UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

Área de la Energía, de las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables

Escuela de Ingeniería Electromecánica.

TESIS

TÍTULO:

"CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA ENVASADORA DE LECHE"

AUTOR : Carlos Eduardo Campoverde Ruiz

DIRECTOR : Ing. Armando Salgado Valarezo

LOJA-ECUADOR

2004.

Autoría

EL Presente Trabajo fue investigado y elaborado con el criterio del Autor; declarando como dueño legítimo de lo investigado en el siguiente trabajo de Tesis.

Agradecimiento

"Doy gracias a mis Padres, que dentro de las calamidades pasadas, supieron apoyarme en los momentos más difíciles, brindándome cariño y apoyo de toda índole, de igual manera a los docentes de la carrera que impartieron sus conocimientos sin egoísmos, y por último, agradecer sobre todas las cosas, a Dios, que me guía y protege todos los días."

Dedicatoria

A mi Madre, Amadita Ruiz; que es el ser mas lindo de este mundo, que cree en mí, y me comprende; que a pesar de los momentos difíciles que puedan llegar, me brinda el amor suficiente para sobresalir de ellos.

A mi padre, Carlos Campoverde; que es mi referente para ser un hombre de bien, honrado y luchador ante la vida.

A mis hermanos, Freddy, Paulina, y Ximena; que son mis compañeros y amigos, además son pilares importantes en las decisiones trascendentes de mi vida.

RESUMEN

La presente Investigación, está proyectada a coadyuvar al desarrollo técnico industrial del sector Sur de este País, y va enfocada a la implementación de tecnología moderna, que los procesos de producción en el campo alimenticio, específicamente Lácteo necesita. En dicho trabajo se proporciona estudios referentes al cálculo y diseño de una envasadora de leche, en la cual se realizó lo siguiente: Primero se presenta aspectos generales para la elección del inyector y su funcionamiento, también incorpora la descripción de elementos importantes de la utilización de un PLC en el control de la envasadora; Así mismo cálculos mecánicos, influyentes para el diseño de una bomba removedora y un árbol de levas, seguidamente un el diseño del perfil de las levas mediante la medición secuencial de ángulos, radios y desplazamiento del seguidor. Todos estos cálculos nos proporcionó los suficientes datos para el Diseño de la Maquina Envasadora de Leche, presentes en los Anexos.

SUMMARY

The present Investigation, it is projected to cooperate to the industrial technical development of the South sector of this Country, and she goes focused to the implementation of modern technology that the production processes in the nutritious field, specifically Milky he/she needs. In this work it is provided relating studies to the calculation and design of an Tinner of milk, in which was carried out the following thing: First it is presented general aspects for the election of the injector

and their operation, it also incorporates the description of important elements of the use of a PLC in the control of the Tinner; Likewise mechanical calculations, influential for the design of a bomb to remove and a tree of levies, subsequently a the design of the profile of the levies by means of the sequential mensuration of angles, radios and the follower's displacement. All these calculations provided us the enough data for the Design of tinner of Milk it Schemes it, present in the Annexes.

INDICE

Certificación.....i

Autoría.....ii

Agradecimiento.....iii

Dedicatoria.....iv

Resumen.....v

Índice.....vii

CAPITULO I

Introducción.....2

CAPITULO II

Revisión de Literatura.....5

1. Velocidad periférica tangencial..... 6
2. Velocidad Lineal.....6
3. Resistencia de materiales.....6
4. Torsión.....7
5. Efectos de torsión.....7
6. Momento torsor.....8
7. Potencia.....8
8. Árboles y ejes.....9
9. Uniones Soldadas.....9
10. Soldadura a tope.....10

11. Transmisiones.....11

12. Tipos de transmisiones.....12

13. Cojinetes de rodamiento.....12

14. Cojinetes de deslizamiento.....14

15. Velocidad angular.....14

16. Aceleración angular.....15

17. Fuerza centrífuga y centrípeta.....15

18. Equilibrio.....15

19. Rotación de cuerpos sólidos en un plano alrededor ejes fijos.....16

20. Aceros inoxidables.....16

21. Diseño de Acoplamientos.....17

22. Ajustes y Tolerancias.....19

23. Diseño de elementos de máquinas sometidas a la acción de cargas Variables.....22

24. Mecanismos.....25

CAPITULO III

Cálculos:.....31

3.1 Generalidades Técnicas de la envasadora.....32

3.2 Cálculos para los límites y características de la Envasadora.....38

3.3 Cálculos de bomba Removedora.....40

3.4 Cálculo de la Potencia de la Bomba Alimentadora.....47

3.5 Cálculo de mecanismos periféricos (medidas).....48

3.6 Cálculo , elementos mecánicos.....50

3.7 Cálculo del árbol de levas.....57

3.8 Cálculo de levas.....70

3.9 Cálculo de las palancas.....75

3.10 Cálculo, Sistemas de brazos y palancas de para el movimiento de mecanismos. arrastre anterior.....80

3.11 Cálculo de engranajes.....82

3.12 Cálculo de la Potencia del Motor Eléctrico.....86

3.13 Análisis económico de la producción de la envasadora de leche.....87

CAPITULO IV

Resultados y Pruebas (simulaciones).....90

4.1 Efectos de Contracción y Expansión Termales de las Palancas y Ejes.....91

4.2 Simulación del Funcionamiento de La Envasadora de Leche controlada por un PLC LOGO.....94

CAPITULO V

Conclusiones.....100

CAPITULO VI

Recomendaciones.....102

BIBLIOGRAFÍA.....104

ANEXOS.....106

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

En la activación industrial de Loja, se ve forzada la implementación de tecnología moderna, que los procesos de producción se realicen con gran eficiencia, y bajo costo, para poder competir en el mercado nacional sobre todo en los productos alimenticios. De aquí impera la necesidad de poner al mercado maquinaria de producción que cumpla con los requerimientos básicos que necesita la industria,

Esta investigación presenta la aplicación de conocimientos relacionados con cálculo y diseño de maquinaria industrial, especialmente en la utilización de mecanismos sincronizados; basado en estos principios se pone como guía métodos útiles para el desarrollo del cálculo y diseño de la Envasadora de Leche. Para lo cual el Tema en mención se fundamenta en la consulta de los siguientes libros: *MECANISMOS-MAQUI8NAS, DELMAR PUBLISHERS, INEN Dibujo Técnico Mecánico, ENGRANAJES.-G. Pollone/Jpinto*

El desarrollo de esta investigación pone como objetivo el presentar algún tipo de alternativa, en métodos o elementos técnicos y tecnológicos que conlleven a un mejor aprovechamiento de recursos y por ende a un desarrollo industrial

Para el funcionamiento de la envasadora de Leche, debe existir una alta sincronización de los mecanismos creados y adaptados en la máquina Para el cálculo y diseño de estos dispositivos, Primeramente se hace una revisión de literatura que incluyen conocimientos básicos de mecánica, y luego se hace un sondeo de maquinaria relacionada con los mismos, de la misma forma se utiliza sofwares que son de gran utilidad en el cálculo y simulación de algunas pruebas .

Apoyado en conocimientos adquiridos en la carrera, se procede a realizar los cálculos básicos, con los cuales se obtiene dimensiones y datos técnicos, que permiten la elección de elementos que satisfagan, las exigencias mecánicas y tecnológicas de estos dispositivos para efectuar el diseño de la Envasadora de Leche,

Este trabajo de cálculo y diseño concluye con la exposición de conclusiones, recomendaciones, y anexos que hemos llevado a desarrollar de esta tesis.

