuerzo seguro** está definida por:

$$\tau_r = 1/2 S'_{se} (S_{syp} / N - \tau_m) / (S_{syp} - 1/2 S'_{se})$$

En lugar de la ecuación anterior podemos obtener la ecuación del factor de seguridad:

$$N = S_{syp} * S'_{se} / (\tau_r(2 S_{syp} - S'_{se}) + \tau_m S'_{se})$$

Si se conoce la relación de esfuerzo fluctuante máximo a esfuerzo medio, podrá ser conveniente, reescribir la ecuación anterior, de la siguiente forma:

$$\tau_m = \frac{S_{syp} / N}{(\tau_r / \tau_m)(2 S_{syp} - S'_{se}) / S'_{se} + 1}$$

La ecuación anterior se usará, si deseamos diseñar un resorte, cuando se conozca la relación de carga fluctuante máxima a carga media. Una vez que el esfuerzo medio τ_m se haya calculado, podremos usar este valor y la carga media P_m para obtener el diámetro del alambre. Ahora podemos escribir:

$$D^3 = 16 P_m R / \pi \tau_m \left((4C-1)/(4C-4) + 0.615/C \right)$$

$$D^2 = 8 P_m C / \pi \tau_m \left((4C-1)/(4C-4) + 0.615/C \right)$$

3.13.5 Pulsaciones en resortes helicoidales: Si se considera un resorte sin peso de constante K soportando una masa rígida m . La frecuencia natural del sistema está dada por:

$$\omega_n = \sqrt{K/m} \text{ rad/seg}$$

$$f_n = 1/2\pi \sqrt{K/m} \text{ cps}$$

La frecuencia así obtenida es la natural más baja y probablemente la más importante. Sin embargo, al resorte en realidad no puede considerársele sin peso, y por tanto tiene sus propias características de vibración. A los efectos de vibración dentro del resorte se les llama pulsación, y las frecuencias asociadas, se obtienen analizando un elemento diferencial de resorte con movimiento armónico.

Supóngase el elemento pequeño del resorte, el cual consiste de dN vueltas. La longitud del alambre de ese elemento es $2\pi R dN$ por tanto, para el diámetro D del alambre y la densidad de masa ρ , el elemento tiene una masa de :

$$dm = \pi^2 D^2 \rho R dN/2$$

Para una vibración de amplitud u a una frecuencia circular ω y para una localización axial (desde el número de vueltas $N = 0$ hasta $N = N_a$) la **amplitud de la fuerza de inercia** está dada por:

$$Df_i = dm \omega^2 u = \pi^2 D^2 \rho R \omega^2 u dN/2$$

La constante del resorte:

$$K = GD^4 / 64N_a R^3$$

Donde esta ecuación representa la fuerza por unidad de desplazamiento, de un resorte de N_a vueltas activas. La amplitud de la fuerza del resorte correspondiente a un cambio en el desplazamiento por du/dN de vueltas es:

$$F_s = GD^4 / 64R^3 du/dN$$

Y el cambio de amplitud en la fuerza del resorte sobre el elemento dN es:

$$dF_s = GD^4 / 64R^3 d^2 u/dN^2 * dN$$

Igualando a cero la suma de fuerzas sobre el elemento diferencial, obtenemos

$$d^2 u/dN^2 + c^2 u = 0$$

Donde

$$c = \sqrt{32\pi^2 \rho R^4 \omega^2 / D^2 G}$$

La ecuación anterior se satisface por:

$$u = A \operatorname{sen}(cN) + B \operatorname{cos}(cN)$$

Donde: A y B son constantes arbitrarias. Para un resorte fijo en un extremo y libre en el otro se aplica la condición de frontera $u = 0$ para cero vueltas y la condición $du/dN = 0$ para $N = N_a$. Tendremos entonces la solución no trivial $B = 0$ y $\operatorname{cos}(cN_a) = 0$ para lo cual

$$cN_a = n\pi/2$$

Donde: $n = 1, 2, 3, 5, \dots$

El resultado es un conjunto de frecuencias pulsantes

$$\omega_{(n)} = nD / 8SR^2 N_a * (G/2\rho)^{1/2} \text{ rad/seg}$$

$$f_{(n)} = nD / 16SR^2 N_a * (G/2\rho)^{1/2} \text{ cps}$$

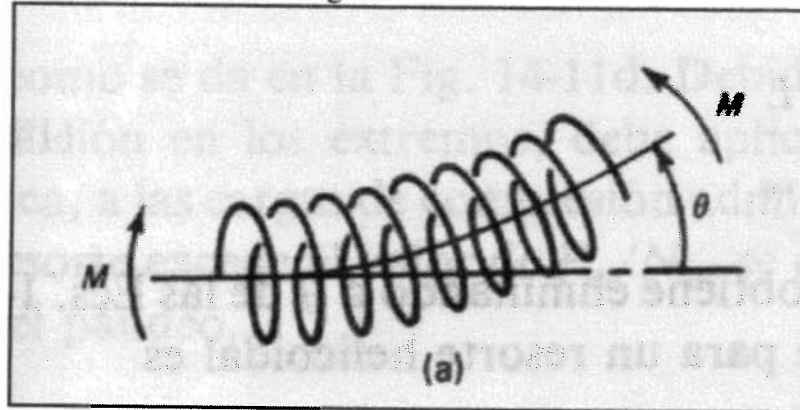
Donde: $n = 1, 2, 3, 5, \dots$

El caso de los extremos fijos conduce a una solución similar

Donde $n = 2, 4, 6, 8, \dots$

3.13.6 Flexión y pandeo en resortes helicoidales: A los resortes helicoidales raras veces intencionalmente se les sujeta a flexión, pero el problema de pandeo, puede examinarse considerando la resistencia a la flexión. Considérese un resorte helicoidal de longitud L sujeto a momento flexionante M . El efecto es una deflexión angular θ . La siguiente figura muestra el momento resultante M representado como un vector sobre una sección cortada del resorte.

Figura 10



El momento resultante se descompone en un componente torsional $M \cos \phi$ tangente al eje del alambre del resorte y en un componente flexionante $M \sin \phi$ perpendicular al eje del alambre del resorte. Supondremos que el ángulo de la hélice es pequeño de tal manera que los vectores momento permanecen en un plano perpendicular al eje del centro del resorte helicoidal. Para un elemento diferencial de longitud $R d\phi$, el componente flexionante produce la deflexión angular:

$$MR \sin \phi d\phi / EI$$

Y el componente de torsión produce una rotación de :

$$MR \cos \phi d\phi / GJ$$

Para el módulo elástico E y el módulo de corte G . Los momentos de inercia I y J se refieren a la sección del alambre, éstos son:

$$I = \pi D^4 / 64 \text{ y } J = \pi D^4 / 32$$

El eje central del resorte se deflexiona en un plano perpendicular al vector momento resultante M . Si hubiera otra deflexión, tendería a cancelarla. Considerando los componentes que contribuyen a la deflexión en el plano, e integrando a lo largo del resorte obtenemos:

$$\theta = MR \int (\sin^2 \phi / EI + \cos^2 \phi / GJ) d\phi, 0, 2\pi Na$$

Sustituyendo los valores de I y J , y usando la relación de Poisson:

$$G = E/(2+2\nu)$$

e integrando, obtenemos:

$$\theta = 128MN_aR(1+\nu/2)/ED^4$$

(lo cual es exacto si el número de cuartos de vueltas es entero).

Por analogía para una viga simple en flexión pura, podemos escribir:

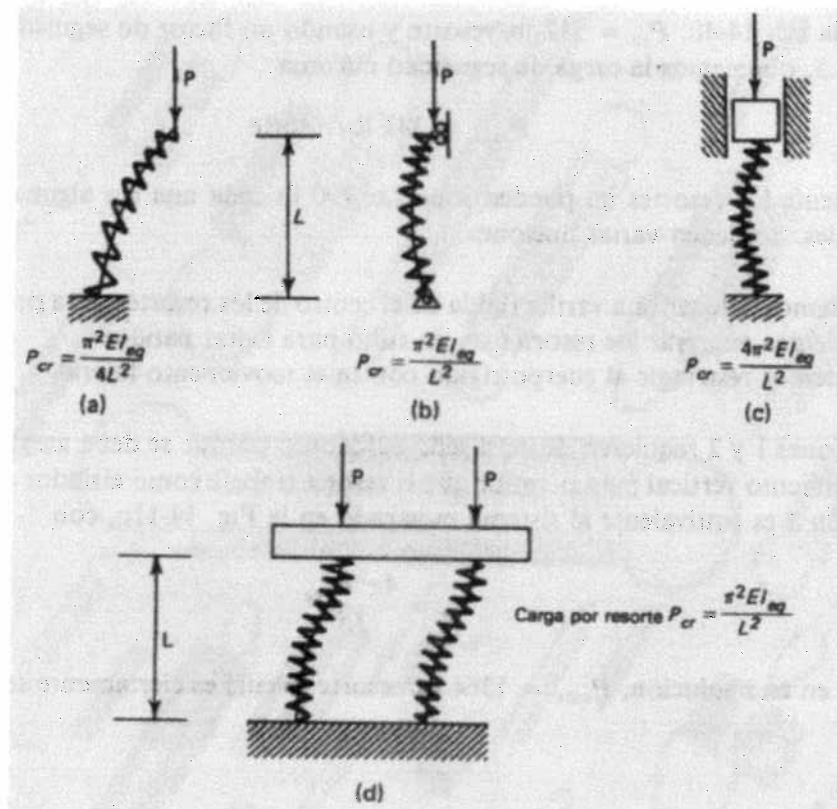
$$\theta = ML/EI_{eq}$$

Donde: el momento de inercia equivalente se obtiene eliminando a θ de las dos ecuaciones anteriores. El momento de inercia equivalente para un resorte helicoidal es

$$I_{eq} = LD^4/(128N_aR(1+\nu/2))$$

Este resultado puede usarse directamente en las ecuaciones de Euler de columnas, para obtener las cargas críticas, esto es, “las cargas de compresión a las cuales un resorte pudiera fallar por pandeo”. En la siguiente figura se muestran las cargas críticas en libras por resorte, para diferentes condiciones en los extremos.

Figura 11



Estos valores están tomados directamente de la sección de estabilidad elástica. Un resorte con extremos escuadrados, y bien asentados y rectificadas puede considerarse con extremos fijos. De ordinario, se usan varios resortes, para que juntos, den soporte a un miembro rígido. Si ambos extremos de los resortes están bien asentados, escuadrados y rectificadas, la carga crítica por resorte es:

$$P_{cr} = \pi^2 EI_{eq}/L^2$$

Tal como se da en la figura. d. Debido a dudas que se tienen con respecto a la condición de los extremos, debe aplicarse un factor de seguridad N_{cr} a la carga crítica, a las cargas de compresión admisible $P_{max} = P_{cr} / N_{cr}$. Asimismo si la carga en el resorte excede el valor de P_{cr} / N_{cr} , se deben proporcionar restricciones para prevenir el pandeo.

3.14 SEPARACIONES MECÁNICAS

Los procedimientos para separar los componentes de las mezclas son de dos clases. Una de ellas incluye métodos, llamados operaciones de difusión que implican cambios de fase o de transferencia de materia de una fase a otra. La segunda clase comprende métodos, llamados separaciones mecánicas, que son útiles para separar partículas sólidas o gotas líquidas.

La separación mecánica se puede aplicar a mezclas heterogéneas, pero no a soluciones homogéneas. Las técnicas se basan en diferencias físicas entre las partículas, tales como el tamaño, la forma, o la densidad. Se aplican para separar líquidos de líquidos, sólidos de gases, líquidos de gases, sólidos de sólidos y sólidos de líquidos.

