



DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UNA MÁQUINA REFORMADORA
DE ENVASES DE HOJALATA

Galvis Díaz, Leonardo

Lacayo, José Leandro

Romero R., Miguel Ángel

Director

Universidad Tecnológica de Bolívar

Ingeniería Mecánica

Cartagena de Indias

2002

1. INFORMACIÓN GENERAL DE LA EMPRESA SEATECH INTERNATIONAL.

RESEÑA HISTÓRICA.

Seatech International Inc. es una empresa ubicada en la zona Franca de Cartagena fundada en 1990 dedicada a la pesca de atún y procesamiento del mismo en forma de Enlatado. Cuenta con su propia flota de buques pesqueros, los cuales realizan su faena en aguas del Pacífico. Dispone de un muelle para la descarga de los pesqueros, posee sus propios frigoríficas, una planta de descongelamiento y cocción del pescado, una sala para la limpieza y enlatado del producto. Posee adicionalmente su propia Fábrica de Envases, una bodega para el almacenamiento del producto enlatado y encajonado y una zona para el cargue de contenedores.

La planta total de Seatech la constituyen aproximadamente 815 empleados divididos en 5 Direcciones (Recursos Humanos, Producción, Flota, Técnica y Fábrica de Envases) las cuales reportan a una Gerencia General. La Gerencia reporta directamente a la presidencia y esta a una Junta Directiva compuesta por 5 socios. La ilustración muestra un esquema del organigrama.

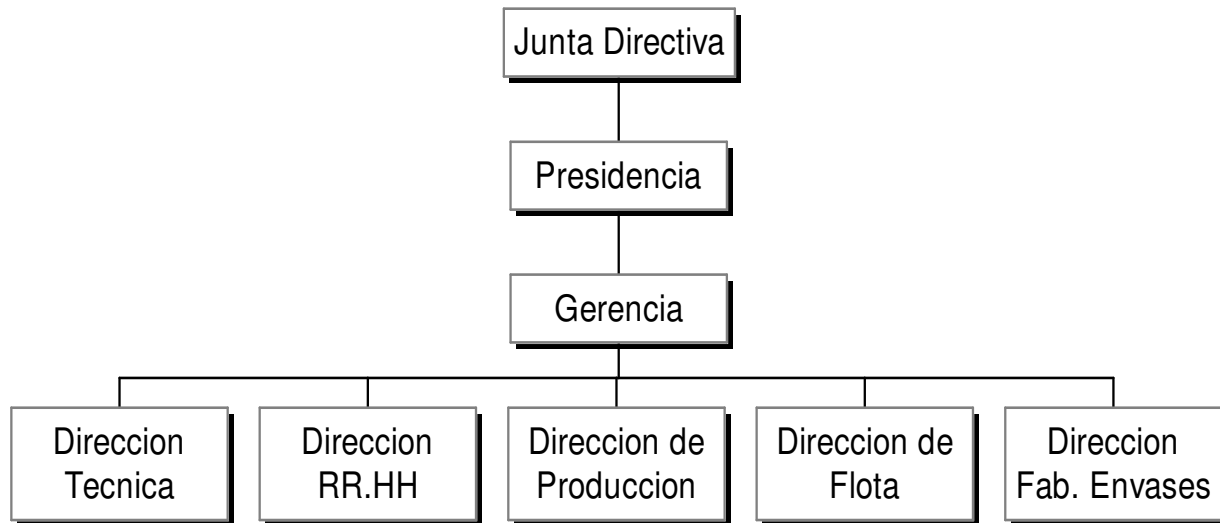


Figura 1. *Organigrama SEATECH INTERNATIONAL INC*

Desde sus inicios Seatech sufrió un rápido proceso evolutivo en lo referente a sus productos ofrecidos. Al principio la actividad de la compañía se concentraba en la pesca, limpieza y venta de lomos congelados de atún al igual que el producto residual originado de la limpieza (grated, o carne de segunda la cual se vendía como atún rallado). Ambos productos eran comercializados tanto nacional como internacionalmente. Con el tiempo, y ante la necesidad de satisfacer mercados crecientes, sobre todo en Europa, y mercados existentes (La Marca Registrada Van Camp's ya existía cuando fue comprada por los socios y requería un respaldo) fue necesario dar el paso al procesamiento y venta de atún enlatado.

Inicialmente la venta de atún enlatado se concentró en la presentación de media libra (peso neto de pescado enlatado más los ingredientes adicionales) pues era

la más comercial y la más conocida tanto en Colombia como en el resto del planeta. Sin embargo con el tiempo fue necesario diversificar la presentación del producto y recurrir a nuevos formatos: 4 libras y 7 onzas. Para este último fin la principal inversión la constituyeron la adquisición de nuevos equipos tanto de enlatado como de fabricación del envase.

El proceso de ampliación de la cartera de productos se mantuvo virtualmente estancado hasta cuando se evidenció que la utilización sistema Easy Open (o "abre fácil"), una diferente y mucho más sencilla forma de apertura de la lata mediante el uso de una tapa especialmente diseñada, se hacía cada vez más popular. Fue en este punto cuando la empresa decidió recurrir a enlatar parte de su tradicional presentación de media libra utilizando esta novedad. El costo adicional del uso de este tipo de tapa se compensaba con un incremento en calidad. Se añadió el indicativo de "Calidad Extra Sello Dorado" a la nueva presentación. De hecho la calidad del pescado, el método de limpieza, el tipo de ingredientes y el sabor, eran mucho mejores que el enlatado normal.

Sin embargo, el mercado seguía siendo mucho más exigente. A mediados de 1995 los competidores nacionales impulsaron el consumo del atún enlatado en la poco conocida "dosis personal", es decir enlatados de menos de media libra, fáciles de abrir y de llevar y que como su nombre lo indicaba eran para consumir en cualquier parte por un sólo individuo. Fue en este punto donde la compañía lanzó su propia versión de dosis personal: un enlatado de 100 gramos, calidad extra y usando el sistema Easy Open. El éxito fue total.

Pero todo no podía ser satisfactorio, como consecuencia de la apertura económica iniciada en Colombia a principios de los noventa, la arremetida de productos enlatados importados en el mercado nacional fue inesperada y con características bien demarcadas: Se ofrecía una excelente calidad a un precio altamente competitivo, se innovaba en la presentación y se resaltaban las características saludables de lo que se ofrecía. Era común encontrar en cualquier supertienda conservas norteamericanas, españolas e italianas que poco a poco robaban parte del mercado. Seatech contrarrestó este fenómeno con el desarrollo, promoción y lanzamiento de un producto con características únicas: Atún de la mejor calidad posible, con el mejor proceso de limpieza y enlatado en aceite de oliva al modo Easy Open. Se presentó el producto en la forma de paquetes de tres unidades muy llamativos a la vista y añadiéndole la imagen de "La carne más saludable". A fines de 1998 el proyecto arrojaba los primeros resultados positivos pues de un nivel de ventas de 3.000 cajas (de 48 unidades) en Diciembre de 1997 se logró llegar a un nivel de 8.000 cajas.

Todo lo anterior se había desarrollado manteniendo los productos Bandera o triunfadores (atún enlatado en aceite y/o agua orientados principalmente a la clase media).

VISIÓN Y MISIÓN

Misión: Seatech International Inc. es una empresa líder en el procesamiento de atún y en la fabricación de envases sanitarios de la más alta calidad. Contamos

con un excelente equipo humano que labora con disciplina y responsabilidad para satisfacer las necesidades de nuestros clientes nacionales e internacionales.

Velamos por la conservación del medio ambiente y de especies marinas, como el delfín, para brindarle a nuestra sociedad un ambiente sano con desarrollo sostenible.

Visión: Seremos una organización reconocida como la primera empresa exportadora en Latinoamérica de atún enlatado, lomo congelado y de envases sanitarios, que mantiene la excelente calidad en sus productos, y las mejores relaciones con sus clientes nacionales e internacionales.

DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN DEL ENVASE.

La descripción del proceso de producción de la Fábrica de Envases incluye las actividades correspondientes a los ocho grandes procedimientos establecidos con sus correspondientes subetapas.

El proceso de fabricación de envases sanitarios ha sido dividido en ocho grandes procedimientos dependiendo del tipo de actividad realizada, el personal implicado, el tipo de personal utilizado y el área relacionada con la misma. Dichos procedimientos son:

- Recepción de materia prima y suministros.

- Curado de la Hojalata.
- Corte de la hojalata.
- Fabricación de envases de tres piezas.
- Fabricación de Tapas.
- Fabricación de envases embutidos.
- Evacuación del producto terminado.
- Despacho del producto terminado.

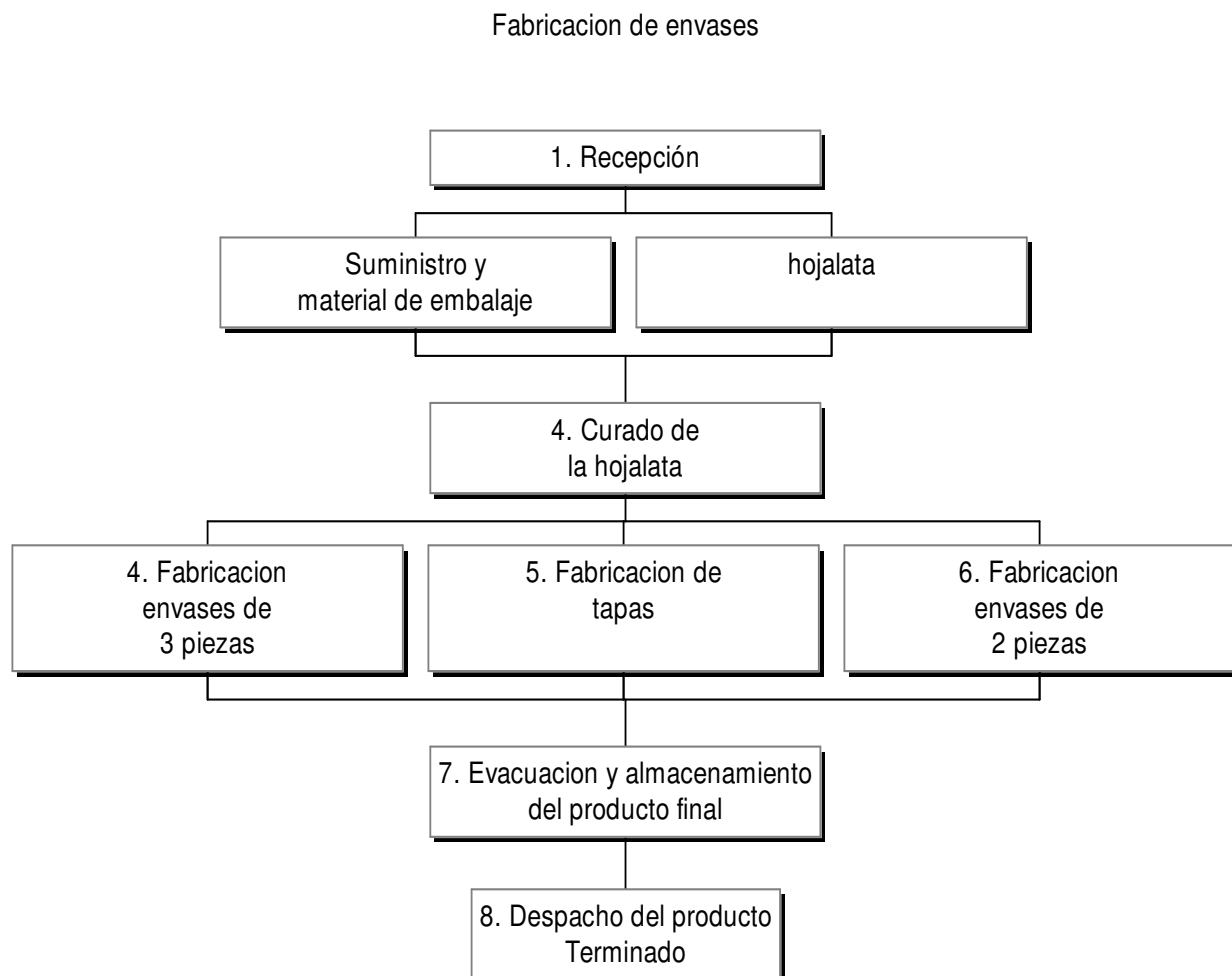


Figura 2. Esquema de la fabricación de envases.

2. Generalidades del proyecto.

DESCRIPCION

El equipo constara de un motor que suministrara la potencia necesaria para realizar el reformado del envase, de un sistema de reducción de velocidades que se hará por medio de poleas y engranaje si el diseño así lo requiere, tres rodillos donde uno será el de arrastre el segundo será de apriete (por medio de un cilindro neumático) y el tercero mas pequeño que los anteriores y su función será estabilizar el envase al momento del reformado y un par de engranajes que interconectara el primero y segundo rodillo. Además tendrá una estructura que servirá como base del equipo.

En la pagina siguiente se hace entrega de un esquema aproximado de la maquina.

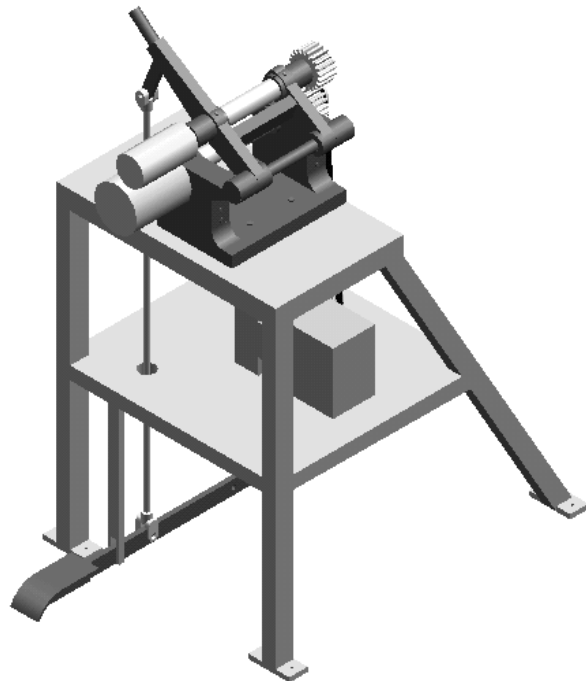


Figura 3. Esquema de la maquina

OBJETIVOS DEL PROYECTO.

Objetivos Generales. Diseñar, construir, montar y poner en marcha la maquina reformadora de envases, para poder recuperar los envases colapsados

Objetivos Especificos

- Determinar el consumo de potencia en la reformación del envase.
- Establecer la recuperación de los envases colapsados para su posterior comercialización.
- Diseñar cada uno de los elementos que conforman la maquina.

- Construir la maquina.
- Montar la maquina.
- Elaborar un manual de operación de la maquina.
- Desarrollar un plan de mantenimiento para la maquina.
- Realizar un estudio económico con el fin de evaluar la viabilidad y factibilidad de la construcción de la maquina.
- Establecer la capacidad de la maquina

3. FUNDAMENTOS PARA EL DISEÑO DEL PROYECTO.

PROPIEDADES DE LA HOJALATA.

Es necesario conocer la composición físico-química de la materia prima antes de comenzar a generar ideas de cómo llevar los envases a la configuración requerida. La hojalata está constituida por cinco capas, cada una de las cuales tiene diferente función:

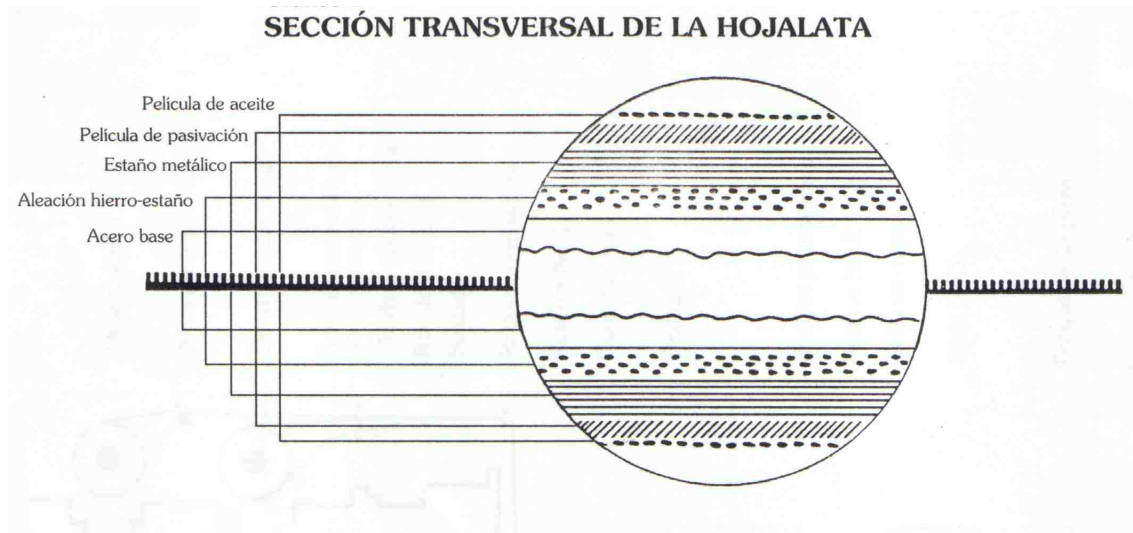


Figura 4 Sección transversal de la hojalata

Acero base: proporciona rigidez al material, debido a su espesor y resistencia mecánica. Su composición química le da propiedades especiales de resistencia a la corrosión.

- **Aleación hierro-estaño:** constituida por el compuesto ínter metálico Fe-Sn₂. Por sus características electroquímicas, actúa como barrera contra la corrosión. Para su efectivo comportamiento, más que la cantidad, es importante su continuidad.
- **Estaño metálico:** el estaño tiene innumerables ventajas, las cuales han hecho de éste, el elemento más importante en la protección del acero usado para envases; en muchos alimentos actúa como simple barrera contra la corrosión, ayuda a la soldabilidad, es una excelente base para litografiar y aplicar lacas. Con alimentos desestañadores actúa como elemento de sacrificio.
- **Película de pasivación:** permite, según su naturaleza, mejorar la resistencia de la hojalata a la sulfuración, a la oxidación y la herrumbre. Acondiciona, también, la adherencia de los barnices, tintas, sacas, etcétera.
- **Película de aceite:** protege la lámina de la humedad del aire y facilita su manejo. Es aplicada por un aceitador electrostático en ambas caras de la hoja.

Esta es la composición físico-química de la hojalata cuando SEATECH INTERNATIONAL INC la recibe de su distribuidor, una vez se inicia la utilización de la hojalata para la producción de los envases, se le aplica una capa de barniz sanitario en la cara interior y exterior.

Deformación Plástica Cuando el diseño de componentes se basa en la teoría elástica, por ejemplo la flexión simple o la teoría de la torsión, las dimensiones de las componentes se disponen de modo que los esfuerzos máximos que puedan

presentarse bajo condiciones de carga de servicio no excedan del esfuerzo permisible de trabajo del material, ni en tensión ni en compresión.



Figura 5. *Envase Colapsado.*

El esfuerzo permisible de trabajo se considera el esfuerzo de fluencia del material dividido entre un factor de seguridad conveniente (que suele basarse en los reglamentos de diseño o en experiencias anteriores), de modo que se tome en cuenta un incremento inesperado del nivel de las cargas de servicio. Si es probable que el esfuerzo máximo en la componente exceda al esfuerzo permisible de trabajo, la componente se considera insegura, aunque es evidente que existen pocas probabilidades de que se presente una falta completa de la componente aun si se alcanza el esfuerzo de fluencia en las fibras exteriores (siempre que cierta porción de la componente permanezca elástica y capaz de soportar cargas); es decir, la resistencia de una componente normalmente será mucho mayor que la supuesta con base en la fluencia inicial en cualquier posición. Por lo tanto, para tomar ventaja de la resistencia adicional inherente, se emplea un procedimiento de

diseño que a menudo se conoce como diseño al límite plástico. Los procedimientos de diseño revisados se basan en ciertas hipótesis básicas sobre el comportamiento del material.

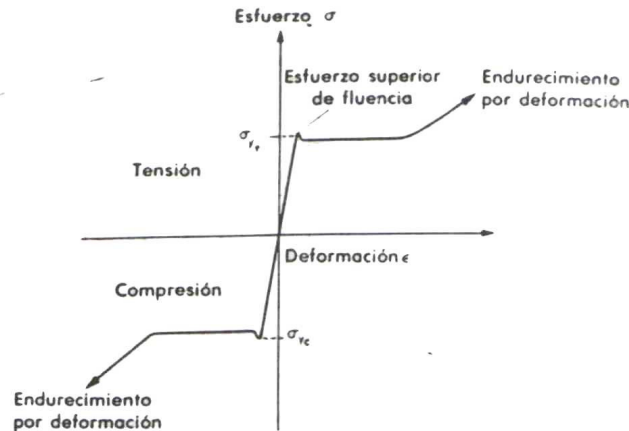


Figura 6. Curva de esfuerzo-deformación para acero recocido

En la figura 6 se muestra una curva típica de esfuerzo contra deformación para acero templado al bajo carbono, en la cual se señala la presencia de los límites de fluencia superior e inferior y la zona de endurecimiento por deformación. En la figura 7 se muestra el comportamiento supuesto de un material para el que:

- No se consideran los límites superior e inferior de fluencia y sólo se sugiere un único límite de fluencia;
- Se considera que los esfuerzos de fluencia en tensión y compresión son iguales;
- Se supone que la fluencia ocurre bajo esfuerzo constante, por lo que se ignora cualquier característica de endurecimiento por deformación. De este modo,

una vez que el material ha fluido, el esfuerzo permanece constante para toda deformación posterior.

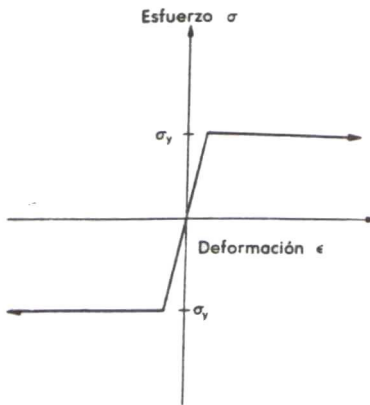


Figura 7 Curva de esfuerzo-deformación supuesta por la teoría plástica, sin deformación por endurecimiento y con esfuerzos de fluencia iguales $s_t = s_c = s_y$.

Además, se supone que a pesar de la suposición c), las secciones transversales de las vigas en flexión permanecen planas durante todo el proceso de carga; es decir, la deformación es proporcional a la distancia al eje neutro.

Ahora es posible, con base en las suposiciones anteriores, calcular el momento que debe aplicarse para producir:

- Las condiciones elásticas limitantes o máximas en el material de la viga cuando se acaba de iniciar la deformación plástica en las fibras más externas.
- La deformación plástica a una profundidad específica;

- La deformación plástica a través de toda la sección.

Esta última situación se denomina estado totalmente plástico, o "articulación plástica". Dependiendo de las condiciones de carga y apoyo antes de que se presente el colapso completo de una viga o estructura, pueden requerirse una o más articulaciones plásticas, y la carga requerida entonces para que se presente esta situación se denomina carga de colapso.

Flexión elástico-plástica de la lamina Estudiemos el caso de la flexión pura de una barra recta cuando surgen deformaciones plásticas. Para simplificar el problema consideramos que la sección transversal de la barra tiene dos ejes de simetría (figura 8) y que los diagramas de tracción y compresión del material son iguales. Esta claro que en este caso la línea neutra coincide con el eje de simetría x (figura 9). La relación analítica entre la tensión σ y la deformación ε no se especifica y consideramos que esta relación esta dada de manera grafica.

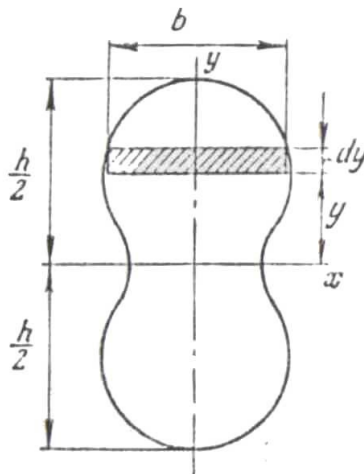


Figura 8. Sección de una barra recta

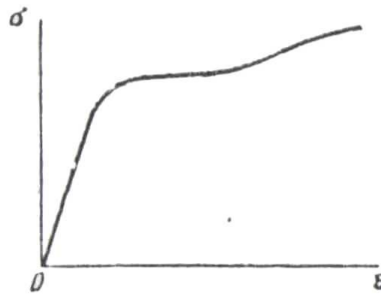


Figura 9. *Diagrama esfuerzo - elongación para un acero*

Suponemos que en el caso de la barra es válida como de costumbre, la hipótesis de las secciones planas, Entonces obtendremos.

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho} \quad (3.1)$$

Siendo $\frac{1}{\rho}$, la curvatura de la línea elástica de la barra flexionada e y , la distancia

a la línea neutra. El momento flector en la sección de la barra será.

$$M = \int_F \sigma y b dy \quad (3.2)$$

Ahora es posible obtener por el método semigrafico la relación entre la curvatura de la barra $\frac{1}{\rho}$ y el momento M y, una vez dado el momento, determinar la magnitud de las tensiones que surgen en la barra, El método más sencillo para

realizar este cálculo es el siguiente. Se fija cierto valor de curvatura $\frac{1}{\rho}$ y por la fórmula se obtiene el alargamiento máximo.

$$\varepsilon_{\max} = \frac{h}{2\rho} \quad (3.3)$$

Se dibuja a al lado de la sección transversal el diagrama de tracción (Fig. 10) y se marca en el punto A correspondiente al valor de ε_{\max} obtenido. Este alargamiento ocurre en las capas más alejadas de la línea neutra. Por eso, frente al punto superior de la sección se escoge O'A' y después el punto O''.

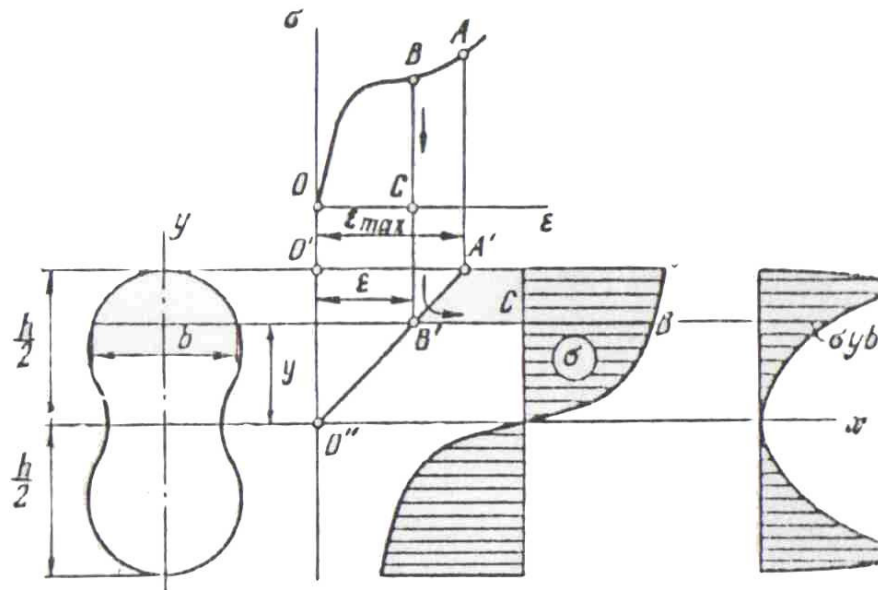


Figura 10. Método gráfico para la determinación del producto $\sigma y b$

Como los alargamientos se distribuyen en la altura según la ley lineal, unimos los puntos O" y A' por una recta que constituyen el diagrama de las deformaciones en la sección.

Después construimos el diagrama de las tensiones para cierto valor de y , dado el alargamiento ε (punto B'), obtenemos la tensión σ (punto B). Situando en el diagrama el segmento BC se obtiene, a la derecha, el diagrama de la distribución de las tensiones sobre la altura. Se construye después en la altura el diagrama del producto $\sigma y b$. El área de la curva obtenida determina, según la expresión (3.2) la magnitud del momento flector. Así pues, mediante las operaciones realizadas se obtiene uno de los puntos del gráfico de $\frac{1}{\rho}$ en función del momento M. Fijando un nuevo valor de la curvatura, se puede, repitiendo todas las operaciones anteriores, hallar un nuevo valor de momento y determinar la posición de otro punto de la misma curva.

Una vez construida esta curva (Fig. 11) y dado cierto valor de momento, se determina la curvatura de la barra. Se construye después el diagrama de las tensiones correspondientes a la curvatura $\frac{1}{\rho}$ que a su vez corresponde al momento dado M.

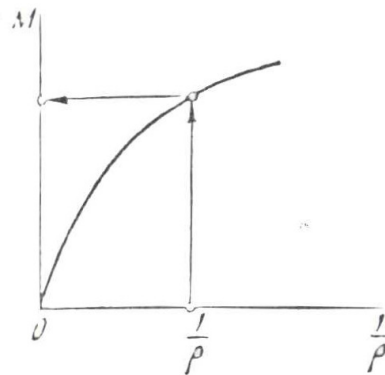


Figura 11. *Grafica momento – curvatura.*

Sobre esta base es fácil determinar las tensiones residuales que se mantienen en la barra después de la descarga. Esto se realiza por el método descrito anteriormente, sumando las tensiones imaginarias de la descarga con las tensiones que surgen durante el proceso de carga. En el caso en cuestión las tensiones de la descarga varían en la sección según la ley lineal,

$$\sigma = \frac{Ny}{I_x}$$

Sumando este grafico lineal al de las tensiones de trabajo (Fig. 12) se obtiene el diagrama de las tensiones residuales. Es importante indicar que están auto equilibradas. En la sección no surgen ni fuerza normal ni momento flector.

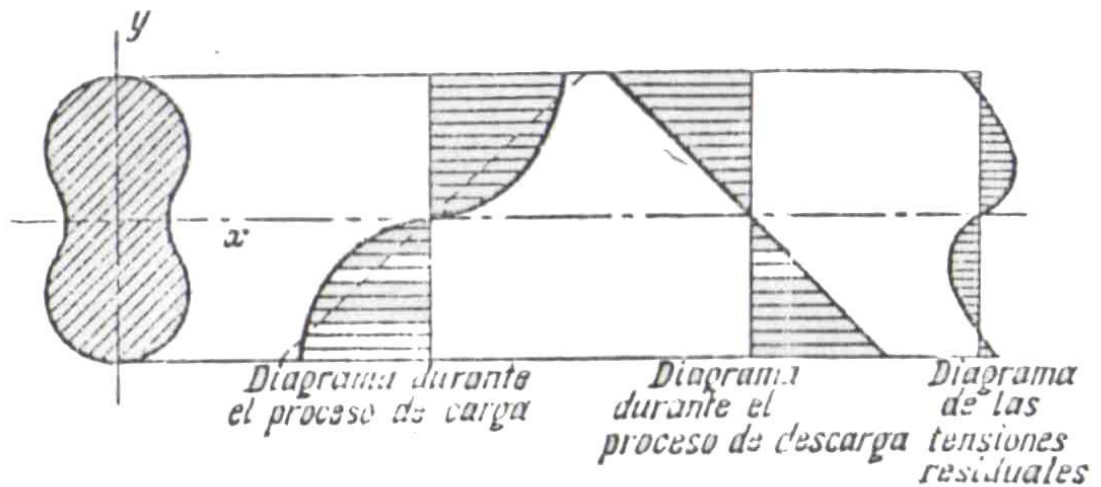


Figura 12. *Grafica de las tensiones residuales.*

El proceso indicado anteriormente de determinación de las tensiones en la barra flexionada resulta más fácil cuando el ancho de la sección b es constante, es decir, cuando la barra es de sección rectangular y se simplifica mas aún cuando el diagrama de tracción tiene el tramo de plasticidad ideal.