Para esclarecer de una mejor manera los procesos que se han seguido, para seleccionar los diferentes elementos concluimos nuestro trabajo con la presentación de anexos, en las cuales constan tablas y datos técnicos utilizados en nuestra investigación.

En el desarrollo de la Tesis se propuso alcanzar los siguientes objetivos:

Objetivo general

"CALCULAR Y DISEÑAR UNA MAQUINA ENVASADORA DE LECHE"

Objetivos específicos:

1. Diseñar una máquina Envasadora de Leche con una productividad de Envasado, de 240000 m^3 por hora.

2. Que los egresados de ingeniería electromecánica de la UNL están con conocimientos básicos para diseñar y calcular maquinaria para la pequeña industria de Loja.

CAPITULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

1. VELOCIDAD PERIFÉRICA TANGENCIAL

Es la velocidad que tiene un determinado punto, el cual escribe una circunferencia

$$v = \omega \times r \qquad (1.1)$$

v -- velocidad

ω -- velocidad angular

r -- radio

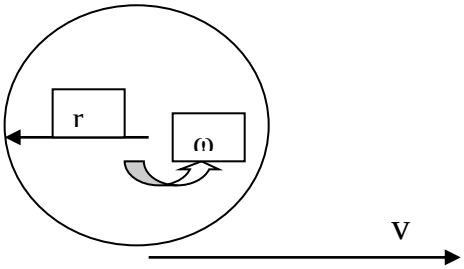


Figura. 1:Todo cuerpo que gira experimenta una velocidad Periférica tangencial Dependiendo del radio y velocidad angular

2. VELOCIDAD LINEAL

Se llama velocidad lineal, al cociente entre el espacio recorrido, en la unidad de tiempo.

v -- velocidad

e -- espacio

t – tiempo

$$v = \frac{e}{t} \qquad (2.1)$$

3. RESISTENCIA DE MATERIALES

" Estudia y establece las relaciones entre las cargas exteriores aplicadas y sus efectos en el interior de los sólidos." [1]Además no supone que los sólidos son idealmente indeformables, sino que las deformaciones, por muy pequeñas que sean, tienen gran interés. Las propiedades del material de que se construye una

[1] STIOPIN P.A. , Resistencia de Materiales.

estructura o una maquina, afecta tanto a su elección como al diseño, ya que se debe satisfacer las condiciones de trabajo en resistencia y rigidez.

4. TORSIÓN

Consideremos una barra sujeta rígidamente a un extremo y sometidas el otro a un par, aplicado a un plano perpendicular a un eje, se dice que esa barra está sometida a torsión.

$$T = F \times d \tag{4.1}$$

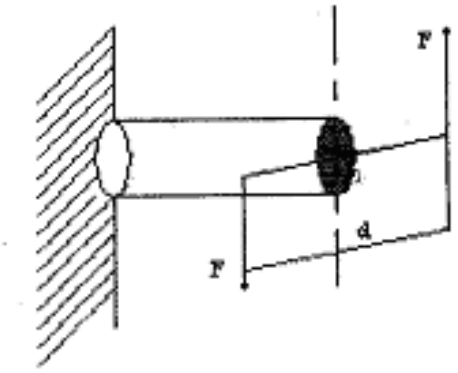


Figura. 2: Barra sometida a un Torque

5. EFECTOS DE TORSIÓN

Los efectos de la aplicación de una carga de torsión a una barra son :

- Producir un desplazamiento angular de la sección de un extremo respecto a otro
- Originar tensiones cortantes en cualquier sección de la barra perpendicular de su eje.

6. MOMENTO TORSOR

A veces a lo largo de un eje actúan una serie de pares; en este caso, es conveniente introducir un nuevo concepto. El momento torsor se define para cada sección de la barra, como la suma algebraica de los momentos de los pares aplicados situados a un lado de la sección, considerando naturalmente que la elección del lado es arbitrario en cada caso.

Para eje macizo

τ max – tension cortante máxima

T – par transmitido

D -- Diametro

$$\tau_{max} = \frac{16T}{\pi.D^3} \qquad (6.1)$$

Para eje hueco

$$\tau_{max} = 5.1\frac{-T}{D^3}\, x\, \frac{-\ 1}{1-8^4} \qquad (6.2)$$

7. POTENCIA

"Si una fuerza realiza un trabajo ΔT durante un intervalo de tiempo Δt, La potencia P de esa fuerza se define como

$$P = \frac{\Delta T}{\Delta t} \text{ ,,}^{1} \qquad (7.1)$$

Teniendo en cuenta las perdidas en las transmisiones mecánicas de la máquina-herramienta, la potencia del electromotor vale:

$$Pm = \frac{-P}{\eta} \qquad (7.2)$$

Como el rendimiento (η) depende de la carga útil, velocidad de rotación, construcción de sus elementos y calidad de su fabricación, para las máquinas –

[1] ALVARENGA MÁXIMO, Física general 3era edición 1983

herramientas con movimiento principal rotativo y accionamiento monomotor, el rendimiento total de la maquina se encuentra en los limites 0.75....0.85

8. ÁRBOLES Y EJES

Los elementos en los cuales van montadas piezas que giran (poleas, ruedas dentadas, levas etc.) se llaman ejes y árboles. Los ejes se diferencian de los árboles por sus condiciones de funcionamiento. Los ejes soportan las piezas que giran, no transmite movimiento y solo están sometidas a flexión; los árboles son, como los ejes piezas sustentadoras, pero además transmiten momento y están sometidas no solo a flexión, sino también torsor.

Los ejes y árboles soportan las piezas de transmisión y a su vez se apoyan en piezas sustentadoras en reposo denominadas cojinetes o tejuelos. Las partes extremas de un árbol o eje se apoya en un soporte en reposo y que impiden el deslizamiento axial del árbol o eje, reciben el nombre de gorrones o pivotes y pueden tener forma plana, esférica o cónica.

9. UNIONES SOLDADAS

El medio más utilizado actualmente para resolver las uniones en construcciones metálicas es "la soldadura eléctrica por arco, en éste método se provoca un arco eléctrico entre la pieza que se ha de efectuar la soldadura y un electrodo, que constituye el metal de aportación."[1]

[1] LOVE L. CarL, Procedimientos y aplicaciones de soldadura

El calor desarrollado produce la fusión del electrodo que deposita un cordón de material en la junta que se trata de soldar, llamado cordón de soldadura.

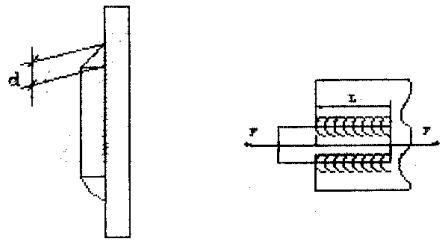


Figura. 3:Ilustrasion del cordon de soldarura

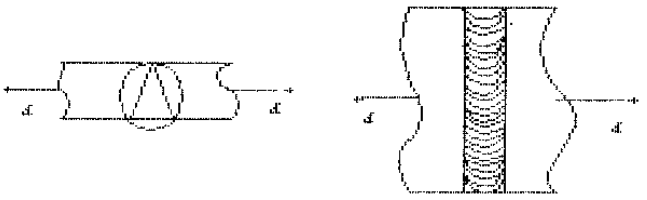


Figura. 4:Unión de dos piezas por medio de cordones.