3.14.1 El tamizado: El tamizado es un método de separar particular basado solamente en el tamaño. En el tamizado industrial se vierten los sólidos sobre una superficie perforada o tamiz, que deja pasar las partículas pequeñas, o <<finos>>, y retiene las de los tamaños superiores, o <<rechazados>>. Un tamiz solamente puede efectuar una separación en dos fracciones. Estas fracciones se llaman fracciones de tamaño no especificado, porque, aunque se conoce el límite superior o inferior de los tamaños de las partículas que contienen, se desconoce siempre el otro límite. El material que pasa por una serie de tamices de diferentes tamaños se separa en fracciones por tamaño, es decir, fracciones en las que se conocen los tamaños máximo y mínimo de las partículas. Ocasionalmente se efectúa el tamizado por vía húmeda, pero más comúnmente se realiza en seco. El estudio en esta sección se limita al tamizado de los sólidos secos en forma de partículas.

Los tamices industriales se fabrican con barras metálicas, placas metálicas perforadas o con ranuras, tela metálica o tejidos sintéticos. Los metales empleados incluyen acero, acero inoxidable, bronce, cobre, níquel y metal monel. El tamaño de las mallas fluctúa entre 10 cm y 400 malla, pero los tamices de más de 100-150 se usan raras veces. Para partículas muy finas son generalmente económicos otros medios de separación. Se dispone de una gran variedad de tamices que se emplean con diversos fines.

3.14.2 Tipos de tamices: En la mayor parte de los tamices las partículas pasan a través de las aberturas por gravedad. En algunos modelos, que no se estudian aquí, se las obliga a pasar mediante cepillos o por medio de una fuerza centrífuga. Las partículas gruesas pasan fácil y rápidamente por las aberturas grandes en una superficie estacionara; con partículas más finas debe agitarse de alguna forma la superficie de tamizado. Las formas más comunes consisten en hacer girar un tamiza cilíndrico sobre un eje horizontal o, con tamices planos, agitándolos, girándolos, o vibrándolos por medios mecánicos o eléctricos.

- *Tamices y parrillas estacionarias.* Una parrilla es un enrejado de barras metálicas paralelas, colocadas en un marco estacionario inclinado. La pendiente y el recorrido del material son generalmente paralelos a las barras. Una alimentación muy gruesa, como la de una trituradora primaria, cae des el extremo superior del enrejado; los trozos grandes ruedan hacia la descarga de rechazos, mientras que los pequeños caen por los orificios sobre un colector. La sección transversal superior de cada barra es mayor que la inferior, lo cual facilita el funcionamiento del aparato sin que se atasque. El espacio entre las barras varia de 5 a 20 cm. Los tamices inclinados de tala metálica operan de la misma forma, y separan partículas de 1 a 10 cm. Se aplican solamente para sólidos gruesos que pueden fluir libremente y que contengan pocas partículas finas.
- *Tamices giratorios.* En la mayoría de los tamices que dan fracciones de tamaño definido se separa primero el material grueso y, al final, los finos. Esto se muestra con los tamices planos giratorios de la siguiente figura:

Figura 12

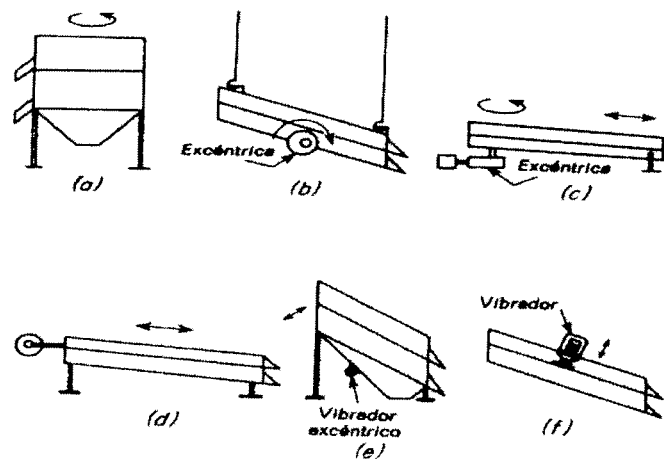


Fig. 28-1. Movimientos de tamices: (a) Giro en un plano vertical. (b) Giro en un plano vertical. (c) Giro en un extremo y vaivén en el otro. (d) Vaivén. (e) Vibración mecánica. (f) Vibración eléctrica.

Estas máquinas contienen varias series de tamices, unos sobre los otros, acoplados a una caja o carcasa. El tamiz más grande está arriba y el más fino en el fondo, y todos están

provistos de conductos de descarga adecuados para retirar las distintas fracciones. La mezcla de partículas se introduce en el tamiz superior. Los tamices y la carcasa se mueven para hacer pasar las partículas por la abertura de los mismos.

En el modelo de la siguiente figura:

Figura 13

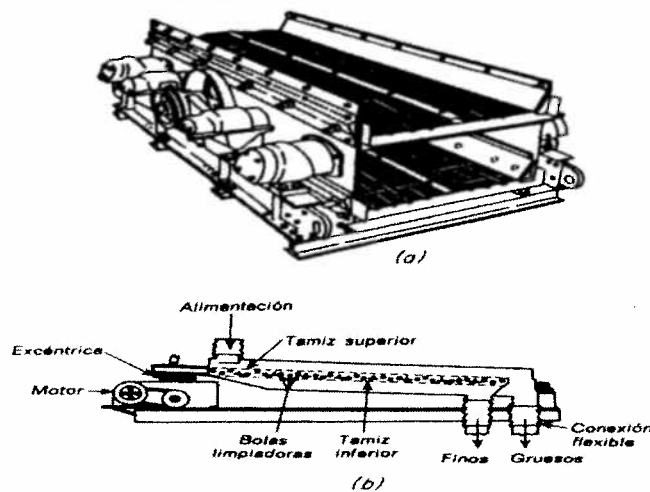


Fig. 28-2. Tamices giratorios: (a) De giro vertical para trabajo pesado. (b) De giro horizontal.

La carcasa está inclinada con un ángulo entre 16° y 30° con la horizontal. La rotación tiene lugar en un plano vertical sobre un eje horizontal, por medio de una excéntrica colocada en el fondo de la carcasa a mitad de distancia entre el punto de alimentación y el de descarga. Los tamices son rectangulares y bastante largos, desde 0.5 por 1.5 metros hasta 2 por 5 metros. La velocidad de giro y la amplitud de la carrera son ajustables, al igual que el ángulo de inclinación. Una combinación particular de velocidad y carrera da generalmente el máximo de producto deseado a para una alimentación dada. La velocidad de giro es de 600 a 1800 rpm y el motor de 1 a 3 CV. El ángulo de inclinación, como se estudiará posteriormente, influye grandemente sobre la capacidad del tamiz. Lo mejor es usar el ángulo de inclinación de mayor posible. Sin embargo, los ángulos muy grandes pueden sólo usarse con productos gruesos; una buena separación de fracciones finas requiere generalmente un ángulo no superior a 20° con la horizontal.

Tamices vibratorios. Los tamices que se hacen vibrar rápidamente con un pequeño recorrido se obstruyen generalmente menos que los tamices giratorios. Las vibraciones mecánicas se transmiten normalmente desde excéntricas de alta velocidad a la carcasa del aparato y desde allí a los tamices fuertemente inclinados. Las vibraciones eléctricas producidas con potentes solenoides se transmiten a la carcasa o directamente a los tamices. Ordinariamente no se emplean más de tres plataformas en los tamices vibratorios. Son usuales unas 1800-3000 vibraciones por minuto. Un tamiz de 30 cm de ancho por 60 cm de largo requiere aproximadamente $1/3$ CV; uno de 1.20 m por 3 m, exige 4 CV.

3.14.3 Comparación de tamices ideales y reales: El objeto de un tamiz es aceptar una alimentación formada por una mezcla de partículas de varios tamaños y separarla en dos fracciones, una inferior, que pasa por el tamiz y otra superior, que es retenida. Cualquiera de ellas, o las dos, pueden ser «el producto», y en el tratamiento que sigue no se hace distinción entre las fracciones superior e inferior, desde el punto de vista que una sea aprovechable y la otra no.

Un tamiz ideal separaría netamente la mezcla de alimentación de forma tal que la partícula menor en la fracción superior fuera justamente mayor que la partícula más grande de la fracción inferior. Tal separación ideal define un diámetro de corte D_{pc} que marca el punto de separación entre las fracciones. Por diámetro se entiende una dimensión característica de las partículas. Aunque la elección de una longitud de definición es arbitraria, es conveniente escoger el diámetro de modo que el diámetro de corte D_{pc} sea aproximadamente igual a la abertura de malla del tamiz.

El punto de corte corresponde a c en la curva. La fracción A está formada por partículas mayores que D_{pc} y la fracción B por partículas menores que D_{pc} . Los materiales A y B son respectivamente las fracciones superior e inferior. Los análisis por tamizado de las fracciones ideales

El funcionamiento de un tamiz ideal, en función del análisis por tamizado de la alimentación, se muestra en la siguiente figura:

Figura 13

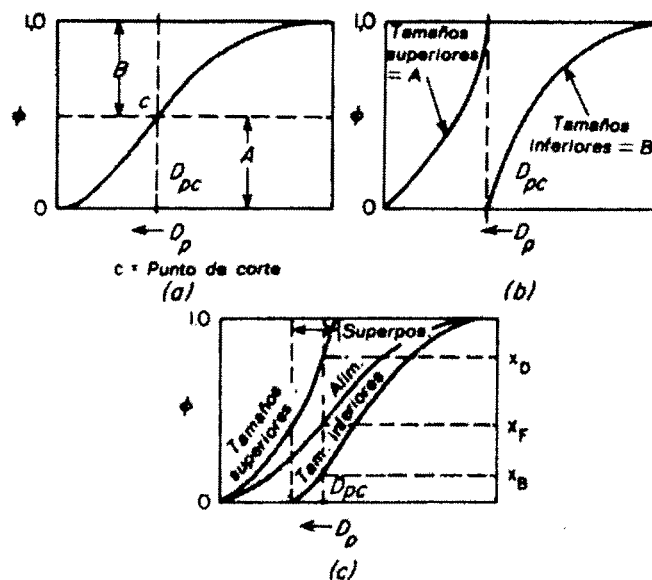


Fig. 13-4. Comparación del tamizado ideal con el real: (a) Tamizado ideal. (b) Análisis por tamizado de los productos del tamizado ideal. (c) Tamizado real.

3.15 TRANSPORTADORES DE BANDA

Los transportadores de banda se utilizan de manera casi universal. Pueden recorrer kilómetros a velocidades de hasta 1000 pies/min y manejar hasta 5000 toneladas / hora. También pueden funcionar en distancias cortas a velocidades suficientemente lentas para recolección manual, con una capacidad de solo unos cuantos kilogramos por hora. Sin embargo, no es aplicable normalmente a las operaciones de procesamiento, excepto en condiciones poco frecuentes.

Las pendientes de los transportadores de banda se limitan a un máximo de aproximadamente 30°, y las más comunes, se encuentran en la gama de 18° y 20° grados. Sólo se pueden producir cambios de dirección en el plano vertical de la trayectoria de la banda y se deben diseñar cuidadosamente como curvas verticales o codos relativamente planos. Los transportadores de banda dentro de las plantas pueden tener costos iniciales más elevados que algunos otros tipos de transportadores y, dependiendo del diseño y los rodillos locos, pueden necesitar o no un mayor mantenimiento; sin embargo, se puede esperar que un transportador de banda con un buen mantenimiento de rutina, supere a casi todos los demás tipos de transportadores. Así pues, en función del costo por tonelada de materiales manejados, los transportadores de banda han tenido historiales económicos sobresalientes.