Veamos este caso particular. Consideremos una sección rectangular de lados b y h y el diagrama de tracción representado en la figura 13. Es fácil demostrar que la sección transversal de la barra se divide en dos zonas, elástica una y plástica otra.

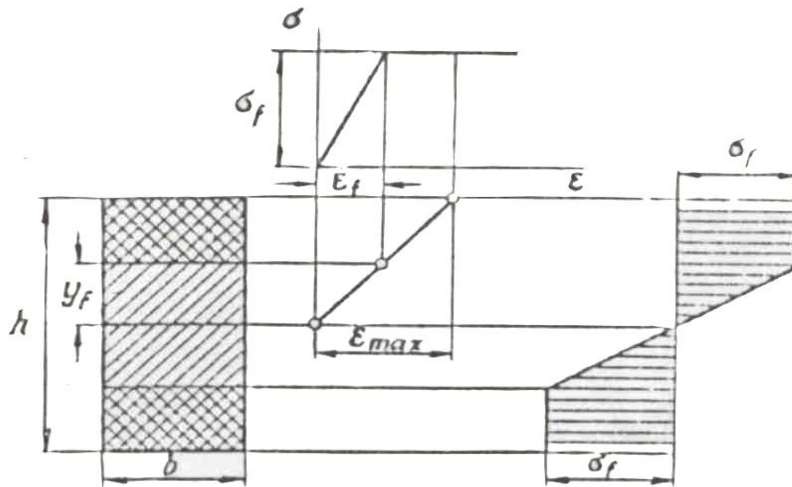


Figura 13. Método gráfico para determinar σ_y

La magnitud y_f que determina la línea divisoria de estas dos zonas, se obtiene de la expresión.

$$y_f = \epsilon_f \rho \quad (3.4)$$

A medida que aumenta el momento y , por lo tanto, también la curvatura y_f disminuye, es decir, que la zona elástica se reduce. El momento flector de la sección, como antes, se determina de la expresión 3.2 que en nuestro caso es:

$$M = b \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma y dy$$

Dividiendo esta integral en dos, según las zonas, obtendremos,

$$M = 2b \int_0^{y_f} \sigma y dy + 2b \sigma_f \int_{y_f}^{\frac{h}{2}} y dy$$

Como en la zona elástica,

$$\sigma = E \frac{y}{\rho}$$

Después de realizar la integración hallaremos,

$$M = \frac{2}{3} b \frac{E}{\rho} y_f^3 + b \sigma_f \left(\frac{h^2}{4} - y_f^2 \right).$$

Teniendo en cuenta que y_f , de acuerdo a la expresión 3.4, es

$$y_f = \varepsilon_f \rho = \frac{\sigma_f \rho}{E}$$

De la expresión anterior se obtendrá.

$$M = \frac{bh^2}{4} \sigma_f - \frac{1}{3} b \sigma_f^3 \frac{\rho^2}{E^2}$$

De donde se halla,

$$\frac{1}{\rho} = \sqrt{\frac{\frac{1}{3} \frac{b \sigma_f^3}{E^2}}{\frac{1}{4} b h^2 \sigma_f - M}}$$

Al aumentar el momento M, Aumenta la curvatura de la barra que se hace infinita, cuando.

$$M = \frac{1}{4} b h^2 \sigma_f \quad (3.5)$$

En este caso $\rho = 0$ e y_f resulta igual a cero. Es decir que la deformación plástica abarca toda la sección y el diagrama de las tensiones en la sección transversal de la barra se representa por dos rectángulos (Figura 14). La capacidad resistente de la barra, en este caso, se agota sin que pueda resistir estas cargas mayores.

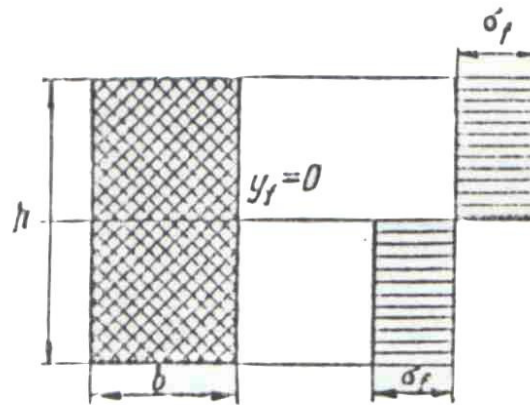


Figura 14. Deformación plástica de una barra.

TEORÍA DE ARRASTRE.

Fricción. Fricción es la resistencia que se encuentra cuando dos superficies sólidas se deslizan o tienden a deslizarse una sobre la otra. Las superficies pueden estar secas o lubricadas. En el primer caso, cuando las superficies no cuentan con la presencia de fluidos o películas contaminantes, se dice que la resistencia se llama fricción en seco. La fricción de las zapatas de freno sobre la llanta de la rueda de un ferrocarril es un ejemplo de este tipo de fricción.

Cuando las superficies en frotamiento están separadas entre si por una película muy delgada de lubricantes, la fricción es de lubricación límite (o grasosa). En este caso, la lubricación depende de la fuerte adhesión del lubricante al material de las superficies que se frotan; las capas de lubricante resbalan una sobre la otra,

en lugar de que lo hagan las superficies secas. Un muñón al arrancar, invertir su sentido de giro o girar a velocidad muy baja bajo una carga pesada es un ejemplo de la condición que dará lugar a la lubricación límite. Otros ejemplos son los dientes de engranes (en especial de los engranes hipoidales), las herramientas de corte, las matrices para estirar alambre, los tornillos de potencia, los muñones de asiento y el proceso de asentamiento de la mayor parte de las superficies lubricadas.

Cuando la lubricación se dispone de modo que las superficies que se frotan queden separadas por una película de fluido, y la carga en las superficies quede por completo soportada por la presión hidrostática o hidrodinámica de la película, la fricción es de lubricación completa (o viscosa). En este caso, las pérdidas por fricción se deben únicamente a la fricción interna del fluido de la película. Son ejemplos de lubricación completa los cojinetes con anillos de lubricación, los cojinetes con alimentación forzada del lubricante, los cojinetes de empuje del tipo de zapata pivotada y las chumaceras, los cojinetes que funcionan en un baño de aceite, los cojinetes hidrostáticos de aceite, las sustentaciones de aceite y las quiñoneras.

Se tiene lubricación incompleta o mixta si la carga sobre las superficies que se frotan es soportada parcialmente por una película viscosa de fluido y, por otra parte, por zonas de lubricación límite. La fricción es intermedia entre la de lubricación fluida y la límite. Casos de lubricación incompleta existen en los

cojinetes con lubricación de alimentación por goteo, con empaquetadura de estopa o de alimentación por mecha, o en los cojinetes de superficie paralelas.

Cuando no hay fricción, la resultante de las fuerzas entre las superficies de dos cuerpos que se oprimen entre si es normal a la superficie de contacto; con fricción, la resultante se desvía respecto de la normal.

Si una fuerza P oprime un cuerpo contra otro, como en la figura 15, el primero no se moverá, siempre que el ángulo α_0 , incluido entre la línea de acción de la fuerza y una normal a las superficies en contacto, no sobrepase cierto valor que depende de la naturaleza de esas superficies. La fuerza resultante R tiene las mismas magnitud y línea de acción que la fuerza P .

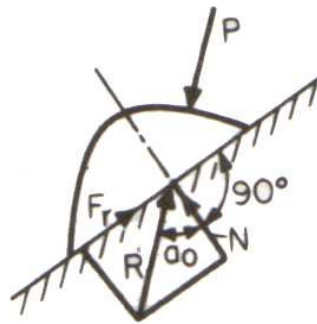


Figura 15. Diagrama de fuerzas

En la figura 15, se ha resuelto R en dos componentes: una fuerza N , normal a las superficies en contacto, y una fuerza F_r , paralela a esas superficies en contacto.

Con base en la afirmación antes hecha, se deduce que:

$$F_r \leq N \tan a_o \leq N f_o$$

En donde $f_o = \tan a_o$, se llama coeficiente de fricción de reposo (o de fricción estática) y a_o , es el ángulo de fricción de reposo (o ángulo de reposo). Si se mantiene constante la fuerza normal N entre las superficies y se incrementa en forma gradual la fuerza tangencial F_r , no habrá movimiento en tanto que $F_r < N f_o$. Se alcanza un estado de movimiento inminente cuando F_r se acerca al valor de $N f_o$. Si se desliza una de las superficies sobre la otra, manteniéndose oprimidas una contra la otra por una fuerza normal N , se debe vencer una fuerza de fricción F que se opone al movimiento; por lo común, esta fuerza es menor que F_r .

Comúnmente, la fuerza F se expresa como $F = fN$, en donde f es el coeficiente de fricción por deslizamiento o fricción cinética. Dentro de los límites de las velocidades prácticas de deslizamiento, los coeficientes de fricción por deslizamiento son menores que los coeficientes de fricción estática. Con velocidades pequeñas de deslizamiento y superficies muy limpias, los dos coeficientes no difieren en forma apreciable.

Rodadura. La rueda es uno de los inventos más importantes de nuestra civilización. Su uso hace que sea posible mover cargas pesadas con un esfuerzo relativamente pequeño. Debido a que el punto de la rueda que está en contacto

con el suelo en cualquier instante de tiempo no tiene un movimiento relativo con respecto del suelo, la rueda elimina las grandes fuerzas de fricción que se presentarían si la carga estuviera en contacto directo con el suelo. Sin embargo, existe cierta resistencia al movimiento de la rueda. Dicha resistencia tiene dos causas distintas. Estas se deben:

- Al efecto combinado de la fricción en el eje y de la fricción en el aro.
- Al hecho de que la rueda y el suelo se deforman, ocasionando que el contacto entre la rueda y el suelo ocurra sobre una cierta área en lugar de ocurrir en un solo punto.

Con frecuencia se sustituye la fricción por deslizamiento por una acción de rodadura, como en el caso de las ruedas de los vehículos, las bolas o los rodillos en los cojinetes, los rodillos colocados debajo de maderos al mover cargas; la resistencia de fricción en el movimiento por rodadura es sustancialmente menor que en el movimiento por deslizamiento. El coeficiente de fricción por

rodadura $f_o = \frac{P}{L}$, en donde L es la carga y P la resistencia por fricción.

La resistencia por fricción P a la rodadura de un cilindro bajo una carga L aplicada en el centro del rodillo Figura 16 es inversamente proporcional al radio r del rodillo:

$$P = \left(\frac{k}{r} \right) L \quad (3.6)$$

Si se da r en pulgadas, los valores de k son como sigue:

Madera dura sobre madera dura.	0.02;
Hierro sobre hierro.	0.002
Acero sobre acero.	0.002
Acero duro y pulido Sobre acero duro y pulido.	0.0002 a 0.0004.

Los datos de fricción por rodadura son escasos, Noonan y Strange dan, para rodillos de acero sobre placas de acero y para cargas que varían desde ligeras hasta aquellas que provocan una deformación permanente del material los siguientes valores de k : superficies bien acabadas y limpias, 0.0005 a 0.001; superficies bien aceitadas, 0.001 a 0.002; superficies cubiertas con sedimentos, 0.003 a 0.005; superficies herrumbrosas, 0.005 a 0.01.

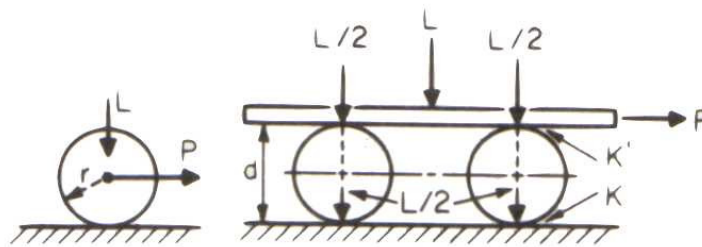


Figura 16. Diagrama de fuerzas por rodadura.

Si se mueve una carga sobre rodillos (Figura 3.13) y si k y k' son los coeficientes respectivos de fricción para las superficies inferior y superior, la fuerza de

fricción $P = \left(\frac{k+k'}{d} \right) L$. Moyer encontró los siguientes valores promedio de f para

neumáticos de caucho inflados y cargados adecuadamente: camino duro, 0.008; grava seca, firme y bien apisonada, 0.012; grava húmeda y floja, 0.06.

TEORÍA DE SELECCIÓN Y DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS.

Teoría De Selección Y Diseño De Elementos De Transmisión.

Teoría De Selección De Poleas. Correas Trapezoidales. El aspecto de las correas trapezoidales o en $< V >$ es bien conocido de todos porque siempre se utilizan para diversas transmisiones auxiliares debajo de la capota de un automóvil. Como el caucho tiene baja resistencia y se estira fácilmente. Invariablemente se incorporan en su construcción elementos resistentes a la tracción, ordinariamente contruidos con tela o cordón. El material amortiguador que actúa de almohadillado es caucho natural o sintético. Las ruedas de garganta o acanaladas que funcionan con las correas trapezoidales se llaman *poleas acanaladas o de garganta o roldanas*.

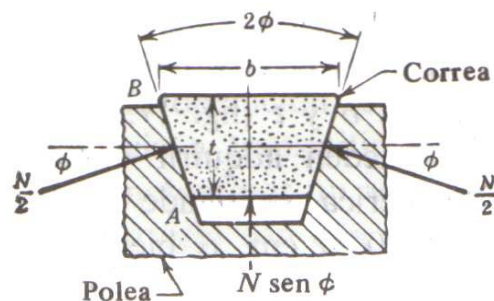


Figura 17. Sección Correa "V"

La acción de cuña (Figura 17) da lugar a una fuerza normal N mucho mayor para la misma tracción de la correa v . por consiguiente, para el mismo coeficiente de fricción se obtiene una fuerza tangencial mayor (transmitida). También a causa de la forma de cuña, las correas trapezoidales funcionan bien con distancias de centros cortas sin ajuste frecuente de la tracción inicial.

La ecuación teórica:

$$\frac{F_1 - K}{F_2 - K} = e^{\frac{f\theta}{\sin\phi}} \quad (3.7)$$

Es aplicable a las correas en V ;Sin embargo, en la practica se utiliza la ecuación

$$Pot\ Nom = \left[a \left(\frac{10^3}{v_m} \right)^{0.09} - \frac{c}{K_d D_1} - e \frac{v_m^2}{10^6} \right] \frac{v_m}{10^3} \quad (3.8)$$

De potencia nominal normalizada. El segundo termino entre corchetes tiene en cuenta el efecto de curvatura, que es mucho mayor en las correas trapezoidales mas gruesas. El tercer termino entre corchetes es una corrección para la acción centrifuga. Para una correa; los términos están en unidades inglesas, V_m (ft/min), D (pulg.), y la potencia en (HP).

Donde a , c y e son constantes correspondientes a una sección de correa en particular; D , es el diámetro primitivo de la polea menor; K_d , es un coeficiente de

diámetro pequeño, obtenido en el anexo1 para la relación de velocidad dada, y v_m es la velocidad por minuto de la correa.

Las dimensiones de correas trapezoidales mas comúnmente utilizadas en aplicaciones industriales generales se designan por las letras A, B, C, D, E, cada una con dimensiones de sección transversal nominal normalizada b y t , como las indicadas en el anexo B.

En cualquier caso, la primera operación es calcular la potencia de proyecto multiplicando la potencia a transmitir por un adecuado coeficiente de servicio N_{sf} . Los coeficientes de servicio son una consecuencia de la experiencia de ingeniería y del criterio; los del anexo C se pueden utilizar aquí:

$$\text{Potencia de proyecto} = N_{sf} (\text{potencia transmitida}). \quad (3.9)$$

Con la potencia de proyecto y las rpm de la polea menor, se entra en el anexo B y se toma la decisión acerca de la sección transversal a utilizar, tal como indican las líneas de trazos que señalan la elección de una sección C.

La potencia de las ecuaciones de especificación nominal debe ser corregida para la longitud de la correa K_L y el arco de contacto K_θ , es decir:

$$\text{Potencia nominal ajustada} = K_L K_\theta (\text{potencia nominal}) \quad (3.10)$$

Donde K_θ es un coeficiente de corrección para un arco de contacto distinto a 180° .

Como el arco de contacto es una función de $(D_2 - D_1)/C$.

$$2\alpha = \frac{D_2 - D_1}{C} \quad (3.11)$$

El ángulo de contacto para una correa abierta esta dado por:

$$\theta = \pi \pm \frac{D_2 - D_1}{C} \quad (3.11a)$$

Las correas cortas, se flexan mas frecuentemente alrededor de las poleas que las correas largas. El coeficiente K_L corrige el efecto de la longitud y se obtiene del anexo D. La longitud primitiva de una correa se calcula por la ecuación

$$L \approx 2C + 157(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (3.12)$$

Se elige luego una longitud normalizada en la anexo E o bien puede ser conocida la longitud de una correa para la cual se desee determinar la distancia entre centros;

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (3.13)$$

$$B = 4L - 6.28(D_2 + D_1) \quad (3.14)$$

Si se da un valor supuesto al diámetro de la polea y se conoce la relación de velocidad m_w se elige una mínima distancia entre centros según:

$$C = \frac{D_1 + D_2}{2} + D \quad o \quad C = D_2; \quad (3.15)$$

Adoptando la que sea mayor. La distancia entre centros se hace ajustable a fin de que las correas puedan ser montadas en las gargantas de las poleas sin un estiramiento perjudicial y de modo que se pueda mantener la tracción inicial. Algunas veces se utilizan poleas locas de goma o tensores en las transmisiones de correa trapezoidal. Si es posible, no-solo se emplean longitudes normalizadas de correa, sino también diámetros normalizados de polea, para obtener todo lo mas aproximadamente posible la relación de velocidad deseada; en la parte inferior de la anexo E se dan algunos diámetros normalizados. Naturalmente, los diámetros especificados de las poleas y la distancia entre centros deben estar adaptados a la longitud normalizada de la correa. El numero de correas necesarias es:

$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{\text{Potencia de proyecto}}{\text{Potencia Nominal ajustada}} \quad (3.16)$$

Se utiliza el numero entero inmediato superior.

Teoría De Diseño De Engranajes Rectos Constituyen un medio conveniente para transmitir potencia entre ejes paralelos, con una relación de velocidades angulares constante. El valor de la relación de velocidades es el mismo que se obtendría con dos cilindros imaginarios presionados uno contra el otro girando sin deslizar en su línea de contacto.

Datos básicos de engranajes

Paso circular (P_c): La distancia desde un punto de un diente hasta un punto correspondiente de un diente adyacente, medida sobre la circunferencia primitiva.

$$P_c = \pi \frac{D}{N} \quad (3.17)$$

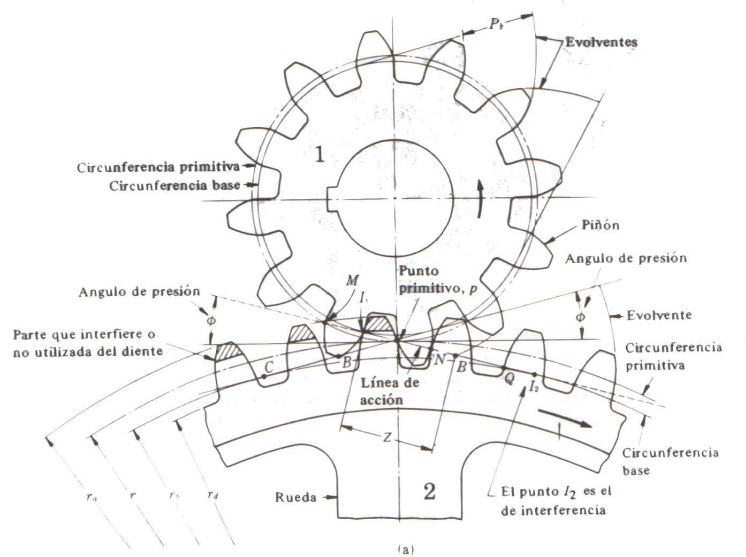


Figura 18. Engranaje recto

Paso Diametral (P_d): Es el número de dientes de un engranaje por pulgada de diámetro.

$$P_d = \frac{N}{D} \quad (3.18)$$

Línea de engranaje: Es una línea normal al perfil de un para de dientes engranados, en su punto de contacto.

Angulo de Presión (ϕ): es el ángulo entre la línea de engranaje y la tangente común a las circunferencias primitivas

Razón de las velocidades angulares(o razón de transmisión): Es la razón de la velocidad angular del piñón a la velocidad angular del engranaje acoplado.

$$m_w = \frac{N_g}{N_p} = \frac{D_g}{D_p} \quad (3.19)$$

Circunferencia Base: En general es como su nombre lo indica la que sirve de base para la generación de la evolvente.

$$D_b = D \cos \phi \quad (3.19a)$$

Ley fundamental del engranaje

La normal común al perfil del diente en el punto de contacto debe pasar siempre por un punto fijo, llamado punto de tangencia, con el fin de mantener constante la razón de velocidades angulares de los dos engranajes. La curva evolvente satisface la ley del engranaje y es la que se usa mas a menudo en el perfil de los dientes de los engranajes. Frecuente mente se utilizan en el perfil de los dientes de un engranaje, una combinación de las curvas evolvente y cicloides, para evitar interferencia. En esta forma compuesta, aproximadamente el tercio central del perfil tiene forma de evolvente, mientras que el resto de cicloidal.

Interferencia

Con ciertas condiciones, los perfiles de forma evolvente recubre o acortan los perfiles de los dientes del otro engranaje. Esto se puede evitar si:

$$R_{Cabeza\ max.} \leq \left(R_{Circunferencia\ base}^2 + (C\ sen\ \phi)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.20)$$

Resistencia De Los Dientes De Un Engranaje.

Al comenzar la acción entre un par de dientes que engranan, el flanco del diente del motor hace contacto con la punta del diente accionado. Despreciando el rozamiento, la carga total W_n es normal al perfil del diente y se supone que es

conducida por este diente. W , la carga componente de W_n perpendicular a la línea media del diente, produce un esfuerzo de flexión en la base del diente. La componente radial W_r se desprecia. La parábola que se muestra en la figura 19 bosqueja una viga de resistencia constante. Por lo tanto la sección mas débil del diente es la sección A-A, donde la parábola es tangente al contorno del diente se supone que la carga esta distribuida a través de toda la cara del diente.

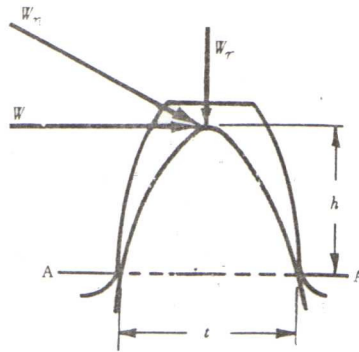


Figura 19. Fuerzas que actúan sobre un diente.

El esfuerzo de flexión producido, s , es:

$$s = \frac{Mc}{I} = \frac{6M}{bt^2} = \frac{6Wh}{bt^2}$$

$$W = sb \left(\frac{t^2}{6h} \right) = sb \left(\frac{t^2}{6hP_c} \right) P_c$$

Donde

$$C = \frac{t}{2} \quad I = \frac{bt^3}{12} \quad M = Wh$$

La relación $\frac{t^2}{6hP_c}$ es una cantidad adimensional denominada el factor de forma y .

Este factor de forma y es una función de la forma del diente, la cual a su vez depende del sistema de dientes utilizado y el número de dientes del engranaje.

Por conveniencia W se aproxima a la fuerza transmitida F_s , la cual se define como el momento de torsión dividido por el radio primitivo.

Reemplazando W por F_s , P_c por $\frac{\pi}{P_d}$ y $\frac{t^2}{6hP_c}\pi$ por Y .

Queda entonces.

$$F_s = \frac{sbY}{P_d} \quad (\text{Ecuación de Lewis}) \quad (3.21).$$

Concentración de Esfuerzos.

Puesto que hay un ángulo entrante en los fondos de los dientes, donde el perfil se une a la parte inferior de los mismos, existe allí una concentración de esfuerzos (figura 19) fenómeno que no se tiene en cuenta en la ecuación original de Lewis. Como la carga que actúa sobre el diente se aplica repetidamente es de esperar que si se produce fractura, esta será debida a fatiga. Con un coeficiente de reducción de resistencia K_f la ecuación de Lewis se convierte en:

$$F_s = \frac{sbY}{K_f P_d} \quad (3.22)$$

El valor de K_f esta entre:

$1.2 < K_f < 1.7$ Carga en la punta del diente.

$1.4 < K_f < 2$ Carga cerca de la parte central.

El ancho de la cara b del engranaje debe ser:

$$2.5 \frac{\pi}{P_d} < b < 4 \frac{\pi}{P_d}$$

Carga Dinámica en Función De La Velocidad.

Una vez Lewis enunció la ecuación de resistencia de los dientes de engranaje., la experimentación demostró que es necesario aplicar un coeficiente de velocidad para obtener un esfuerzo de calculo a fin de llegar a un mejor acuerdo entre los cálculos de proyecto y los resultados de ensayo. Lo que quiere decir que la carga dinámica es función de la velocidad. Esto no es completamente cierto, pero si lo es aproximadamente en intervalos de velocidad limitados y para una clase particular de engranajes que los coeficientes de velocidad todavía se usan.

A continuación están las ecuaciones de la fuerza dinámica en función de la velocidad.

Si la velocidad es:

$$F_D = \frac{600 + v_m}{600} F_t \quad v_m < 2000 \frac{ft}{min} \text{ (Tallado comercial)}$$

(3.23a)

$$F_D = \frac{1200 + v_m}{1200} F_t \quad 1000 \frac{ft}{min} < v_m < 2000 \frac{ft}{min} \text{ (Tallado cuidadoso)}$$

(3.23b)

$$F_D = \frac{78 + v_m}{78} F_t \quad v_m < 4000 \frac{ft}{min} \text{ (tallado de precisión)}$$

(3.23c)

Se supone que los dientes de engranaje son suficientemente fuertes en lo que respecta a fallo por fatiga cuando la resistencia F_s es igual o mayor que la carga dinámica ($F_s \geq F_D$) con Y para carga en la punta o parte superior de los dientes.

Cargas de Desgaste en el Diente.(Ecuación de Buckingham).

Para garantizar la durabilidad de un para de engranajes, el esfuerzo de contacto entre los perfiles de los dientes, determinado por la carga de desgaste F_w , no debe ser excesivo.

$$F_w = D_p b Q K_g$$

Donde:

D_p : Diámetro primitivo.

b : Diámetro primitivo.

$$Q = \frac{2N_p}{N_g + N_p} = \frac{2D_p}{D_g + D_p} \quad (3.24)$$

K_g : Factor de esfuerzo por fatiga.

$$K_g = \frac{(S'_n)^2 \operatorname{sen} \phi \left[\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right]}{1.4} \quad (3.25)$$

N_g : Numero de dientes del engranaje.

N_p : Numero de dientes del piñón.

Teoría De Diseño De Ejes.

Criterio Fatiga La mayor parte de los árboles están sujetos a flexión y torsión combinadas, cualquiera de las cuales pueden ser estable o variable. Las condiciones de impacto, como el arranque y la retención repentinos, provocaran momentáneamente esfuerzos mayores que los relacionados con las partes estables o variables de la Operación.

El diseño de los árboles requiere una teoría de fallas para expresar un esfuerzo en términos de las cargas y de las dimensiones del árbol, y de un esfuerzo admisible según lo fije la resistencia del material y el factor de seguridad. Las teorías que se aplican con mas frecuencia en el diseño de árboles son las de las fallas del

esfuerzo cortante máximo y de la energía de distorsión. Es posible estimar las resistencias de los materiales con base en cualquiera de varias representaciones analíticas de datos de prueba de fatiga con carga combinada, desde las lineales (La de Soderberg, modificada por Goodman), que tienden a dar diseños conservativos hasta las no lineales (la parabólica de Gerber, la cuadrática, la de Kececioglu, la de Bagci), que tienden a proporcionar diseños menos conservadores.

Si se aplican representaciones lineales de las resistencias de los materiales y si tanto los esfuerzos de flexión como de torsión tienen componentes estables y variables, la teoría del esfuerzo cortante máximo así como la de la energía de distorsión conducen a formulaciones algo semejante

3.3.2.1.1 Factores que modifican la resistencia a la fatiga. No es realista esperar que el límite de fatiga de un elemento mecánico o estructural resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio.

Se ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga, que se describen en la tabla 1. Para tener en cuenta las más importantes de estas condiciones se emplea una diversidad de factores de modificación, de los cuales cada uno corresponde a un solo efecto. Con base en lo anterior se tiene

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (3.25)$$

donde:

- S_e : limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.
- S'_e : limite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.
- k_a : factor de superficie.
- k_b : factor de tamaño.
- k_c : factor de carga.
- k_d : factor de temperatura.
- k_e : factor de efectos diversos.

TABLA 1.

Condiciones que afectan al limite de resistencia a la fatiga.

Material	:	composición química, base de la falla, variabilidad
Manufactura	:	método de fabricación, tratamiento térmico, corrosión por desgaste, condición de la superficie, concentración del esfuerzo
Condición		
Ambiental	:	Corrosión, temperatura, estado de esfuerzo, tiempos de relajación
Diseño	:	tamaño, configuración, duración, estado de esfuerzo, concentración del esfuerzo, velocidad, desgaste.

Factor de superficie k_a : La superficie de la probeta de la viga rotatoria esta perfectamente pulida y recibe un pulimento final en dirección axial para eliminar cualesquiera ralladuras circunferenciales. Los factores de modificación dependen de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión. Para obtener una formula para k_a , se examino un total de 39 puntos de datos para diversos acabados de superficie. Esta formula es:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (3.26)$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión; a y b se encontrarán en la tabla 2

TABLA 2. Factores de acabado de superficies

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

Factor de tamaño k_b : El factor de tamaño se ha evaluado utilizando 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados en los casos de flexión y torsión se pueden expresar como

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.1133} & \text{in} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} & \text{mm} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.27)$$

Para tamaños mayores, k_b varía de 0.60 a 0.75 en flexión y torsión. En el caso de que se aplique carga axial no existe el efecto de tamaño. Por lo tanto, se utiliza $k_b = 1$.

Factor de carga k_c : El factor de carga está dado por la ecuación:

$$k_c = \begin{cases} 0.923 & \text{Carga axial} & S_{ut} \leq 220 \text{ ksi} (1520 \text{ Mpa}) \\ 1 & \text{Carga axial} & S_{ut} > 220 \text{ ksi} \\ 1 & \text{Flexion} \\ 0.577 & \text{Flexion y torsion} \end{cases} \quad (3.28)$$

Factor de temperatura k_d : Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura del lugar de trabajo, la fractura por fragilidad de los materiales es una posibilidad latente y debe investigarse antes de empezar a trabajar. Cuando las temperaturas de operación son mayores que la del lugar de trabajo, antes debe investigarse la fluencia porque la resistencia de fluencia disminuye muy rápido con la temperatura. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opere con altas temperaturas; así que también debe tomarse en cuenta este factor. Por último, quizá resulte cierto que no existe límite de fatiga en

materiales que operan con altas temperaturas. Debido a la reducción en la resistencia a la fatiga, el proceso de falla depende del tiempo hasta cierto punto.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (3.29)$$

Estos valores se encuentran en el anexo I

Concentración del esfuerzo: Normalmente, este factor se utiliza para incrementar el esfuerzo. Surge un problema en cuanto al uso del factor de concentración del esfuerzo en fatiga cuando el material es dúctil, o cuando se comporta como tal, e interesa conocer la resistencia a la fatiga de duración finita. Recuérdese que un factor de concentración del esfuerzo no necesita utilizarse con materiales dúctiles cuando estos soporten solo cargas estáticas, puesto que la fluencia mitiga la concentración de esfuerzo.