10. SOLDADURA A TOPE

Es la que se deposita un cordón de soldadura entre los bordes de las piezas a unir , estos bordes se preparan para que sea fácil la introducción del electrodo. Este tipo de soldadura se utiliza en la construcción de depósitos, tanques, y trabajos de soldadura en general, aunque cada vez es más utilizado también en la construcción de estructuras metálicas.

11. TRANSMISIONES

"Se llaman transmisiones mecánicas, a los mecanismos que se emplean para transmitir la energía desde el motor de los órganos de trabajo de una máquina, por regla general, con transformación de las velocidades , de las fuerzas o de los momentos a veces, con la transformación del carácter y de la ley del movimiento." [1]

La necesidad de introducir una transmisión entre el motor y los órganos de trabajo de una máquina es debida a muchas causas:

En ciertos periodos de trabajo de la máquina, para su accionamiento se necesitan momento de torsión que sobrepasen el momento torsor (o los pares de torsión). Las velocidades requeridas del movimiento de los órganos de trabajo de la máquina, se distinguen con mucha frecuencia de las velocidades de los motores estandarizados. Los motores estandarizados se suelen aplicar para transmitir un movimiento giratorio uniforme, mientras que los órganos de trabajo de la máquina frecuentemente deben moverse en sentido rectilíneo, variando la velocidad o con paradas periódicas.

La elección fundamentada del accionamiento para un caso concreto se puede hacer sólo como resultado de la confrontación técnico- económica de algunas variantes.

---

[1] HERMANN J. SCHARKUS E. LOBERT R., Prontuario de Metales, Editorial Reverte, S.A. 1984 3era Edición

12. TIPOS DE TRANSMISIONES

Las transmisiones mecánicas por el procedimiento de la transmisión del movimiento desde el elemento accionador, al accionado se divide en :

"Transmisiones por rozamiento: con contacto directo por fricción o con enlace flexible (por correa).

Transmisiones por engrane: Con contacto directo (por dientes y sin fin) o con enlaces flexibles (por cadena y correa dentada)." [1]

13. COJINETES DE RODAMIENTO

Los cojinetes de rodamiento o simplemente rodamientos, son elementos normalizados que se producen en gran escala en fábricas especializadas.

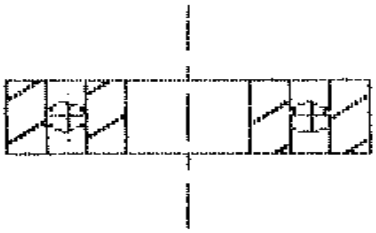


Figura # 5

Esquema técnico de un rodamiento

Los cojinetes de rodamiento se clasifican en:

a._ Por la dirección que actúa la carga, en :

Cojinetes Radiales: Que perciben principalmente la carga radial que actúa perpendicularmente al eje de rotación del cojinete.

[1] PARETO Luis, Formulario de Mecánica.

Cojinetes de Empuje o Axiales: Que soporta principalmente la carga axial que actúa a lo largo del eje de rotación.

Cojinetes Radiales y de empuje o de contacto: Que soporta la carga combinada que actúa simultáneamente sobre el cojinete en las direcciones radial y axial.

b._ Por la forma de los elementos rodantes en :

Cojinetes de bolsas

Cojinetes de rodillos: En la dependencia de la forma de este, se subdividen en los grupos siguientes: de rodillos cilíndricos largos, de rodillos en espiral (rizados), de agujas, de rodillos cónicos y de rodillos en forma de barril.

c._ Por el número de filas de elementos

Autolineantes

No autolineantes

Con agujero cilíndrico

El engrase de los rodamientos se hace con lubricante líquido o grasa consistente; el engrase líquido suele hacerse con las gotitas de aceite que salpican las ruedas dentadas al girar rápidamente en la caja de transmisión se forma la niebla de aceite. La grasa consistente, en introducir en el soporte durante en su montaje (después del lavado obligatorio con keroseno), y se cambia una vez cada 2...12 meses, en dependencia de las condiciones de trabajo de los soportes o apoyos.

14. COJINETES DE DESLIZAMIENTO

"Para sostener los ejes y los árboles con las piezas montadas en ellos y percibir los esfuerzos que actúan sobre los mismos, sirven unos apoyos especiales: los cojinetes, que soportan las fuerzas radiales, y los tejuelos, que soportan los esfuerzos axiales. Por el carácter del rozamiento de los elementos de trabajo, los apoyos se dividen en apoyos de deslizamiento y apoyos de rodamientos (de bolsas y de rodillos).

La elección del tipo de apoyos depende de un gran número de factores estructurales y de explotación.

En los apoyos de rodamientos las pérdidas por fricción son, por lo general, menores que en los apoyos de deslizamiento. En estos últimos no siempre se pueden asegurar el rozamiento fluido, con el cual las pérdidas son mensurables con las pérdidas en los apoyos de rodamiento." [1]

15. VELOCIDAD ANGULAR

De un cuerpo en movimiento de rotación de torno a un eje se define, como la variación del desplazamiento angular que experimenta en la unidad de tiempo. Se expresa en rad/s, o bien en grados/s, rev/s (rps), o rev/min (rpm).

[1] PARETO Luis, Formulario de Mecánica.

16. ACELERACIÓN ANGULAR

De un cuerpo en movimiento de rotación, en torno a un eje, es la variación que experimenta su velocidad angular en la unidad de tiempo. Se expresa en radianes por segundo al cuadrado (rad/s²)

α -- aceleración angular

ω_f -- velocidad angular final

ω_o -- velocidad angular inicial

t -- tiempo

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_0}{t} \qquad (16.1)$$

17. FUERZA CENTRÍFUGA Y CENTRÍPETA

Cuando un cuerpo da vuelta alrededor de un eje, alguna causa debe existir capaz de aplicar una fuerza suficiente para que el cuerpo se desvíe constantemente del eje, esta fuerza desviadora recibe el nombre de centrípeta. La resistencia que el cuerpo ofrece a ella, llamada fuerza centrífuga, es igual y opuesta a la centrípeta.

La fuerza centrífuga de un cuerpo sólido que gira alrededor de un eje es la misma que habría si la masa completa del cuerpo estuviera concentrada en su centro de gravedad.

18. EQUILIBRIO (O BALANCE)

Se dice que un cuerpo que gira está en equilibrio estable cuando su centro de gravedad coincide sobre el eje en el cual da vuelta. Este equilibrio estable

puede alcanzarse dejando que el eje repose sobre dos superficies planas paralelas. El centro de gravedad puede llevarse al centro de la flecha, sumando o restando el peso en los dos puntos adecuados del diámetro, pasando a través del centro de gravedad y de centro de la flecha. Puede aumentarse o quitarse pesos de la rueda, siempre y cuando se mantenga el centro de gravedad de la misma junto con el centro de la flecha.

19. ROTACIÓN DE CUERPOS SÓLIDOS EN UN PLANO ALREDEDOR DE EJES FIJ0S

" Para un cuerpo rígido que da vuelta en un plano alrededor de un eje fijo, el momento resultante con respecto a dicho eje debe ser igual que el producto del momento de inercia de masa (acerca de tal eje y de la aceleración angular)." [1]

Trata de un enunciado general que incluye el caso particular de la rotación alrededor de un eje que pasa a través del centro de gravedad.