El diseño de los transportadores de banda se inicia con el estudio de los materiales que se van a manejar. Puesto que el peso por pie cúbico es un factor muy importante, se debe determinar con precisión con el material en condiciones de manejo. También es muy importante el tamaño de los terrones. Para una banda de 24 pulg. , Los tamaños uniformes de terrones pueden llegar a 4 pulgadas. Por cada 6 pulgadas de aumento en la anchura de la banda el tamaño de los terrones puede aumentar aproximadamente 2 pulgadas. Si el material contiene aproximadamente 90% de partículas finas, el tamaño de los terrones se podrán incrementar en cerca de un flujo uniforme de los materiales, haciendo que las partículas finas lleguen primeramente a la banda para protegerla de los daños causados por los impactos. Cuanto mayores sean los terrones, tanto más peligro habrá de que se caigan de la banda o rueden hacia atrás en los tramos inclinados. Cuando la banda corra horizontalmente o tenga sólo ligeras inclinaciones en el punto de alimentación se reducirá al mínimo el problema de la caída de terrones, sobre todo si se tiene un cuidado especial en el diseño de los vertederos de alimentación.

La humedad puede crear malas condiciones de descarga, debido a que los materiales se pegan a la banda y vertedores o reducir incluso la capacidad, si se encuentra presente en cantidad suficiente para dar a los materiales propiedades de fluidos. Aun cuando la abrasión puede crear problemas en los transportadores de banda, son más fáciles de resolver con sistemas de bandas diseñados adecuadamente en el caso de la mayoría de los demás transportadores.

Al establecer requisitos de tonelaje de los transportadores de banda es importante trabajar con cargas máximas en lugar de promedio. Sólo a veces esas dos cifras son idénticas, debido a las variaciones intencionales o accidentales en los índices de producción. Las bandas que funcionan de vacío la mitad del tiempo deben llevar dos veces la carga promedio cuando funcionan.

Cuando un transportador de banda tiene que cambiar de dirección resulta a menudo más sencillo utilizar más de uno, sin embargo, se pueden diseñar curvas verticales y lograr cambios ascendentes de dirección con un par de poleas plegadas. Si la banda desciende sobre los rodillos locos, se podrá utilizar una polea plana simple para los cambios menores de dirección.

Las condiciones operacionales que afectan al diseño de transportadores de banda incluyen el clima, el ambiente y las horas de servicio continuo. Los extremos de temperatura y humedad pueden prescribir el cierre total de la banda; la maquinaria y la estructura y el servicio continuo pueden requerir componentes de una calidad extremadamente alta e incluso equipos diseñados especialmente para recibir mantenimiento mientras funciona la banda. Por ejemplo, se pueden obtener rodillos con soportes inclinables que permitan retirarlos para el mantenimiento mientras la banda sigue funcionando.

La velocidad y la anchura de la banda son funciones de la densidad de masa del material y el tamaño de los terrones. Con frecuencia se puede obtener el costo inicial más bajo al utilizar bandas más estrechas posibles para un tamaño de terrones dado y un funcionamiento a una velocidad máxima; sin embargo, la velocidad se puede ver limitada con frecuencia por el polvo y, a veces resulta más económico utilizar una banda más ancha con menos pliegues para combinar la resistencia necesaria a la tensión con buenas características de acanalamiento por banda.

4. JUSTIFICACIÓN

Diseñar una planta de bajo costo, accesible para personas de medianos recursos, que deseen producir cualquier tipo de agregado medio o fino, tanto para un concreto o un asfalto, así como pulverizar carbonato de calcio para uso en animales, pinturas y alimentos humanos. En Guatemala existe una gran necesidad de carreteras, viviendas y construcciones en las cuales los agregados gruesos y finos es materia prima. Con dicha planta se podrá producir tanto un agregado mediano como fino con bajo costo ya que la planta es de alta fiabilidad debido a la robustez de su diseño y de fácil mantenimiento debido a su sencillez para poder realizar una reparación sin complicaciones, y permite evitar el uso de repuestos importados de excesivo costo. La materia prima no representa un costo demasiado alto, produciendo un ahorro sustancial al evitar la compra del agregado medio o fino a las empresas productoras que laboran en el medio nacional.

En las muchas empresas dedicadas tanto a la fabricación de concreto asfálticos como al hormigón, es necesaria una maquinaria para producir agregado fino, ya que este idealmente es extraído de la cuenca de un río. En este caso ya se encuentra triturado solamente hay que separarlo y limpiarlo. Así logran llegar a la curva granulométrica necesaria para sus procesos. Pero en ciertos lugares donde esto no es posible debido al tipo de material es demasiado grueso y la forma de extracción por voladura, en una cantera no hay los suficientes finos para llegar a una curva óptima, y si se busca otro banco de finos, varia el tipo de material dañando la constitución del producto. Por lo cual es necesaria una maquina que pueda afinar eficientemente. Esto implica que el material que disminuya la máquina, no debe tener material de mayor tamaño de graduación en la salida de la máquina. En Cogefar de Guatemala es necesario instalar un molino de rodos para poder producir agregado fino de la cantera, necesario para llegar a la curva de granulometría del concreto asfáltico.

5. METODOLOGÍA

La metodología tiene base en el diagrama de flujo utilizado en el diseño, tanto como la observación de campo ya que después de trabajar, reparar y modificar equipo de trituración, consultar los manuales de rendimiento de la maquinaria de trituración y ver la resistencia de los distintos materiales con los cuales se opera mayormente para la construcción. He decidido fijar los límites de la máquina, tanto en caudal como en tamaño de alimentación y de salida. Después de observar y realizar pruebas de dureza de los distintos materiales de construcción tanto para concreto como para el asfalto, se deben establecer los factores de seguridad y la potencia a utilizar en la maquinaria.

Primero se considera el factor de dureza del material a ser triturado, así como el caudal, el factor de reducción del mismo, para obtener sus requisitos y especificaciones. En base a esto se inicia el diseño.

Debe ser vista la gravedad específica, el esfuerzo de compresión, la absorción y la abrasión. Éstas se pueden ver en las tablas de características de los materiales, según lo que se va a triturar. Aparte del factor de seguridad utilizado en el diseño del equipo.

Con todas estas consideraciones se inicia el diseño de la maquina, basándose en el diagrama de flujo del diseño y la creatividad del diseñador para simplificar el diseño y que este pueda ser llevado a la realidad, esto implica en evitar el maquinado de piezas imposibles o de costo elevado.

Debido al tipo de diseño éste se basa en una búsqueda bibliográfica, para el dimensionamiento de las partes, así como sus características. Pero parte del diseño es también una observación de campo en la parte creativa para simplificar el diseño, debe haber un conocimiento práctico sobre la maquinaria. Y el desempeño de la misma.

6. RESULTADOS Y DISCUSIONES

6.1 Diseño de la trituradora

Fase 1: Establecer las dimensiones de la máquina

Como primer paso para establecer el diámetro de los rodos, se realizó la investigación para determinar los parámetros que son: a) el tamaño de alimentación de la partícula y b) la razón de reducción, con lo cual se obtiene el tamaño de salida de la partícula. Los resultados fueron 2 pulgadas como el tamaño de alimentación y 3 a 1 como la razón de reducción. Esto da como resultado un tamaño de salida de .666 pulgadas.

Lo que se debe cumplir es que la piedra en el momento que caiga entre los rodos, no se deslice, al contrario debe ser prensada entre los rodos, hacia abajo. La ecuación que nos permite diseñar los rodos, sin deslizamientos, es

$$b_{am} = 0.04 * r + a$$

Donde b_{max} es el tamaño máximo de alimentación, r es el radio de los rodos y a es 1/2 de la distancia entre los rodos, esto es, 1/2 del tamaño de la partícula de salida. Esta ecuación se complementa con la ecuación del ángulo de prensa, el cual es el ángulo de contacto entre el rodo y la partícula de entrada, en teoría este no debe ser mayor de 30°. Esta ecuación relaciona el ángulo de prensa con el tamaño de alimentación, el de salida y el radio de los rodillos. Es

$$\cos(N/2) = (r+a)/(r+b)$$

en donde N es el ángulo de prensa.

En la tabla de resultados **R-1** se aplicaron las dos ecuaciones en cuatro cuadros, en cada uno se asignaron cuatro b_{max} distintos, y se variaron los radios de los rodillos esto dio como resultado un valor de a , el cual es inversamente proporcional al tamaño de los rodillos. Entre mayor el tamaño de los rodillos, es mayor la razón de reducción. De esto mismo se obtiene el valor del ángulo de prensado, el cual es menor de 30 grados cuando el valor de a no es un resultado lógico, ya que nunca $2*a \geq b_{max}$. Cuando $2*a$ cumple con ser menor del tamaño de alimentación máximo, el ángulo de prensa siempre es mayor de los 30°.

En la tabla de resultados **R-5** se trabajó de otra forma la ecuación, utilizando constantes el tamaño de alimentación y el tamaño de salida. Se variaron los valores del radio de los rodillos de pulgada en pulgada, comprobándose el caso en que el ángulo de prensado comienza a ser aceptable es en el que el diámetro de los rodillos es de 74 pulg. Esto se sale completamente de la realidad de la máquina a diseñar.

Se buscó otra forma de diseño, siempre pensando evitar el deslizamiento entre los rodos y la piedra, para lo cual se encontró una ecuación que relaciona el coeficiente de fricción con el ángulo de prensado. En la tabla de resultados **R-2** se evaluaron distintos valores de coeficientes de fricción entre los rodos, obteniéndose distintos valores de ángulos de prensa. Con estos datos se utilizó la ecuación del ángulo de prensa para despejar r . Se escoge 24 pulgadas como el diámetro de los rodos, con el cual se obtiene un coeficiente de fricción de 0.29, que es menor que el mínimo, por lo cual los rodos deben poder operar con cualquier tipo de material.

El segundo paso para dimensionar los rodos es la longitud. Debe notarse que esto se basa en la ley de bandas, por lo cual depende de la velocidad de los rodos, el tamaño de la descarga y la longitud de los mismos. La velocidad de los rodos varía desde 200 a 1200 pies por minuto.

En la tabla de resultados **R-3** se aplica la ecuación de bandas, a un caudal fijo, los rodos poseen una eficiencia entre el 25% y el 30% del valor teórico. El parámetro original es de 20 metros cúbicos por hora. De este valor se obtienen dos caudales en pies cúbicos por minuto. Uno al 25% que da como resultado 47.086 cfm y el otro al 35% que da como resultado 33.633 cfm. Con estos datos a calculando a distintas velocidades lineales, se obtuvo una variedad de longitudes de rodo. Por conocimiento práctico la velocidad lineal del rodo siempre oscila alrededor de los 700 pies por min. Teniendo un radio de 24 pulgadas la velocidad del rodo debe de ser de aproximadamente 111 revoluciones por minuto. A esta velocidad con un 25% de eficiencia es necesaria una longitud de 14.53 pulgadas y con una eficiencia del 35% una longitud menor de 10.38 pulgadas. Generalmente los rodos se diseñan del mismo diámetro y longitud, para aprovechar al máximo el diámetro del rodo sin forzar las cargas de piedra sobre el eje. De esto se escogió una longitud de 21 pulgadas. Con este excedente de longitud existe la posibilidad de reducir la longitud del rodo, en caso de disminuir la longitud del eje, para reducir el diámetro del mismo.

Para buscar el caballaje, que es directamente proporcional al índice de reducción de la piedra a moler y la capacidad, como preliminar se basa en la relación de 1 hp/(ton)*(hora) para roca dura, para una relación de disminución de 4 a 1. El diseño propio es de 3 a uno. Esto da como resultado aproximadamente 50 hp para piedra caliza.