Un enfoque utilizado con frecuencia consiste en emplear el factor de efectos diversos k , como factor de reducción de la resistencia en casos de esta naturaleza, con lo cual solo se reduce el límite de fatiga. Con este enfoque se define *como factor de reducción de la resistencia a la fatiga*.

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (3.30)$$

3.3.2.1.2 Esfuerzos Debidos A Cargas Combinadas. Uno de los problemas que se encuentran con más frecuencia en el diseño es el de un eje rotatorio sobre el que actúa un par de torsión constantes y una carga flexionante estacionaria. En un elemento de la superficie del eje hay un esfuerzo cortante torsional $\tau = \frac{Tc}{J}$, que es constante en magnitud y sentido cuando se refiere a una marca hecha en la superficie del eje. Pero, debido al momento de flexión, el mismo elemento tendrá un esfuerzo normal $\sigma = \pm \frac{Mc}{I}$, el cual varía de tensión a compresión y viceversa a medida que gira el eje. Si se analizan los esfuerzos en el elemento mediante un diagrama de círculo de Mohr se hallará que, cuando gira el eje, los esfuerzos principales no mantienen la misma orientación con respecto a una marca en la superficie.

El problema es aún más complicado cuando se considera que los esfuerzos normales σ_x y σ_y , así como el esfuerzo cortante τ_{xy} en el estado de esfuerzo bidimensional general, pueden tener componentes media y alternante.

El problema también puede ser complicado cuando existen cargas axiales en combinación con otras cargas, debido a que los factores de tamaño son, diferentes. A fin se tiene otra complicación cuando factores de concentración de esfuerzo individuales deben ser empleados para cada tipo de carga. Cada uno de estos problemas será considerado en la descripción siguiente.

Para aplicar la teoría se determinan dos elementos de esfuerzo: uno para los esfuerzos medios y otro para los alternantes. Luego se trazan dos círculos de Mohr, uno para cada elemento, y se evalúan los esfuerzos medios principales con un círculo, y los alternantes principales mediante el otro. A continuación se definen esfuerzos de von Mises, medio y alternante, como sigue

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} - \sigma_{2m}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} - \sigma_{2a}^2}$$

Para el estado de esfuerzos biaxial. Alternativamente, el uso de los círculos de Mohr puede eliminarse aplicando las ecuaciones

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} - \sigma_{ym}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad (3.31)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} - \sigma_{ya}^2 + 3\tau_{xya}^2}$$

En el caso de estado de esfuerzo uniaxial, la ecuación (3.31) se reduce a

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad \sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad (3.32)$$

Criterio De Deflexión Máxima. Las vigas se deforman mucho mas que los elementos mecánicos de carga axial y el fenómeno de la flexión ocurre, probablemente, con mas frecuencia que cualquier otro problema de carga en el diseño. Ejes de transmisión o de soporte, manivelas, palancas, mensulas, ruedas y muchos otros elementos suelen tratarse como vigas en el diseño y análisis de

estructuras y sistemas mecánicos. La relación para la curvatura de una viga sometida a la acción de un momento flexionante M . La relación es:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (3.33)$$

Donde ρ es el radio de curvatura. Por desarrollos matemáticos se sabe que la curvatura de una curva plana esta dada por la ecuación:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}$$

Donde la interpretación es que y es la deflexión de la viga en un punto x sobre su longitud. La pendiente de la viga a la distancia x es:

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad (a)$$

En muchos casos de flexión la pendiente es muy pequeña y, entonces, el denominador de la ecuación 3.33 puede considerarse igual a la unidad. Por tanto, la ecuación (a) puede escribirse así:

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (b)$$

sabiendo que:

$$V = \frac{dM}{dx}$$

$$\frac{dV}{dx} = -w$$

Se deriva sucesivamente la ecuación (b), de donde se obtienen:

$$\frac{V}{EI} = \frac{d^3 y}{dx^3}$$

$$\frac{q}{EI} = \frac{d^4 y}{dx^4}$$

Es conveniente presentar estas relaciones en grupo.

$$\frac{q}{EI} = \frac{d^4 y}{dx^4}$$

$$\frac{V}{EI} = \frac{d^3 y}{dx^3}$$

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2 y}{dx^2}$$

$$\theta = \frac{dy}{dx}$$

$$y = f(x)$$

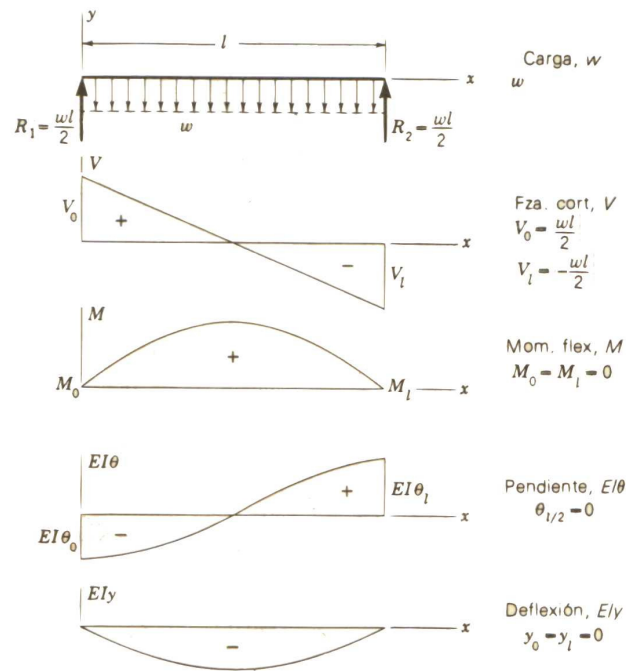


Figura 20. Las nomenclaturas y convenciones.

Contacto De Hertz.

Los estados de esfuerzo triaxial rara vez surgen en el diseño, excepto cuando dos cuerpos que tienen superficies curvas se presionan uno contra otro. Cuando esto sucede, el contacto en punto o línea se transforma en contacto de área y el esfuerzo desarrollado en ambos cuerpos es tridimensional. Estos problemas de esfuerzo de contacto surgen en los siguientes casos: el contacto entre una rueda y un riel o entre una leva y su seguidor o contraleva, en el ajuste de dientes de engranes y en la acción de cojinetes de rodamiento. En tales casos, para prevenir la posibilidad de falla en la superficie se necesita contar con medios para calcular

los estados de esfuerzo que resultan de la carga o presión de un cuerpo contra otro.

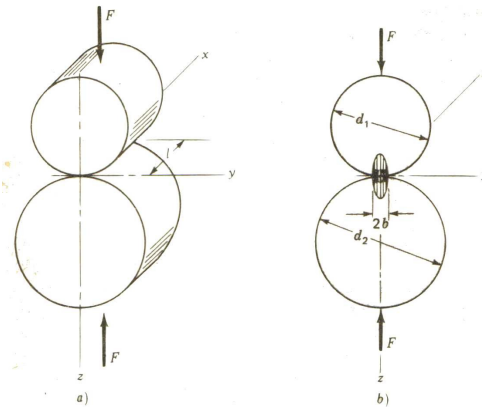


FIGURA 21 a) Dos cilindros puestos en contacto por aplicación de una fuerza F distribuida uniformemente a lo largo de la longitud l de los cilindros; b) el esfuerzo de contacto tiene distribución elíptica en la cara de contacto, de anchura $2b$

Cuando dos cilindros macizos de longitud l y diámetros d_1 y d_2 se presionan entre sí con una fuerza F , se obtiene una área de contacto rectangular angosto de ancho de $2b$ y longitud l , y la distribución de la presión es elíptica. El semiancho b lo da la ecuación:

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi} \frac{\left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} \right] + \left[\frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}{\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}}} \quad (3.34)$$

La presión máxima es:

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (3.35)$$

Mecanismo De Apriete y Levante.

El mecanismo que se utilizara para el apriete de la hojalata, o la aplicación de la fuerza reformadora es totalmente mecánico, consta de una pedal de aproximadamente 2.5 ft de largo; la fuerza se aplicara con el pie, y esta será transmitida al rodillo móvil por medio de un tensor de por lo menos 3.5 ft de largo.

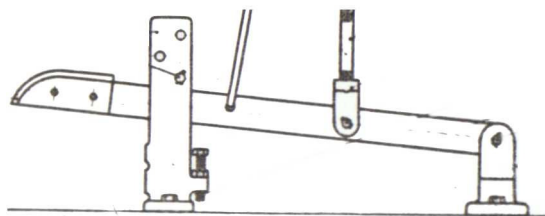


Figura 22. *Palanca del sistema de apriete*

Este sistema hará que la fuerza en los rodillos sea mayor que en el tensor y por ende, mucho mayor que la aplicada en el pedal; dada esta circunstancia se debe tener precaución en el momento de aplicar la fuerza, para evitar mayores

esfuerzos en los elementos mecánicos y una mala reformación en la hojalata, por tal razón el sistema contara con un resorte cuyo objetivo principal es reposicionar el pedal después de operar; y un segundo objetivo que es el de actuar como un pequeño factor de seguridad en la aplicación de la fuerza de reformación (disminuyéndola), además de esto mantendrá el rodillo superior desconectado del rodillo inferior sin dejar desembragar los engranes, garantizando de esta manera el movimiento continuo del sistema. La importancia de este sistema en garantizar un proceso continuo.

Solución De Problemas Básicos Del Movimiento Tridimensional.

El número máximo de ecuaciones escalares independientes de movimiento de un cuerpo rígido son seis. Por conveniencia, se presentan aquí como un grupo de ecuaciones que gobiernan el movimiento:

$$\sum F_x = ma_{Cx} \quad \sum F_y = ma_{Cy} \quad \sum F_z = ma_{Cz} \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x &= \dot{H}_x + \omega_y H_z - \omega_z H_y \\ \sum M_y &= \dot{H}_y + \omega_z H_x - \omega_x H_z \\ \sum M_z &= \dot{H}_z + \omega_x H_y - \omega_y H_x \end{aligned} \quad (3.36)$$

Donde a_C se refiere a la aceleración lineal del centro de masa, y las cantidades de movimiento angular se determinan de acuerdo con la ecuación:

$$\begin{aligned}
 H_x &= I_x \omega_x - I_{xy} \omega_y - I_{xz} \omega_z \\
 H_y &= -I_{yx} \omega_x + I_y \omega_y - I_{yz} \omega_z \\
 H_z &= -I_{zx} \omega_x - I_{zy} \omega_y + I_z \omega_z
 \end{aligned}
 \tag{3.37}$$

Estas ecuaciones son válidas en general. Para facilitar el análisis en situaciones comunes se enuncia la siguiente clasificación de problemas con algunos comentarios pertinentes.

Movimiento no restringido. Las seis ecuaciones de movimiento 3.35 y 3.36 deberán ser utilizadas con los ejes xyz unidos al centro de masa del cuerpo.

Movimiento de un cuerpo alrededor de un punto fijo. Las ecuaciones de movimiento son válidas para un cuerpo girando alrededor de un punto fijo O no centroidal. Los ejes de referencia xyz deberán pasar por ese punto fijo para que sea posible trabajar con un conjunto de ecuaciones de momentos (Ec. 3.35) que no entraña la reacción desconocida en O.

Movimiento de un cuerpo alrededor de un eje fijo. Esta es una forma generalizada de movimiento plano de un cuerpo rígido arbitrario. Tal movimiento es muy común pues incluye el movimiento plano de discos y flechas desbalanceados. Con el propósito de simplificar las ecuaciones que gobiernan el movimiento, considérese un cuerpo que está restringido a girar alrededor del eje fijo Z como en la figura 3.26, no pudiendo deslizar o moverse sobre este eje. Los ejes xyz están fijos en el cuerpo (con $z = Z$, pero con el punto O no necesariamente en el centro de masa), y están girando con él a una velocidad angular $\omega = \omega k$. Por lo tanto, para esta

situación $a_{Oz}=0$ y $\omega_x = \omega_y = 0$. Las componentes escalares en xyz de la cantidad de movimiento angular se obtienen de la ecuación 3.37, esto es:

$$H_x = -I_{xz} \omega_z \quad H_y = -I_{yz} \omega_z \quad H_z = I_z \omega_z$$

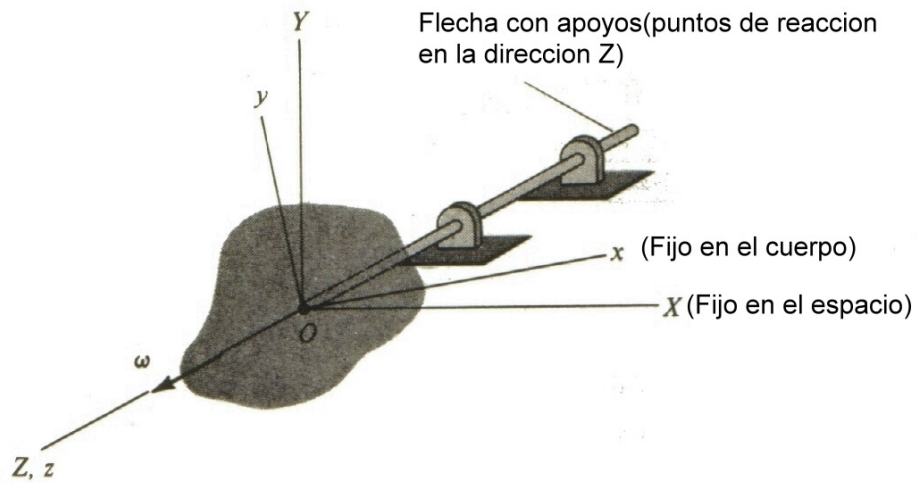


Figura 23. Rotación Alrededor de un eje fijo

Consecuentemente, las ecuaciones de movimiento (1) y (2) se simplifican tomando la siguiente forma.

$$\sum F_x = ma_{Cx} \quad \sum F_y = ma_{Cy} \quad \sum F_z = 0$$

$$\sum M_x = -I_{xz} \dot{\omega}_z + I_{yz} \omega_z^2 \quad (3.38)$$

$$\sum M_y = -I_{yz} \dot{\omega}_z - I_{xz} \omega_z^2$$

$$\sum M_z = I_z \dot{\omega}_z$$

Donde $\dot{\omega}_z = \alpha_z$, es decir, la aceleración angular alrededor del eje fijo. Se debe enfatizar que las ecuaciones 4 son válidas únicamente para el caso especial de movimiento alrededor de un eje fijo.

Cuerpos dinámicamente balanceados. El último grupo de ecuaciones de movimiento puede ser adicionalmente simplificado si la distribución de masa del cuerpo es simétrica con respecto al plano xy. En ese caso $I_{xz} = I_{yz} = 0$ y las ecuaciones de momento toman la siguiente forma:

$$\sum M_x = 0 \quad \sum M_y = 0 \quad \sum M_z = I_z \dot{\omega}_z$$

Esto significa que, para $\omega_z = \text{constante}$, en ninguna dirección hay momentos relacionados con la rotación del cuerpo. Se dice que el cuerpo está dinámicamente balanceado.

Cojinetes De Manguito.

Un cojinete de manguito, también llamado chumacera, es un dispositivo sencillo para dar soporte y posición radial mientras permite la rotación de una flecha. Este es el dispositivo de cojinete más antiguo que ha empleado el hombre. En la clasificación más amplia de cojinetes de manguito se pueden incluir una gran variedad de materiales, formas y tamaños. Los materiales que se utilizan incluyen

un número infinito de aleaciones metálicas, metales sinterizados, plásticos, madera, goma, cerámica, lubricantes sólidos y compuestos. Los tipos van de un agujero sencillo en un armazón de hierro fundido a los extremadamente complejos cojinetes de rotores de alta velocidad lubricados por gas.

Los cojinetes de manguito tienen varias ventajas sobre los cojinetes de elementos rodantes, así como algunas desventajas. Las ventajas son:

1. Su operación es inherentemente silenciosa porque no existen partes en movimiento.
2. Si se seleccionan y mantienen de forma apropiada, no fallan de modo súbito.
3. El desgaste es gradual, lo que permite programar su reemplazo.
4. Es apropiado para el movimiento de oscilación de la flecha.
5. Con una adecuada selección de material, pueden tolerar la humedad y sumersión.
6. Con una adecuada selección de material se pueden soportar temperaturas extremas.

Las desventajas son:

1. Un alto coeficiente de fricción.
2. Para el mismo contacto, mucho menor capacidad de carga.
3. Su vida no es predecible excepto a través de la experiencia.

En la aplicación de los cojinetes de manguito, el factor más importante es la selección del material del cojinete. Los tres materiales industriales más comunes son babbit, bronce y hierro fundido. Después existe una cantidad sorprendente de materiales para cojinetes, muchos de ellos especiales para una aplicación en particular. En la mayoría de los casos, los detalles para su selección son únicos, por lo que debe obtenerse asistencia del fabricante del material del manguito.

Los cojinetes sencillos fabricados con babbit son aceptados en todo el mundo, ya que ofrecen una capacidad razonable y un servicio confiable, muchas veces en condiciones adversas. El babbit es un material para cojinetes relativamente suave, lo que disminuye el peligro de marcar o dañar las flechas o los rotores. A menudo puede repararse rápidamente en el sitio raspando o poniendo material nuevo. Las temperaturas ambiente no deben sobrepasar los 130°F, y la temperatura de operación real del cojinete no debe exceder los 200 °F. Los cojinetes de babbit por lo común tienen aplicaciones restringidas que comprenden cargas ligeras a moderadas y golpeo suave.

Los cojinetes de bronce son más apropiados que los a babbit para cuando existen cargas más pesadas (75% a 200% más pesadas), de acuerdo con las condiciones específicas de carga y velocidad. El bronce soporta mayores cargas de golpeo y de alguna forma permite una operación con velocidades mayores. En general, se le restringe a temperaturas ambiente de 300 °F si se le lubrica de manera apropiada. El bronce es un material más duro que el babbit y tiene mayor tendencia a marcar o dañar las flechas en caso de un problema en caso de un

problema en su funcionamiento, como una falta de relubricación. La reparación en el campo de los cojinetes de bronce casi siempre requiere de retirar las calzas y descartar o reemplazar los cojinetes. Los cojinetes de bronce suelen estar disponibles tanto en forma de fundición como de sinterizados.

4. DISEÑO DE LA MAQUINA REFORMADORA.

CALCULO DE LA POTENCIA DE CONSUMO.

Determinación de la fuerza necesaria para la REFORMACION Como se tienen dos cilindros en contacto, existirán esfuerzos de contacto de Hertz.

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi d} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right] \frac{1}{\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}}} \quad (3.34)$$

Donde:

μ_1 : Coeficiente de poisson, este valor esta especificado en la tabla AT 7 del texto de FAIRES, pagina 744. Se dice que el coeficiente de poisson para el acero esta entre 0.25 – 0.33; pero generalmente se emplea el valor de 0.3

Este valor es el resultado del valor absoluto de la relación entre la deformación lateral y la Deformación axial.

$$\mu = \left| \frac{\delta_{Lateral}}{\delta_{Axial}} \right|$$

Como los diámetros de los rodillos son iguales y del mismo material, entonces la ecuación (3.34) queda reducida a la siguiente ecuación (a)

$$b = \sqrt{\frac{2FD(1-\mu^2)}{\pi E}} \quad (\text{a})$$

La presión máxima que se maneja para evitar el descacaramiento en la superficie de los cilindros será:

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (3.35)$$

Como el elemento a reformar ha sido deformado plásticamente utilizaremos el criterio de deformación plástica.

$$M = \frac{BD^2}{4} \sigma_y \quad (3.5)$$

Se tiene que la situación mas critica en el consumo de potencia se da en la siguiente disposición.

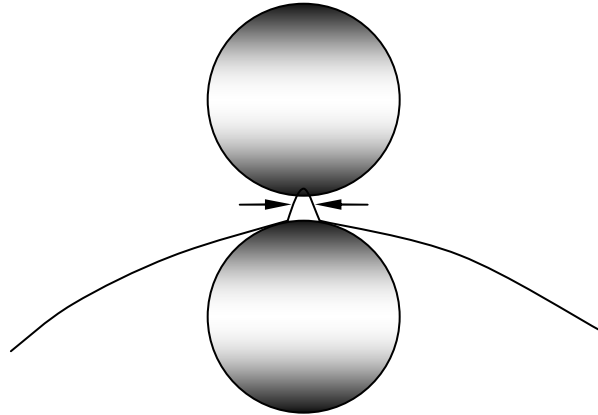


Figura 24. *Posible mecanismo de reformado*

Se necesita hallar la fuerza mínima que se debe aplicar al rodillo para que exista una deformación totalmente plástica. El doblado de la hojalata estará apoyado en el rodillo inferior haciendo contacto con este, sus puntos de apoyo están a una distancia de 4 mm.

La hojalata es de sección rectangular, esta lamina tiene 0.25 mm de grosor y 11.8 cm de ancho, el metal base es acero a continuación se muestran unas características y su composición química es la siguiente.

Contiene bajos porcentajes de elementos residuales y una buena resistencia a la corrosión. Es el mas común en el mercado y utilizado para propósitos generales.

Composición química.

Carbono	:	0.13	Manganeso	:	0.60
Fósforo	:	0.02	Azufre	:	0.05

De acuerdo con esta composición química se busca en el manual del ingeniero mecánico (anexo F) y encontramos que el acero mas parecido a este es el acero de designación AISI 1010. Este acero posee un esfuerzo a la fluencia de:

$$\sigma_y = 365 \text{ Mpa} \quad E = 200 \text{ GPa}$$

Con base en la ecuación (3.5) el momento necesario para que inicie la deformación plástica es:

$$M = \frac{BD^2}{4} \sigma_y$$

Donde:

$$B \quad : \quad \text{Ancho} = 11.8 \times 10^{-2} \text{ mt}$$

$$D \quad : \quad \text{Altura} = 0.25 \times 10^{-3} \text{ mt}$$

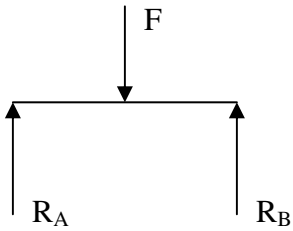
$$\sigma_y \quad : \quad \text{Esfuerzo de fluencia} = 365 \text{ Mpa}$$

Reemplazando estos valores se tiene que:

$$M = \frac{(11.8 \times 10^{-2} \text{ mt})(0.25 \times 10^{-3} \text{ mt})^2}{4} \left(365 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mt}^2} \right)$$

$$M = 0.673 \text{ N} \cdot \text{mt}$$

Con este momento plástico, se puede hallar la fuerza máxima necesaria para reformar la lamina. Esta fuerza se encuentra por medio de un diagrama de cuerpo libre.



Haciendo sumatoria de fuerza se tiene que:

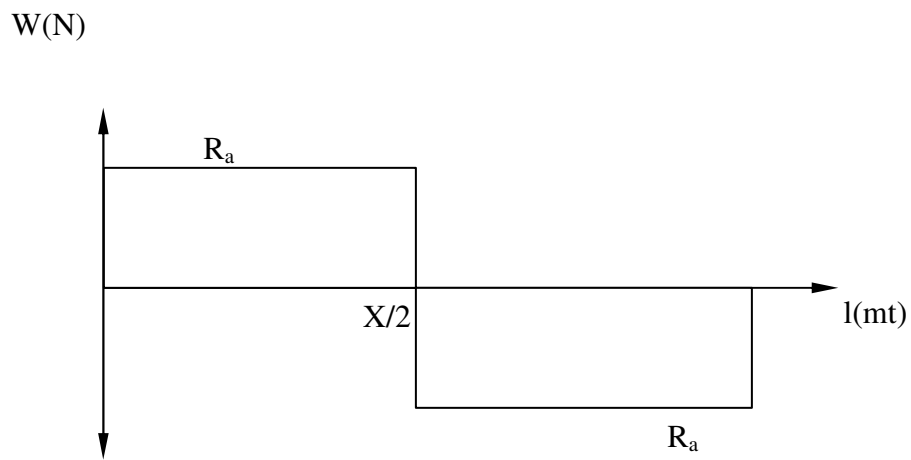
$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - F = 0$$

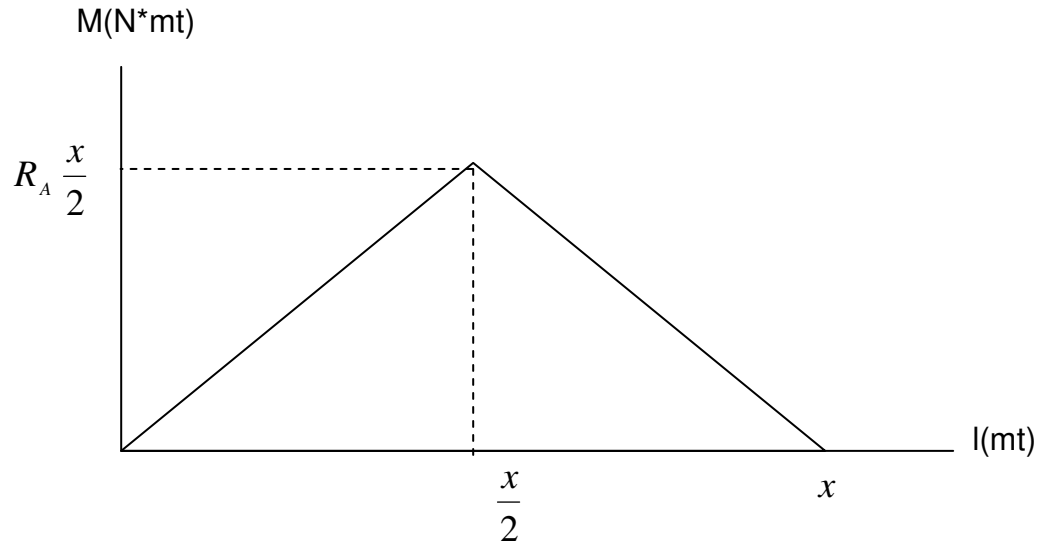
Como F esta aplicada en el centro entonces:

$$R_A = R_B = \frac{F}{2}$$

Haciendo diagrama de fuerza:



Haciendo el diagrama de momento tenemos que:



Entonces como el momento máximo es:

$$R_a \frac{x}{2} \quad y \quad R_a = \frac{F}{2}$$

El momento plástico será:

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

Donde x es la distancia entre apoyos y para nuestro caso es de 4×10^{-3} m.

Despejando F de la ecuación anterior

$$F = \frac{4M}{x}$$

Reemplazando valores.

$$F = \frac{4(0.673)}{4 \times 10^{-3}} = 673 \text{ N}$$

Esta fuerza se incrementara por las condiciones de apoyo. En el manual del ingeniero mecánico se encuentra que cuando el claro o la distancia entre apoyos es muy pequeña, la fuerza necesaria para producir la deformación deberá ser incrementada un 50% para garantizar la flexión y deformación plástica.

Por lo tanto la fuerza que se deberá aplicar será de:

$$F_v = 1.5(673) = 1009.5 \text{ N}$$

$$F_v = 1009.5 \text{ N}$$

Calculo del diámetro de los rodillos Teniendo la fuerza que se debe aplicar en el rodillo, se procederá a hallar los diámetros mínimos que se debe tener los cilindros de la reformadora para evitar el descascaramiento. Para ello, utilizaremos las ecuaciones (a),(b) y lógicamente el valor de fuerza obtenido.

De la ecuación (3.35)

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi bl}$$

El análisis es que la presión máxima que se dará en los rodillos debe ser mayor o igual al esfuerzo de fluencia del envase colapsado para que pueda darse la deformación. Por lo tanto esta ecuación se igualara al esfuerzo de fluencia cuyo valor es:

$$\sigma_y = 365 \text{ Mpa}$$

Entonces:

$$\sigma_y = P_{\max} = \frac{2F}{\pi bl}$$

Despejando b

$$b = \frac{2F}{\pi \sigma_y l}$$

Reemplazando valores y calculando b;

$$b = \frac{2(1009.5 N)}{\pi(365 \times 10^6)(11.8 \times 10^{-2})}$$

$$b = 1.492 \times 10^{-5} \text{ mt}$$

Ahora despejando D de la ecuación (a);

$$D = \frac{b^2 \pi E}{2F(1 - \mu^2)}$$

Reemplazando valores y calculando;

$$D = \frac{(1.49 \times 10^{-5})^2 \pi (11.8 \times 10^{-2})(200 \times 10^9)}{2(1009.5)(1 - 0.3^2)}$$

$$D = 0.00898 \text{ mt} = 8.98 \text{ mm}$$

Estandarizando el diámetro.

$$D = \frac{3}{8} \text{ pulg}$$

Conclusión; este diámetro es el diámetro mínimo que deben tener ambos rodillos para evitar un descascamiento a la hora de comenzar el proceso de reformado de la hojalata.

El objetivo mas importante de la maquina, es el de eliminar la vena existente en la hojalata debido al colapsado, pero es de gran importancia que la curvatura dada sea lo mas homogénea posible. Se sabe que entre mas cercano sea el valor del diámetro del rodillo inferior al diámetro del envase de la hojalata (6 1/8 in.), mejor curvatura le ofrecerá al envase.

Este diámetro esta limitado, por la mayor o menor abertura que se le pueda dar a la hojalata en el momento de introducirla en el rodillo inferior.



Figura 25. *Manera de abrir la hojalata.*

Para calcular un diámetro óptimo de reformado, se hará el siguiente calculo geométrico:

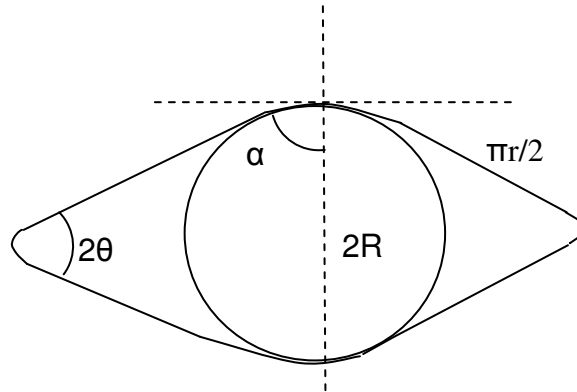


Figura 26. Justificación geométrica del diámetro del rodillo inferior

Donde α es el ángulo formado por un lado de la lamina y la vertical como consecuencia del acomodo de la lamina.

En este caso $\alpha = 90^\circ - \theta$. Según esta configuración geométrica se obtiene la siguiente relación:

$$\text{Sen } \theta = \pi R / 2r.$$

Por simple análisis podemos deducir que cuanto menor sea α , mucho mejor será la curvatura.

$$\text{Sen}[90 - \alpha] = \frac{2R}{\pi r}$$

$$R = \left(\frac{\pi r}{2} \right) \text{Sen}[90 - \alpha]$$

El valor del radio de la hojalata es de 3.0625 in.

En una muestra de 20 envases colapsados se hizo el ejercicio de abrir el envase manualmente con aplicándose una fuerza moderada, los ángulos α que se obtuvieron oscilaban entre 60° y 58° aproximadamente. Se calcula los diámetros posibles según los diferentes ángulos.

Los diámetros obtenidos son: 4,81 in; 4,95 in y 5.1 in. Sin duda alguna que el diámetro que dará mejor reformado es el de 5.1 in, pero de igual manera se necesitara mayor esfuerzo por parte del operario, creando incomodidad e ineficiencia a la hora de hacer su trabajo; por lo tanto se probara con el diámetro menor de 4.81 in que se estandarizara a $4 \frac{3}{4}$ in.