20. ACEROS INOCIDABLES

Aceros inoxidables Los aceros inoxidables contienen cromo, níquel y otros elementos de aleación, que los mantienen brillantes y resistentes a la herrumbre y oxidación a pesar de la acción de la humedad o de ácidos y gases corrosivos. Algunos aceros inoxidables son muy duros; otros son muy resistentes y mantienen esa resistencia durante largos periodos a temperaturas extremas. Debido a sus superficies brillantes, en arquitectura se emplean muchas veces con fines

[1] HALL, HOLOWENCO, LAUGHLIN, Diseño de Maquinas

decorativos. El acero inoxidable se utiliza para las tuberías y tanques de refinerías de petróleo o plantas químicas, para los fuselajes de los aviones o para cápsulas espaciales. También se usa para fabricar instrumentos y equipos quirúrgicos, o para fijar o sustituir huesos rotos, ya que resiste a la acción de los fluidos corporales. En cocinas y zonas de preparación de alimentos los utensilios son a menudo de acero inoxidable, ya que no oscurece los alimentos y pueden limpiarse con facilidad.

21. DISEÑO DE ACOPLAMIENTOS

Los acoplamientos se usan para conectar secciones de ejes o para conectar el eje de una máquina conductora con el de la máquina conducida. Esto permite una conexión permanente, en contraste con los embrague, los cuales producen acoplamiento o desacoplamiento, a voluntad. Los embragues se tratan en una sección diferente.

"**La clasificación** de los acoplamientos puede hacerse sobre la base de que los diseños sean rígidos o flexibles.

(A) Acoplamientos rígidos: Como un acoplamiento de bridas, uno de compresión o un acoplamiento cónico. Éste tipo de acoplamiento es recomendable para velocidades bajas en ejes alineados con precisión.

(B) Acoplamientos flexibles: Como un acoplamiento flexible Falk, un acoplamiento Oidham, un acoplamiento tipo engranaje, un acoplamiento de rodillos o de cadena silenciosa, etc. Los acoplamientos flexibles se usan:

(a) Para tener en cuenta pequeñas cantidades de desalineamiento no intencionales.

(b) Para suministrar un "extremo flotante", esto es, movimiento axial del eje.

(c) Para aliviar el choque, suministrando trasferencia de potencia por medio de resortes o para absorber algunas de las vibraciones en el acoplamiento.

Los acoplamientos pueden clasificarse también de acuerdo a su uso, especificado por la relación entre las líneas centrales de los ejes conectados:

(1) Las líneas centrales de los ejes son colineales.

(2) Las líneas centrales de los ejes se interceptan. (Puede usarse una unión universal de uno cualquiera de los numerosos tipos existentes.)

(3) Las líneas centrales de los ejes son paralelas pero no colineales. (Puede usarse un acoplamiento Oldham con su elemento central deslizante. Este tipo de acoplamiento debe evitarse en lo posible con cargas pesadas, a causa del rozamiento debido al deslizamiento.)

Como los acoplamientos rígidos pueden trasmitir flexión en un eje, esto origina esfuerzos que pueden producir falla por fatiga. Es deseable, por consiguiente, proporcionar buen alineamiento y localizar el acoplamiento en donde el momento de flexión sea prácticamente nulo. Así, tanto los acoplamientos rígidos como los flexibles, se analizan generalmente sólo para torsión. Aun cuando pueden comprarse acoplamientos normalizados por los fabricantes, el

análisis y el proporcionamiento de las diferentes partes ilustra el procedimiento del diseño aplicado a un elemento particular de una máquina." [1]

22. AJUSTES Y TOLERANCIAS

Los ajustes deben especificarse para asegurar el montaje apropiado de miembros de máquinas que se acoplan. Como es imposible fabricar partes de máquinas que tengan exactamente las mismas dimensiones, se han concebido sistemas que permiten tolerar variaciones pequeñas en las dimensiones, de las partes que se acoplan sin sacrificar su funcionamiento adecuado. El tamaño nominal* es el tamaño aproximado decidido por. el proyectista y al .cual se aplican las discrepancias y las tolerancias para llegar al dimensionamiento de las partes que se acoplan. Las dimensiones básicas son las dimensiones con respecto a las cuales se permiten las variaciones. Tolerancia es la variación máxima permisible en el tamaño de la parte. Holgura (o interferencia) es la diferencia leal en el tamaño de las partes que se acoplan. Discrepancia es la diferencia entre las dimensiones básicas dé las partes que se acoplan. La tolerancia puede ser bilateral, en cuyo caso se permite que el tamaño de la parte varíe por encima y por debajo del tamaño básico, tal como 2,500 t 0,003; o unilateral, en cuyo caso la parte puede ser exclusivamente o más grande o más. pequeña que el tamaño básico, tal como 2,500(+0,000; -0,003) orificio normal básico que tiene tolerancias unilaterales es el recomendado por la American Standards Association. En el

[1] HERMANN J. SCHARKUS E. LOBERT R., Prontuario de Metales, Editorial Reverte, S.A. 1984 3era Edición

sistema del orificio básico el diámetro mínimo del orificio es la dimensión nominal.

"El orificio normal básico da ocho clases de ajustes que van desde el ajuste holgado hasta el forzado o de presión. :

1. El ajuste holgado tiene una gran discrepancia y está concebido para aplicaciones en las cuales la precisión no es esencial, tales como en el caso de algunos equipos agrícolas, de construcción de carreteras y de, minería.

.2. El ajuste libre se recomienda para usarlo en cojinetes giratorios donde la velocidad es 600 rpm o mayor. La discrepancia es suficiente para suministrar una lubricación satisfactoria en equipos tales como generadores, motores y algunas partes de automotores.

3. El ajusto medio se usa para ajustes de carrera por debajo de 600 rpm y para ajustes deslizantes en equipos tales como máquinas, herramientas de precisión y partes de automotores.

4. El ajuste estrecho es el ajuste más próximo que puede montarse a mano, para usarse en donde se permite un juego muy pequeño y donde no se pretende que las partes móviles se muevan libremente bajo carga.

5. El ajuste timbrante es prácticamente un ajusta metal a metal y no en intercambiable sino de montaje selectivo. Para montar las partes se requieren unos golpes suaves con martillo.

6. El ajuste apretado tiene una interferencia metálica y se usa para un montaje semipermanente recomendable para ajustes conductores o de presión en secciones livianas.

7. El ajuste semiforzado requiere una presión considerable para el montaje y se usa para ajustes de presión en secciones medianas o en ejes largos y es el ajuste más apretado que puede usarse seguramente con miembros externos de hierro fundido. Es recomendable en ajustes de presión sobre ruedas de locomotora, ruedas de automóvil, armaduras de generadores y motores.