Fase 2: Diseño de los elementos de la máquina

6.1.1 Espesor del cilindro: Con las dimensiones del diámetro y longitud de los rodos, es necesario encontrar el espesor adecuado que resista el impacto y la carga de la piedra sin deformarse, para esto se buscó una potencia de trituración que se adecuara a una piedra con un esfuerzo de compresión medio, y se escogió una potencia de trituración de 45000 Lb/pulg². Según la teoría obtenida esto da como resultado una carga lineal sobre el rodillo de 15000 Lb/pulg². Esta carga tiene como base que la longitud de cara efectiva equivalente es un tercio de la longitud real.

Utilizando estas características de carga se diseña un cilindro de 21 pulgadas de largo y 12 pulgadas de radio, sobre el cual exista una carga vectorial, con un ángulo respecto a la horizontal, esto debido a que la piedra no se tritura en el centro del rodillo sino sobre un área, que depende del tamaño de la piedra. Tal como se ve en el diagrama no. 1 de la teoría. Esta carga se descompone en vertical y horizontal mediante el ángulo de cara. Ya con estas dos cargas se toma al cilindro como una viga para poder calcular las fuerzas cortantes en los dos planos y después los momentos flexionantes a lo largo de las 21 pulgadas del cilindro. Debe tomarse en cuenta que no se sabe con seguridad la distribución de la carga de la piedra sobre el cilindro por lo cual, se definieron dos casos el primero con la carga en el extremo del rodo y el segundo con la carga centrada en el rodo.

Para el diseño del cilindro, debido a su longitud y el tipo de reacción que es longitudinal y que el momento mayor ocurre para el caso en donde la carga de la piedra se encuentra centrada en el rodo, por lo cual solo este se considero. En la tabla de resultados **R-6**, se calculan las fuerzas cortantes y flexionantes para los dos planos el X y el Y. Debe notarse que la carga mayor es horizontal, comparada con la carga vertical. El ángulo de cara de operación depende del tamaño de alimentación y el diámetro de los rodillos. A mayor diámetro de los rodillos, menor el ángulo de cara y así mismo ocurre al ser menor el tamaño de alimentación de la piedra.

La potencia de operación es de 50 hp, como se discutió anteriormente. Para diseñar el cilindro del rodo se utilizó un criterio para cargas fluctuantes y de choque en flechas huecas, esto debido al tipo de trabajo que realiza el rodo. Esta carga cae directamente sobre el rodo en condiciones de choque.

En este caso el cilindro debe rolarse en frío a distintos diámetros de modo que un cilindro entre en el otro ajustado, para darle el espesor y el diámetro exterior al rodillo, con el objeto de tener seguridad de que los rodillos no se deslicen durante la operación. Aparte de estar soldados en las puntas, deben perforarse y remacharse en múltiples puntos. Esto nos garantiza que se comporte como una pieza sólida.

Existe un punto importante en el diseño del cilindro; el momento de inercia del mismo, el cual depende del diámetro exterior del mismo y del espesor. El valor más significativo es el radio. En la tabla de resultados **R-7**, se calcularon los momentos de inercia para el cilindro del rodo variando los espesores.

Debe notarse que cuando el espesor se aproxima a 1/4 del radio del cilindro, el momento de inercia toma un valor de poca variación con incrementos del espesor. Cuando el espesor del cilindro se aproxima a 1/2 del radio del cilindro, este casi no varía hasta llegar al valor del eje sólido. De esta cuenta se puede utilizar un eje de un mayor tamaño hueco para simular un eje sólido, evitando peso y ganando momento de inercia.

Se escoge como metal para el cilindro de los rodos, un acero de alto contenido de carbono, de una resistencia de cedencia a la tensión de 65Klb/pulg². Los factores de choque en tensión y compresión, se escogen con un valor de 2 debido a que ambas son de choques

fuertes. El coeficiente C_r que se define como el valor de resistencia debido a la fatiga, basado en la confiabilidad del material, se escogió bajo una razón de supervivencia del 99.99% por lo cual $C_r = 0.7104$.

Para el valor de C_s que se define como el coeficiente de influencia en el tamaño de la pieza, se selecciono un valor de 0.70 debido a que no tengo ninguna información sobre el metal. En el caso del factor de reducción C_f por acabado de superficie, se toma como referencia la figura B.3 del apéndice. Éste nos da un resultado para rolado de 65Klb/pulg² de 0.70. Debido a que los rodos están soldados en la unión de cierre y unos con otros en las puntas, se utiliza una soldadura a tope reforzada para todo el elemento. Debido a esto se escoge para el coeficiente de soldadura $C_r = 0.8333$.

En el caso de la concentración de esfuerzos, como no tenemos ninguna disminución de área a lo largo del cilindro, los coeficientes K_f y K_{fs} los definimos como la unidad. Debido a estos factores, nuestros esfuerzos límites de fatiga corregidos tanto para tensión como para compresión disminuyen notablemente. Calculando los esfuerzos tanto en X como en Y para los distintos espesores, con el objetivo de obtener el esfuerzo total. Luego este lo separamos como esfuerzo medio y variable, ambos la mitad del valor del esfuerzo total. Esto se hace para superar las condiciones de carga normales. En el caso del par de torsión medio, utilizamos los 25 hp para cada rodo, pero para el par de torsión variable se considera 0.00, esto despreciando la inercia del volante, para contrarrestar la fricción que la piedra ejerce sobre los rodos. Debido a que se conserva la velocidad angular de los rodos durante la operación. Ya encontrado el esfuerzo cortante máximo con el esfuerzo de cedencia en tensión S_{yp} del metal escogido, como resultado obtenemos un factor de seguridad, que varía en el intervalo de 1.62 a 1.63 para la mayoría de los espesores, lo cual nos demuestra que aunque variemos el espesor del cilindro a su máximo, se comporta como un eje sólido. Se escoge un espesor de 3 pulgadas para el cilindro, este se comporta con un factor de seguridad de 1.63 el cual cumple con lo esperado de la máquina, debido a la protección de los resortes.

6.1.2 Recubrimiento de los cilindros: Debido al costo que representa maquinar los cilindros en un acero al manganeso de alta resistencia, la protección que se utilizara en los cilindros es por medio de soldadura con arco eléctrico. Para esta operación se escoge un electrodo de recubrimiento duro con resistencia al impacto. Utilizando un electrodo ALL-STATE NI-MATRIX con una resistencia de 48 Rockwell C, se obtendría un buen resultado.

6.1.3 Espesor de los discos (preliminar): Después de obtener el espesor de los rodos, restando del radio de los rodos el espesor se obtiene el diámetro exterior de los discos de soporte del rodo. Estos cuatro discos tienen como función soportar el rodo y transmitir toda la carga sobre el eje. Para este diseño si se utilizaron los dos casos, el caso uno en el cual la carga recae en un extremo, y el caso dos cuando la carga está centrada. En la tabla de resultados **D-1** se obtuvo la reacción como si únicamente dos discos soportaran el rodo, para simplificarlo. En el caso 1 es donde la resultante es **mucho** mayor. Para evaluar los esfuerzos se supuso la existencia de un eje ficticio de distintos tamaños de 4 a 7 pulgadas de diámetro. A mayor diámetro de eje, es menor el área y por ende mayor el esfuerzo. Se utilizó este supuesto radio interior del eje para obtener el momento de inercia

polar, al cual se le aplicó los 50 hp por disco con lo cual se obtuvo un esfuerzo torsional. El momento de inercia únicamente depende de los radios exteriores e interiores de los discos. En las tablas de resultados **D-1**, **D-2** y **D-3** se obtienen los distintos esfuerzos principales para cada caso. Con los resultados de los esfuerzos principales se opera del siguiente modo: el valor absoluto $(E1-E2)/2$, el valor absoluto $(E1)/2$ y el valor absoluto $(E2)/2$. De estos tres se escoge el mayor para obtener el esfuerzo máximo de corte, comparándolo con el esfuerzo de fluencia cortante del metal escogido para el diseño de los discos, da como resultado el factor de seguridad. Esto se realiza para todos los casos en las tablas de resultados **D-4**, **D-5** y **D-6**. Se escogió un espesor de 2 pulgadas, con el cual el factor de seguridad varía entre 12 y 17 para los distintos casos, esto debido a que el diseño es preliminar y el eje podría quedar de mayor tamaño y aumentar los distintos valores del esfuerzo, reduciendo el factor de seguridad.

6.1.4 Dimensiones del eje: Ahora que se cuenta con las cargas más significativas que afectan al eje, se realizó su cálculo preliminar. Suponiendo siempre la presión longitudinal de 15000 Lb/pulg sobre el rodo, con un ángulo de cara de 19.19 grados. Y esta opera en 1/3 de la longitud de cara del rodillo, que posee 21 pulgadas de longitud. Se descompone la presión en X y Y. Se consideraron siempre los dos casos, tanto la carga centrada en el rodo, como en un extremo del mismo. En la tabla **E-1** se propuso una longitud preliminar de eje de 50 pulgadas para los cálculos.

Debido a que el eje es soportado sobre dos cojinetes en los extremos del mismo, se calcularon las reacciones en los puntos **A** y **B**, ambos a 8.5 pulgadas del extremo de derecho e izquierdo del eje. Esto para suponer la existencia de los cojinetes de soporte del eje. Ya con las reacciones en los dos casos, en las tablas de resultados **E-1** y **E-2** se calcularon las fuerzas cortantes en **X**. En las tablas de resultados **E-3** y **E-4** se calcularon los momentos flexionantes en X. En las tablas **E-5** y **E-6** se calcularon las fuerzas cortantes en **Y**. Finalmente en las tablas de resultados **E-7** y **E-8** se calcularon los momentos flexionantes en Y.

Se escoge como metal para el eje de los rodos, un acero de alto contenido de carbono, de un esfuerzo último en tensión de 120 klb/pulg². Los factores de choque en tensión y compresión se escogen con un valor de 1.5 para ambos, ya que el choque es amortiguado por los resortes. El coeficiente C_r que es el coeficiente debido a la fatiga, es de 0.7104 debido a que la razón de supervivencia es del 99.99%. El coeficiente de C_s de influencia de tamaño es de 0.70, debido a que no se tiene ninguna información en este caso del metal.

En el caso del factor de reducción por acabado de superficie, debido a la resistencia última del metal escogido y que se dejar con un pulido comercial, se toma como referencia la figura B-3 del apéndice. Este nos da como resultado en valor de 0.90. Debido a que no hay ningún tipo de soldadura sobre el eje, el coeficiente de soldadura C_r tiene un valor de 1.0.

En el caso de la concentración de esfuerzos por disminución de tamaño, se tienen cuñas en la posición de cada uno de los discos una cuña por disco, por lo cual del apéndice se observa la tabla B-1 la cual se escoge una cuña con terminación en curva, y después

recocida. Para estos casos se obtiene un valor de 1.3 tanto para los dos coeficientes K_f y K_{fs} . Se calcularon los dos nuevos esfuerzos límites de fatiga, para tensión S_e y para torsión S_{es} .

En la tabla de resultados **E-9**, para una distintos diámetros del eje, se calcularon los momentos de inercia, para obtener los esfuerzos medio y variable. En cada uno de los diámetros, se utilizó como par medio los 25 hp por eje a 111.04 rpm, esto nos da como resultado un par medio de 14137.17 lb*pulgada. El par de torsión variable se desprecia debido a que no varía la velocidad de los ejes durante la operación, sino únicamente en el momento del arranque en el cual éste no tiene cargas. Se utilizó la ecuación para cargas fluctuantes y de choque, para obtener el esfuerzo de torsión máximo, y consecuentemente el factor de seguridad. Para ambos casos el factor supera la unidad cuando el eje tiene un diámetro de 10 pulgadas. No se calculó para un eje mayor, debido a que los resortes que amortiguan a uno de los ejes, se comprimen mucho antes de que la fuerza sobre los rodillos llegue a los 15000 lb/pulgada. Este valor es nuestra carga crítica, que debe soportar los ejes, aunque nunca llegue a suceder debido a la protección de los resortes.