El diámetro del rodillo superior debe ser mucho menor que el rodillo inferior, esto para evitar una mayor inercia y a la vez un mayor consumo de potencia. Estandarizaremos el diámetro superior a $3 \frac{1}{4}$ in, para obtener una relación de velocidades de 1,5 para mayor facilidad en el diseño de los engranajes

Determinación de la potencia y selección del motor. Los cálculos anteriores han arrojado los valores de fuerza y diámetro a utilizar. Con estos valores se puede calcular el torque mínimo necesario que deberá dar el motor para poder realizar la reformación de la hojalata. Para poder calcular la fuerza tangencial en el rodillo haremos un diagrama de cuerpo libre donde se analizara mas detalladamente las fuerzas que actúan. Para poder hallar el torque en el eje

del rodillo necesariamente se debe encontrar la fuerza, que actúa de forma tangencial en este; esta fuerza se divide en dos fuerzas diferentes F_1 y F_2 , donde la primera es la fuerza debido al primer rodillo y la lamina y la segunda a la fuerza de rodadura.

El diagrama de cuerpo libre del caso que estamos analizando es el siguiente

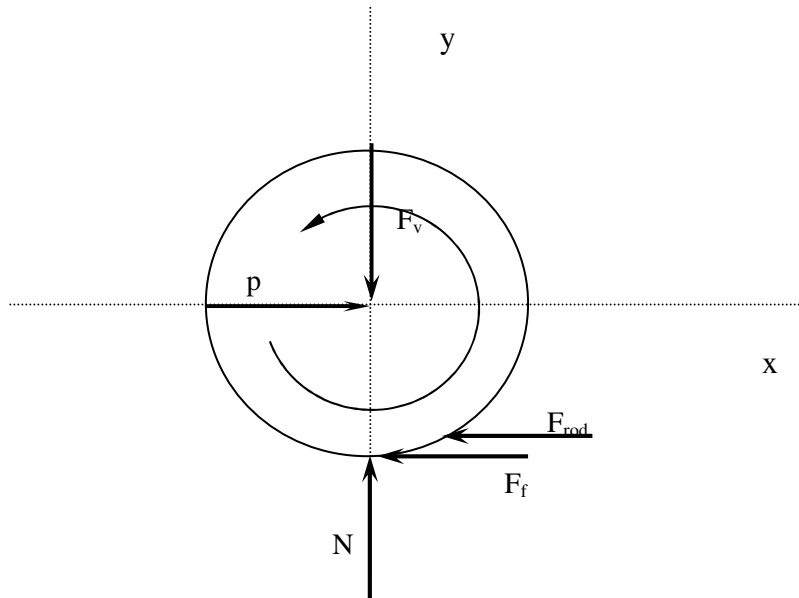


Figura 27. Fuerzas de fricción

Haciendo sumatoria de fuerza en el eje y.

$$\sum F_y = 0$$

$$N - F_v = 0 \quad \Rightarrow \quad N = F_v \quad (1)$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en el eje x:

$$\sum F_x = 0$$

$$P - F_R - F_f = 0$$

$$P - \mu_s N - \frac{b}{r} N = 0$$

$$P = \left(\mu_s + \frac{b}{r} \right) N \quad (2)$$

Donde:

P : Fuerza tangencial resultante

r : radio del rodillo (2 3/8 ")

b : Constante (0.0005")

μ_s : Coeficiente de fricción estático

Reemplazamos (1) en (2) y tenemos que:

$$P = \left(\mu_s + \frac{b}{r} \right) F_v$$

$$P = \left(0.6 + \frac{0.0005''}{2.375} \right) 1009.5 = 606.1 \text{ N}$$

$$P = 606.1 \text{ N}$$

Donde P es igual a la sumatoria de las fuerzas por fricción y rodadura se tiene entonces:

Haciendo sumatoria de Momento con respecto al eje del rodillo, tiene que:

$$\sum M_o$$

$$M - Pr = 0$$

$$M = Pr \quad (3)$$

En la ecuación (3) M equivale al torque que el motor debe producir para hacer girar el eje en el que esta ubicado el rodillo; Reemplazando los valores obtenemos que:

$$T = 606.1(0.060325) = 36.6 \text{ N} \cdot \text{mt}$$

$$T = 36.6 \text{ N} \cdot \text{mt}$$

La velocidad que deben manejar los rodillos tiene que ser bajas, debido a que el borde de la lámina de hojalata puede provocar un accidente al operario de turno. Esta velocidad no afectara el buen reformado de a hojalata.

Por tal razón la velocidad de reformado será de 60 rev/min.

$$P = T\omega$$

$$P = (36.6 \text{ N} \cdot \text{mt}) \left(1 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \right) \frac{1 \text{HP}}{745.7 \frac{\text{N} \cdot \text{mt}}{\text{s}}} = 0.04 \text{ HP}$$

$$P = 0.04 \text{ HP}$$

Realmente la potencia de consumo de la maquina para el reformado es pequeño, los ingenieros de SEATECH, han recomendado que se hagan los cálculos de diseño con base en una potencia de consumo de 1/16 HP.

Como la potencia es 0.04 HP cualquier motor eléctrico de potencia baja será capaz de realizar el trabajo necesario para reformar los envases colapsados, además el motor que se escogerá es con base en una potencia de 1/16 HP mínimo. Por disponibilidad se escogerá un motor de 1380 rpm con una potencia de ½ hp, este motor tiene un sistema de reducción de 54, luego entonces la velocidad de salida del motor es 25.55 rpm.

DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Selección de Poleas y Correas Se utilizarán correas trapezoidales por las altas velocidades que se van a manejar .El motor es eléctrico, $n = 25.55$ Rpm y la velocidad en los rodillos es de 60 Rpm. Como se necesita aumentar la velocidad, la polea más pequeña será la que se acoplara al eje inferior, esta polea será de 2³/₄" por recomendaciones de la faires para que la correa tenga más durabilidad. El moto-reductor transmitirá su movimiento a una polea de 6 ¹/₄" para así alcanzar una velocidad en el eje de 58 Rpm.

Con una potencia de 1/16 se calcula la potencia del proyecto. (3.9)

$$Potencia\ de\ proyecto = N_{sf} (potencia\ transmitida).$$

En el anexo C se encuentra que $N_{sf} = 1.1$, puesto que el motor es eléctrico (jaula de ardilla) y la maquina conducida es de poco consumo de potencia. Se remplazan los valores y se calcula el valor de la potencia de proyecto:

$$Potencia\ de\ proyecto = (1.1) \left(\frac{1}{16} Hp \right) = 0.06875 Hp$$

Con esta potencia de proyecto y los rpm de la polea pequeña $w = 58$ rpm se entra al anexo B y se escoge la sección transversal a utilizar.

Conclusión: La correa será tipo A.

$$b \times t = \frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$$

$D_1 = 2.75"$, con este diámetro se calcula la velocidad tangencial que tendrá la correa.

$$V = \pi D_1 n$$

$$V = \pi(2.75\ in)(58\ Rev/min) = 501\ in/min$$

Expresando la velocidad tangencial en ft/min :

$$V = \frac{V}{12} = \frac{501}{12} = 41.7 \frac{ft}{min}$$

Nota: Se calcula la potencia nominal normalizada.

$$Potencia\ nominal = \left[a \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09} - \frac{c}{Kd \times D} - e \frac{Vm^2}{10^6} \right] \frac{Vm}{10^3} \quad (3.8)$$

En el anexo E se encuentran los valores de las constantes

Estos son:

$$a = 2.684$$

$$c = 5.326$$

$$e = 0.0136$$

En el anexo A, se encuentra el valor de K_d

$$\frac{D_2}{D_1} = 2.27 \quad \text{Entonces} \quad K_d = 1.13.$$

Se remplazan los valores y se calcula la potencia nominal:

$$\text{Potencia nominal} = \left[2.684 \left(\frac{10^3}{41.7} \right)^{0.09} - \frac{5.326}{1.13 \times 2.75''} - 0.0136 \frac{41.7^2}{10^6} \right] \frac{41.7}{10^3}$$

$$\text{Potencia nominal} = 0.077 \text{ Hp}$$

Para continuar con los cálculos, determinamos la distancia entre los centros, teniendo en cuenta una distancia limitada de espacio entre el motor y la posición que tendrá la maquina en la estructura de la misma, esta distancia oscila entre 17" y 19" aproximadamente.

Por lo tanto se asume una distancia mínima entre centros de 18.5". Con este valor aproximado de C, se calcula la longitud de la correa.

$$L = 2C + 1.57 (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (3.12)$$

Se calcula L:

$$L = 2 (18.5'') + 1.57 (6.25'' + 2.75'') + \frac{(6.25 - 2.75)^2}{4(18.5)}$$

$$L = 51.3''$$

Pero esta longitud es aproximada y se estandariza; en el anexo E como la correa seleccionada es de sección A, y la longitud calculada fue de 51.3" se escoge una correa tipo A48; cuya longitud de correa estándar es de 49.3". Con este valor de longitud de correa, se tiene que recalculer la distancia entre centros C. Recalculando C.

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (3.13)$$

Donde:

$$B = 4L - 6.28(D_2 + D_1) \quad (3.14)$$

Calculando B:

$$B = 4(49.3) - 6.28(6.25 + 2.75)$$

$$B = 140.68"$$

Entonces:

$$C = \frac{140.68 + \sqrt{(140.68)^2 - 32(6.25 - 2.75)^2}}{16}$$

$$C = 17.56"$$

Se procede ahora a calcular la potencia nominal ajustada.

$$\text{Potencia nominal ajustada} = K_L K_\theta (\text{potencia nominal}) \quad (3.10)$$

Elección de K_L , estos valores se encuentran en el anexo G. Como la longitud es de tipo A48, el K_L correspondiente es de 0.93. Elección de K_θ (Anexo D):

Se calcula la expresión

$$2\alpha = \frac{D_2 - D_1}{C} \quad (3.11)$$

$$2\alpha = \frac{6.25 - 2.75}{17.56} = 0.2; \text{ haciendo la respectiva interpolación se tiene que:}$$

$$K_\theta = 0.97.$$

Reemplazando K_L y K_θ ; y calculando la Potencia nominal ajustada:

$$\text{Potencia nominal ajustada} = (0.97)(0.93)(0,077 \text{ Hp})$$

$$\text{Potencia nominal ajustada} = 0.0695 \text{ Hp}$$

Calculo De Número De Correas: Según la expresión (3.16.): Se calculará el N° de correa necesaria para asegurar la transmisión de potencia

$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{\text{Potencia de proyecto}}{\text{Potencia Nominal ajustada}} = \frac{0.06875 \text{ Hp}}{0.0695 \text{ Hp}} = 0.98$$

Esto quiere decir que solo necesita 1 correa para garantizar la transmisión de potencia.

Calculo De Fuerzas En Poleas Y Ejes: La fuerzas en las poleas esta dada por la ecuación

$$F_1 - F_2 = (F_1 - K) \left[\frac{e^{\frac{f\theta}{\text{sen}\phi}} - 1}{e^{\frac{f\theta}{\text{sen}\phi}}} \right] \quad (3.7)$$

La sobre la correa debida a la fuerza centrífuga.

$$K = \frac{12\rho \cdot b \cdot t V_s^2}{g} \quad \text{Expresión (e')} \text{ Pág. 579 del libro de faires.}$$

$$b = 1/2$$

$$t = 5/16$$

$$\rho = 0.035 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} \text{ para correas de cuero.}$$

Se calcula V_s (velocidad en ft/seg):

$$V_s = \frac{V_m}{60} = \frac{41.7}{60} = 0.695 \frac{ft}{seg}$$

Entonces:

$$K = \frac{12(0.035) \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{5}{16} \right) (0.695)^2}{32.2}$$

$$K = 9.8 \times 10^{-4} \frac{lb \cdot ft}{in}$$

Se calcula el ángulo de contacto para una correa abierta por la ecuación:

$$\theta = \pi \pm \frac{D_2 - D_1}{C} \quad (3.11a) \quad \theta = \pi \pm \frac{6.25 - 2.75}{17.56}$$

$\theta_1 = 3.34$ Rad es el ángulo de contacto para la polea grande, y $\theta_2 = 2.94$ Rad es el ángulo de contacto para la polea menor.

$$\theta_1 = 191^\circ \quad \theta_2 = 168.45^\circ$$

El coeficiente de fricción para correas de cuero sobre poleas de acero es $f = 0,3$

Por ultimo se establece 38° como el ángulo 2ϕ de la polea.

Se reemplaza:

$$F_1 - F_2 = (F_1 - 9.8 \times 10^{-4}) \left[\frac{e^{\frac{0.3(2.94)}{\sin 19}} - 1}{e^{\frac{0.3(2.94)}{\sin 19}}} \right]$$

$$F_1 - F_2 = (F_1 - 9.8 \times 10^{-4}) 0.933$$

Donde $F_1 - F_2$ es la fuerza neta que produce el torque. Esta fuerza neta se puede

hallar mediante la siguiente expresión. $F_n = \frac{pot}{w.r}$

Donde la potencia de proyecto = 0.06875 Hp.

$$Pot_{proyecto} = 0.06875 Hp \frac{33000 \frac{ft \cdot lb}{min}}{1 Hp} = 2268.7 \frac{ft \cdot lb}{min}$$

$$F_n = \frac{2268.7 \frac{ft \cdot lb}{min}}{58 \frac{rev}{min} \left(\frac{10}{12} ft \right)} = 46.97 lb$$

Reemplazando F_n en $F_1 - F_2$; y despejando F_1 .

$$46.97 = (F_1 - 0.2232) 0.933$$

$$F_1 = 50.5 lb$$

Calculando F_2

$$F_1 - F_2 = 46.97 lb$$

$$F_2 = 50.5 - 46.97 = 3.56 lb$$

4.2.2. Diseño De Engranajes Rectos. Los engranajes no trabajarán reduciendo velocidad sino que se utiliza para garantizar el movimiento de rodillo superior cuando se está ejecutando el reformado. Ya que los rodillos son de $4\frac{3}{4}$ pulgadas y $3\frac{1}{4}$ pulgadas; entonces la distancia entre centros es:

$$C = \frac{4\frac{3}{4}}{2} + \frac{3\frac{1}{4}}{2} = 4$$

El sistema que se eligió de levante y apriete del rodillo superior da como resultado la necesidad que los engranajes no pierdan el contacto cuando el rodillo superior se levante, y el espacio entre los rodillos debe ser tal que el envase pueda ser introducido entre ellos. El espesor del envase es de 0.25 mm. El espesor de la capa de caucho es de 1 mm

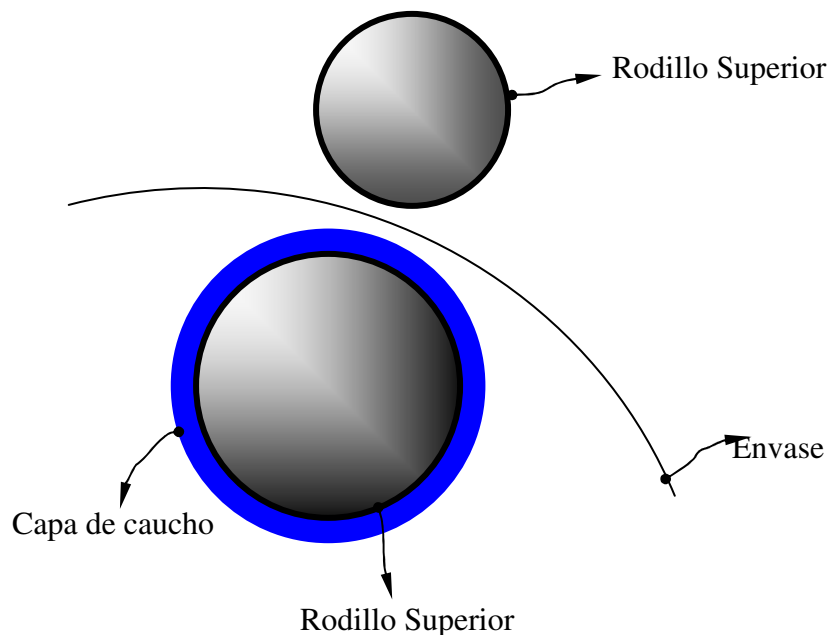


Figura 28. Disposición de los rodillos.

El espacio entre los cilindros debe ser entonces de 3 mm. Estos 3 mm representan una tercera parte de la altura total del diente. Esto se hace con el fin de evitar una falla en los dientes de los engranajes. La altura total del diente del engranaje es:

$$h_{total} = 3(3mm) = 9mm \frac{1in}{25.4mm} = 0.3543in$$

Recordando la relación existente entre paso diametral y altura total de trabajo del diente del engranaje.

$$h_{total} = \frac{2.25}{P_d}$$

Se despeja P_d :

$$P_d = \frac{2.25}{0.354} = 6.35 \quad \text{Estandarizando.} \quad P_d = 6.25$$

Datos de Diseño.

Evolute 20°

$$n = 60 \text{ rpm}$$

$$C = 4 \text{ in}$$

$$Pot = \frac{1}{4} \text{ HP}$$

$$P_d = 6.25$$

Material AISI 4340.

- Las propiedades de resistencia del material son:

$$S_U = 122 \text{ Ksi} \quad S'_n = 56 \text{ Ksi}$$

- Como los engranajes son del mismo material entonces el piñón será el mas débil.

¡Diseño en base al piñón!

- De acuerdo a los parámetros de diseño que establecen que los engranajes que tiene un número de dientes $N_p \leq 15$ tienen un menor tiempo de vida útil, por lo anterior se elige un $N_p = 20$.
- Se determina el diámetro del piñón.

$$D_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{20}{6.25} = 3\frac{1}{5}$$

- Se determina V_m .

$$v_m = \pi \left(\frac{D_p}{12} \right) n = \pi \left(\frac{3.2}{12} \right) (60) = 50.26 \frac{ft}{min}$$

$$v_m = 50.26 \frac{ft}{min}$$

➤ Se determina F_t .

$$F_t = 33000 \frac{HP}{v_m} = 33000 \frac{\left(\frac{1}{8}\right)}{50.26} = 82.06 \text{ lb}$$

$$F_t = 82.06 \text{ lb}$$

➤ Como $v_m \leq 2000 \frac{ft}{min}$ entonces: Se elige Acabado Comercial. Entonces, de

acuerdo con la ecuación (3.23.a.), la fuerza dinámica es:

$$F_D = \frac{600 + 50.26}{600} (82.06) = 88.93 \text{ lb}$$

$$F_D = 88.93 \text{ lb}$$

➤ Se calcula F_s , de acuerdo con la ecuación (3.22).

$$F_s = \frac{SbY}{P_d K_f}$$

Pero primero.

✓ Factor de concentración de esfuerzos.

$$K_f = 1.48 (\text{Asumido})$$

✓ Se asume que b es:

$$b = 3P_c = \frac{3\pi}{P_d}$$

$$b = \frac{3\pi}{P_d} = \frac{3\pi}{6} = \frac{\pi}{2}$$

Estandarizando.

$$b = 1\frac{3}{4} \text{ in}$$

✓ Se asume $N_g = 20 \text{ dientes}$

$$\left. \begin{array}{l} N_g = 20 \text{ dientes} \\ \text{Altura Completa} \\ \text{Evolvente } 20^\circ \end{array} \right\} Y = 0.32$$

➤ Se calcula F_s .

$$F_s = \frac{SbY}{P_d K_f}$$

○ Se determina el valor de S . En la tabla AT 7 del texto de Faies.

$$S = \frac{S_u}{2} = \frac{122000}{2} = 61000 \text{ psi}$$

Se reemplazan valores.

$$F_s = \frac{(61000)(1.75)(0.32)}{(1.48)(6)} = 3846.846 \text{ lb}$$

$$F_s = 3846.846 \text{ lb}$$

➤ Por consideraciones de diseño.

$$F_s \geq F_D \quad \text{Cumple por resistencia.}$$

➤ Se verifica por desgaste.

$$F_w = D_p b Q K_g$$

✓ Se Calcula el diámetro de la rueda

$$C = \frac{D_p}{2} + \frac{D_g}{2}$$

$$D_g = 2 \left(C - \frac{D_p}{2} \right) = 2 \left(4 - \frac{3\frac{1}{5}}{2} \right) = 4\frac{4}{5}$$

✓ Se calcula Q.

$$Q = \frac{2D_p}{D_g + D_p} = \frac{2\left(3\frac{1}{5}\right)}{\left(4\frac{4}{5}\right) + \left(3\frac{1}{5}\right)} = \frac{\left(6\frac{2}{5}\right)}{(8)} = 0.8 \quad Q = 0.8$$

✓ Se calcula K_g .

$$K_g = \frac{(S_n')^2 \operatorname{sen} \phi \left[\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right]}{1.4} = \frac{(61000)^2 \operatorname{sen}(20) \left[\frac{1}{60 \times 10^6} + \frac{1}{60 \times 10^6} \right]}{1.4} = 60.602$$

$$K_g = 60.602$$

Se calcula F_w .

$$F_w = \left(3\frac{1}{5}\right) \left(1\frac{3}{4}\right) (0.8)(60.60) = 271.488 \text{ lb} \quad F_w = 271.488 \text{ lb}$$

$$F_w = 271.488 \text{ lb} \geq F_D = 88.93 \text{ lb}$$

¡Cumple por Desgaste!

➤ Se verifica por interferencia.

$$R_{Cabeza \max} = \frac{D_{ext}}{2} \quad D_{ext} = D_p + 2addendum$$

$$addendum = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{6} = 0.1666" \quad D_{ext} = 4\frac{4}{5} + 2\left(\frac{1}{6.25}\right) = 5.12$$

$$R_{Cabeza \max} = \frac{5 \frac{3}{25}}{2} = 2 \frac{14}{25}$$

$$R_{CB} = \frac{D_p}{2} \cos \phi = \frac{4 \frac{4}{5}}{2} \cos(20) = 2.255''$$

$$C = 4$$

$$R_{Cabeza \max} \leq \left(R_{CB}^2 + (C \operatorname{sen} \phi)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$2 \frac{14}{25} \leq \left((2.255)^2 + (4 \operatorname{sen}(20))^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$2.56 \leq (5.086 + 1.8716)^{\frac{1}{2}}$$

$$2.56 \leq 2.637 \quad \Rightarrow \text{Cumple por interferencia.}$$

Solución calculada.

Material Acero 4340.

$$D_p = 3 \frac{1}{5} \text{ in}$$

$$D_g = 4 \frac{4}{5} \text{ in}$$

$$N_p = 20 \text{ Dientes}$$

$$N_g = 30 \text{ Dientes}$$

$$P_d = 6.25$$

$$b = 1 \frac{3}{4} \text{ in}$$

4.3. DISEÑO DE EJES.

4.3.1 Criterio De Fatiga. Determinación de la fuerza en el tensor. Dibujo de la palanca sin ninguna fuerza externa.

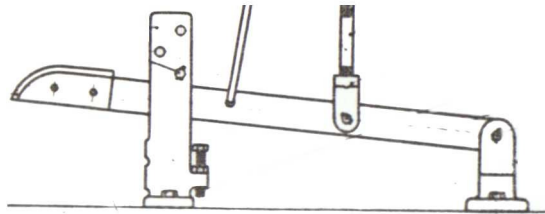
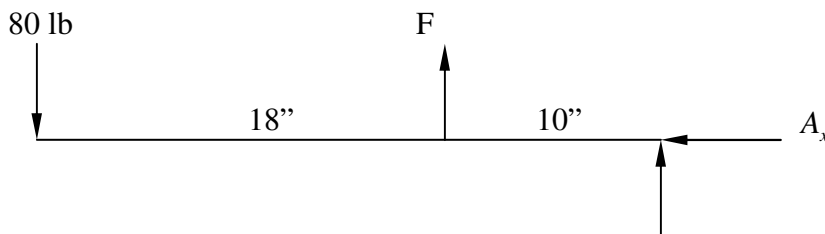


Figura 22.(repetida)

Después de aplicar la fuerza que un hombre puede ejercer con un solo pie sobre el pedal haciendo un pequeño esfuerzo ($F_{sobre\ pedal} = 80lb$)



$$\left(+ \right) \sum M_A = 0$$

$$(80)(28'') - F(10'') = 0 \quad \Rightarrow \quad F = \frac{2240}{10} = 224 lb$$

Se hace un análisis de fuerzas la estructura que soporta el rodillo superior.

Pero primero se hace un análisis de las fuerzas que intervienen que actúan sobre el rodillo superior y se calcula las componentes de esta en el eje X e Y.

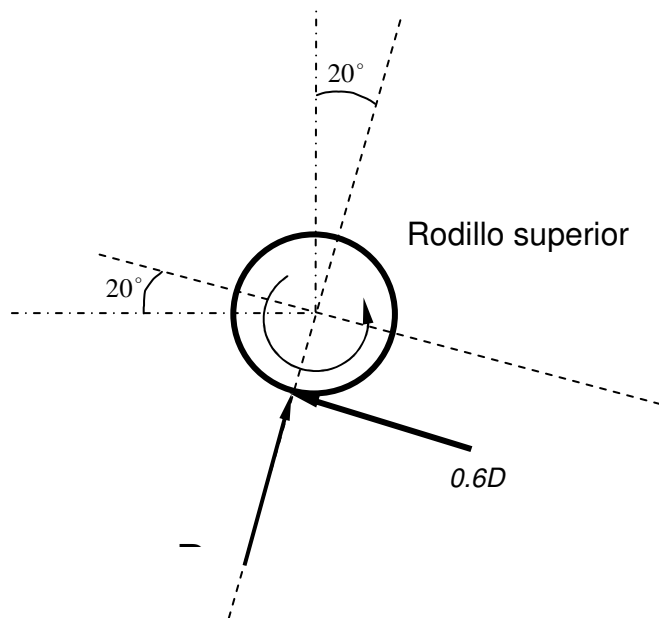
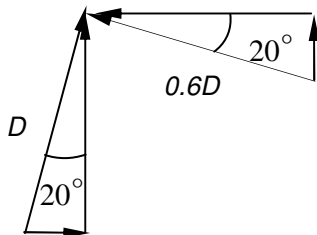


Diagrama de fuerzas



La Fuerza en x es :

$$D_x = D \sin(20) - 0.6D \cos(20) = -0.222D$$

$$D_x = -0.222D$$

$$D_y = D \cos(10) - 0.6D \sin(10) = 0.8806D$$

$$D_y = 1.145D$$

Las Fuerzas que se presentan en el engranaje son:

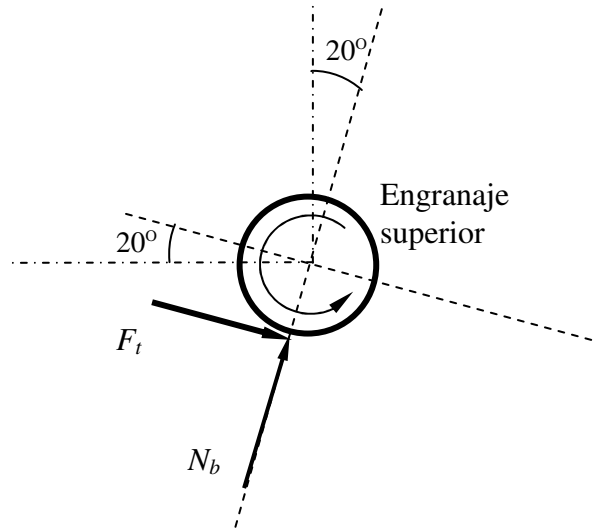
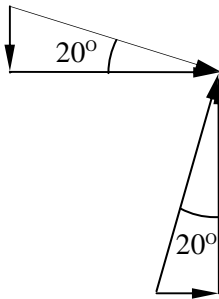


Diagrama de fuerzas.



La Fuerza en x es :

$$A_z = F_t \cos(20) + F_t \tan(20) \text{sen}(20)$$

$$A_z = 82.06 \cos(20) + 82.06 \tan 20 \text{sen}(20) = 87.32 \text{ lb}$$

$$A_z = 87.32 \text{ lb}$$

$$A_y = F_t \tan(20) \cos(20) - F_t \text{sen}(20)$$

$$A_y = 82.06 \tan 20 \cos(20) - 82.06 \text{sen}(20) = 0 \text{ lb}$$

$$A_y = 0 \text{ lb}$$

Diagrama de fuerzas.

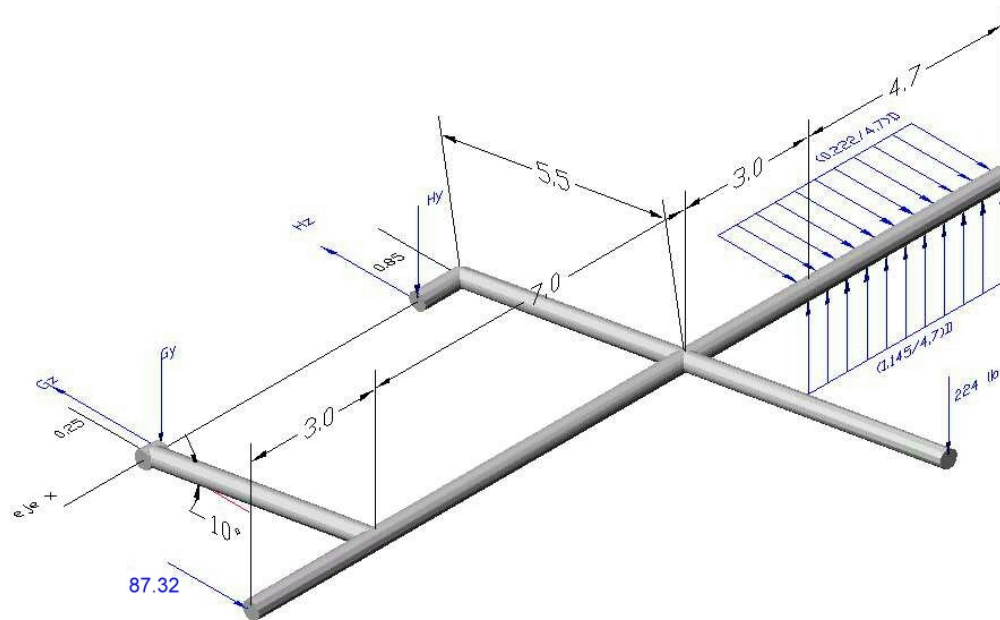


Figura 29. Diagrama de fuerzas que actúan sobre la estructura superior

Para determinar el valor de fuerza distribuida se hace:

$$\begin{array}{c} + \\ \curvearrowright \end{array} \sum M_x = 0$$

$$(1.145D)(5.42) - A_z(0.95) - (0.222D)(0.95) - (224)((12)(\cos 10)) = 0$$

$$D[(1.145)(5.42) - (0.222)(0.95)] = (224)((12)(\cos 10)) + (87.32)(0.95)$$

$$5.995D = 2753.34$$

$$D = 455.3 \text{ lb}$$

Utilizo

$$D = 460 \text{ lb}$$

Diseño del eje inferior

Primero se hace un análisis de las fuerzas sobre el rodillo inferior.

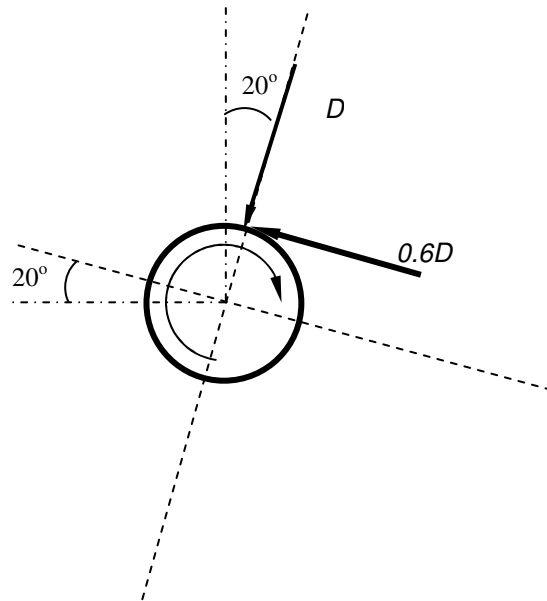
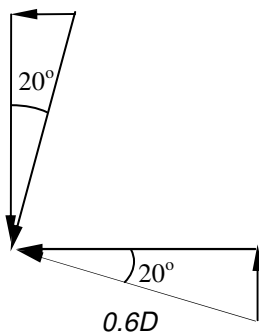


Diagrama de fuerzas.