8. El ajuste forzado se usa como ajuste de fuerza o presión para miembros externos de acero en los cuales se requiere una gran adherencia, teles como llantas para ruedas de locomotora y discos cigüeñales pesados de máquinas grandes." [1]

El montaje selectivo es la práctica de separar las partes en grupos de diferente tamaño y luego montarlas en grupos que se corresponden, con el fin de obtener ajustes más estrechos que de otra manera no serían factibles económicamente. Por ejemplo, supongamos que se van a fabricar ejes de 1 pul con un ajuste clase 2, con dimensiones que van desde 0,9986 pul hasta 0,9973 pul. Los cojinetes correspondientes se fabrican con dimensiones que van desde 1,0000 pul hasta 1,0013 pul. Si se ejecuta un montaje totalmente intercambiable, la holgura variará desde 0,0014 pul hasta 0,0040 pul. No obstante, si se quiere mantener el intervalo de holgura entre 0,0020 pul y 0,0034 pul, por razones de lubricación, se pueden agrupar los ejes y los cojinetes en dos grupos como se indica:

[1] HERMANN J. SCHARKUS E. LOBERT R., Prontuario de Metales, Editorial Reverte, S.A. 1984 3era Edición

Grupo A	Cojinetes	1,0000 pul a 1,0007 pul
	Ejes	0,9973 pul a 0,9980 pul
Grupo B	Cojinetes	1,0007 pul a 1,0013 pul
	Ejes	0,9980 pul a 0,9986 pul

23. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS SOMETIDOS A LA ACCIÓN DE CARGAS

El Diseño de Elementos de Maquinas por su Resistencia es uno de los pasos necesarios al establecer las proporciones de un elemento de una máquina. Los pasos corrientes en el diseño de máquinas son: la determinación de una disposición cinemática, un análisis de fuerzas, la selección de los materiales y el proporcionamiento de las partes. El proporcionamiento de las partes puede estar controlado por la resistencia, la rigidez, la velocidad crítica, la rata de corrosión, la fabricación, la facilidad de fundición, la estabilidad, etc.

"***La resistencia de un elemento de una maquina*** está influenciada por factores tales como la concentración de esfuerzos, la fatiga o carga variable, el choque, el acabado de su superficie, y el tamaño de la parte. ***La concentración de esfuerzos*** puede tener su origen en cualquier discontinuidad (elevador de esfuerzos) tal como un orificio, un cambio brusco en la sección trasversal, una ranura, un canal o un defecto superficial. El valor del esfuerzo máximo que se

presenta en el borde del orificio puede imaginarse como el esfuerzo normal nominal multiplicado por un factor de concentración de esfuerzos K_t

$s_{(max)}$ K_t P/A (23.1)

donde

P = carga axial total. Lb (kg)

A = área neta de la sección trasversal que contiene el orificio, pul^2 (cm^2)

K_t = factor teórico de concentración de esfuerzos (o *factor geométrico)*

El valor de *Kt* es difícil de calcular en la mayoría de los casos, y frecuentemente se determina mediante algún procedimiento experimental, tal como el análisis fotoelástíco de un modelo plástico. Bajo cargas estacionarias, los materiales dúctiles no se afectan por elevadores de esfuerzos hasta el punto de que el análisis fotoelástíco puede mostrar una redistribución de esfuerzos en la región delos elevadores de esfuerzo debida al flujo plástico del material cuando el esfuerzo máximo llega al límite de fluencia.

El efecto de un elevador de esfuerzos sobre un material frágil tal como el hierro fundido, bajo cargas estacionarias, puede ser grave tal como lo indica un análisis fotoelástico, ya que se presenta un flujo plástico muy pequeño o nulo. Bajo cargas repetidas, sin embargo, la resistencia a la fatiga aun en materiales dúctiles puede decrecer enormemente debido a la concentración de esfuerzos.

La sensibilidad a la entalla q del material puede usarse para determinar el factor de reducción de la resistencia a te fatiga o factor real de concentración de

esfuerzos *Kf* función del factor teórico de concentración de esfuerzos para el caso de cargas repetidas. Los valores *de Kt y q* pueden encontrarse en "Stress Concentration Factors" de R. E. Peterson, y en la literatura que trata este asunto.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{o} \quad K_f = 1 + q(K_t - 1) \tag{23.2}$$

donde

q = valor experimental de la sensibilidad a la entalla debida a la concentración de esfuerzos. Los valores van desde O hasta 1,0.

Kt = valor teórico del factor de concentración de esfuerzos. Los valores medios van de 1,0 a 3,0, pero pueden ser superiores a 3,0.

Kf = factor real de concentración de esfuerzos para determinar la reducción de la resistencia a la fatiga del material.

Los esfuerzos variables pueden clasificarse como (a) invertidos. (b) repetidos, (c) fluctuantes, y (d) alternados. El esfuerzo máximo es el mayor valor algebraico y el esfuerzo mínimo es el menor valor algebraico de un esfuerzo variable. El esfuerzo medio es el promedio del esfuerzo máximo y el mínimo. El esfuerzo variable es el aumento o la disminución del esfuerzo por encima o por debajo del esfuerzo medio

$$s_m = \tfrac{1}{2}\left[s(\max) + s(\min)\right], \qquad s_v = \tfrac{1}{2}\left[s(\max) - s(\min)\right] \tag{23.3}$$

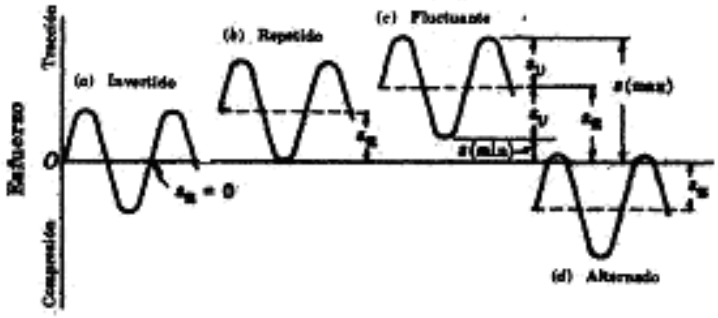


Figura. 6:Curvas de resistencia a la fatiga

El limite de fatiga de un material se determina experimentalmente rotando una probeta que se mantiene en flexión. En la figura 6 *se* presentan curvas típicas que muestra la resistencia a la fatiga de un material ferroso y de uno no ferroso. El valor del límite de fatiga de 35600 para la probeta de acero es en carga con inversión, en el cual la fibra extrema es esforzada alternativamente por cantidades iguales en tracción y compresión, para "Límite de fatiga"* y "resistencia a la fatiga"+ . Notar que el limite de fatiga de esta probeta particular de acero está bien definido en unas 86500 psi, mientras que la probeta de aluminio no tiene un límite de fatiga bien definido."[1]

24. MECANISMOS

Leva con seguidor simple._"Las levas son mecanismos de contacto directo formados de tal modo que el movimiento de la leva imparte un movimiento

* Límite de fatiga. se usará únicamente para flexión con inversión
+ "resistencia a la fatiga. cuando se quiera hacer referencia a la resistencia del material a la fatiga
[1] HALL, HOLOWENCO, LAUGHLIN, Diseño de Maquinas

especifico al seguidor. En este experimento comprobaremos las curvas características de una leva con seguidor"[2]

Existen tres tipos principales de levas que normalmente se encuentran en las aplicaciones industriales: leva de disco, leva cilíndrica y leva de traslación. Las levas se utilizan con frecuencia debido a que existe la posibilidad de impartir casi cualquier movimiento deseado al seguidor mediante el uso de la leva adecuada. Ejemplos de levas de amplio uso son las levas de disco en las máquinas de combustión interna, mientras que los tres tipos principales se emplean en las máquinas-herramienta y en las computadoras. En el diseño de las levas, el procedimiento usual consiste en encontrar la forma de la leva a partir de la curva de desplazamiento del seguidor.