6.1.5 Espesor de los discos (final): Debido a que el espesor de los ejes, supero el diámetro que se utilizo en el diseño, se realizaron en la tabla de resultados **D-7** los cálculos para determinar los esfuerzos principales, pero con un diámetro de eje de 10 pulgadas. Se debe notar que los esfuerzos aumentan debido a la reducción de área de los discos.

En la tabla de resultados **D-8** con los valores de los esfuerzos principales se calcularon, los distintos esfuerzos máximos en corte para determinar el mayor, como se había escogido un espesor de 2 pulgadas. Aun con el aumento de los esfuerzos, da como resultado un factor de seguridad de 6.92 en el caso de la carga en un extremo del rodo, y 12.98 para el caso de la carga centrada en el rodo.

6.1.6 Cálculo de cojinetes: En la tabla de resultados **C-1** se calcularon todos los pesos de los distintos elementos que soportan los cojinetes, cilindro, discos, eje. Con estos valores y la carga sobre los rodillos de la piedra, se calcularon las reacciones en cada uno de los cojinetes. Se consideraron siempre dos casos, la carga en un extremo del rodo y la carga centrada en el rodo. Se obtuvo para cada uno de los casos, las reacciones tanto para X como para Y , para cada cojinete, los cuales se denominaron **A** y **B**. Con la carga total en Y un coeficiente de fricción para metal-metal se calculo la fuerza mínima para mover el eje esto debido a que no se tienen cargas axiales sobre los rodos.

Para este tipo de operación se escoge un cojinete de rodillos cónicos de dos hileras de rodillos (spherical roller bearing), debido a que son ideales para cargas de choque y fluctuantes. Se escogieron para cada caso 5 cojinetes cuyo diámetro interior fuera mayor de 11 pulgadas, esto debido al espacio que ocupa el manguito que acopla al cojinete con el eje.

Para cada uno de estos cojinetes, se obtuvo la carga estática, la carga dinámica, el factor de carga axial y el factor de carga radial del manual de servicio Torrington. En este diseño la carga de la piedra es completamente radial, calculando una relación de carga axial/radial esta tiene un valor 0.023. Como este valor es menor para 5 cojinetes escogidos, se debe utilizar el coeficiente con $X = 1.0$. Dado el caso de que el coeficiente de carga axial/radial

fuese mayor que el valor promedio de los cojinetes que es .25 se debe utilizar un valor de .67 para X . Como el cálculo de la carga equivalente es bastante simple utilizando los coeficientes, en la tabla de resultados **C-1** se obtuvo la carga equivalente tanto para $X = 1$ como para $X = 0.67$. La ecuación para el cálculo de la carga equivalente para los cojinetes de rodillos esféricos dobles es:

$$P = XV F_r + Y F_a$$

Donde P es la carga equivalente en libras, F_r la carga radial, F_x la carga axial, V el factor de rotación que en este caso es 1.00 debido a que el anillo interior es el que gira y el exterior esta fijo. X es el factor de carga radial y Y el factor de carga axial. Esto se realizó en cada uno para los dos casos anteriormente descritos. Como resultado se tienen dos cargas equivalentes para el caso de la carga en el extremo del rodo y otras dos para el caso de la carga centrada en el rodo.

De estas cargas equivalentes, se utilizó la ecuación de la vida nominal para cojinetes de rodillos esféricos dobles:

$$L_{10} = 16667/N (C/P)^{10/3}$$

Donde C es la carga dinámica de cada uno de los distintos cojinetes y P la carga equivalente calculada, N es la velocidad del eje. Con el resultado de la vida nominal para cada uno de los cojinetes establecidos, se utiliza la tabla 9-9 del apéndice, para definir el tipo de servicio que soportan los cojinetes. Como requerimiento para este diseño, es que los cojinetes deben soportar 24 horas de servicio continuo.

Por lo cual se escoge el cojinete 22256 debido a que éste puede soportar 24 horas de operación continua, para el caso en que $X = 1.00$ y la carga está en un extremo del rodo. En el caso de la carga centrada en el eje y $X = 1.00$ los cojinetes soporta 24 horas de operación en servicio pesado. Este cojinete es el de menor tamaño que soporta ampliamente la carga. Al final de la tabla de resultados **C-2** se escribieron las distintas medidas del cojinete y el peso del mismo.

6.1.7 Diseño de manguitos de soporte y espaciadores: La función de los manguitos es fijar el cojinete al eje, facilitar la extracción de los mismos. Para este caso los manguitos deben ser colocados a presión, calentando en un baño de aceite los manguitos para ser insertados en el eje. De la misma forma los espaciadores entre el manguito y el rodo.

Debe notarse que un manguito debe quedar ajustado al eje, de modo fijo. El otro manguito debe quedar ligeramente ajustado, esto para permitir la dilatación térmica del eje en caso de calentamiento del mismo durante la operación. En caso de quedar completamente fijas las dos puntas del eje, se corre el riesgo de una fractura en el eje, por el aumento de tensiones internas durante la dilatación térmica.

En la tabla de resultados **M-1** se realizó el pre diseño del espaciador, para darle las distintas dimensiones, el diámetro interior, el diámetro exterior, la longitud y las dimensiones de la pestaña. La pestaña se utiliza para la extracción de los cojinetes con todo

y el mango, esto de forma de tener una superficie aislada del cojinete a la cual se le pueda aplicar la suficiente fuerza para extraerlo sin dañar el cojinete.

~~Para el diseño de la pestaña se calcularon para distintas presiones sobre el área prediseñada de la pestaña la fuerza de estas presiones. Con esta fuerza se calcularon los distintos esfuerzos cortantes, para la superficie de la pestaña que está unida al espaciador, no se fatigó el material debido a que la carga no es cíclica. De los distintos esfuerzos cortantes se calcularon los factores de seguridad para las presiones. De lo cual se obtuvo que a 3750 psi, el factor de seguridad es de 4.38.~~

En la tabla de resultados **M-2** se pre diseñó el manguito de soporte dándole las distintas dimensiones necesarias, al igual que los tipos de ajustes necesarios para soportar el cojinete sin deslizamientos entre la superficie, manguito eje y eje cojinete. Debe notarse que el cojinete que se escogió no es cónico, para poder utilizar un manguito de extracción partido que preñe al eje conforme se apriete el cojinete sobre el manguito. Para este caso el manguito posee al igual que el espaciador una pestaña de las mismas medidas que sirve de tope al cojinete y de superficie de extracción. Esto se debe a que cuando una máquina tiene demasiado uso, los manguitos y los cojinetes tienden a pegarse aun siendo cónicos, ya que no existe una superficie para lograr empujar el cojinete para aflojarlo, la extracción es complicada y suele dañar el cojinete. No sucede así si existe la posibilidad de puede jalar de una superficie sólida alternativa, para remover el manguito junto al cojinete.

Debido al trabajo que realiza el manguito, calcular el espesor que tiene para soportar la carga es irrelevante, debido a que el manguito está en contacto directamente con el eje en la parte interna y cerrado exteriormente por el cojinete. No es posible deformar el manguito de ninguna forma, para partir el manguito tendría que estar completamente libre, lo cual no pasa en ningún momento.

Para fijar el cojinete sobre el manguito se diseñó una tuerca con araña de seguridad. En la tabla de resultados **M-2**, se diseña una rosca de 1 pulgada de largo, sobre el manguito y 3/4 de pulgada sobre la tuerca, para soportar 50,000 lb. de carga. Se utilizó una rosca corta de 60 grados para el diseño, primero se utilizó la carga de presión por aplastamiento, este valor casi no varía para los distintos pasos, todos los cuales son admisibles.

Se realizaron los cálculos para los esfuerzos de flexión y de corte para los distintos pasos, en el caso del esfuerzo de flexión este varió en el intervalo de 2.02 y 1.99. En el caso del esfuerzo de corte varió en el intervalo de 2.72 y 2.69. Se escoge un paso de 8 hilos por pulgada de longitud, para que trabajen 6 hilos siempre sobre la tuerca.

6.1.8 Diseño de sistema de tracción: Para el diseño del sistema de tracción a contra giro de los rodos, se escogió la tracción por medio de cadenas (Chain drives). En los molinos de rodillos dobles se suelen utilizar fajas V, cadenas y llantas. El problema esencial en los rodillos es que se encuentran a contra giro, lo cual implica que giran en direcciones contrarias, tratando de tragar toda la piedra que cae entre ellos.

Se escoge la transmisión de cadena debido a que existe cierta facilidad para cambiar el sentido del giro de un rodillo al otro. En el caso de que un eje se separe del otro, siempre

existe holgura entre el lado que no está jalando al otro sprocket. Debido a esto, es posible la contracción de los resortes sin dañar la cadena. En el caso de la transmisión por fajas, deben estar aisladas las fajas de un rodillo al otro debido a que durante la contracción de los resortes se puede sobre tensar las fajas en los dos sentidos. En el caso de la transmisión de llantas, existe demasiado desgaste por parte de las mismas, aparte de los problemas con la graduación de la distancia en los rodillos para operar a distintos tamaños de salida.

El primer paso para calcular el paso de la cadena y los tamaños de los sprockets, es determinar la clase de servicio. **Del cuadro No.1** de cadenas del apéndice se puede encontrar el tipo de servicio según el tipo de maquinaria con el que vamos a operar.

En el **cuadro No.2** de cadenas se escoge **C** como la clase de servicio para el tipo de maquinaria debido a que es un molino de rodillos. La clase **C** es para cargas de arranque en extremo pesadas, sobrecargas que ocurren continuamente y con máxima fluctuación. Con este dato se puede escoger el factor de servicio según el tipo de motor y transmisión que utiliza la máquina. Tenemos tres casos en el **cuadro No.1** de cadenas. El motor de combustión interna con transmisión hidráulica, el motor eléctrico o la turbina y el motor de combustión interna con transmisión mecánica. Para este caso se puede operar con un motor eléctrico o con un motor de combustión interna con transmisión mecánica, debido a la movilidad de la maquinaria.

En la tabla de resultados **TR-1**, tenemos como potencia a transmitir 50 hp. El factor de servicio es de 1.7 como se escogió de la tabla-1. Se puede diseñar para transmitir con uno, dos o tres sprockets. Esto es dos o tres sprockets pegados, para reducir los esfuerzos y que puedan ser de menor tamaño. Debido a esto se corrige la potencia según el número de sprockets que transmitan, tanto en el sprocket impulsor como en el sprocket impulsado. Debido a esto los factores que dividen el valor de la potencia según el número de sprockets son, para un sprocket 1.00, para dos es 1.70 y para tres 2.50.

Como se trata de tener dos reducciones de velocidad del motor a los rodos, la primera motor volante y la segunda del eje del volante al primer rodillo. Se predisponen para la segunda reducción distintos factores de reducción de velocidad, con los cuales se calculan las distintas velocidades del impulsor, que es el sprocket pequeño. En la **tabla-4** del apéndice se busca el tamaño, por paso y número de dientes para distintas potencias y velocidades del eje impulsor. Con esta tabla se obtienen distintos tamaños de sprockets, para los distintos factores de reducción de velocidad y con uno, dos o tres sprockets. Como se observa en la tabla de resultados **TR-1**.