La Fuerza en z es :

$$E_z = -D \sin(20) - 0.6D \cos(20) = -0.9058D$$

$$E_z = 416.668 \text{ lb}$$

$$E_y = -D \cos 20 + 0.6D \sin(20) = -0.735D$$

$$E_y = 338.1 \text{ lb}$$

Entonces la fuerza distribuida en el rodillo inferior es:

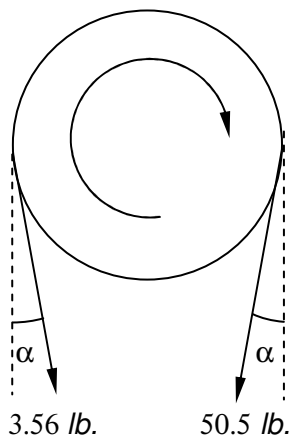
$$E_{zD} = \frac{416.668 \text{ lb}}{4.7 \text{ in}} = 88.65 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

$$E_{zD} = 88.65 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

$$E_{yD} = \frac{338.1 \text{ lb}}{4.7 \text{ in}} = 71.93 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

$$E_{yD} = 71.93 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

La fuerza de flexión debido a las fuerzas en la correa



La componente de la fuerza de flexión en el eje y.

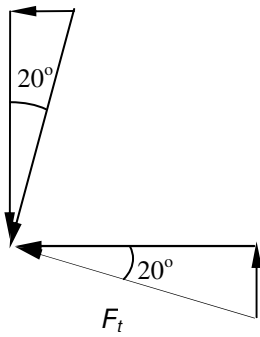
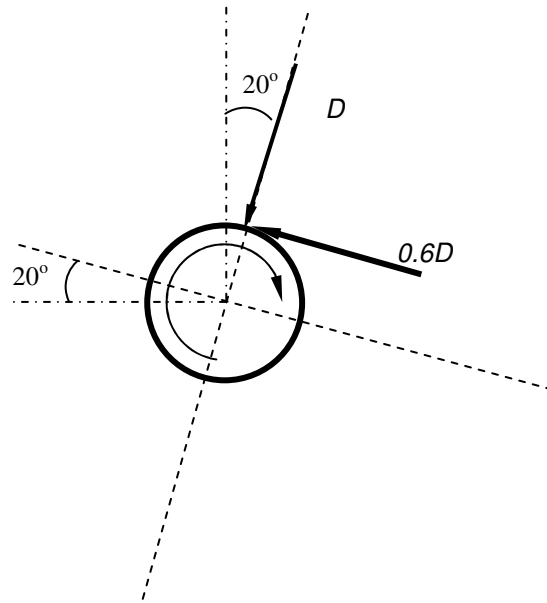
$$A_y = -50.5 \cos(6) - 3.56 \cos(6) = -53.76 \text{ lb}$$

$$A_y = -53.76 \text{ lb}$$

$$A_z = 50.5 \sin(6) - 3.56 \sin(6) = 4.9 \text{ lb}$$

$$\alpha = 6^\circ$$

Las fuerzas en el engranaje inferior



La Fuerza en z es :

$$B_z = F_t \tan(20) \text{sen}(20) - F_t \cos(20)$$

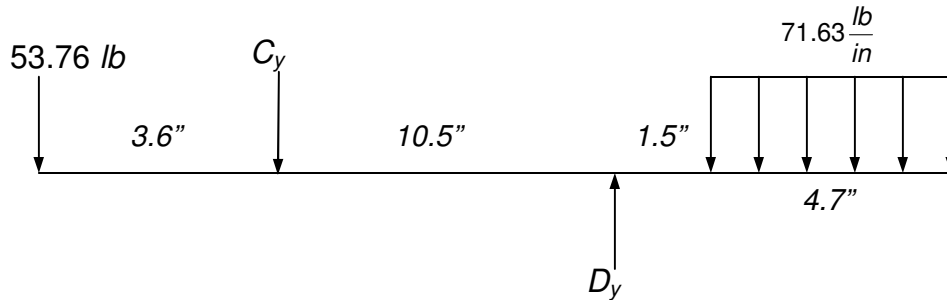
$$B_z = -82.06 \tan(20) \text{sen}(20) - 82.06 \cos(20) = -87.326 \text{ lb}$$

$$B_z = -87.326 \text{ lb}$$

$$B_y = 82.06 \text{sen}(20) - 82.06 \tan 20 \cos(20) = 0 \text{ lb}$$

$$B_y = 0 \text{ lb}$$

Plano XY. Determinación de las fuerzas de reacción.



$$\left(\overset{+}{\curvearrowright} \right) \sum M_D = 0$$

$$-C_y(10.5) + (3.85)(336.66) - (14.1)(53.76) = 0$$

$$C_y(10.5 \text{ in}) = (14.1 \text{ in})(53.76 \text{ lb}) - (3.85 \text{ in})(336.66 \text{ lb})$$

$$C_y = \frac{-538.125 \text{ lb} \cdot \text{in}}{-10.5 \text{ in}} = 51.25 \text{ lb}$$

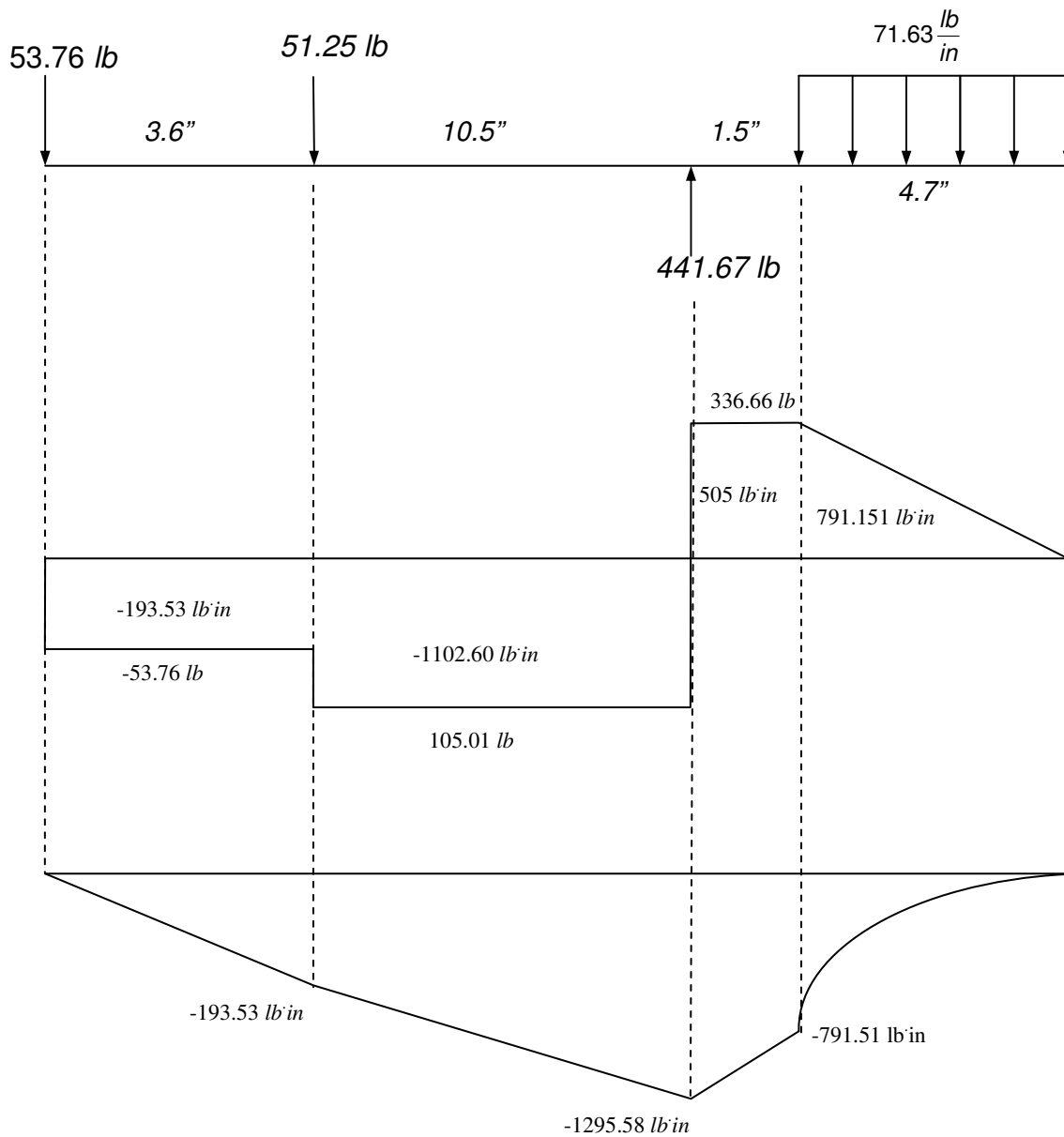
$$+\uparrow \sum F = 0$$

$$53.76 + 336.66 = 51.25 + D_y$$

$$D_y = 53.76 \text{ lb} + 336.66 \text{ lb} + 51.25 \text{ lb}$$

$$D_y = 441.67 \text{ lb}$$

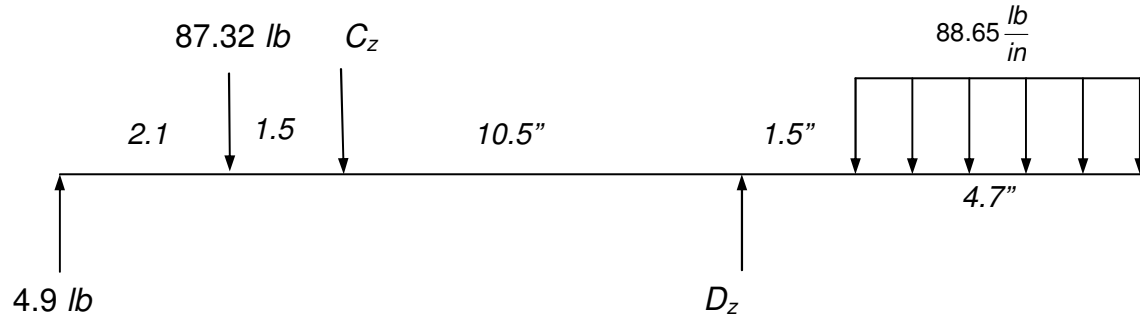
Se determina el momento flector máximo que soporta el eje con estas cargas, por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flector contra distancia.



El momento máximo está ubicado en el punto D

$$M_{Dz} = -1295.58 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

Plano XZ. Se determinan las reacciones.



$$\left(+ \right) \sum M_D = 0$$

$$-C_z(10.5 \text{ in}) - (87.32 \text{ lb})(12 \text{ in}) + (14.1 \text{ in})(4.9 \text{ lb}) + (3.85 \text{ in})(416.655 \text{ lb}) = 0$$

$$-C_z(10.5 \text{ in}) = (87.32 \text{ lb})(12 \text{ in}) - (14.1 \text{ in})(4.9 \text{ lb}) - (3.85 \text{ in})(416.655 \text{ lb})$$

$$C_z = \frac{-625.37 \text{ lb} \cdot \text{in}}{-10.5 \text{ in}} = 59.55 \text{ lb}$$

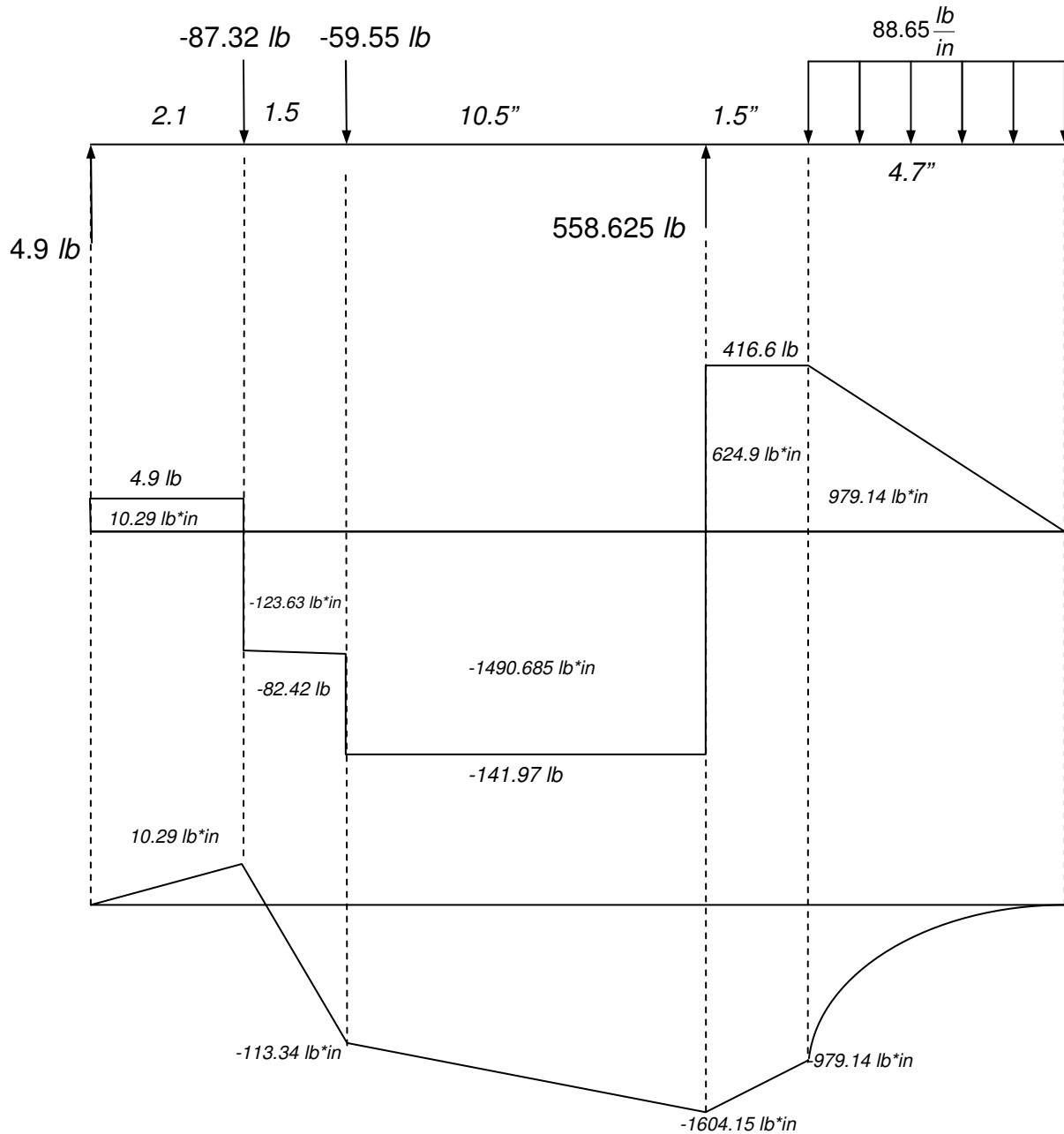
$$+\uparrow \sum F = 0$$

$$59.55 \text{ lb} + 87.32 \text{ lb} + 416.655 \text{ lb} = 4.9 \text{ lb} + D_z$$

$$D_z = 416.655 \text{ lb} + 87.32 \text{ lb} + 59.55 \text{ lb} - 4.9 \text{ lb}$$

$$D_z = 558.625 \text{ lb}$$

Se determina el momento flector máximo que soporta el eje con estas cargas, por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flector contra distancia.



El momento máximo está ubicado en el punto D

$$M_{Dx} = -1604.15 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

EL momento máximo es entonces

$$M = \sqrt{(-1604.15 \text{ lb} \cdot \text{in}) + (1295.58 \text{ lb} \cdot \text{in})} = 2062 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$M = 2062 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Material : Acero 1010

Propiedades :

$$S_u = 67 \text{ Ksi} \quad S'_e = 33.5 \text{ Ksi}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d S'_e$$

k_a :

$$k_a = a S_u^b$$

Como la pieza es maquinada.(de acuerdo a la tabla 2)

$$a = 2.7$$

$$b = -0.265$$

$$k_a = (2.7(67))^{-0.265} = 0.886$$

$$k_a = 0.886$$

k_b :

$$k_b = 0.85(\text{asumido})$$

$k_c :$

$$k_c = 0.577 (\text{flexion y torsion})$$

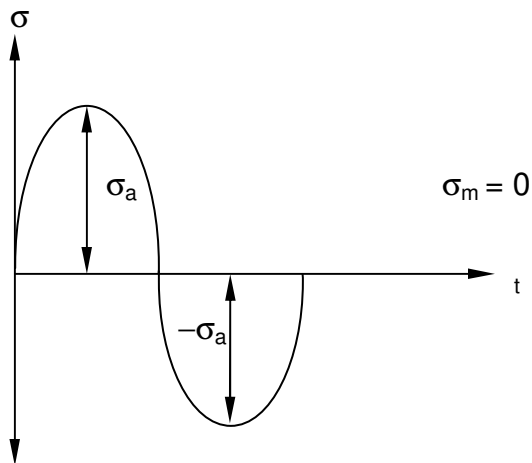
$k_d :$

$$k_d = 1$$

$$S_e = (0.885)(0.577)(0.886)(1)(33.5) = 14.55 \text{ Ksi}$$

$$S_e = 14.55 \text{ Ksi}$$

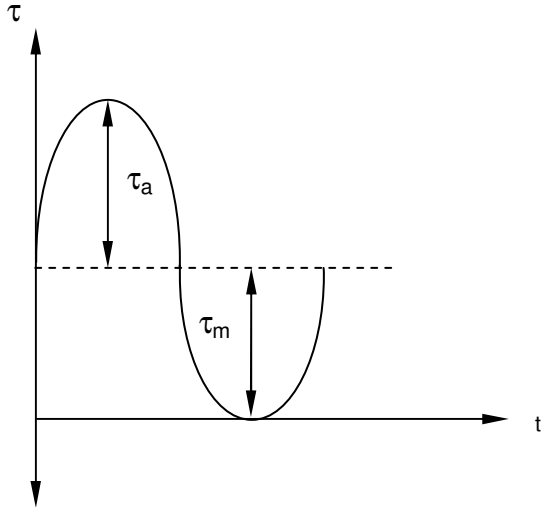
Los esfuerzos normales son invertidos.



$$\sigma_a = \frac{M}{Z} = \frac{2.061}{\frac{\pi D^3}{32}} = \frac{21}{D^3}$$

$$\sigma_a = \frac{21}{D^3} [\text{Ksi}]$$

Los esfuerzos cortantes son repetidos.



$$\tau_a = \tau_m$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante por seguridad se considera el torque

generado por un $\frac{1}{8} Hp$.

$$Hp = \frac{Tn}{63000} \quad \Rightarrow \quad T = \frac{63000Hp}{n} = \frac{63000\left(\frac{1}{8} Hp\right)}{(60 rpm)} = 131.25 lb \cdot in$$

$$T = 0.131 kip \cdot in$$

$$\tau_m = \frac{Tc}{J} = \frac{(0.13125 kip \cdot in) \left(\frac{D}{2}\right)}{\left(\frac{\pi D^4}{16}\right)} = \frac{0.668}{D^3} [Ksi]$$

Como existe flexión y torsión variable se utilizara los esfuerzos de Von Misses.

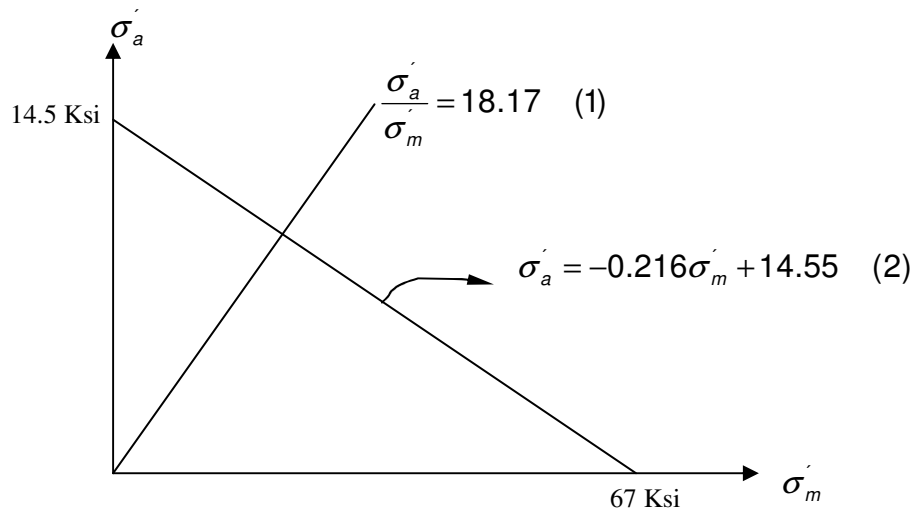
$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0 + 3\left(\frac{0.668}{D^3}\right)^2} = \sqrt{3}\left(\frac{0.668}{D^3}\right)$$

$$\sigma'_m = \frac{1.157}{D^3} \text{ [Ksi]}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{\left(\frac{21}{D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{0.668}{D^3}\right)^2} = \frac{21.03}{D^3}$$

$$\sigma'_a = \frac{21.03}{D^3} \text{ [Ksi]}$$

Diagrama de σ'_a vs σ'_m



(1) y (2) se interceptan en:

$$\sigma'_a = 18.17\sigma'_m$$

$$\sigma'_a = -0.216\sigma'_m + 14.55$$

$$18.17\sigma'_m = -0.216\sigma'_m + 14.55$$

Se despeja :

$$S_m = 0.79 \text{ Ksi}$$

$$S_a = 14.37 \text{ Ksi}$$

Con un factor de seguridad de 2.

$$n = \frac{S_a}{\sigma'_a}$$

$$2 = \frac{14.37}{\frac{21.03}{D^3}} = 0.6833D^3$$

$$D = \sqrt[3]{2.927} = 1.43 \text{ in}$$

$$D = 1.43 \text{ in}$$

Estandarizando

$$D = 1.5 \text{ in}$$

Este es el diámetro mínimo para que el eje no falle por fatiga.

Se recalcula K_b y calcula k_e .

$k_b :$

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.1133} = 0.833$$

$$k_b = 0.833$$

$k_e :$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$r = \frac{3}{16} \Rightarrow q = 0.8$$

$$k_t \left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = 1.666 \\ \frac{r}{d} = 0.125 \end{array} \right\} k_t = 1.65$$

$$k_f = q(k_t - 1) + 1 = (0.8)(1.65 - 1) + 1$$

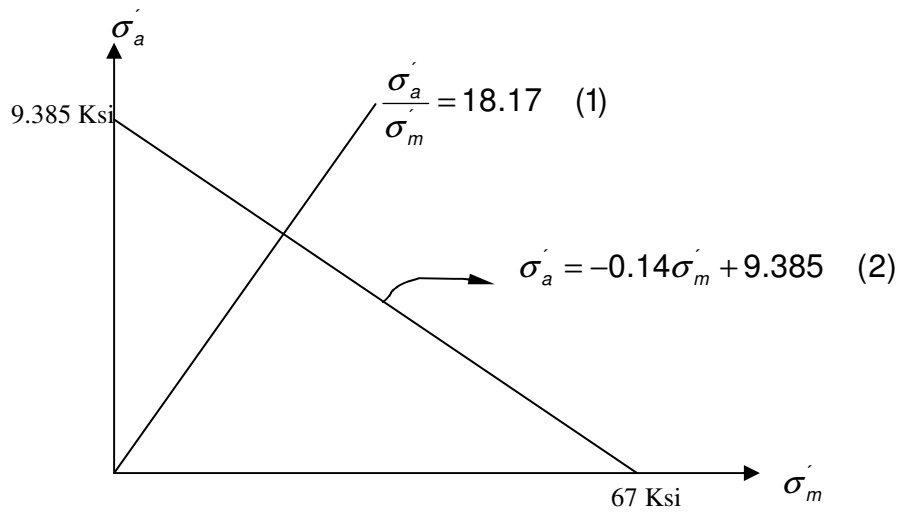
$$k_f = 1.52$$

$$k_e = \frac{1}{1.52} = 0.657$$

$$k_e = 0.657$$

$$S_e = (0.833)(0.577)(0.886)(0.657)(33.5) = 9.385 \text{ Ksi}$$

$$S_e = 9.385 \text{ Ksi}$$



Cuando el diámetro es igual a 1.5 los esfuerzos son.

$$\sigma'_m = \frac{1.157}{D^3} = 0.3428 \text{ Ksi}$$

$$\sigma'_a = \frac{21.03}{D^3} = 6.2311 \text{ Ksi}$$

Se hallan los nuevos S_a y S_m .

$$18.17\sigma'_m = -0.14\sigma'_m + 9.385$$

$$S_a = 0.5125 \text{ Ksi} \quad S_m = 9.33 \text{ Ksi}$$

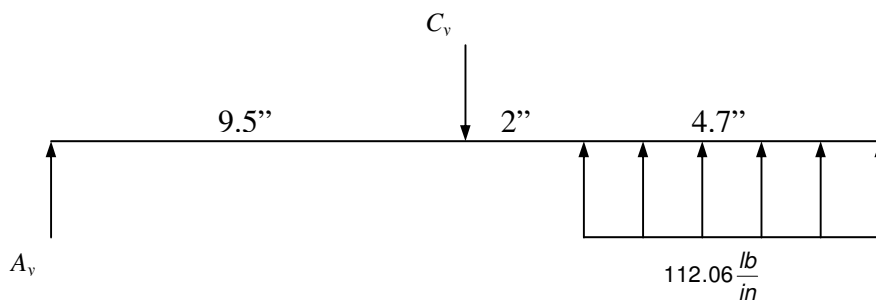
Se determina el factor de seguridad.

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{9.313}{6.2311} = 1.49$$

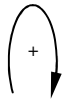
$$n = 1.49 \quad (\text{factor de seguridad real})$$

Calculo del eje superior.

Se determinan las reacciones.



$$\sum M_C = 0$$



$$A_y(9.5 \text{ in}) - (526.682 \text{ lb})(4.35 \text{ in}) = 0$$

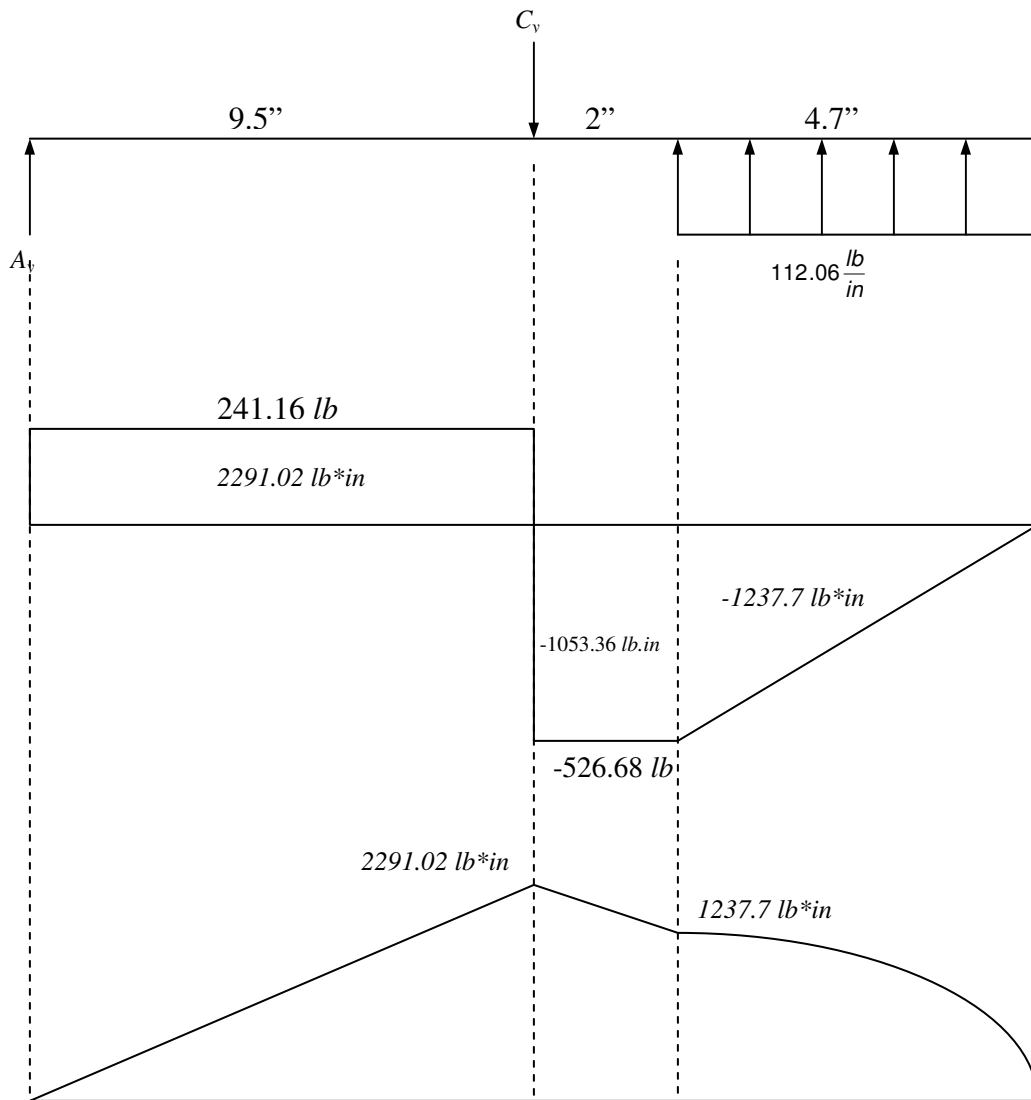
$$A_y(10.5 \text{ in}) = (526.682 \text{ lb})(4.35 \text{ in})$$

$$A_y = \frac{2291.06 \text{ lb} \cdot \text{in}}{9.5 \text{ in}} = 241.16 \text{ lb}$$

$$C_y = 241.16 + 526.687$$

$$C_y = 767.85 \text{ lb}$$

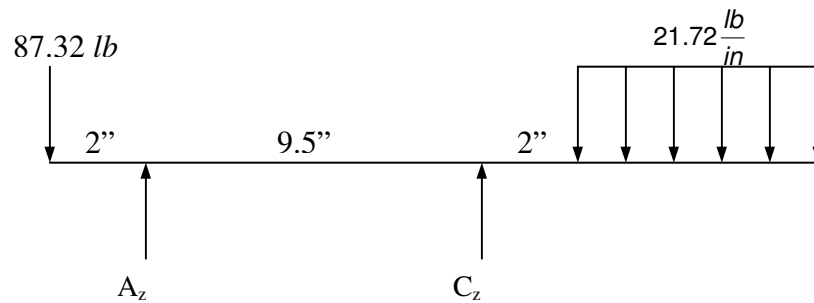
Se determina el momento flector máximo que soporta el eje con estas cargas, por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flector contra distancia.