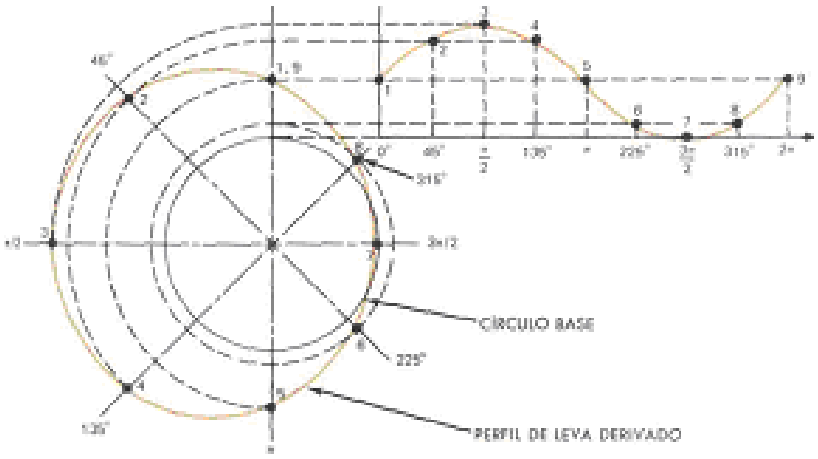


Figura.7:Determinación del Perfil de una Leva de Disco

El procedimiento para una leva de disco consiste en trazar la curva de desplazamiento, luego trazar el círculo base de la leva a la izquierda. Los ángulos

[2] DELMAR PUBLISHERS, Mecanismos-maquinas, , Edición Mayo 1978

de la curva se marcan en la leva y luego se transfiere el desplazamiento del seguidor al ángulo correspondiente hada la línea de diámetro vertical de la leva. En seguida se hace uso de un arco circular para transferir el desplazamiento al ángulo correspondiente en la leva y se marca el punto. Esto se repite en el circulo completo de 360° y los puntos se conectan por medio de una curva uniforme. El número de ángulos marcados depende de la precisión deseada.

El procedimiento se ilustra en la figura 7 para una curva de desplazamiento sinusoidal. El procedimiento que se muestra en la figura 7 también se puede invertir y encontrarse la curva de desplazamiento para una leva particular. Es evidente que el desplazamiento debe ser igual a 0° y 360°.

Un procedimiento en que se emplean calibradores y que no implica tanto dibujo, pero que no debe intentarse hasta que no se haya logrado una comprensión completa de la forma de determinar los perfiles de leva,. El método es más rápido, pero no es tan evidente como el de la figura 7. Los procedimientos de las figuras 7 también se pueden emplear para determinar el perfil o la curva de desplazamiento de una leva de movimiento positivo, tal como se muestra en la figura 8.

"La leva de desplazamiento positivo que se muestra en la figura 8 normalmente está limitada a usos ligeros o velocidades angulares pequeñas. Esta limitación se debe al hecho de que, cuando el signo de la velocidad cambia (es

decir, el desplazamiento pasa por un pico), el desplazamiento angular del rodillo seguidor cambia de dirección.

Es evidente que si esta leva se utiliza continuamente, o a velocidades angulares relativamente altas, el rodillo de seguidor tendrá una alta tasa de desgaste. Sin embargo, esta leva tiene una ventaja manifiesta comparada con la leva de disco simple. Cuando existen limitaciones de espacio que se imponen al seguidor y la guía, la leva de disco normalmente requiere de un muelle para sostener al seguidor en contacto con la superficie de la leva mientras que en el caso de la leva de desplazamiento positivo esto no es así.

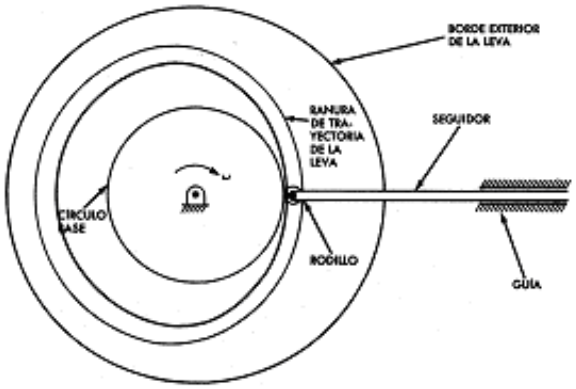


Figura. 8:Leva de desplazamiento Positivo

Existen tres tipos de seguidores de amplio uso: rodillo, cara aplanada y borde de navaja.

El rodillo consiste en un disco montado en un cojinete conectado a un seguidor como se muestra en la figura 10. Los seguidores de tipo rodillo normalmente se emplean en las levas de disco y de traslación, cuando el cambio

de curvatura de la leva no es demasiado grande para el desplazamiento positivo, y en las levas cilíndricas.

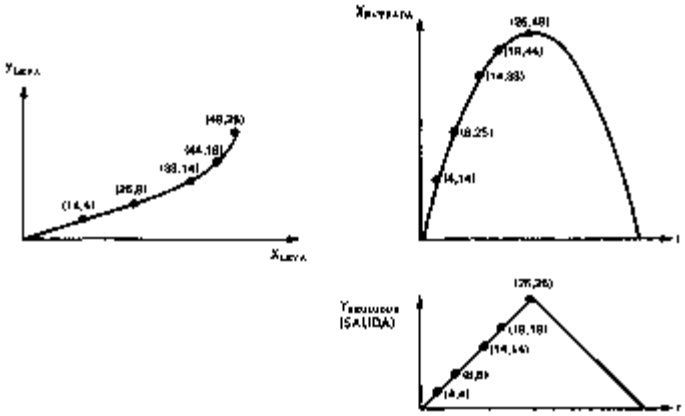


Figura.9:Perfil de Levas de traslación

Los seguidores de cara aplanada disponen de una superficie aplanada que se encuentra en contacto con la cara de la leva, de modo que la superficie aplanada generalmente es perpendicular al eje de la varilla del seguidor. Este tipo de seguidor se muestra en la figura 12.

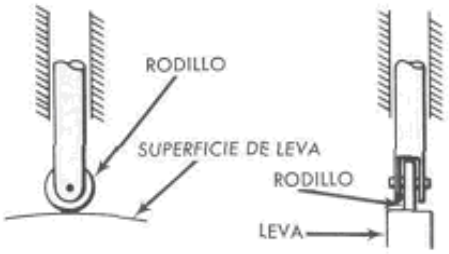
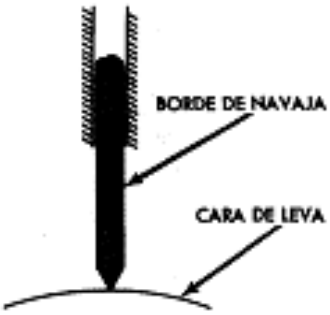


Figura.10:Seguidor de Rodillo

Los seguidores de borde de navaja se construyen, como su nombre lo indica, en la forma de una varilla de seguidor que tiene una punta aguda.