En la tabla de resultados **TR-2** con los sprockets impulsores, se calculan para los distintos factores de reducción de velocidad, el número de dientes del sprocket impulsado ideal. Se busca en el manual para ver si es un sprocket comercial, esto es que, exista y que no sea demasiado grande. El diseño común es que el sprocket impulsor del volante transmita al primer rodillo y que el segundo rodillo debe tener un sprocket de igual tamaño para iniciar el contra giro. El problema es que el sprocket no puede pasar del 80% del diámetro de los rodos es de 24 pulgadas, debido a la distancia mínima recomendada entre ejes para una relación de velocidad de 1 a 1, la cual es aproximadamente 19 pulgadas.

En el caso de un solo sprocket para transmitir, todos los existentes quedan demasiado grandes. En el caso de dos sprockets para transmitir, para los tres primeros factores de reducción, quedan demasiado ajustados. En el caso de tres sprockets para transmitir, los dos primeros factores quedan bastante bien, con el problema que tres sprockets significan demasiado espacio y peso para el diseño.

Debido a esto se cambió el diseño para hacer una transmisión de contragiro de sprockets, de un lado de los rodillos. Del otro lado de los rodillos colocar un sprocket de mayor tamaño de los rodos, para tener un factor de reducción de velocidad alto. Por lo cual se escogió para el impulsor del eje de volantes a rodillos un sprocket de paso 160 y 26 dientes. En combinación con este trabaja un sprocket de 45 dientes, el cual tiene 29.802 pulgadas de diámetro exterior, lo cual no interrumpe con la punta del otro eje.

Para transmitir de un rodillo al otro a contra giro, se eligieron dos sprockets de paso 160 y 26 dientes. El sprocket tensor de estos mismos se buscará después, utilizando un diagrama para aproximar la distancia entre los centros del eje y el número de dientes del tensor.

Una parte importante del diseño de los ejes de transmisión de potencia es el uso de cuñas y castigadores para que todo elemento que esté sobre el eje quede fijo sin deslizamientos. En la tabla de resultados **TR-7** se calculo el espesor aproximado de la cuña que debe soportar la tracción entre el eje y el rodo del molino por medio de los discos de soporte del molino. Debido a que los discos de soporte del rodo tienen un ancho de 2 pulgadas, se toman como dos pulgadas la longitud predeterminada de la cuña y variando el ancho y la altura con el mismo valor, de forma que la cuña es cuadrada. Se obtiene para toda la carga de la piedra y la potencia total del molino el esfuerzo de compresión de la misma. Comparando este esfuerzo de compresión con el del menor valor del metal escogido se obtiene un factor de seguridad de 5.70.

En el caso de la transmisión del eje del volante a los rodos y de un rodo al otro, la cuña se diseñará de forma distinta. Debido a que se dejó una muy corta distancia para soportar los sprockets de transmisión de los rodos, se diseñó una cuña vertical de mayor tamaño y longitud que la horizontal; ésta es una cuña cuadrada que trabaja en dos planos del eje. Se utilizó la misma carga de la piedra más la potencia del molino para este diseño. Debido a que hay dos puntas en operación se consideró el doble del área de trabajo, obteniendo con estos valores un esfuerzo de corte para la cuña. Comparando éste con el esfuerzo de cedencia en corte del material escogido, se obtiene un factor de seguridad de 11.34 para la cuña.

Para finalizar el diseño del sistema de transmisión del molino es necesario realizar el balance de energía para el mismo. Con este balance es posible determinar si la carga de fricción entre la piedra y los rodos frena el molino. Debido a que todos los cuerpos tienen inercia y están sometidos a fricción, en este caso inclusive los cojinetes que soportan al eje, como primer paso se calculan todos los momentos de inercia de los elementos que conforman el eje en cuestión. En la tabla de resultados **TR-5** y **TR-6** se calculó el momento de inercia de cada uno de los elementos de cada eje. Como resultado se obtuvo el momento

de inercia total de cada uno de ellos y multiplicado por la velocidad angular de los ejes la cual es de 11 radianes por segundo se obtuvo la energía cinética de cada uno.

Ahora es necesario encontrar las cargas por fricción en cada uno de los cojinetes, tanto del eje fijo como del eje móvil. En la tabla de resultados **TR-8** se calcula cada una de las sobrecargas en los ejes. Estas sobrecargas (overhangs loads) deben a la potencia, así como la distancia a la que se ejerce esta fuerza, la velocidad del eje y el tipo de dispositivo que se usa para transmitir la potencia. En este caso el factor por transmisión en cada es de uno. Estas sobrecargas se añaden a la carga del eje únicamente en operación. Con estos valores y los originales se calcula la nueva carga en funcionamiento en cada uno de los cojinetes. Y utilizando el coeficiente de fricción de los cojinetes tanto para el arranque como para el funcionamiento, se calculó las pérdidas de potencia debido a la fricción de cada uno de los ejes.

Utilizando la energía cinética de los ejes, la energía del motor, la fricción de los cojinetes y la fricción de la piedra, la cual se calcula en la tabla de resultados **TR-9**, se realiza la suma de energías. Se observa que se obtiene un valor negativo bastante alto debido a la fricción de la piedra con los rodos que tratan de detener el proceso, por lo cual es necesario utilizar un volante inercial para la operación del molino. En la misma tabla de resultados se calcula, con la velocidad del eje del volante, el momento de inercia mínimo que debe tener este para complementar contrarrestar el efecto de la fricción de la piedra a la cual se le asigno un valor mínimo de $167.87 \text{ Lb} \cdot \text{seg}^2 \cdot \text{pie}$.

Con los valores de las relaciones de reducción de cada sistema, se puede determinar el diámetro del volante necesario. Debido a que este diámetro es demasiado grande y a que la polea impulsora debe ser menor de 6.75 pulgadas de diámetro, es necesario que el volante tenga canales para fajas. En la tabla de resultados **TR-10** se calculan los distintos momentos de inercia para cada elemento del volante, el cilindro exterior, los discos de soporte y la masa interior. Se estima un eje con un diámetro de 3 pulgadas para que soporte el eje del volante y parte del embrague. Utilizando estos valores se calcula el momento de inercia total del eje del volante y se calcula la energía cinética del mismo. Esta supera la energía faltante en el balance anteriormente realizado para el molino.

Debido a que el arranque del molino un alto par de arranque y es necesario tener un sistema de seguridad en caso de un paro forzado en los rodos, se necesita un embrague de fricción seco para aislar el motor y el volante del molino. Para esto se escoge del **cuadro No.1** de Embragues el tipo de servicio según el número de embragues que necesite la máquina en una hora. Del cuadro No.2 de embragues se obtiene el factor de servicio según el tipo de maquinaria en la que actúa el embrague y el tipo de motor que le transmite potencia, lo cual da como resultado un valor de 2. Este multiplicado por la potencia nos da la potencia de diseño del embrague. En el cuadro No.3 de embragues se escoge el de mayor tamaño, es decir 213 debido a que es el único que cumple con las condiciones de carga. Del **cuadro No.4 y No.5** de embragues se obtienen los valores más importantes del mismo, que se utilizaran en el diseño. Todos estos resultados se pueden observar en la tabla de resultados **TR-11**.

Para el diseño del eje del volante es necesario calcular el factor de seguridad del mismo para tener seguridad del diseño. Debido a esto, en las tablas de resultados **TR-12** y **TR-13** se calcularon las fuerzas cortantes y los momentos flexionantes a lo largo del eje. Después de obtener el momento flexionante máximo se calculó el esfuerzo a corte máximo para un sistema con cargas de choque, pero con los factores de cargas de choques con un valor de 1.5 los cuales para choques menores. Utilizando el mismo material que el de los ejes de los rodos se obtuvo un factor de seguridad de 11.39, el cual es bastante alto para las necesidades. Estos cálculos también se encuentran en la tabla de resultados **TR-11**. Esto se debe a que el eje es bastante corto entre los soportes del mismo por lo cual el esfuerzo es menor.

Así mismo en la tabla de resultados **TR-11** se calcularon las chumaceras para el eje del volante. Para este caso, debido al tipo de carga, se escoge una chumacera tipo K, Dodge la cual consta de dos cojinetes cónicos encontrados entre sí de forma de auto alinearse. Este posee un excelente sistema de sellos y una base sólida para el trabajo pesado. Para este caso no se obtuvo la carga dinámica del sistema de cojinetes. **Del cuadro No.1** de chumaceras K, se obtiene una carga dinámica aproximada a la velocidad requerida y el tiempo aproximado de vida de la chumacera bajo esta carga. De este modo se puede tener una buena estimación de la duración de la misma.

Se debe recordar que el eje del volante se compone de dos ejes uno, de 25 pulgadas de largo que soporta al volante en medio de las dos chumaceras y en un extremo el tope del embrague. El otro eje es de 15 pulgadas de largo y soporta el sistema principal del embrague y el sprocket de impulsor de 21 dientes paso 160. Observar el diagrama.

En la tabla de resultados **TR-14** se describen los datos de la polea del motor, el motor eléctrico y el motor diesel elegidos que pueden operar el molino de rodos.

6.1.9 Diseño de chumaceras: En la tabla de resultados **C-3** se calcularon cada uno de las cargas que llevan los ejes. Las nuevas cargas añadidas, son los espaciadores, los manguitos de soporte, los cojinetes y los sprockets de tracción. En el caso del eje fijo son dos sprockets y en el eje móvil es solo uno.

Ya obtenidos, todos los pesos adicionales para cada eje. En la tabla de resultados **C-4**, se calculan las nuevas reacciones de carga donde se encuentran los cojinetes. Estas reacciones son en **X** sobre el horizonte, **Y** a 90° vertical y **Z** la carga axial en dirección del eje. Esta carga axial, es un coeficiente de fricción metal-metal por la carga normal en **Y**.

Se consideró, como anteriormente los dos casos, el de la carga centrada en el rodo y en un extremo del mismo. Para cada uno de los ejes, el fijo y el móvil que tiene los resortes de amortiguación. En la tabla de resultados **C-5** se establecen las dimensiones de la chumacera. Esta es cuadrada tomando como base el diámetro exterior de los rodos, que es de 24 pulgadas. La chumacera se compone de cuatro placas cuadradas de 24 pulgadas de longitud por 24 pulgadas de altura, todas con un centro circular centrado. Este es donde

entra el cojinete ajustado y tiene un diámetro de 19.688 pulgadas. Se utilizó dos milésimas de interferencia entre cojinete y chumacera. Con estos datos se calculan las áreas, para después obtener el esfuerzo cortante. De los esfuerzos cortantes en el plano **X** y **Y** se calculan, los esfuerzos principales. Con el mayor esfuerzo principal obtiene el factor de seguridad. Para el caso con la carga centrada en el rodo se obtuvo un valor de 5.53 y en el caso con la carga centrada en el rodo tiene un valor de 7.88.

Ya calculadas las chumaceras como elementos sólidos, es decir de una pieza, deben ser calculados los diámetros de los tornillos, para conformar la chumacera como un elemento sólido. Esto se aplica a los dos casos, realizando los cálculos en las tablas de resultados **C-5** y **C-6**. El primer análisis es la junta en tensión, para esto se variaron los diámetros de los tornillos en un intervalo de 0.5 pulgadas hasta 2.5 pulgadas. Después se calcula el área que falla por tensión que se define como la longitud de la placa menos la suma del diámetro de los agujeros de los tornillos por el espesor. Multiplicando a las distintas áreas, por el esfuerzo admisible en tensión, obtenemos la carga admisible. Comprobando estos con las cargas en la chumacera se obtuvo los factores de seguridad para **X** y para **Y**. Debe notarse que la carga horizontal de la piedra es superior, comparada con la vertical.