El momento máximo está ubicado en el punto C

$$M_{Cx} = 2291.02 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

Se determinan las reacciones.



$$\left(\begin{array}{c} \curvearrowright \\ + \end{array} \right) \sum M_C = 0$$

$$A_z(9.5 \text{ in}) - (87.32 \text{ lb})(11.5 \text{ in}) + (102.484 \text{ lb})(4.35 \text{ in}) = 0$$

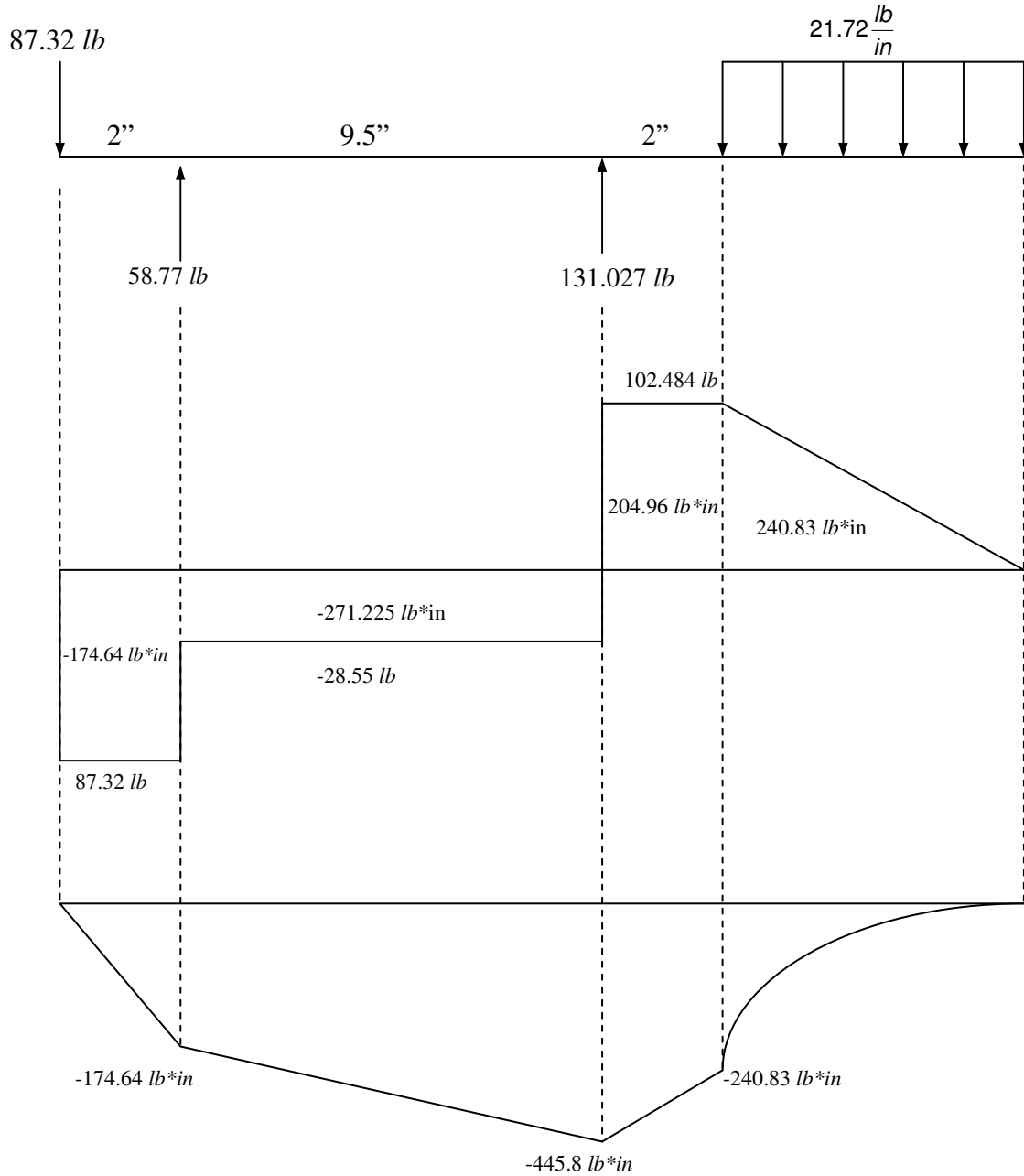
$$A_z(9.5 \text{ in}) = (87.32 \text{ lb})(11.5 \text{ in}) - (102.484 \text{ lb})(4.35 \text{ in})$$

$$A_z = \frac{558.375 \text{ lb} \cdot \text{in}}{9.5 \text{ in}} = 58.77 \text{ lb}$$

$$C_z + 58.77 = 87.32 + 102.484$$

$$C_z = 131.027 \text{ lb}$$

Se determina el momento flector máximo que soporta el eje con estas cargas, por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flector contra distancia.



El momento máximo está ubicado en el punto C

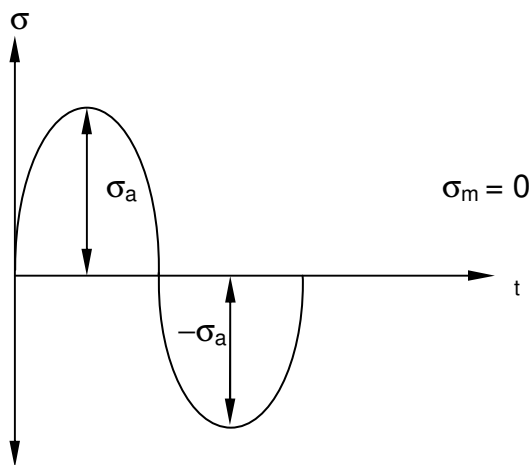
$$M_{C_y} = -445.8 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

EL momento máximo es entonces

$$M = \sqrt{(2291.02 \text{ lb} \cdot \text{in})^2 + (-445.8 \text{ lb} \cdot \text{in})^2} = 2333.9 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$M = 2.333 \text{ Kip} \cdot \text{in}$$

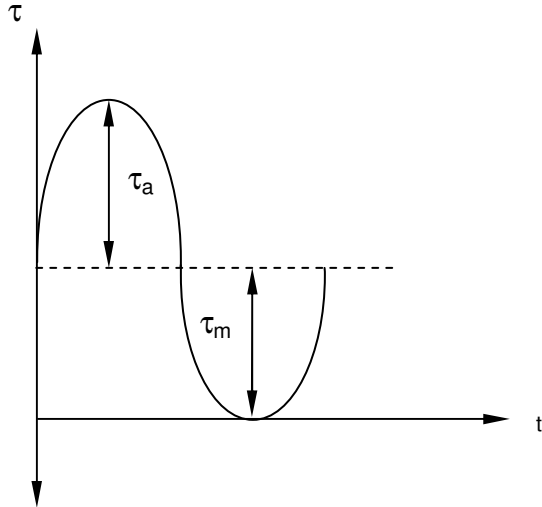
Los esfuerzos normales son invertidos.



$$\sigma_a = \frac{M}{Z} = \frac{2.333}{\frac{\pi D^3}{32}} = \frac{23.76}{D^3}$$

$$\sigma_a = \frac{23.76}{D^3} [\text{Ksi}]$$

Los esfuerzos cortantes son repetidos.



$$\tau_a = \tau_m$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante por seguridad se considera el torque

generado por un $\frac{1}{8} Hp$.

$$Hp = \frac{Tn}{63000} \quad \Rightarrow \quad T = \frac{63000Hp}{n} = \frac{63000\left(\frac{1}{8} Hp\right)}{(60 rpm)} = 131.25 lb \cdot in$$

$$T = 0.131 kip \cdot in$$

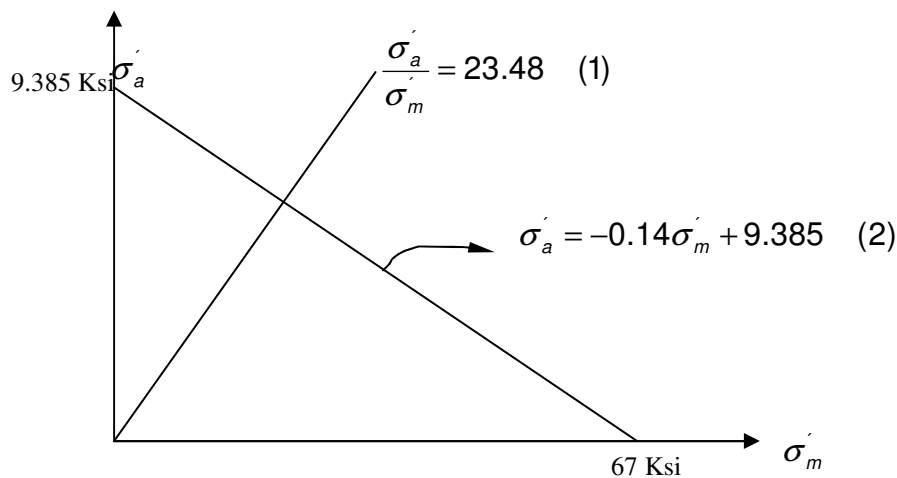
$$\tau_m = \frac{Tc}{J} = \frac{(0.13125 kip \cdot in) \left(\frac{D}{2}\right)}{\left(\frac{\pi D^4}{16}\right)} = \frac{0.668}{D^3} [Ksi]$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0 + 3\left(\frac{0.668}{D^3}\right)^2} = \sqrt{3}\left(\frac{0.668}{D^3}\right)$$

$$\sigma'_m = \frac{1.157}{D^3} [Ksi]$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{\left(\frac{23.76}{D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{0.668}{D^3}\right)^2} = \frac{23.7}{D^3}$$

$$\sigma'_a = \frac{23.7}{D^3} [Ksi]$$



Cuando el diámetro es igual a 1.5 los esfuerzos son.

$$\sigma'_m = \frac{1.157}{D^3} = 0.3428 \text{ Ksi}$$

$$\sigma'_a = \frac{23.7}{D^3} = 7.022 \text{ Ksi}$$

Se hallan los nuevos S_a y S_m .

$$23.48\sigma'_m = -0.14\sigma'_m + 9.385$$

$$S_m = 0.3973 \text{ Ksi} \quad S_a = 9.329 \text{ Ks.i}$$

Se determina el factor de seguridad.

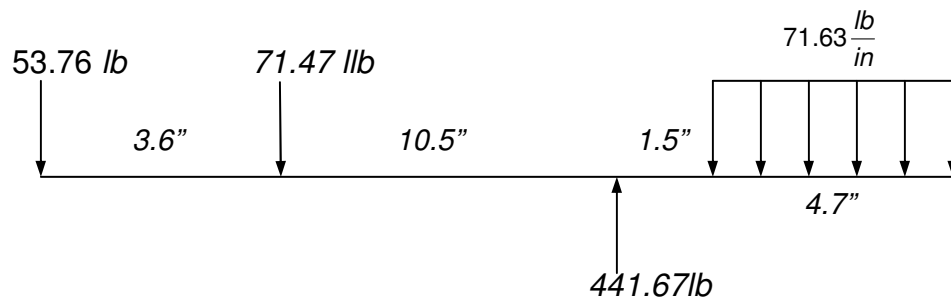
$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{9.329}{7.022} = 1.328$$

$$n = 1.328 \quad (\text{factor de seguridad real})$$

4.3.2 Criterio deflexión máxima

Análisis en el rodillo inferior.

- Se halla la deflexión máxima con respecto al eje y.



$$EI \frac{d^3y}{dx^3} = V(x)$$

$$V(x) = -53.76\langle x \rangle^0 - 51.25\langle x - 3.6 \rangle + 441.67\langle x - 14.1 \rangle^0 - 71.63\langle x - 15.6 \rangle^1 + C_1$$

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M(x)$$

$$M(x) = -53.76\langle x \rangle - 51.25\langle x - 3.6 \rangle + 441.67\langle x - 14.1 \rangle - 35.8\langle x - 15.6 \rangle^2 + C_1x + C_2$$

Cuando $x = 0$; $M(0) = 0$. Se reemplazan los valores de x y M , y se calcula C_2 .

$$C_2 = 0$$

Cuando $x = 20.3$ in ; $M(0) = 0$. Se reemplazan los valores de x y M , y se calcula C_1 .

$$0 = -53.76\langle 20.3 \rangle - 51.25\langle 16.5 \rangle + 441.67\langle 6.2 \rangle - 35.8\langle 4.7 \rangle^2 + 20.3C_1$$

$$C_1 = -0.52$$

Entonces la ecuación de momento es:

$$M(x) = -53.76\langle x \rangle - 51.25\langle x - 3.6 \rangle + 441.67\langle x - 14.1 \rangle - 35.8\langle x - 15.6 \rangle^2 - 0.52x$$

$$EI \frac{dy}{dx} = EI\theta$$

$$EI\theta = -26.88\langle x \rangle^2 - 25.625\langle x - 3.6 \rangle^2 + 220.84\langle x - 14.1 \rangle^2 - 11.93\langle x - 15.6 \rangle^3 + 0.26x^2 + C_1$$

$$EIy = -8.96\langle x \rangle^3 - 8.54\langle x - 3.6 \rangle^3 + 73.61\langle x - 14.1 \rangle^3 - 2.98\langle x - 15.6 \rangle^4 + 0.0866x^3 + C_1x + C_2$$

La deflexión es cero cuando $x = 3.6$ ó cuando $x = 14.1$ in. Se reemplaza valores y se hallan las siguientes ecuaciones.

$$0 = -8.96\langle 3.6 \rangle^3 + 0.0866\langle 3.6 \rangle^3 + 3.6C_1 + C_2$$

$$0 = -418.03 + 1.122 + 3.6C_1 + C_2$$

$$3.6C_1 + C_2 = 419.15 \quad (1)$$

$$0 = -8.96(14.1)^3 - 8.54(10.5)^3 + 0.0866(14.1)^3 + 14.1C_1 + C_2$$

$$0 = -25116.86 - 9886.11 + 242.76 + 14.1C_1 + C_2$$

$$14.1C_1 + C_2 = 34760.21 \quad (2)$$

Se despeja C_2 de (1) y se reemplaza en (2), entonces se tiene que:

$$C_2 = 419.15 - 3.6C_1$$

$$14.1C_1 + 419.15 - 3.6C_1 = 34760.21$$

Se despeja C_1 y se calcula su valor.

$$C_1 = 3270.57$$

$$\text{luego } \Rightarrow \quad C_2 = -11354.9$$

La ecuación final es:

$$EIy = -8.96\langle x \rangle^3 - 8.54\langle x - 3.6 \rangle^3 + 73.61\langle x - 14.1 \rangle^3 - 2.98\langle x - 15.6 \rangle^4 + 0.0866x^3 + 3270.57x - 11354.9$$

La deflexión máxima se dará cuando $x = 20.3$ in.

$$EIy = -8.96(20.3)^3 - 8.54(16.7)^3 + 73.61(6.2)^3 - 2.98(4.7)^4 + 0.0866(20.3)^3 + 3270.57(20.3) - 11354.9$$

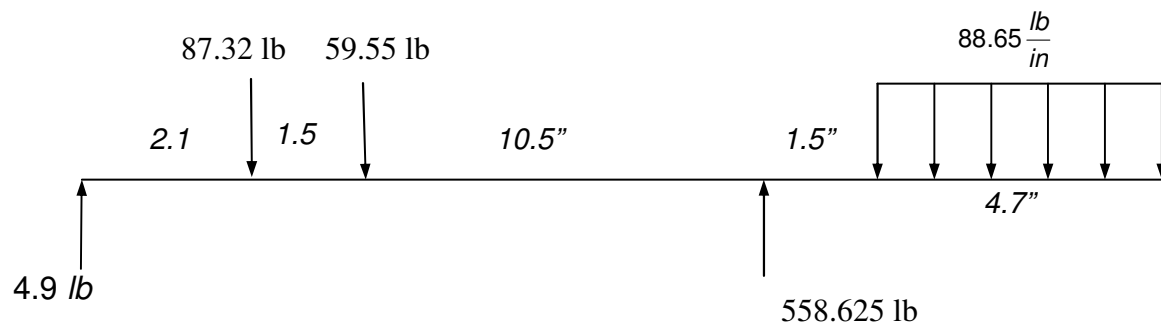
$$EIy = -42162.67 \text{ lb.in}^3$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ Psi}, \quad I = \frac{1}{4} \pi \cdot r^4.$$

Se reemplaza valores, y se despeja la deflexión en y, tenemos que:

$$y = \frac{-1.789 \times 10^{-3} \text{ in}}{r^4}$$

- Ahora se halla la deflexión máxima con respecto al eje z.



$$EI \frac{d^3 x}{dz^3} = V(x)$$

$$V(x) = 4.9 \langle x \rangle^0 - 87.32 \langle x - 2.1 \rangle^0 - 59.55 \langle x - 3.6 \rangle^0 + 558.625 \langle x - 14.1 \rangle^0 - 88.65 \langle x - 15.6 \rangle^1 + C$$

$$EI \frac{d^2 x}{dz^2} = M(x)$$

$$M(x) = 4.9 \langle x \rangle - 87.32 \langle x - 2.1 \rangle - 59.55 \langle x - 3.6 \rangle + 558.625 \langle x - 14.1 \rangle - 44.32 \langle x - 15.6 \rangle^2 + Cx + C_1$$

Cuando $x = 0$; entonces $M(x) = 0$.

Se reemplaza valores y se calcula C_1 , tenemos que:

$$C_1 = 0$$

Cuando $x = 20.3$; entonces $M(x) = 0$.

$$0 = 4.9\langle 20.3 \rangle - 87.32\langle 18.2 \rangle - 59.55\langle 16.7 \rangle + 558.625\langle 6.2 \rangle - 44.32\langle 4.7 \rangle^2 + 20.3C$$

$$C = 0$$

Entonces la ecuación de momento es:

$$M(x) = 4.9\langle x \rangle - 87.32\langle x - 2.1 \rangle - 59.55\langle x - 3.6 \rangle + 558.625\langle x - 14.1 \rangle - 44.32\langle x - 15.6 \rangle^2$$

$$EI \frac{dy}{dz} = EI\theta$$

$$EI\theta = 2.45\langle x \rangle^2 - 43.66\langle x - 2.1 \rangle^2 - 29.775\langle x - 3.6 \rangle^2 + 279.31\langle x - 14.1 \rangle^2 - 14.77\langle x - 15.6 \rangle^3 + C$$

$$EIz = 0.846\langle x \rangle^3 - 14.55\langle x - 2.1 \rangle^3 - 9.925\langle x - 3.6 \rangle^3 + 93.1\langle x - 14.1 \rangle^3 - 3.68\langle x - 15.6 \rangle^4 + Cx + C_1$$

La deflexión es cero cuando $x = 3.6$.

$$0 = 0.846\langle 3.6 \rangle^3 - 14.55\langle 1.5 \rangle^3 + 3.6C + C_1$$

$$0 = 39.47 - 49.106 + 3.6C + C_1$$

$$3.6C + C_1 = 9.635 \quad (1)$$

La deflexión es cero cuando $X = 14.1$.

$$0 = 0.846\langle 14.1 \rangle^3 - 14.55\langle 12 \rangle^3 - 9.925\langle 10.5 \rangle^3 + 14.1C + C_1$$

$$0 = 2371.52 - 25142.4 - 11489.428 + 14.1C + C_1$$

$$14.1C + C_1 = 34260.3 \quad (2)$$

Se despeja C_1 de (1) y se reemplaza en (2), se tiene que:

$$C_1 = 9.635 - 3.6C$$

$$14.1C + 9.635 - 3.6C = 34260$$

Se despeja C y se calcula su valor.

$$C = 3261.93$$

$$\text{luego } \Rightarrow \quad C_1 = -11733.3$$

La ecuación final es:

$$EIz = 0.846\langle x \rangle^3 - 14.55\langle x - 2.1 \rangle^3 - 9.925\langle x - 3.6 \rangle^3 + 93.1\langle x - 14.1 \rangle^3 - 3.68\langle x - 15.6 \rangle^4 + 3261.93x - 11733.3$$

Hallando la deflexión en $X = 20.3$ in

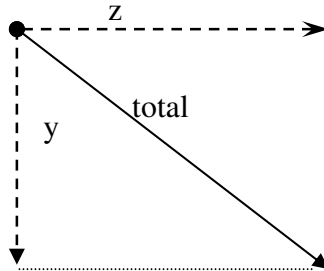
$$EIz = 0.846\langle 20.3 \rangle^3 - 14.55\langle 18.2 \rangle^3 - 9.925\langle 16.7 \rangle^3 + 93.1\langle 6.2 \rangle^3 - 3.68\langle 4.7 \rangle^4 + 3261.93(20.3) - 11733.3$$

$$EIz = -51987.34 \text{ lb} \cdot \text{in}^3$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ psi}; I = \frac{1}{4} \pi \cdot r^4$$

$$z = \frac{-2.21 \times 10^{-3}}{r^4}$$

La deflexión total es la suma vectorial de ambas deflexiones.



$$deflexion_{total} = \sqrt{y^2 + z^2} = \frac{1}{r^4} \times 2.84 \times 10^{-3} \quad (\text{a})$$

Según Faies la deflexión máxima para que los engranajes esten contactados de manera optima es de 0.005 in.

Igualando a la ecuación (a)

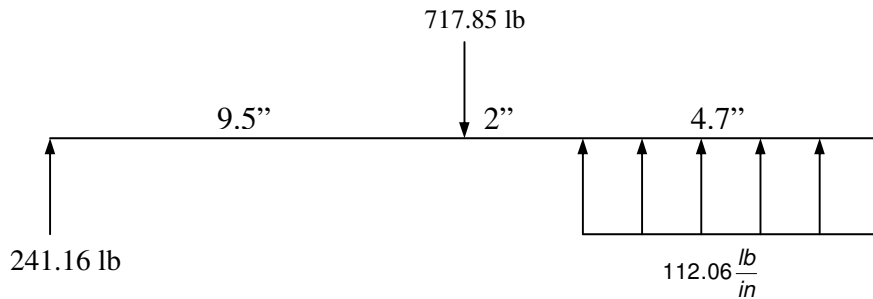
$$\frac{1}{r^4} \times 2.74 \times 10^{-3} = 0.005$$

$$r = 0.86 \text{ in}$$

El diámetro mínimo estandarizado = 1.75 in.

Análisis en el rodillo superior.

- Se halla la deflexión máxima con respecto al eje y.



$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} = V(x)$$

$$V(x) = 241.16 \langle x \rangle^0 - 717.85 \langle x - 9.5 \rangle + 112.06 \langle x - 11.5 \rangle^1 + C_1$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x)$$

$$M(x) = 241.16 \langle x \rangle - 717.85 \langle x - 9.5 \rangle + 56 \langle x - 11.5 \rangle^2 + C_1 x + C_2$$

Cuando $x = 0$; $M(0) = 0$. Se reemplazan los valores de x y M , y se calcula C_2 .

$$C_2 = 0$$

Cuando $x = 16.2$ in ; $M(16.2) = 0$. Se reemplazan los valores de x y M , y se calcula

C_1 .

$$0 = 241.16 \langle 16.2 \rangle - 717.85 \langle 6.7 \rangle + 56 \langle 4.7 \rangle^2 + 16.2 C_1$$

$$C_1 = -20.6$$

Entonces la ecuación de momento es:

$$M(x) = 241.16\langle x \rangle - 717.85\langle x - 9.5 \rangle + 56\langle x - 11.5 \rangle^2 - 20.6x$$

$$EI \frac{dy}{dx} = EI\theta$$

$$EI\theta = 120.6\langle x \rangle^2 - 359\langle x - 9.5 \rangle^2 + 18.6\langle x - 11.5 \rangle^3 - 10.3x^2 + C_1$$

$$EIy = 40.2\langle x \rangle^3 - 120\langle x - 9.5 \rangle^3 + 4.65\langle x - 11.5 \rangle^4 - 3.43x^3 + C_1x + C_2$$

La deflexión es cero cuando $x = 0$ ó cuando $x = 10.5$ in. Se remplace valores y se hallan las siguientes ecuaciones.

$$C_2 = 0$$

En $x = 9.5$

$$0 = 40.2\langle 9.5 \rangle^3 - 3.43(9.5)^3 + 9.5C_1$$

$$C_1 = -3318.19$$

La ecuación final es:

$$EIy = 40.2\langle x \rangle^3 - 120\langle x - 9.5 \rangle^3 + 4.65\langle x - 11.5 \rangle^4 - 3.43x^3 - 3318.19x$$

La deflexión máxima se dará cuando $x = 16.2$ in.

$$EIy = 40.2\langle 16.2 \rangle^3 - 120\langle 6.7 \rangle^3 + 4.65\langle 4.7 \rangle^4 - 3.43(16.2)^3 - 3318.19(16.2)$$

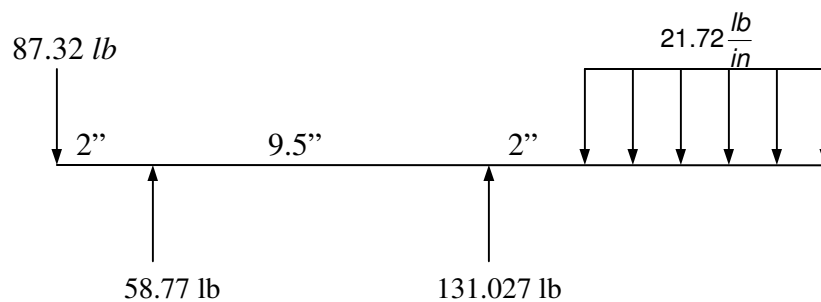
$$EIy = 66965.in^3$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ Psi}, \quad I = \frac{1}{4} \pi r^4.$$

Se reemplaza valores, y se despeja la deflexión en y , tenemos que:

$$y = \frac{2.84 \times 10^{-3} \text{ in}}{r^4}$$

- Ahora se halla la deflexión máxima con respecto al eje z .



$$EI \frac{d^3 x}{dz^3} = V(x)$$

$$V(x) = -87.32\langle x \rangle^0 + 58.77\langle x - 2 \rangle^0 + 131.027\langle x - 11.5 \rangle^0 - 21.72\langle x - 13.5 \rangle^1 + C$$

$$EI \frac{d^2 x}{dz^2} = M(x)$$

$$M(x) = -87.32\langle x \rangle + 58.77\langle x - 2 \rangle + 131.027\langle x - 11.5 \rangle - 10.86\langle x - 13.5 \rangle^2 + Cx + C_1$$

Cuando $x = 0$; entonces $M(x) = 0$.

Se reemplaza valores y se calcula C_1 , tenemos que:

$$C_1 = 0$$

Cuando $x = 18.3$; entonces $M(x) = 0$.

$$0 = -87.32\langle 18.3 \rangle + 58.77\langle 16.3 \rangle + 131.027\langle 6.8 \rangle - 10.86\langle 4.8 \rangle^2 + 18.3C$$

$$C = -0.138 \quad \text{entonces aproximamos a } C=0$$

Entonces la ecuación de momento es:

$$M(x) = -87.32\langle x \rangle + 58.77\langle x - 2 \rangle + 131.026\langle x - 11.5 \rangle - 10.86\langle x - 13.5 \rangle^2$$

$$EI \frac{dy}{dz} = EI\theta$$

$$EI\theta = -43.66\langle x \rangle^2 + 29.385\langle x - 2 \rangle^2 + 65.513\langle x - 11.5 \rangle^2 - 3.62\langle x - 13.5 \rangle^3 + C$$

$$EIz = -14.55\langle x \rangle^3 + 9.795\langle x - 2 \rangle^3 + 21.83\langle x - 11.5 \rangle^3 - 0.9\langle x - 13.6 \rangle^4 + Cx + C_1$$

La deflexión es cero cuando $x = 2$

$$0 = -14.55\langle 2 \rangle^3 + 2C + C_1$$

$$2C + C_1 = 116.4 \quad (1)$$

La deflexión es cero cuando $X = 11.5$

$$0 = -14.55\langle 11.5 \rangle^3 + 9.795\langle 9.5 \rangle^3 + 11.5C + C_1$$

$$0 = -22128.73 + 8397.98 + 11.5C + C_1$$

$$11.5C + C_1 = 13730.74 \quad (2)$$

Se despeja C_1 de (1) y se reemplaza en (2), se tiene que:

$$C_1 = 116.4 - 2C$$

$$11.5C + 116.4 - 2C = 13730.74$$

Se despeja C y se calcula su valor.

$$C = 1433.08$$

$$\text{luego } \Rightarrow \quad C_1 = -2749.77$$

La ecuación final es:

$$EI_z = -14.55\langle x \rangle^3 + 9.795\langle x - 2 \rangle^3 + 21.83\langle x - 11.5 \rangle^3 - 0.9\langle x - 13.6 \rangle^4 + 1433.08x - 2749.77$$

Hallando la deflexión en $X = 18.2$ in

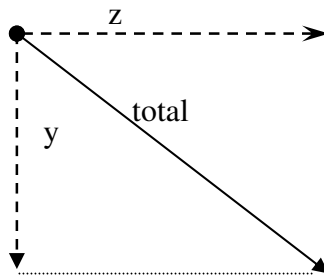
$$EI_z = -14.55\langle 18.2 \rangle^3 + 9.795\langle 16.2 \rangle^3 + 21.83\langle 6.7 \rangle^3 - 0.9\langle 4.6 \rangle^4 + 1433.08(18.2) - 2749.77$$

$$EIz = -16576.976 \text{ lb} \cdot \text{in}^3$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ psi}; I = \frac{1}{4} \pi \cdot r^4$$

$$z = \frac{-7.035 \times 10^{-4}}{r^4}$$

La deflexión total es la suma vectorial de ambas deflexiones.



$$deflexion_{total} = \sqrt{y^2 + z^2} = \frac{1}{r^4} \times 2.92 \times 10^{-3} \quad (\text{a})$$

Según Faired la deflexión máxima para que los engranajes estén contactados de manera optima es de 0.005 in. Igualando a la ecuación (a)

$$\frac{1}{r^4} \times 2.92 \times 10^{-3} = 0.005$$

$$r = 0.586 \text{ in}$$

El diámetro mínimo estandarizado = 1.17 in.

Conclusión: Los diámetros de los ejes serán iguales; estos diámetros serán de $1 \frac{3}{4}$ ". Este valor es la consecuencia de los análisis que se hicieron tanto de resistencia como de fatiga.

4.4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE OTROS ELEMENTOS MECÁNICOS.

4.4.1 Pasador. Para poder calcular el diámetro del pasador se procede a calcular las fuerzas que actúan sobre este. Cálculo de las fuerzas sobre el pasador.