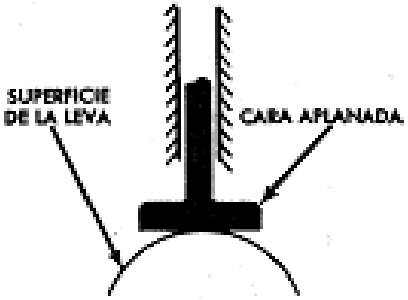


Figura.11: Seguidor de Borde de Navaja: Figura. 12: Seguidor de Cara Aplanada

Siempre que sea posible, el uso de este seguidor debe evitarse ya que solamente existen posibilidades de aplicación cuando los ángulos de presión son pequeños (el ángulo entre la normal a la leva y la dirección de desplazamiento del seguidor); este seguidor tiene una alta tasa de desgaste." [1]

[1] DELMAR PUBLISHERS, Mecanismos-maquinas, , Edición Mayo 1978

CAPITULO III

CÁLCULOS

❖ 3.1 GENERALIDADES TÉCNICAS DE LA ENVASADORA

Características del inyector

Elemento que permite el paso del producto a la funda o recipiente por medio de un sistema de válvulas, accionadas por censores que permiten el paso si solo si, el alimentador conectado a la bomba remobedora, ejecuta un paso constante de 1000 cm^3 como mínimo durante 10 segundos (tiempo estimado para el trabajo de envasado) y los pistones de inyección hacen la expulsión durante 7.5 segundos (dependiendo de las características de la marca). Para esto se selecciona (Festo u otro nombre) una marca comerciable en nuestro País.

Se prefiere el inyector de Marca Festo, por ser más comerciable y la dosificación es optima, a diferencia de su similar "Inyector MANGRA" de según datos técnicos, desempeña mejor rendimiento con fluidos a temperaturas elevadas, pero para esta máquina no se aplica, ya que al trabajar con temperaturas relativamente bajas, se obtendrían dificultades de deslizamiento y riesgos de formación de masas en relación a porcentajes elevados.

Las características del inyector se determinan en función de la producción, es decir, el caudal requerido para dosificar; a continuación anotaremos las particularidades principales a ser consideradas:

- Cuerpo, en acero inoxidable AISI-316.
- Regulación de caudal de 0 a 100%.
- Equipamiento adicional.

- Electroválvula
- Control central de dosificación (Por PLC)
- Equipos de Medición.
- Caja de Distribución
- Manguera flexible
- Boquilla

Figura.13: Foto de inyector

Caja de Distribución:

Ésta caja se la calcula, tomando en cuenta la cantidad máxima de leche que se pudiera envasar.

L = Longitud de recorrido del Pistón

Festo = Inductor incluido

$V_{promedio}$ = máximo 1m/s

V_{minima} = 0.35 m/s del Pistón

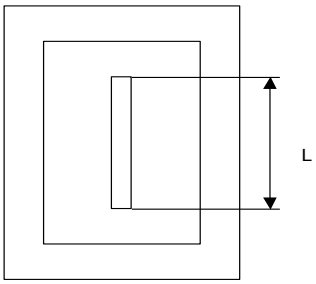


Figura.14: Caja de distribucion

Instalación:

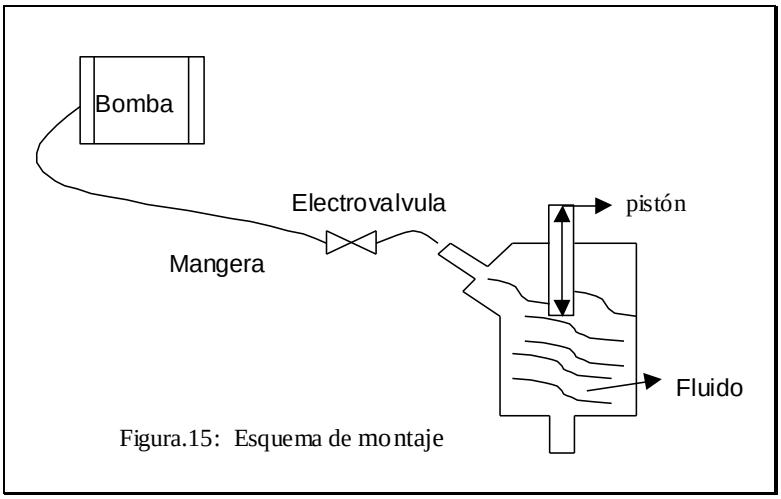


Figura.15: Esquema de montaje

Pistón:, . Servirá para accionar el llenado del producto proporcional al volumen de llenado (1 litro)

Medidas de la caja de Distribución

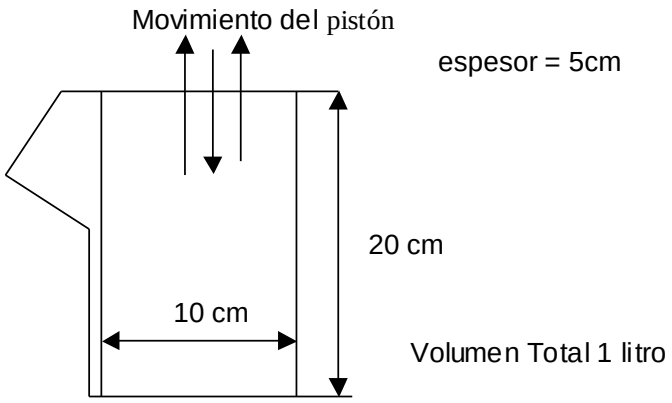


Figura.16: medidas de caja de Distribucion

Dicha Caja deberá ser construida de acero inoxidable AISI-316. que son exigencias de máquinas de índole alimenticio, y evidentemente para evitar el deterioro y obtener mayor vida útil de estos dispositivos.

Los parámetros a ser considerados para este tipo de máquinas alimenticias son:

El tipo de Material, que en este caso debe ser una aleación de cromo y níquel, para evitar la corrosión de los elementos que tengan contacto directo con el producto, y así evitar contaminación, al mismo tiempo permite realizar la limpieza con facilidad.

El Mantener el producto a baja temperatura (máximo 10ºC – mínimo 2ºC) permite que no crezcan organismos microscópicos(estafilococos), que suelen ser tóxicos para el consumo humano.

NOTA : La fuerza Máxima de acción para llenar las fundas depende de la presión ejercida en la funda, por parte del pistón a la boquilla, La electroválvula estará

programada, para que los tiempos de recorrido del pistón sean iguales a los tiempos de ejecución de las válvulas de paso en el Inyector.

El inyector está provisto de válvulas internas de retención , que pueden ser programadas para la coordinación del sistema.

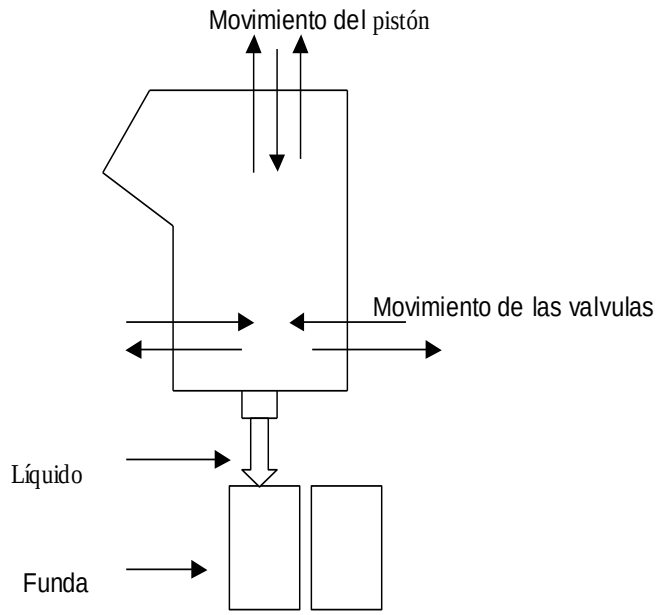


Figura.17: Sistema de accionamiento del inyector

La construcción de la caja de distribución varía, de acuerdo al volumen que queramos llenar, y a que tiempo, siendo estos parámetros regulables ya que el sistema de llenado nos permite sincronizar los diferentes procesos con la programación de las válvulas conectadas

Elementos utilizados para la automatización de la envasadora

El Control mecánico y eléctrico de la envasadora debe estar sincronizado para ello se toma los siguientes aspectos a ser considerados.