De igual manera se calcula la falla por aplastamiento. El área es igual al número de tornillos por el diámetro por el espesor de la placa. Esta se multiplica por el esfuerzo admisible por aplastamiento para encontrar la fuerza admisible, y después obtener los factores de seguridad en **X** y **Y**. Por último se calcula la falla por cortante, en este caso el área es la suma de área de los tornillos, siempre multiplicada por el esfuerzo admisible cortante, para obtener la carga admisible. En este caso los factores de seguridad obtenidos, son demasiado pequeños comparados con los otros casos. En todos los análisis en el caso de la carga en un extremo del rodo, debido a que se calcula donde las fuerzas son mayores, del lado donde está la carga, los factores de seguridad son menores comparados con los de la carga centrada en el rodo.

En la tabla de resultados **C-7** se da valor a las distintas dimensiones de las tapaderas de las chumaceras. La tapadera interna que va de cara al rodo, esta roscada en sus cuatro agujeros, esto es lo que me sirve de rosca para la tuerca que fija las cuatro placas. Debido a que tienen un espesor de 2 pulgadas, es más que suficiente para un tornillo de hasta 2.5 pulgadas. Las tapaderas están diseñadas de modo que ambas son hembras, y tienen un vaciado de 0.059 pulgadas donde entra el cojinete para quedar ajustado. El cojinete está centrado en la chumacera en las tres dimensiones. Como se tienen las medidas en el espaciador y en el manguito de modo que se encuentran 5 retenedores de pestaña de nitrilo que den los diámetros exteriores de los vaciados de las tapaderas y los interiores. Se busca el de menor espesor, para dejar el área de vaciado de la tapadera del mayor tamaño posible, para obtener el mayor volumen libre para grasa. Los retenedores, deben impedir principalmente la entrada de cualquier partícula impura a los cojinetes y en segundo lugar la pérdida de grasa, que generalmente ocurre solo cuando los retenedores están dañados. O la temperatura sube demasiado en los cojinetes y la grasa se diluye, esto es un índice de sobrecalentamiento en los cojinetes. Con todos estos datos completamos las dimensiones de las tapaderas.

6.1.10 Diseño de resortes: Para el diseño de los resortes, primero se calculó en la tabla de resultados **RE-1** la resistencia última en tensión, para distintos materiales que son usados para la construcción de resortes. Es resistencia última la cual varía según el diámetro del alambre que se use, a mayor diámetro de alambre es menor la resistencia.

En la tabla de resultados **RE-2** se obtuvo la fuerza en cada uno de los resortes. Esta es la carga de la piedra menos el valor de la carga de fricción, que se opone al movimiento del eje. Esta carga se calcula como la fuerza normal del eje por un coeficiente de fricción en una superficie metal-metal con lubricación. Se utilizó para los cálculos de la constante del resorte un módulo de corte promedio con un valor de 25,000,000 Lb/pulg². Se definieron para el resorte ciertas características, la más importante de las cuales es que el índice del resorte tiene un valor de 4. Generalmente los resortes comunes tienen un índice mayor de 5 de forma que exista una mayor facilidad para maquinarlos. En este caso se realizaron varias pruebas a distintos índices, pero se tenía que aumentar demasiado el módulo de corte para obtener el valor de la constante requerido.

De forma que variando los distintos diámetros del alambre y utilizando el índice del resorte escogido se calculó los distintos radios medios de nuestros resortes. Así mismo con el índice de resorte se calculó el factor de corrección de curvatura de Wahl. Utilizando este dato se obtuvo la resistencia al corte de cada uno de los resortes. Esto es muy importante debido a que si la resistencia al corte es menor que la del metal escogido para el resorte, este no soportará la carga. Se definió el número de vueltas activas del resorte con un valor de 5. Con todos los datos anteriores se calculó la constante del resorte y la deformación con la carga de diseño, que es la máxima que puede soportar el eje antes de dañarse seriamente. Se observa que la deflexión es bastante grande a esta carga, pero aquí no se ha considerado la pretensión del resorte, ya que este realmente no tiene un comportamiento lineal.

En la tabla de resultados **RE-3** se detallan las medidas del resorte escogido. El diámetro del alambre es de 2 pulgadas y el diámetro medio tiene un valor de 8 pulgadas. Para este resorte se calcularon las diferentes deformaciones a varias potencias de trituración, sin considerar la fricción, y se graficaron. Como puede observarse, la gráfica es una recta con pendiente **K**. La carga crítica calculada para el resorte es de 257467.94 Lb. Para que el resorte no se comprima con una baja potencia de trituración, debe ser pretensado de manera que necesite mucha mayor carga para comprimirse.

6.1.11 Diseño de tornillos de potencia: Los tornillos de potencia se utilizan para graduar el tamaño de salida del producto. Esto se hace aumentando la distancia entre los rodos. Estos no soportan cargas de impacto, pero si la carga de tensión de los resortes durante la graduación. Después de graduar la distancia entre los rodos, se colocan placas sólidas de metal entre las dos chumaceras, para graduar el tamaño de la salida de alimentación. Colocadas las placas se afloja la tuerca del tornillo de potencia y de esta manera queda sin carga que lo pueda dañar.

El diseño preliminar posee cuatro tornillos, cada uno dentro de un resorte. Con la carga de diseño del resorte más la fuerza de fricción, se calcularon los esfuerzos de aplastamiento, flexión y corte para una rosca tipo ACME en la tabla de resultados **TO-1**. De igual forma se procedió en la tabla de resultados **TO-2** para una rosca ACME truncada.

Cada uno de los tornillos se escoge de 4 pulgadas de diámetro con rosca tipo ACME. Ésta sobrepasa de manera satisfactoria los factores de seguridad para corte y flexión, así como la presión por aplastamiento que no debe superar las 4000 Lb/pulgada².

6.1.12 Diseño del chasis del molino de rodos: El chasis del molino de rodillos se compone de dos marcos rectangulares de 98 pulgadas de largo por 42 pulgadas de anchos. El marco inferior y superior se une por medio de las columnas de carga. Descripción de los elementos:

No.	Nombre	Descripción	Longitud-pulg.
2	Vigas superiores	Perfil diseñado	98
2	Vigas inferiores	Hembra diseñada	98
4	Columnas de carga	Perfil diseñado	24
4	Vigas de unión	Perfil diseñado	24

El marco inferior está compuesto por vigas inferiores y las vigas de unión, este marco soporta el peso de todos los elementos del rodo anteriormente diseñados. Las cuatro juntas que componen este marco se encuentran soldadas, y el diseño de las juntas será posterior al diseño del perfil. Sobre el marco inferior se encuentran las cuatro columnas de carga, cada una de ellas colocada a noventa grados y en una esquina del marco según el diagrama. Las cuatro juntas entre las columnas de carga y las vigas inferiores se encuentran soldadas con el mismo diseño de junta entre las vigas inferiores y las vigas de unión inferiores. Debido a que las vigas superiores son hembras planas, que únicamente soportan cargas de tensión y deben ser removibles, a diferencia de las vigas inferiores éstas no tienen una junta directa a las vigas de unión superiores, pero sí la tienen las columnas de carga en sus extremos laterales internos. Debido a esto se utiliza la misma junta soldada. Para cerrar el marco superior de los rodos, debido al tipo de trabajo que realizan las vigas superiores se escoge una hembra la cual se encuentra atornillada en cada uno de sus extremos a las columnas de carga.

El primer paso es diseñar las columnas de carga. Éstas sirven de tope a las chumaceras, las cuales se encuentran encarriladas sobre la viga inferior y superior del molino. Las columnas de carga soportan la carga horizontal transmitida del rodo al eje, del eje a las chumaceras y de las chumaceras a las columnas. Esto es relativo a la columna A-B. En el caso de la columna C-D, ésta soporta la carga transmitida por los resortes de amortiguación.

En la tabla de resultados **PE-1** se establecen las dimensiones preliminares del perfil a utilizar para las columnas de carga, para la viga de soporte inferior horizontal y para las vigas de unión de las anteriores. El perfil se compone de 5 elementos, todas son hembras de 3/4 de pulgada de espesor. Los patines son de 9 pulgadas de ancho el cual es igual al ancho de la chumacera. El alma es una hembra de 11.5 pulgadas de ancho. Las tapaderas para cerrar el perfil de forma de un tubo rectangular son también de 11.5 pulgadas de ancho. Al final el perfil es un tubo cuadrado no completamente hueco. Esto se realizó debido a que las cargas sobre las chumaceras no-solo son extremadamente altas sino que también de

impacto y fluctuantes. Por lo cual es necesaria una estructura firme y sólida que soporta el trabajo. Se calcularon los momentos de inercia tanto para el plano *X* como para el plano *Y*.

Para la columna de carga **A-B** se calcularon las fuerzas cortantes y los momentos flexionantes en la tabla de resultados **PE-2**. Debido a que esta columna recibe su carga directamente de la pared de la chumacera, la carga se considera longitudinal. El mayor momento de inercia ocurre en la mitad de la columna, el cual tiene un valor de 155296.7 Lb*pulgada.

Para la columna de carga **C-D** se calcularon las fuerzas cortantes y los momentos flexionantes en la tabla de resultados **PE-3**. A diferencia que la columna **A-B**, ésta recibe la carga de los resortes de amortiguación, en este caso la carga se consideró en dos puntos: El del resorte inferior a 6 pulgadas del borde inferior de la columna hacia arriba y el resorte superior a 6 pulgadas del borde superior de la columna hacia abajo. El resultado es un momento flexionante de 155296.7 Lb* pulgada. Pero no a la mitad de la columna sino que a lo largo de ella, un caso muy especial. Al final de la tabla de resultados **PE-3** con los datos del momento máximo flexionante y el momento de inercia del perfil, se obtuvo el esfuerzo flexionante máximo. Este se comparó con el esfuerzo de fatiga en flexión para obtener el factor de seguridad. Este dio como resultado un valor de 21.4 para ambos casos.

Debido a que se utiliza el mismo perfil para las vigas inferiores, se necesita calcular el tamaño y la cantidad de soldadura para que la viga soporte la fuerza de tensión que le transmiten las columnas de carga. En lo que se refiere al tamaño de la soldadura son la longitud y el espesor lo que define su capacidad de carga. Debe notarse que son cuatro soldaduras las que unen al patín superior con el alma y las tapaderas. Dos soldaduras de filete para el alma y el patín, y una soldadura de ranura en cada una de las tapaderas al patín. Se consideró únicamente el caso de la carga centrada en el rodo para estos cálculos. Esto da como resultado dos reacciones opuestas en cada una de las puntas del perfil con un valor ideal de 25882.72 Libras. Esta carga se utilizó como carga de diseño. La carga real debe ser extremadamente superior y de impacto. Se utiliza la presión de trituración máxima a la que están diseñados los rodos. Por lo cual el factor mínimo de seguridad aceptable para esta carga debe tener un valor mayor a 6.

En la tabla de resultados **CH-1** se utilizó el perfil prediseñado con una longitud de 98 pulgadas para calcular el tamaño y el tipo de soldaduras. Variando el tamaño de la soldadura se obtuvo la capacidad de diseño para 2 soldaduras de filete y 2 de ranura a todo lo largo de las 98 pulgadas del perfil. Comparando la capacidad de diseño total con la carga de diseño, en los distintos tamaños de soldaduras se obtuvo un intervalo de factores de seguridad que varía de 34.59 a 126.82. Estos resultados son demasiado grandes, lo cual se debe a que se calculó la soldadura a lo largo de todo el perfil.

En la tabla **CH-2**, **CH-3**, **CH-4** se variaron las longitudes de las soldaduras a lo largo del perfil, al 75%, al 50% y al 25% de las 98 pulgadas del perfil. Con lo cual se redujo el factor de seguridad notablemente a uno más aceptable, por lo cual se escoge una soldadura de 5/16 pulgadas a un largo de 49 pulgadas. Esta nos da un factor de seguridad con un valor de 28.82. Todas las soldaduras fueron diseñadas para soldadura tipo 60XX, lo cual se debe a que una soldadura de mayor resistencia no sería práctica ya que el esfuerzo

de fluencia en tensión del metal escogido para los perfiles tiene un valor aproximado de $65,000 \text{ Lb/pulg}^2$, por lo cual con una soldadura de mayor resistencia habría fracturas en el metal base antes que en la soldadura.