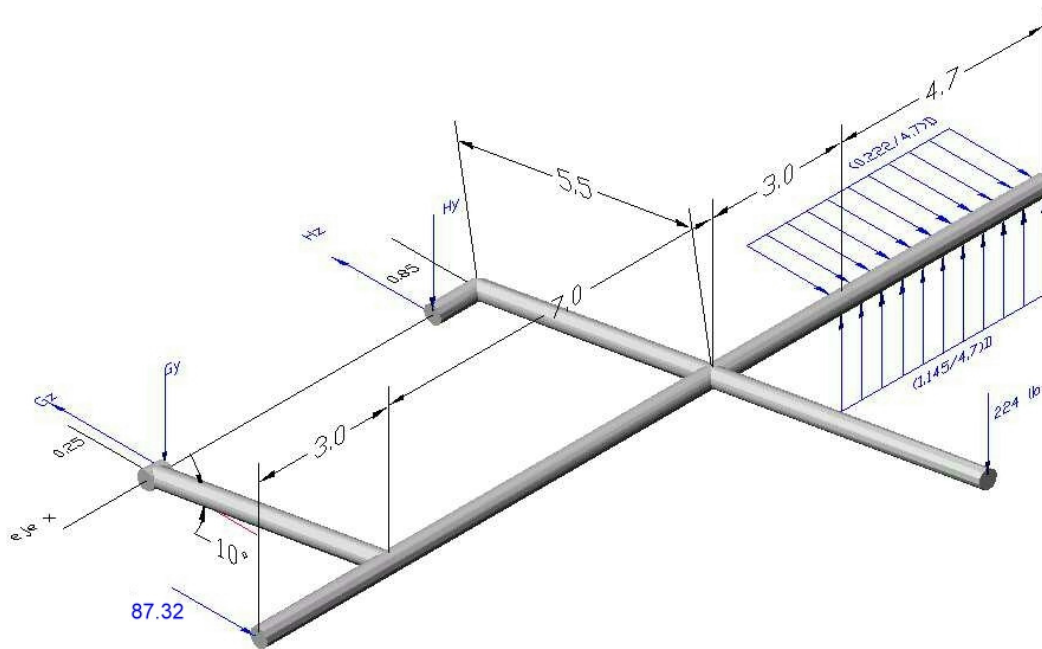




Figura 29. *Repetida.*

Se hace momento con respecto a un eje que pasa por la línea de acción de la reacción G_z .  Con este sentido de giro positivo.

$$(224)(7.85) + H_y(7) - (526.7)(13.2) = 0$$

$$H_y = \frac{5164.04}{7} = 742 \text{ lb}$$


$$H_y = 742 \text{ lb}$$

Se hace momento con respecto a un eje que pasa por la línea de acción de la reacción H_z .  Con este sentido de giro positivo.

$$(224)(0.85) + G_y(7) - (526.7)(6.2) = 0$$

$$H_y = \frac{3075.14}{7} = 439.305 \text{ lb}$$


$$H_y = 439.31 \text{ lb}$$

Se hace momento con respecto a un eje que pasa por la línea de acción de la reacción H_y .  Con este sentido de giro positivo.

$$G_z(7) + (87.32 \text{ lb})(10.25 \text{ in}) - (102.12 \text{ lb})(6.2) = 0$$

$$G_z = \frac{261.886}{7} = 37.412 \text{ lb}$$

$$G_z = 37.412 \text{ lb}$$

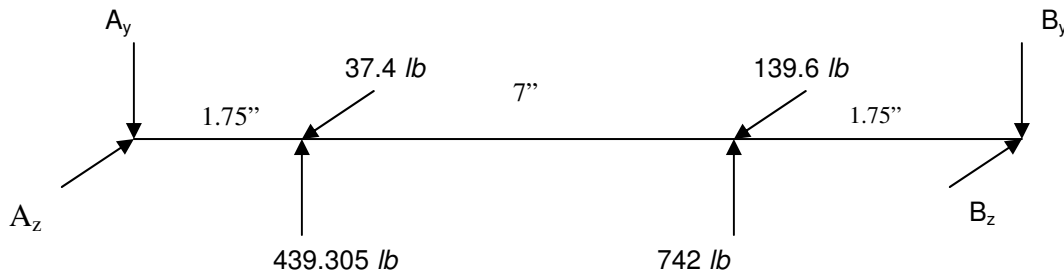
Se hace momento con respecto a un eje que pasa por la línea de acción de la reacción G_y .  Con este sentido de giro positivo.


$$H_z(7) + (87.32 \text{ lb})(3.25 \text{ in}) - (102.12 \text{ lb})(12.35 \text{ in}) = 0$$

$$H_z = \frac{977.392}{7} = 139.627 \text{ lb}$$

$$H_z = 139.627 \text{ lb}$$

Se elabora el diagrama de las fuerzas que actúan sobre el pasador.




Se hace momento con respecto a un eje que pasa por la línea de acción de la reacción A_y .  Con este sentido de giro positivo.

$$B_z(10.5) - (37.4 \text{ lb})(1.75 \text{ in}) - (139.6 \text{ lb})(8.75 \text{ in}) = 0$$

$$B_z = \frac{1286.95 \text{ lb} \cdot \text{in}}{10.5 \text{ in}} = 122.57 \text{ lb}$$


$$B_z = 122.57 \text{ lb}$$

Se hace momento con respecto a un eje que pasa por la línea de acción de la reacción B_y .  Con este sentido de giro positivo.

$$A_z(10.5) - (37.4 \text{ lb})(8.75 \text{ in}) - (139.6 \text{ lb})(1.75 \text{ in}) = 0$$

$$A_z = \frac{571.55 \text{ lb} \cdot \text{in}}{10.5 \text{ in}} = 54.4 \text{ lb}$$


$$A_z = 54.4 \text{ lb.}$$

Se hace momento con respecto a un eje que pasa por la línea de acción de la reacción A_z .  Con este sentido de giro positivo.

$$B_y(10.5) - (439.31 \text{ lb})(1.75 \text{ in}) - (742 \text{ lb})(8.75 \text{ in}) = 0$$

$$B_y = \frac{7261.3 \text{ lb} \cdot \text{in}}{10.5 \text{ in}} = 691.5 \text{ lb}$$

$$B_y = 691.5 \text{ lb}$$

Se hace momento con respecto a un eje que pasa por la línea de acción de la reacción B_z .  Con este sentido de giro positivo.

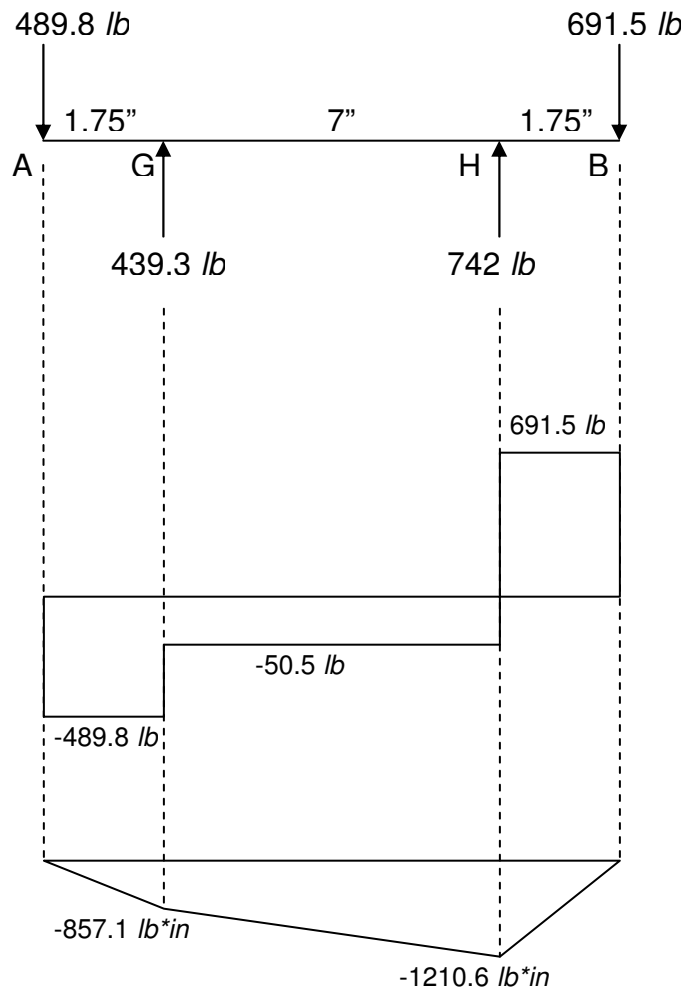
$$A_y(10.5) - (439.31 \text{ lb})(8.75 \text{ in}) - (742 \text{ lb})(1.75 \text{ in}) = 0$$

$$A_y = \frac{5142.5 \text{ lb} \cdot \text{in}}{10.5 \text{ in}} = 489.8 \text{ lb}$$

$$A_y = 489.8 \text{ lb}$$

Se hacen los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Plano zx



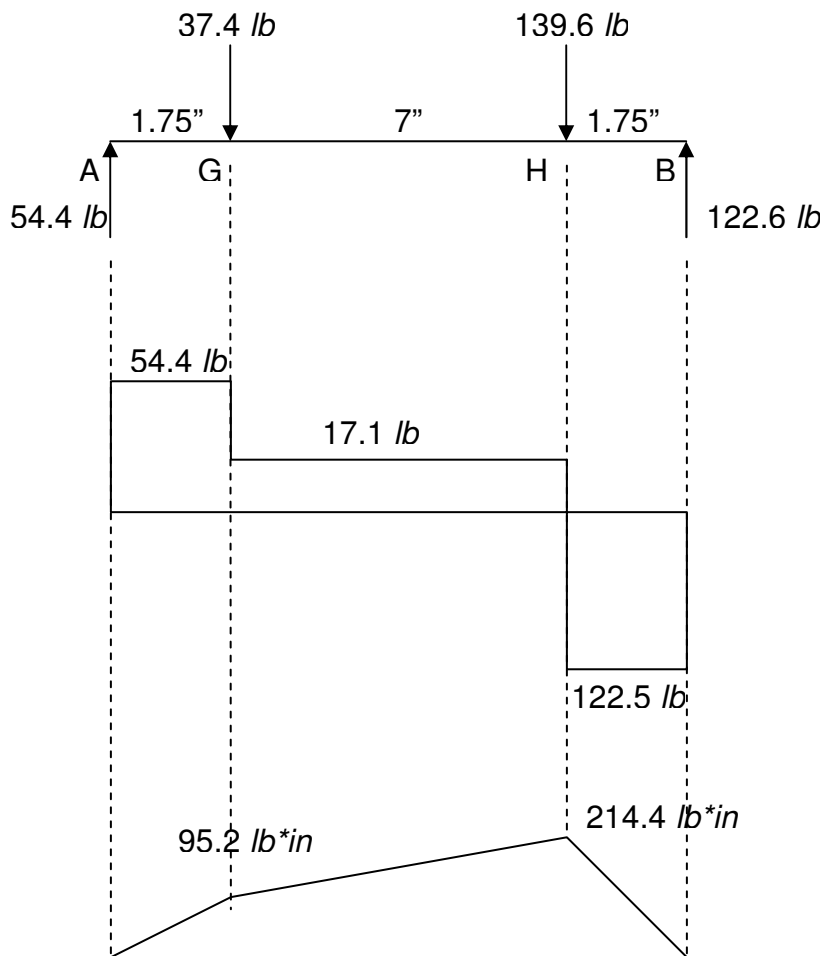
La fuerza cortante máxima esta en el tramo BH:

$$V_1 = 691.5 \text{ lb}$$

El momento máximo es:

$$M_{Hy} = -1210.6 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Plano yx



La fuerza cortante máxima esta en el tramo BH:

$$V_2 = 122.5 \text{ lb}$$

El momento máximo es:

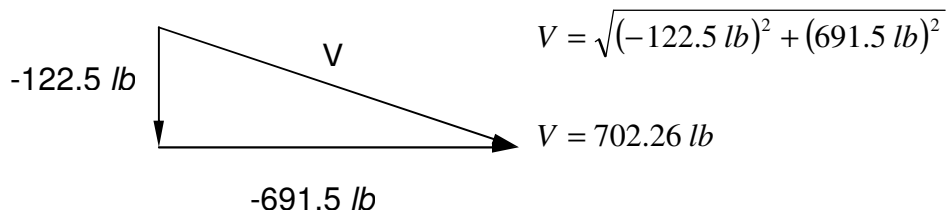
$$M_{Hc} = 214.4 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Utilizando Acero AISI 1010 para fabricar el pasador principal, se determina el diámetro del pasador. En el anexo H se encuentra que $S_y = 55$ Ksi.

$$S_{sy} = 0.6S_y$$

$$S_{sy} = 0.6(55 \text{ Ksi}) = 33 \text{ Ksi}$$

El cortante más grande esta en el tramo BH .



Utilizando un factor de seguridad de 2, se determina el diámetro del pasador.

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

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{702.26(4)}{\pi \cdot D^2} = \frac{894.15}{D^2}$$

$$2 = \frac{33000}{\frac{894.15}{D^2}}$$

$$D^2 = 0.05419$$

$$D = 0.23 \text{ in} \quad \text{es tan darizando} \quad D = 0.5 \text{ in}$$

Se verifica por flexión. El momento máximo flexionante esta en el punto H, entonces se determina M_H como sigue.

$$M = \sqrt{(214.4 \text{ lb})^2 + (-1210.6 \text{ lb})^2}$$

$$M = 1229.4 \text{ lb}$$

Con un factor de seguridad de 2 se determina el diámetro del pasador.

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

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{Z} = \frac{M}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}} = \frac{1229.4}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}}$$

$$2 = \frac{55000}{\frac{6261.2}{D^3}}$$

$$D^3 = 0.227$$

$$D = 0.61 \text{ in} \quad \text{Es tan darizando} \quad D = 1 \text{ in}$$

Entonces el diámetro que se utilizara para fabricar el pasador será de $D = 1 \text{ in}$.

4.4.2 Tornillos De Sujeción. La pieza mas critica es aquella que soporta el pasador en el punto B.

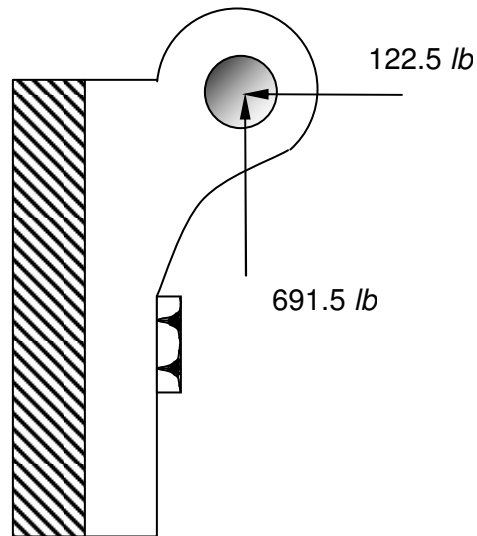
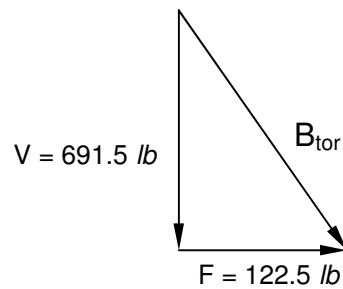


Figura 30. Diagrama de fuerza sobre el pasador.

Las fuerzas que actúan sobre el tornillo son:



Material acero AISI 1020 CD.

$$S_y = 58 \text{ Ksi}$$

Esfuerzos Normales.

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad \Rightarrow \quad \sigma = \frac{122.5}{A_t}$$

Con un $FS = 2$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{58000}{\frac{122.5}{A_t}}$$

$$473.46A_t = 2$$

$$A_t = 0.0042 \text{ in}^2$$

Esfuerzos cortantes.

$$\tau = \frac{V}{A_t} \quad \Rightarrow \quad \tau = \frac{691.5}{A_t}$$

Con un $FS = 2$

$$FS = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{34800}{\frac{691.5}{A_t}}$$

$$50.32A_t = 2$$

$$A_t = 0.0397 \text{ in}^2 \quad A_t = 0.0397 \text{ in}^2$$

Entonces el área será la mas critica en este caso:

$$A_t = 0.0397 \text{ in}^2$$

En el anexo J se encuentra que el tornillo que tiene un área mayor a esta es:

$$\frac{5}{16} - 18UNC - \text{Grado 2 SAE} .$$

4.5. ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE LA FUNDICIÓN

Se verificara que la base fija no tendrá fallas de resistencia, se analizara los esfuerzos producidos por aplastamiento, sabiendo que la fuerza perpendicular al área proyectada aplicada por el rodillo es de 441.67 Lbs, la base es de acero AISI 1020 cuya resistencia a la fluencia es de 48 Ksi.

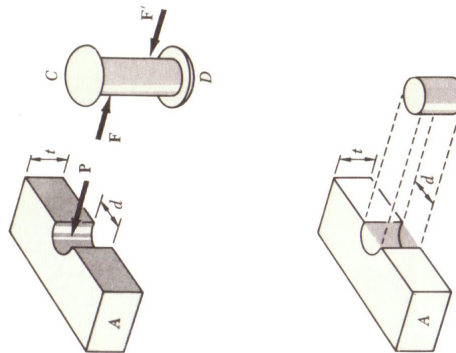


Figura 31. *Aplastamiento sobre la base.*

Donde $t = 2$ " y $d = 1.75$ ";

$$Area_{proy} = t \times d = 2(1.75) = 3.5 \text{ in}^2$$

$$Presion = \frac{F_{aplicada}}{Area_{proy}} = \frac{441.67 \text{ lb}}{3.5 \text{ in}^2} = 126.19 \text{ Psi}$$

Se puede observar que la fuerza aplicada genera esfuerzos mucho menores que el valor de la resistencia a la fluencia del material, por lo tanto se deduce que el material no fallará en ningún momento.

4.6. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE CONSUMO REAL.

Para calcular los elementos mecánicos existentes en la maquina era necesario conocer una potencia de consumo, dicha potencia era aquella necesaria para la reformación de los envases. Pero a esta potencia es necesario sumarle la potencia necesaria para romper la inercia del sistema.

El momento necesario para romper la inercia se obtiene como ya se estudio en el capitulo 3 multiplicando la el momento de inercia de masa por la aceleración angular del motor.

Primero se calcula la inercia de masa del sistema.

Primero se calcula el volumen.

$$V_{rod} = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi (4.75)^2}{4} (6) = 106.32 \text{ in}^3$$

$$V_{eje} = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi (1.75)^2}{4} (16) = 38.48 \text{ in}^3$$

La masa del rodillo y el eje son:

$$m_{rod} = \rho_{acero} V_{rod} = \left(0.284 \frac{lb}{in^3}\right)(106.32 in^3) = 30.19 lb$$

$$m_{eje} = \rho_{acero} V_{rod} = \left(0.284 \frac{lb}{in^3}\right)(34.28 in^3) = 9.73 lb$$

El momento de inercia del eje y rodillo es:

$$I_{rod} = \frac{1}{2} m_{rod} r^2 = \frac{1}{2} (30.19 lb)(2.375 in)^2 = 0.59 lb \cdot ft^2$$

$$I_{eje} = \frac{1}{2} m_{eje} r^2 = \frac{1}{2} (9.73 lb)(0.875 in)^2 = 0.025878 lb \cdot ft^2$$

La inercia del engranaje se calcula utilizando el programa Solid Edge

$$I_{eng} = .105 lb \cdot ft^2$$

$$I_T = 0.72 lb \cdot ft^2$$

El momento seria

$$M_{eje\ inf.} = I_T \alpha = (0.72)(2.5) = 1.8 lb \cdot ft$$

Este es el momento necesario para mover el eje inferior.

Se calcula la inercia de masa del eje y rodillo superior.

Primero se calcula el volumen.

$$V_{rod} = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi(3.125)^2}{4} (6) = 46.02 \text{ in}^3$$

$$V_{eje} = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi(1.75)^2}{4} (14.25) = 34.28 \text{ in}^3$$

La masa del rodillo y el eje son:

$$m_{rod} = \rho_{acero} V_{rod} = \left(0.284 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3}\right) (46.02 \text{ in}^3) = 13.07 \text{ lb}$$

$$m_{eje} = \rho_{acero} V_{eje} = \left(0.284 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3}\right) (34.28 \text{ in}^3) = 9.73 \text{ lb}$$

El momento de inercia del eje y rodillo es:

$$I_{rod} = \frac{1}{2} m_{rod} r^2 = \frac{1}{2} (13.07 \text{ lb}) (2.375 \text{ in})^2 = 0.256 \text{ lb} \cdot \text{ft}^2$$

$$I_{eje} = \frac{1}{2} m_{eje} r^2 = \frac{1}{2} (9.73 \text{ lb}) (0.875 \text{ in})^2 = 0.025878 \text{ lb} \cdot \text{ft}^2$$

La inercia del engranaje se calcula utilizando el programa Solid Edge

$$I_{eng} = 0.017 \text{ lb} \cdot \text{ft}^2$$

$$I_T = 0.29 \text{ lb} \cdot \text{ft}^2$$

El momento seria:

$$M_{\text{eje inf.}} = I_T \alpha = (0.29)(2.5) = 0.725 \text{ lbf} \cdot \text{ft}$$

Este es el momento necesario para mover el eje superior. Ahora se suman los dos momentos y con esta sumatoria de momento se obtiene una potencia que sumándole la potencia de reformado se obtiene la potencia de consumo real.

La suma de los momentos es:

$$M_T = 1.8 \text{ lb} \cdot \text{ft} + 0.725 \text{ lb} \cdot \text{ft} = 2.52 \text{ lb} \cdot \text{ft}$$

La potencia para romper la inercia seria:

$$HP_{\text{inercia}} = \frac{2.5 \text{ lb} \cdot \text{ft}}{550} 6.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0.02$$

La potencia de consumo real seria

$$HP_{CR} = HP_{ref} + HP_{\text{inercia}} = 0.02 + 0.04 = 0.06 \text{ HP}$$

Esta potencia esta por debajo de la potencia con la cual se diseñaron los elementos mecánicos.

4.7. Calculo de los Cojinetes.

Los cálculos que se realizan a continuación son aplicables para todos los cojinetes de la maquina ya que el presente diseño se hace en base al cojinete con la mayor carga

$$D = 1.75'' \quad L = 2'' \quad \theta = 360^\circ \quad W = 679 \text{ lb} \quad T_e = 90^\circ F$$

Según el texto de faires en la tabla 11.1' el juego diametral es:

$$c_d = 0.003 \text{ in}$$

Según Norton

$$h_o = 0.00025D \Rightarrow h_o = 0.43 \times 10^{-3} \text{ in}$$

$$\frac{h_o}{\frac{c_d}{2}} = \frac{h_o}{c_r} = 0.292 \Rightarrow S = 0.08$$

$$p = \frac{W}{A_{\text{proy}}} = \frac{679 \text{ lb}}{(2)(1.75)} = 181.06 \text{ psi}$$

Ahora.

$$\frac{r}{c_r} = 583.33$$

Se calcula el valor de la viscosidad

$$S = \frac{\mu n_s}{p} \left(\frac{r}{c_r} \right)^2$$

Donde:

$$n_s = 1 \frac{rev}{s} \quad p = 181.06 \text{ psi} \quad \mu \quad \text{Viscosidad}$$

Reemplazando valores

$$0.08 = \frac{\mu \left(1 \frac{rev}{s} \right)}{(181.06 \text{ psi})} (583.3)^2$$

$$\mu = 4.25 \times 10^{-5} \text{ reyns}$$

Se procede a calcular la temperatura media. En la tabla AT 20. se interpola el

valor de $\frac{\rho c \Delta T_0}{p}$ para un $S = 0.08$

$$\frac{\rho c \Delta T_0}{p} = 8 + (14.2 - 8) \frac{(0.08 - 0.0446)}{(0.121 - 0.0446)} = 10.87$$

Despejando ΔT_0 y Reemplazando valores se obtiene

$$\Delta T_0 = 10.87 \frac{p}{\rho c} = 10.87 \frac{(181.06)}{(0.03)(3734)} = 17.57$$

La Temperatura media es:

$$T_m = T_e + \frac{\Delta T_0}{2} = 90 + \frac{17.57}{2} = 98.78^\circ F$$

En la figura AF16 (fares) con:

$$T_m = 98.78^\circ F \text{ y } \mu = 4.25 \times 10^{-5} \text{ reyns}$$

Se escoge un aceite SAE50

En la figura AF16 (fares) la viscosidad del aceite a $T_m = 98.78^\circ F$ es:

$$\mu = 4.2 \times 10^{-5} \text{ reyns}$$

Entonces:

$$S = \frac{(42 \times 10^{-6}) \left(1 \frac{\text{rev}}{\text{s}}\right)}{(181.06 \text{ psi})} (583.3)^2 = 0.0789$$

$$S = 0.0789$$

El valor de $f \frac{r}{c_r}$ se obtiene en la figura AF-18 con $S=0.0789$

$$f \frac{r}{c_r} = 2.2 \quad f = 2.2 \frac{c_r}{r} = \frac{2.2}{583.33} = 3.7 \times 10^{-3}$$

$$f = 3.7 \times 10^{-3}$$

La potencia que se pierde por fricción es.

$$Pot_f = \frac{W r f n}{63000} = \frac{(679)(3.7 \times 10^{-3})(60)(0.875)}{63000} = 2.134 \times 10^{-3} \text{ HP}$$

5. OPERACIÓN

La maquina reformadora esta diseñada para reformar envases de hojalata. Con las manos se abre un poco el envase colapsado como se muestra en la foto.



Figura 25. *Repetida*

Eleve la palanca hacia arriba y coloque el envase entre los rodillos (como se muestra en las figuras). Sin embargo alzar la palanca manualmente, puesto que el resorte la colocara a una distancia equivalente a la tercera parte de la altura del diente, lo que quiere decir que los dientes nunca se desembragaran por completo.

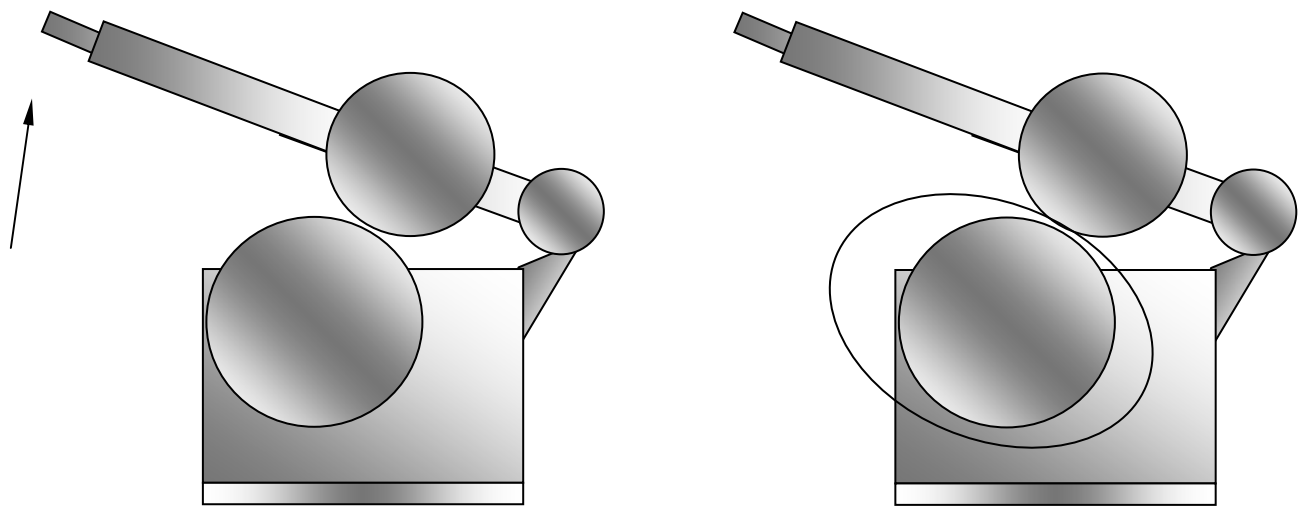


Figura 32 Paso 1 y 2

Se coloca el pie sobre el pedal y se presionan los rodillos contra el envase, es importante cerciorarse que la superficie de los rodillos este limpia para que raye la superficie del envase.

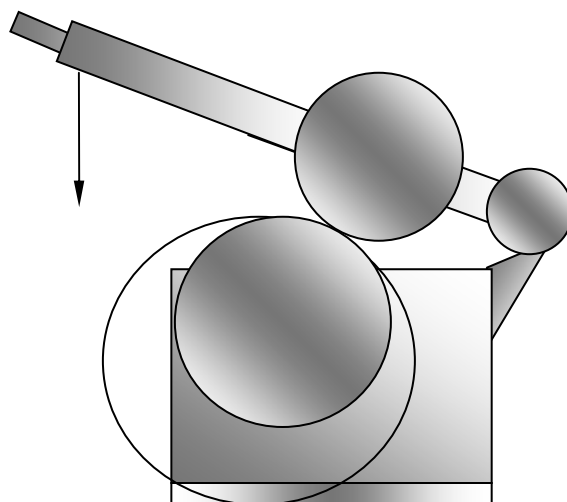


Figura 33. Paso 3

Luego se prende el motor y se deja que funcione durante 3 giros completos del rodillo inferior o hasta cuando se vea que el dobléz no sea tan pronunciado.

Luego se suelta el pedal y se retira el envase de la maquina. Y se repite el proceso para reformar un nuevo envase.

Cabe anotar que los rodillos están permanentemente girando y se debe tener cuidado al introducir el envase.

6. MANTENIMIENTO.

El mantenimiento de esta maquina esta basado en la lubricación de los diversos cojinetes y de los dos engranajes. La lubricación se hará por medio de la grasa lubricante Alvania EP 2000(EP significa extrema presión), esta grasa es capaz de garantizar que el eje no va a tener con la superficie del cojinete impidiendo que exista desgaste entre estas dos superficies.

Lubricación de los cojinetes.

La lubricación de estos cojinetes se hace por medio de una grasera que hace llegar la grasa desde el exterior hasta la superficie del cojinete.

La lubricación se debe hacer cada 8 horas de trabajo continuo evitando de esta manera que los residuos, que se producen por la fricción que se presenta entre la grasa y el cojinete, desgasten el cojinete.

Lubricación de los engranajes.

Los engranajes rectos operan de tal manera que se tiene lubricación elastohidrodinámica a las velocidades y cargas nominales. La película de lubricante evita el contacto entre dientes por medio de una pequeña capa. Para

garantizar esta situación es necesario que los engranajes posean un sistema de lubricación ya sea con un engrasador de goteo o con los engranajes parcial o totalmente sumergido, estos métodos de lubricación son factibles para engranajes que se encuentran encerrados, pero en el caso de engranajes abiertos es necesario utilizar grasas lubricantes, ya que esta debe adherirse en los dientes durante un periodo bastante largo, y debe resistir que sea quitado al restregarse los dientes de contacto

7. EVALUACIÓN ECONÓMICA.

El método que se utilizara para realizar la evaluación económica del proyecto será la TIR.

Costo de fabricación de la maquina.

1 Motor Eléctrico con	
Reductor de velocidades	\$ 800000.00
2 Engranajes rectos	\$ 250000.00
Poleas y correas	\$ 200000.00
Soporte de la maquina	\$ 350000.00
2 Ejes - Rodillos	\$ 300000.00
Accesorios	\$ 400000.00
Costo de Fab. de la maquina	\$ 2000000.00

Costo de fabricación del envase

Según información suministrada por el personal de SEATECH el costo de fabricación del envase es:

Costo de fabricación del envase **\$ 10000000.00**

Valor comercial del envase

Según información suministrada por el personal de SEATECH el valor comercial del envase es:

Costo de fabricación del envase **\$ 21120000.00**

Salario de los operarios.

El salario básico de la empresa para dos operarios es de:

Salario básico **\$ 450000.00**

En la operación de esta maquina es indispensable la presencia de 2 operarios, uno de ellos será el encargado de operar la maquina y el otro se encargara de organizar los envases reformados.

Sueldo operarios **\$ 900000.00**

Costo consumo de energía.

De acuerdo con la tabla de características del motor su potencia es de 0.37 kW. El tiempo de funcionamiento de la maquina por mes es de: 192 horas. El consumo de energía es entonces:

$$\text{Consumo} = (0.37)(192) = 71.04 \text{ kW} \cdot h$$

El valor del $\text{kW} \cdot h$ es de: $600 \frac{\$}{\text{kW} \cdot h}$

El costo del consumo de energía es:

$$\text{Costo Consumo} = (71.04)(600) = \$ 42624$$

Costo consumo de energía **\$ 42624.00**

Costo de Mantenimiento

El mantenimiento de este equipo es bastante económico puesto que este consiste en tan solo lubricar los cojinetes y los engranes. El valor de este mantenimiento es mensual.

Costo de mantenimiento **\$ 200000.00**



Figura 34. Diagrama de costos.

Se Traen todos los valores de futuro a presente. Y queda:

$$21120000 = 1140000 + 12000000(1+i)^1$$

Se despeja i de la ecuación y queda:

$$i = 66.5 \%$$

Entonces el interés es:

$$i = 66.5 \% \text{ mensual}$$

Este interés es mucho mayor que el valor de cualquier tasa de interés.

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Aunque la potencia teórica de consumo, es muy pequeña, es recomendable diseñar los elementos con base en una potencia mas elevada, para brindar seguridad en el diseño de la maquina.