Para ensamblar el chasis del molino como se describió anteriormente son necesarias 16 juntas, 8 juntas superiores y 8 juntas inferiores. De las 16 juntas, 4 juntas son atornilladas y 12 juntas soldadas. Las juntas soldadas son del mismo perfil. Como se describieron anteriormente, por las características del chasis, este no debe ser flexible, sino completamente rígido. Para calcular la junta se diseñan varias juntas soldadas, con la forma base del perfil a utilizar. La carga escogida de diseño es la carga sobre cada una de las chumaceras. La junta soporta un esfuerzo flexionante y un esfuerzo cortante. Para calcular el esfuerzo flexionante es necesario tener el momento de inercia polar de la soldadura; para el esfuerzo de corte el área de la soldadura. En las tablas de resultados **CH-5** a **CH-12** se diseñaron distintos tipos de juntas. Para cada una se calculó el momento de inercia polar, sobre la base de una pulgada de ancho. Con los datos calculados se obtuvo el esfuerzo cortante y resultante para cada una de las juntas. Variando los factores de seguridad para distintos tipos de soldadura, se obtuvo la capacidad de diseño para cada tipo. Comparando este valor con el esfuerzo resultante para cada una de las juntas, se obtuvo el tamaño de la soldadura para cada tipo y el factor de seguridad.

En la tabla de resultados **CH-9**, se diseñó una junta, a la cual hay que añadir dos triángulos rectángulos de 45° con una longitud por lado de 11.5 pulgadas. Este refuerzo aumenta el momento de inercia y el área de la soldadura para reducir el esfuerzo. Por lo cual en la tabla de resultados **CH-10** se calculó que para un factor de seguridad de 4, en una soldadura 60XX es necesario un ancho de soldadura de 0.59 pulgadas.

Debido a que las vigas superiores de chasis no soportan ninguna carga vertical, como se describe anteriormente, estas se diseñan como dos hembras planas de 9 pulgadas de ancho y un espesor a calcular. En la tabla de resultados **PE-4**, variando los distintos espesores en la hembra, se obtuvo el área en tensión de la misma. La carga de diseño es la mitad de la carga horizontal para cada chumacera y tiene un valor de 25882.83 libras. Utilizando estos datos se calculó el esfuerzo en tensión de la viga. Utilizando siempre lámina negra con una resistencia de fatiga en tensión de $27,300 \text{ Lb/pulg}^2$, se obtuvo los distintos factores de seguridad. Con lo cual se escoge una hembra de $3/4$ pulgadas de espesor y un factor de seguridad de 7.12 para la viga superior.

Contando con el espesor de la viga superior es posible diseñar la junta atornillada que une a las columnas de carga con esta viga. La viga superior debe ser removible para efectuar reparaciones en los ejes y las chumaceras. En caso de tener que calzar los rodos con soldadura de arco, se puede hacer en la parte superior de los rodos sin mayores complicaciones. Para diseñar la junta atornillada en la tabla de resultados **CH-13** se diseñaron para el perfil de la columna de carga una variedad de distribuciones de tornillos. Estas distribuciones se encuentran compuestas por: el diámetro de los tornillos, el número de hileras, el número de tornillos por hilera. Como hay que respetar el espacio mínimo entre tornillo y tornillo. Se reduce la cantidad de tornillos que puede soportar la pieza. El primer paso es calcular la falla por tensión de la junta. Esta ocurre en la viga superior. El área de tensión depende del diámetro de los tornillos, el número de hileras de tornillos en la

jointa, el ancho de la hembra y el espesor. Con estos datos se encuentra el área en tensión que multiplicada por el esfuerzo admisible en tensión que es de 27,500 Lb/pulgada², se obtiene la carga admisible.

Comparando este valor con la carga sobre la junta se obtiene el factor de seguridad. Este varía en el intervalo de 4.38 a 5.98 ya que a menor diámetro de tornillo es mayor el área en tensión, por lo cual aumenta la carga admisible. Para el caso de la falla por aplastamiento esta depende del diámetro de los tornillos, el número de hileras en juego y el espesor de la placa. El área en aplastamiento es igual al número de hileras en juego por el diámetro de los tornillos, por el espesor. Con este dato y el esfuerzo admisible de aplastamiento se obtiene la carga admisible, la cual comparada con la carga sobre la junta, da como resultado el factor de seguridad. Los factores de seguridad para la falla por aplastamiento varían en un intervalo de 3.78 a 8.82. Esto depende del diámetro de los tornillos y del número de hileras. A mayor diámetro de tornillos aumenta el factor de seguridad, pero cuando el diámetro es demasiado grande se reducen el número de hileras, por lo que el factor de seguridad disminuye. Para el caso de la falla por cortante, esta depende del tipo de tornillo, el diámetro y el número de tornillos en la junta. El área en corte es igual a la sumatoria de las áreas de los tornillos en la junta. Este valor multiplicado por el esfuerzo cortante de los tornillos, da como resultado la carga admisible de la junta. Esta puede aumentar, aumentando el grado de los tornillos.

El diseño de junta que se escoge es de cuatro hileras, 3 tornillos por hilera, cada tornillo con un diámetro de 7/8 de pulgada. Con un factor de seguridad para la falla por tensión con un valor de 4.38, el de la falla por aplastamiento con un valor de 8.82 y el de falla por cortante con un valor de 9.62. Estos valores aseguran el buen desempeño de la junta.

7. CONCLUSIONES

Dado lo extenso de éstas conclusiones se detallan para cada uno de los diseños:

A. Trituradora

1. Para establecer el diámetro de los rodillos, el ángulo de prensado no tiene que ser menor de 30° , si el diseño se guía en base a esta norma el diámetro de los rodillos debe ser extremadamente grande, por lo cual el diseño de la máquina se complica y se sobrecarga volviéndose ineficiente.
2. El diámetro de los rodos para disminuir piedra con un tamaño medio de 2 pulgadas a .666 pulgadas de diámetro debe tener un valor como mínimo de 24 pulgadas con una fricción menor o igual a 0.29.
3. Un cilindro hueco con un espesor de pared pequeño puede tener la misma o mayor resistencia a cargas de flexión y de corte que un eje sólido de menor tamaño.
4. La resistencia de un eje que soporta cargas variables y de impacto disminuye notablemente por la fatiga del material.
5. El factor importante en la vida nominal de un cojinete aparte de su carga dinámica, es su velocidad de operación, a velocidades de operación muy altas los cojinetes sufren mayor desgaste.
6. Los manguitos que soportan y fijan al cojinete en el eje deben ser considerados en el momento de tener dilataciones térmicas en un eje.
7. En los sistemas de transmisión por cadenas debes considerarse el factor de velocidad ya que si este es demasiado bajo el par de transmisión será de mayor valor necesitando un sistema que soporte mayores cargas.
8. En los sistemas de tracción por fajas no se debe exceder el valor de la relación de reducción debido a que disminuiría el valor de la potencia que pueden transmitir las fajas.
9. Utilizar sistemas inerciales para mantener energía cinética y contrarrestar las fuerzas de fricción en una máquina disminuye el valor de la potencia adicional del motor para contrarrestar el efecto.
10. El chasis del molino de rodillos dobles es el que soporta en forma indirecta toda la carga de la piedra, debido a esto su construcción es pesada y de alta resistencia.

B. Clasificadora

1. El factor de mayor importancia para definir el tamaño de una clasificadora, es el tamaño de las mallas que se quieren utilizar, ampliando el tamaño de las mallas, se aumento el caudal al que puede desalojar, pasa lo contrario al disminuir el tamaño de las mismas.
2. El cálculo de vibración de la clasificadora se puede volver demasiado complejo y destructivo debido al tamaño de masas que se manejan.
3. Los cojinetes de la clasificadora soportan cargas bastante altas y debido a que la velocidad de giro de los ejes es también alta, la vida nominal de los mismos se reduce demasiado para su tamaño.
4. La longitud de la clasificadora es un factor importan a considerar, ya que debe ser lo suficientemente larga para poder separar con eficiencia el material.
5. El uso de contra pesos en la clasificadora aparte de disminuir la carga sobre los cojinetes, puede ser para aumentar la fuerza centrífuga del eje provocando una mayor amplitud de vibración.

C. Fajas transportadoras

1. El ancho de la banda en la transportadora es un factor muy importante en el tamaño máximo del material que se quiere transportar.
2. La capacidad de la banda puede aumentar con el aumento del ángulo de inclinación de los rodos de carga.
3. El tipo de material es un factor muy importante para encontrar el ángulo máximo al que se puede transportar el material sin que ocurran deslizamientos.
4. Con el aumento del diámetro del cilindro de tracción se puede disminuir la velocidad del eje o aumentar la velocidad lineal de la banda, teniendo una mayor fricción de agarre con la banda.
5. El uso de limpiadores de banda debe ser considerado para el buen mantenimiento de la misma.

8. RECOMENDACIONES

1. En el momento de diseñar o calcular la capacidad de trabajo de una trituradora se debe tener en mente las posibilidades de la misma para interactuar con otras maquinas.
2. El chasis de las bandas transportadoras debe ser diseñado con una escalinata para el paso del personal que debe realizar el mantenimiento de la misma.
3. Se debe verificar la abrasión de los materiales a triturar de forma de tener establecido el período de desgaste de las protecciones de la máquina, para ser renovadas.
4. Verificar en todo momento la fuerza de compresión necesaria para romper el material que se desea triturar de forma que esta no sobrepase el límite de carga de máquina y la dañe.
5. Verificar la granulometría del material que se desea clasificar de forma de establecer la capacidad de cada uno de los pisos.
6. No utilizar electrodos de mayor resistencia que el material base.
7. Tener seguridad del valor de la resistencia de los materiales que se utilizan.
8. El terreno donde debe ser instalada en un terreno plano, se debe alimentar a baja altura en comparación de otras plantas, se puede utilizar un clasificador fijo inclinado para separar el material que se desea alimentar.
9. La alimentación debe ser por medio de un resbaladero a la banda que alimenta la clasificadora.

9. BIBLIOGRAFÍA

1. Deuscham, A. Michels, W. y Wilson C. *Diseño de Máquinas*, 1995. Sexta Reimpresión, México. 973.
2. Dodge. *Engineering Catalog*, 1978. First Edition. Dodge Division realiance Electric U.S.A
3. Galnty, H. E *Manual de procesos de Ingeniería Química*. 1957. Segunda edición. Publicaciones Cultural. SA.
4. McCormac, J. *Diseño de estructuras de acero*, 1989. Primera Edición. Ediciones Alfaomega. México. 557pp
5. Perkins, "Manual de taller para motores econodiesel perkins 6.3542 T6.354.2, 1990. Produgáfica S.A. México. 116. Pp
6. Perry, J.H. *Manual del Ingeniero Químico*, 1973. Segunda Edición. McGraw- Hill, Mexico. 7: 8-16, 8: 1-25.
7. Rexnord Inc. "*Nordberg Process Machinery Reference Manual*, 1976 Primera Edición. Rexnord Inc. U.S.A 1-16
8. SIEMENS. *Catálogo 1990*, 1989. Primera Edición. República Federal de Alemania.
9. Thomson, W. *Teoría de Vibraciones*, 1983. Primera edición. Editora Pretince-Hall Colombia. 489pp
10. TORRINGTON. *Service Catalog*, 1988. First edition, Seventh Printing. U.S.A
11. Universal Engineering. *PRODUCERS FACT BOOK*, 1989. Ninth Edition. Pettibone Corporation. U.S.A