La fuerza que se considera aplicada sobre el pedal, es en realidad un valor máximo, esto se hizo para diseñar los elementos en las condiciones mas criticas y prevenir fallas de estos.

Se hizo un manual de mantenimiento y operaciones para evitar, el mal funcionamiento de la maquina, es estrictamente necesario que el operario consulte estos manuales, antes da poner la maquina en funcionamiento.

El resorte y el tensor fueron seleccionados

Por recomendaciones técnicas de lo ingenieros mecánicos, los índices de calidad que se manejaron están en el rango de 5-12. los elementos con juego son los bujes con los ejes y pasadores; y los retenedores de movimiento axial con los ejes. Los bujes con las estructuras, los engranajes y poleas con los ejes, son ajustes de apriete.

Anexo A. Coeficiente de diámetro pequeño

TABLA 17.4 COEFICIENTES DE DIÁMETRO PEQUEÑO K_d [17.11] ϵ

D_2/D_1	K_d
1,000-1,019	1,00
1,020-1,032	1,01
1,033-1,055	1,02
1,056-1,081	1,03
1,082-1,109	1,04
1,110-1,142	1,05
1,143-1,178	1,06
1,179-1,222	1,07
1,223-1,274	1,08
1,275-1,340	1,09
1,341-1,429	1,10
1,430-1,562	1,11
1,563-1,814	1,12
1,815-2,948	1,13
2,949 y más	1,14

Anexo B. Secciones de la correa según potencia y velocidad

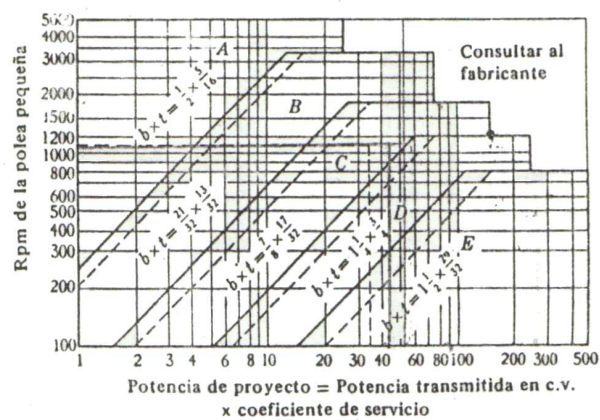


Fig. 17.14 Secciones de correa según la potencia y la velocidad. La potencia de proyecto es igual a la potencia transmitida multiplicada por el coeficiente de servicio. Las rectas diagonales continuas son según ASA [17.11]; las rectas diagonales de trazos concuerdan estrechamente con las de catálogo de la mayoría de fabricantes [17.13] *.

Anexo C. Coeficientes de servicio

TABLA 17.7 COEFICIENTES DE SERVICIO, N_{sf}

Sumar 0,2 a los valores dados para cada una de las siguientes condiciones: servicio continuo (más de 16 horas por día); ambiente húmedo; transmisiones con polea loca; transmisiones aceleradas. Restar 0,2 si el funcionamiento es completamente intermitente o de temporada. Estos coeficientes representan términos medios de los valores que se encuentran en la literatura técnica, atendiendo principalmente a las referencias (17.1, 17.11) y en particular para correas trapezoidales; sin embargo, pueden servir de guía para otros elementos de transmisión.

MÁQUINAS CONDUCTIDAS	MÁQUINAS CONDUCTORAS	
	Motors eléctricos C.A. fase partida C.A. de jaula ar- dilla par normal, y sincrónicos C.C. devanado en derivación Ruedas hidráulicas Turbinas hidráulicas y de vapor Motores de combus- tión interna (trans- misión hidráulica)	Motors eléctricos C.A. monofásicos devanado serie C.A. alto par o alto desli- zamiento C.A. anillos rozantes C.A. inducción de repulsión C.A. con condensador C.C. devanado compuesto Máquinas de vapor y ejes de transmisión Embrague sobre eje conduc- tor o conducido
Agitadores, líquido Fresadoras para levas Transportadores, empaquetadoras Taladradoras, tornos. Tornos o máquinas de roscar. Pequeños ventiladores hasta 10 CV.	1,1	1,2
Compresores y sopladores (giratorios). Transportadores de mineral, arena. Dínamos y alternadores. Ejes de transmisión o de línea Máquinas-herramientas (otras) Máquinas de imprimir Bombas (giratorias) Cizalladoras.	1,2	1,4
Molinos de bolas Mezcladoras (papel) Sierras circulares Compresores (alternativos). Transportadores, de cangilones, de banda articulada, de tornillo sinfín, de cadena sinfín con arrastre Trituradoras, machacadoras, etc. Molinos de martillos Pulverizadoras Bombas (alternativas) Punzonadoras, prensas Hélices Tambores clasificadores, cribadoras. Molinos tubulares.	1,4	1,6
Cabrestantes o tornos izadores Ventiladores de minas Ventiladores de acción directa Continuas de hilar Tambores o barriles de frotación Retoreedoras (textiles)	1,6	1,8

Anexo D. Coeficientes de arco de contacto

TABLA 17.5 COEFICIENTES DE ARCO DE CONTACTO, K_{θ} [17-13]

$\frac{D_2 - D_1}{C}$	K_{θ}	
	VV	V-plana
0,00	1,00	0,75
0,10	0,99	0,76
0,20	0,97	0,78
0,30	0,96	0,79
0,40	0,94	0,80
0,50	0,93	0,81
0,60	0,91	0,83
0,70	0,89	0,84
0,80	0,87	0,85
0,90	0,85	0,85
1,00	0,82	0,82
1,10	0,80	0,80
1,20	0,77	0,77
1,30	0,73	0,73
1,40	0,70	0,70
1,50	0,65	0,65

Anexo E. Longitudes normalizadas de correas

TABLA 17.3 LONGITUDES NORMALIZADAS DE CORREAS TRAPEZOIDALES NORTEAMERICANAS CONSTANTES DE POTENCIA [17.13]

El valor D_s mín es el diámetro primitivo de la polea menor que debe utilizarse con esta sección. Si se emplea una polea más pequeña, lo probable es que la correa tenga poca duración. L está expresada en pulgadas (y en centímetros).

SECCIÓN A		SECCIÓN B		SECCIÓN C		SECCIÓN D	
D_s mín = 3 pulg (7,62 cm)		D_s mín = 5,4 pulg (13,71 cm)		D_s mín = 9 pulg (22,86 cm)		D_s mín = 13 pulg (33 cm)	
Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)
A26	27,3 (69,3)	B35	36,8 (93,4)	C51	53,9 (136,9)	D120	123,3 (313,1)
A31	32,5 (82,0)	B38	39,2 (101,1)	C60	62,9 (159,7)	D128	131,3 (333,5)
A35	36,3 (92,2)	B42	43,8 (111,2)	C68	70,9 (180,0)	D144	147,3 (374,1)
A38	39,3 (99,8)	B46	47,8 (121,4)	C75	77,9 (197,8)	D158	161,3 (409,7)
A42	43,3 (109,9)	B51	52,8 (134,1)	C81	83,9 (213,1)	D173	176,3 (447,8)
A46	47,3 (120,1)	B55	56,8 (144,2)	C85	87,9 (223,2)	D180	183,3 (465,5)
A51	52,3 (132,8)	B60	61,8 (156,9)	C90	92,9 (235,9)	D195	198,3 (503,6)
A55	56,3 (143,0)	B68	69,8 (177,2)	C96	98,9 (251,2)	D210	213,3 (541,7)
A60	61,3 (155,7)	B75	76,8 (195,0)	C105	107,9 (274,0)	D240	240,8 (611,6)
A68	69,3 (176,0)	B81	82,8 (210,3)	C112	114,9 (291,8)	D270	270,8 (687,8)
A75	76,3 (193,0)	B85	86,8 (220,4)	C120	122,9 (312,1)	D300	300,8 (764,0)
A80	81,3 (206,5)	B90	91,8 (233,1)	C128	130,9 (332,4)	D330	330,8 (840,2)
A85	86,3 (219,2)	B97	98,8 (250,9)	C144	146,9 (373,1)	D360	360,8 (916,4)
A90	91,3 (231,9)	B105	106,8 (271,2)	C158	160,9 (408,6)	D390	390,8 (992,6)
A96	97,3 (247,1)	B112	113,8 (289,0)	C173	175,9 (446,7)	D420	420,8 (1068,8)
A105	106,3 (270,0)	B120	121,8 (308,3)	C180	182,9 (464,5)	D480	480,8 (1221,2)
A112	113,3 (287,7)	B128	129,8 (329,6)	C195	197,9 (502,6)	D540	540,8 (1373,6)
A120	121,3 (308,1)	B144	145,8 (370,3)	C210	212,9 (540,7)	D600	600,8 (1526,0)
A128	129,3 (328,4)	B158	159,8 (405,8)	C240	240,9 (611,8)	D660	660,8 (1672,4)
		B173	174,8 (444,0)	C270	270,9 (688,0)		
		B180	181,8 (461,7)	C300	300,9 (764,2)		
		B195	196,8 (499,8)	C330	330,9 (840,4)		
		B210	211,8 (537,9)	C360	360,9 (916,6)		
		B240	240,3 (610,3)	C390	390,9 (992,8)		
		B270	270,3 (688,0)	C420	420,9 (1069,0)		
		B300	300,3 (762,7)				
Constantes para potencia nominal: $a = 2,684$ $c = 5,326$ $e = 0,0136$		Constantes para potencia nominal: $a = 4,737$ $c = 13,962$ $e = 0,0234$		Constantes para potencia nominal: $a = 8,792$ $c = 38,819$ $e = 0,0416$		Constantes para potencia nominal: $a = 18,788$ $c = 137,7$ $e = 0,0848$	

ALGUNOS DIÁMETROS DE POLEA NORMALIZADOS

Varía en aumentos de 0,2 pulg (0,50 cm) desde 2,6 pulg (6,6 cm) hasta 5,2 pulg (13,20 cm); luego en aumentos de 0,4 pulg (1,01 cm) hasta 6,4 pulg (16,25 cm); luego los diámetros de 7; 8,2; 9; 10,6; 12; 15; 18 pulg (o sea, respectivamente, 17,78; 20,82; 22,86; 26,92; 30,48; 38,10; 54,72 cm).	Varía en aumentos de 0,2 pulg (0,50 cm) hasta 4,6 pulg (11,68 cm); luego los diámetros de 5; 5,2; 5,4; 5,6; 6; 6,4; 6,8; 7,4; 8,6; 9,4; 11; 12,4; 15,4; 18,4; 20; 25; 30; 38 pulg (o sea, respectivamente, 12,70; 13,20; 13,71; 14,22; 15,24; 16,25; 17,27; 18,79; 21,84; 23,87; 27,94; 31,50; 39,12; 46,74; 50,80; 63,50; 76,20; 96,52 centímetros).	Varía en aumentos de 0,5 pulg (1,27 cm) desde 7 pulg (17,78 cm) hasta 11 pulg (27,94 cm); luego en aumentos de 1 pulg (2,54 cm) hasta 14 pulg (35,56 cm); de 2 pulg (5,08 cm) hasta 20 pulg (50,80 cm); luego los diámetros de 24, 30, 36, 44, 50 pulg (o sea, respectivamente, 60,96; 76,20; 91,44; 111,76; 127 centímetros).	Varía en aumentos de 0,5 pulg (1,27 cm) desde 13 pulg (33,02 cm) hasta 16 pulg (40,64 cm); luego los diámetros de 18, 22, 27, 33, 40, 48, 58 pulg (o sea, respectivamente, 45,72; 55,88; 68,58; 83,82; 101,60; 121,92; 147,32 cm).
---	---	--	--

Anexo F. Composición química de los aceros al carbono AISI

Tabla 6.2.12a Composición química de los aceros al carbono AISI

Designación de grado AISI	Límites de la composición química (análisis de hornada), %			
	C	Mn	P	S
1006	0.08 máx	0.25–0.40	0.04 máx	0.05 máx
1008	0.10 máx	0.30–0.50	0.04 máx	0.05 máx
1010	0.08–0.13	0.30–0.60	0.04 máx	0.05 máx
1012	0.10–0.15	0.30–0.60	0.04 máx	0.05 máx
1015	0.13–0.18	0.30–0.60	0.04 máx	0.05 máx
1016	0.13–0.18	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1017	0.15–0.20	0.30–0.60	0.04 máx	0.05 máx
1018	0.15–0.20	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1019	0.15–0.20	0.70–1.00	0.04 máx	0.05 máx
1020	0.18–0.23	0.30–0.60	0.04 máx	0.05 máx
1021	0.18–0.23	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1022	0.18–0.23	0.70–1.00	0.04 máx	0.05 máx
1023	0.20–0.25	0.30–0.60	0.04 máx	0.05 máx
1025	0.22–0.28	0.30–0.60	0.04 máx	0.05 máx
1026	0.22–0.28	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1030	0.28–0.34	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1035	0.32–0.38	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1037	0.32–0.38	0.70–1.00	0.04 máx	0.05 máx
1038	0.35–0.42	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1039	0.37–0.44	0.70–1.00	0.04 máx	0.05 máx
1040	0.37–0.44	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1042	0.40–0.47	0.60–0.90	0.04 máx	0.05 máx
1043	0.40–0.47	0.70–1.00	0.04 máx	0.05 máx

Anexo G. Factores de corrección de longitud

TABLA 17.6 FACTORES DE CORRECCIÓN DE LONGITUD K_L [17-11]

DESIGNACIÓN DE LA LONGITUD NORMALIZADA		SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA CORREA				
cm	pulg	A	B	C	D	E
66,0	26	0,81
78,7	31	0,84
88,9	35	0,87	0,81
96,5	38	0,88	0,83
105,6	42	0,90	0,85
115,8	46	0,92	0,87
129,5	51	0,94	0,89	0,80
139,7	55	0,96	0,90
152,4	60	0,98	0,92	0,82
172,7	68	1,00	0,95	0,85
190,5	75	1,02	0,97	0,87
207,2	80	1,04
205,7	81	..	0,98	0,89
215,9	85	1,05	0,99	0,90
228,6	90	1,06	1,00	0,91
243,8	96	1,08	..	0,92
246,2	97	..	1,02
266,7	105	1,10	1,04	0,94
284,5	112	1,11	1,05	0,95
304,8	120	1,13	1,07	0,97	0,86	..
325,1	128	1,14	1,08	0,98	0,87	..
365,8	144	..	1,11	1,00	0,90	..
401,3	158	..	1,13	1,02	0,92	..
439,4	173	..	1,15	1,04
457,2	180	..	1,16	1,05	0,94	0,91
495,3	195	..	1,18	1,07	0,96	0,92
533,4	210	..	1,19	1,08	0,96	0,94
609,6	240	..	1,22	1,11	1,00	0,96
685,8	270	..	1,25	1,14	1,03	0,99
762,0	300	..	1,27	1,16	1,05	1,01
838,2	330	1,19	1,07	1,03
914,4	360	1,21	1,09	1,05
990,6	390	1,23	1,11	1,07
1066,8	420	1,24	1,12	1,09
1219,2	480	1,16	1,12
1371,6	540	1,18	1,14
1524,0	600	1,20	1,17
1676,4	660	1,23	1,19

Anexo H. Barra de sección circular en torsión con estrechamiento y entalle

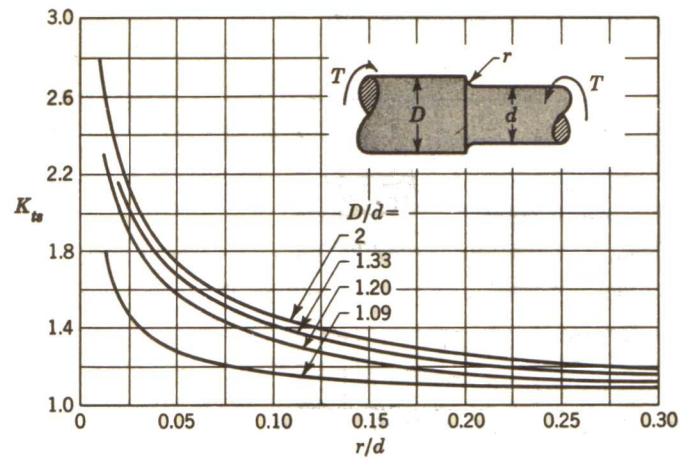


FIGURA A-26-8 Barra de sección circular en torsión con estrechamiento y entalle. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

Anexo I. Efecto de la temperatura de operación

TABLA 7-5

Efecto de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero. * (S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo; $0.099 \leq \bar{\sigma} \leq 0.110$)

TEMPERATURA, °C	S_T/S_{RT}	TEMPERATURA, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

Anexo J. Características de roscas unificadas

Tabla 8-2 CARACTERÍSTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC y UNF*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie basta—UNC			Serie fina—UNF		
		Hilos por pulg N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área al diámetro menor A_r , pulg ²	Hilos por pulg N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área al diámetro menor A_r , pulg ²
C	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	1.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.315	1.260

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

Anexo K. Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros

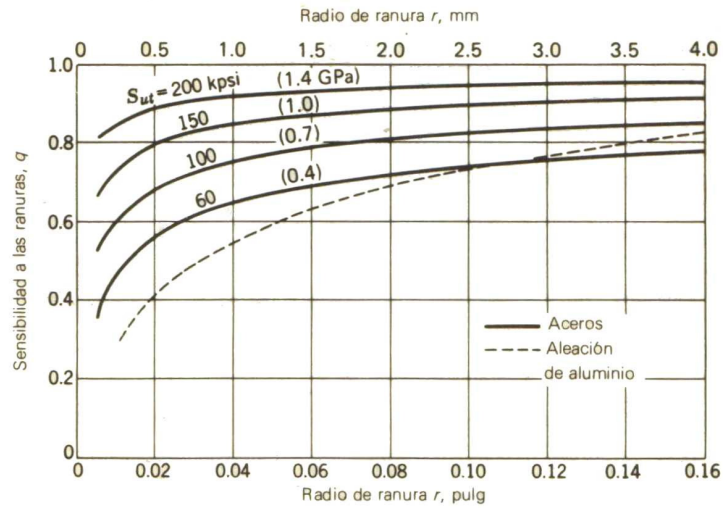


FIGURA 7-18 Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente. En el caso de radios de ranura grandes se usan los valores de q correspondientes a $r = 0.16$ pulg (4 mm). (Reproducido con permiso de George Sines y J. L. Waisman (dirs. eds.), "Metal Fatigue", McGraw-Hill, Book Company, Nueva York, 1959, pp. 296, 298.)

Anexo L. Juegos diametrales típicos

TABLA 11.1' JUEGOS DIAMETRALES TÍPICOS, PULGADAS [11.24, 11.25]

Hasta diámetro de eje de →	1/2	1	2	3 1/2	5 1/2
Cigüeñal de automóvil					
Cojinete forrado con anti- fricción «babbitt»			0,0015	0,0025	
Cobre cadmio plata			0,002	0,003	
Cobre plomo			0,0025	0,0035	
Vástago de precisión, templa- do, esmerilado, lapeado en casquillo de bronce; $v_m <$ < 500 fpm, $p < 500$ psi; 8-16 μpulg media geomé- trica	0,00025 a 0,00075	0,00075 a 0,0015	0,0015 a 0,0025	0,0025 a 0,0035	0,0035 a 0,005
Vástago de precisión, templa- do, lapeado en casquillo de bronce; $v_m > 500$ fpm, $p >$ > 500 psi; 8-16 μpulg media geométrica	0,0005 a 0,001	0,001 a 0,002	0,002 a 0,003	0,003 a 0,0045	0,0045 a 0,0065
Motor eléctrico o generador, muñón esmerilado en cas- quillo de bronce mandrila- do o con metal antifricción; 16-32 μpulg media geomé- trica	0,0005 a 0,0015	0,001 a 0,002	0,0015 a 0,0035	0,002 a 0,004	0,003 a 0,006
Máquinas en general, muñón torneado o laminado en frío en casquillo de bronce es- cariado o con antifricción; 32-63 μpulg media geomé- trica	0,002 a 0,004	0,0025 a 0,0045	0,003 a 0,005	0,004 a 0,007	0,005 a 0,008
Máquinas bastas, muñón tor- neado o laminado en frío en cojinete antifricción colado; 63-152 μpulg media geomé- trica	0,003 a 0,006	0,005 a 0,009	0,008 a 0,012	0,011 a 0,016	0,014 a 0,020

Anexo M. Variable de espesor mínimo de película

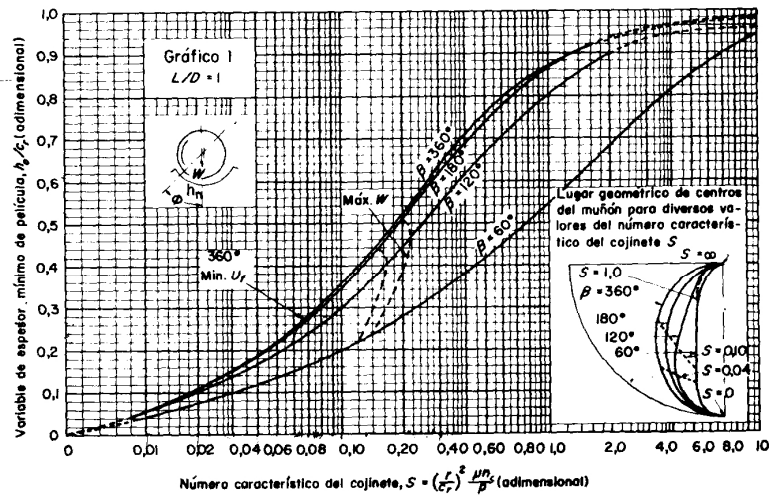


Fig. AF 17 Variable de espesor mínimo de película en función del número de Sommerfeld S (con flujo lateral). (Cortesía de Raimondi y Boyd [11.7] y Westinghouse Electric.)

Anexo N. Variable del coeficiente de rozamiento

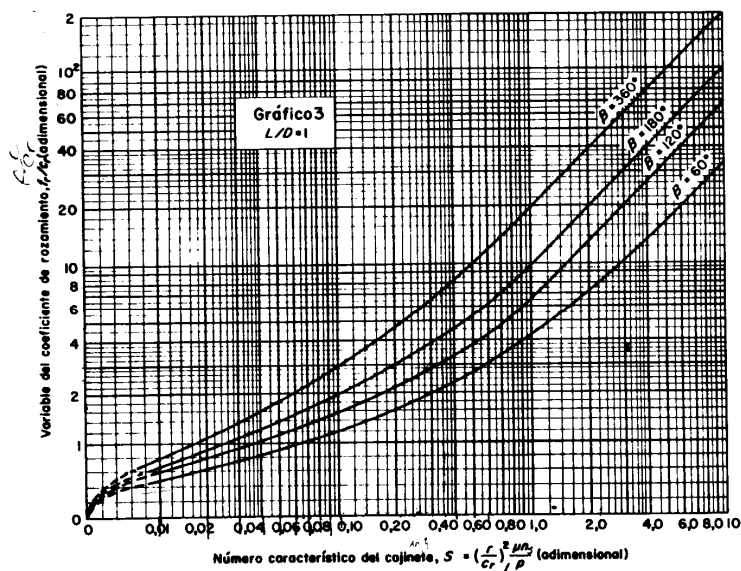


Fig. AF 18 Variable del coeficiente de rozamiento en función del número de Sommerfeld S (con flujo lateral). (Cortesía de Raimondi y Boyd [11.7] y Westinghouse Electric.)

Anexo O. viscosidades típicas de los aceites

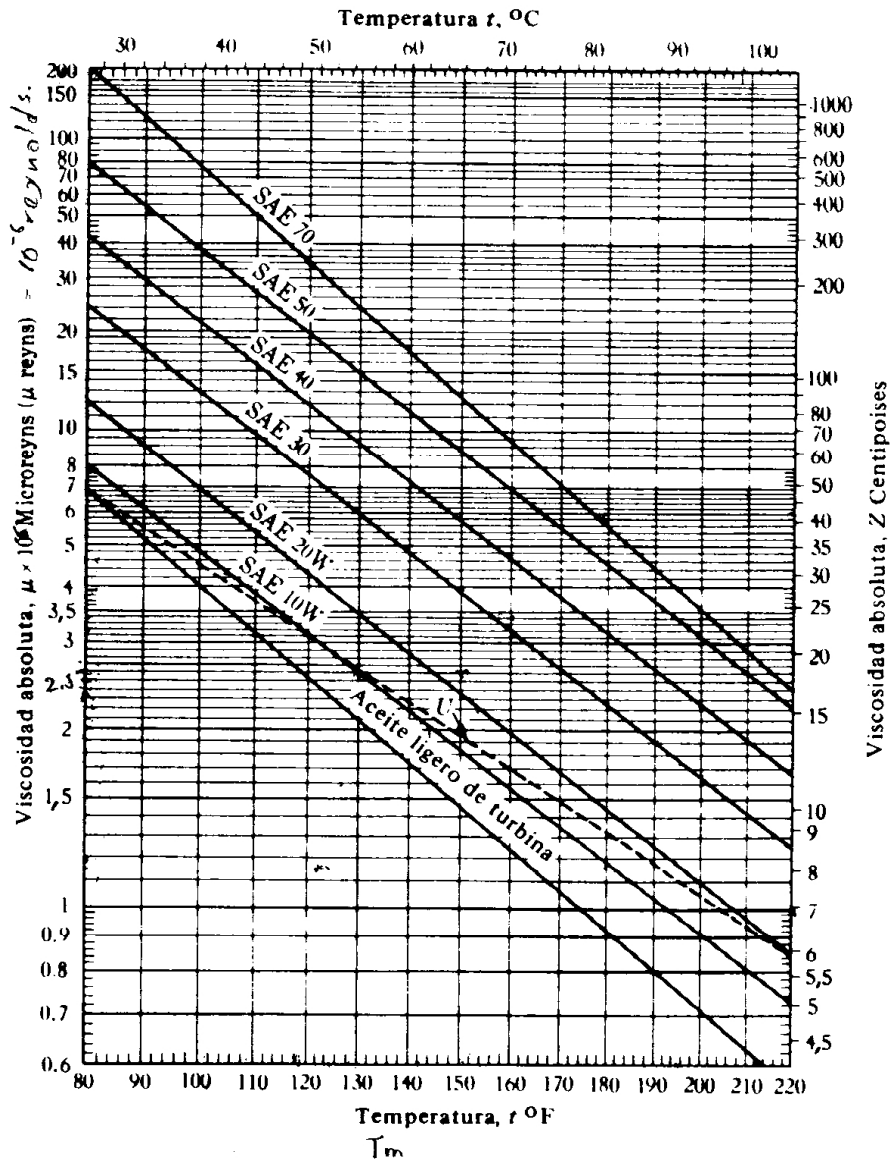


Fig. AF 16 Viscosidades típicas de los aceites. Para cojinetes de lubricación por anillo, usualmente SAE 20 (o equivalente) o más ligero. Gráfico de SAE 70 por cortesía de Westinghouse Electric Corp. La curva de trazos *U* es para un aceite de alto índice de viscosidad, Uniflow, valores típicos de ensayo, Standard Oil de N.J. Los otros datos son de The Texas Co. Como promedio un aceite SAE 10W-30 tiene una viscosidad un poco menor que el SAE 30 a 99° C (210° F) y un poco mayor que el SAE 10 a 37,8° C (100° F).

Anexo P. Parámetros Adimensionales de funcionamiento para cojinetes completos

TABLA AT 20 PARÁMETROS ADIMENSIONALES DE FUNCIONAMIENTO PARA COJINETES COMPLETOS, CON FLUJO LATERAL

Cortesía de Raimondi y Boyd^[11.7] y Westinghouse Electric. Valores de h_0/c_r para cojinetes óptimos, de carga máxima y rozamiento mínimo, respectivamente: para $L/D = \infty$, 0,66, 0,60; para $L/D = 1$, 0,53, 0,30; para $L/D = 0,5$, 0,43, 0,12; para $L/D = 0,25$, 0,27, 0,03.

L/D	ϵ	$\frac{h_0}{c_r}$	S	ϕ	$\frac{r}{c_r} f$	$\frac{q}{rc_r n_s L}$	$\frac{q_s}{q}$	$\frac{\rho c \Delta t_o}{p}$	$\frac{p}{p_{max}}$
∞	0	1,0	∞	(70,92)	∞	π	0	∞	—
	0,1	0,9	0,240	69,10	4,80	3,03	0	19,9	0,826
	0,2	0,8	0,123	67,26	2,57	2,83	0	11,4	0,814
	0,4	0,6	0,0626	61,94	1,52	2,26	0	8,47	0,764
	0,6	0,4	0,0389	54,31	1,20	1,56	0	9,73	0,667
	0,8	0,2	0,021	42,22	0,961	0,760	0	15,9	0,495
	0,9	0,1	0,0115	31,62	0,756	0,411	0	23,1	0,358
	0,97	0,03	—	—	—	—	0	—	—
	1,0	0	0	0	0	0	0	∞	0
	1	0	1,0	∞	(85)	∞	π	0	∞
0,1		0,9	1,33	79,5	26,4	3,37	0,150	106	0,540
0,2		0,8	0,631	74,02	12,8	3,59	0,280	52,1	0,529
0,4		0,6	0,264	63,10	5,79	3,99	0,497	24,3	0,484
0,6		0,4	0,121	50,58	3,22	4,33	0,680	14,2	0,415
0,8		0,2	0,0446	36,24	1,70	4,62	0,842	8,00	0,313
0,9		0,1	0,0188	26,45	1,05	4,74	0,919	5,16	0,247
0,97		0,03	0,00474	15,47	0,514	4,82	0,973	2,61	0,152
1,0		0	0	0	0	—	1,0	0	0
$1/2$		0	1,0	∞	(88,5)	∞	π	0	∞
	0,1	0,9	4,31	81,62	85,6	3,43	0,173	343,0	0,523
	0,2	0,8	2,03	74,94	40,9	3,72	0,318	164,0	0,506
	0,4	0,6	0,779	61,45	17,0	4,29	0,552	68,6	0,441
	0,6	0,4	0,319	48,14	8,10	4,85	0,730	33,0	0,365
	0,8	0,2	0,0923	33,31	3,26	5,41	0,874	13,4	0,267
	0,9	0,1	0,0313	23,66	1,60	5,69	0,939	6,66	0,206
	0,97	0,03	0,00609	13,75	0,610	5,88	0,980	2,56	0,126
	1,0	0	0	0	0	—	1,0	0	0
	$1/4$	0,0	1,0	∞	(89,5)	∞	π	0	∞
0,1		0,9	16,2	82,31	322,0	3,45	0,180	1287,0	0,515
0,2		0,8	7,57	75,18	153,0	3,76	0,330	611,0	0,489
0,4		0,6	2,83	60,86	61,1	4,37	0,567	245,0	0,415
0,6		0,4	1,07	46,72	26,7	4,99	0,746	107,0	0,334
0,8		0,2	0,261	31,04	8,80	5,60	0,884	35,4	0,240
0,9		0,1	0,0736	21,85	3,50	5,91	0,945	14,1	0,180
0,97		0,03	0,0101	12,22	0,922	6,12	0,984	3,73	0,108
1,0		0	0	0	0	—	1,0	0	0

En unidades métricas:

$$q \text{ cm}^3/\text{seg} \quad \rho \approx 0,83 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3 \quad c = 17\,080 \text{ cm-kg/kg}^\circ\text{C} \quad \rho c = 14,17$$

En unidades inglesas:

$$q \text{ pulg}^3/\text{seg} \quad \rho \approx 0,03 \text{ lb/pulg}^3 \quad c = 3734 \text{ pulg-lb/lb}^\circ\text{F} \quad \rho c = 112 \frac{\text{Lb} \cdot \text{in}}{\text{in}^3 \cdot \text{°F}}$$