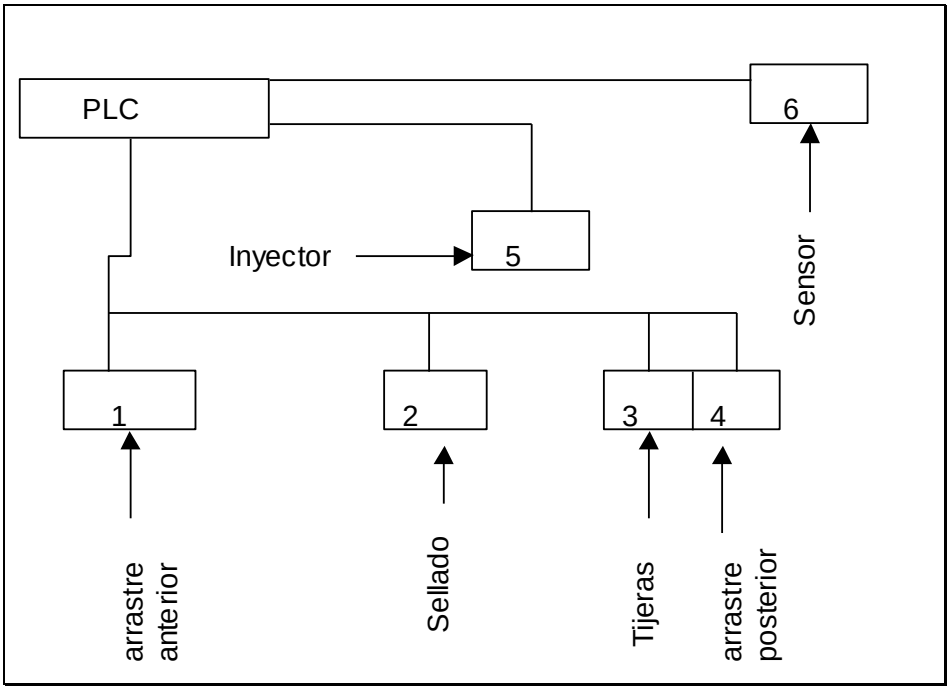


Figura.18:Dispositivos de Control de la envasadora

El incorporar dispositivos eléctricos y electrónicos, en el desenvolvimiento de ejecución de procesos mecánicos, nos proporcionará realizar al trabajo con mayor eficiencia y exactitud; para ello en esta máquina se utilizará algunos sistemas electrónicos, tomando en cuenta su utilidad, eficiencia y costo

1, 2, 3, 4, 5, 6, Mecanismos sincronizados de acuerdo a las revoluciones del motor y tiempos de llenado, sellado y de corte. Dichos dispositivos son operados con cilindros Neumáticos, dispositivos eléctricos, electrónicos y controlados con un PLC.

La excéntrica ejercerá un trabajo mínimo pero suficiente a la bomba removedora, para que no exista ningún tipo de obstrucción en su interior o en la manguera, esto debido a la diferente densidad de los productos lácteos obtenidos de la leche, de esta forma ayudará a obtener un caudal constante, optimizando lo requerido, 4000 cm^3 en 1 minuto.

Tiempos del sistema:

Para la coordinación de los mecanismos se deberá programar una secuencia lógica de los tiempos, por lo tanto se deberá tomar en cuenta las siguientes referencias:

Tabla. 1 : Datos Asumidos para coordinación de tiempos de proceso de enfundado

Tiempos	segundos
Expulsión del líquido a la funda	7
Tiempo del sellado	2
Tiempo de arrastre de la funda	7

Estos datos son obtenidos por la producción requerida, y analizando la velocidad de los mecanismos. Estos datos variarán según el diseño eléctrico del PLC

❖ 3.2 CÁLCULOS PARA LOS LÍMITES Y CARACTERÍSTICAS DE LA ENVASADORA:

Datos:

Producción de leche: 1500000 cm^3. diarios (Inicialmente)

Producción de leche: 1680000 cm^3. diarios mínimo

Producción de leche: 2000000 cm^3. diarios máximo

Debe Trabajar la máquina en dos jornadas:

6h→14h (13h - 14h mantenimiento, cambio de turno)

14h→22h (21h - 22h mantenimiento)

7+7 = 14 horas de producción neta por día

Según los datos:

Por cada hora debemos envasar 120000 cm^3 de leche mínimo

Por cada hora debemos envasar 200000 cm^3 de leche máximo, por el posible incremento de producción de Leche

Producción de la Máquina:

Total del Proceso:

Máximo 24 seg.→ Mínimo 12 seg. Por cada 1000 cm^3 de leche

Se debe añadir 3 seg. Por el transporte del producto, entonces tendremos:

Máximo 27 seg.→ Mínimo 15 seg. Por cada 1000 cm^3 de leche envasado

Tendremos que:

1 minuto envasaremos 4 fundas máximo

1 minuto envasaremos 2 fundas mínimo

1 hora envasaremos 240 fundas máximo

1 hora envasaremos 120 fundas mínimo

1 día envasaremos 3360 fundas máximo

1 día envasaremos 1680 fundas mínimo

Producción:

Tabla.2:Proyección de producción de leche a envasar

Tiempo	Producción Mínima (cm^3)	Producción Máxima (cm^3)
1 día	1680000	3360000
1 semana	11760000	23520000
1 mes	47040000	94080000
20 meses	940800000	1881600000

❖ 3.3 CÁLCULOS DE BOMBA REMOVEDORA

Cálculo de la Tolva

La Tolva cumple el trabajo de acumular el producto para su posterior proceso, el de envasado, como en la mayoría de las partes se utilizará acero inoxidable en su construcción.

Datos para V_1:

Volumen = 240000 cm^3 cada hora

Base mayor = 400mm = 40cm

Base menor = 100mm =10cm

Altura = 150mm = 15cm

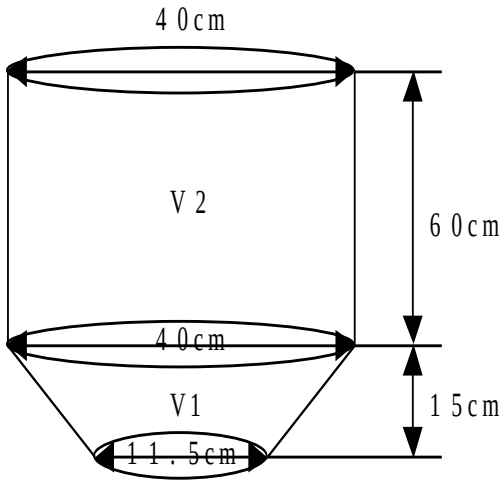


Figura.19: Medidas de Tolva Contenedora

$$V_1 = \frac{\pi\, h\, (D^2 + Dd + d^2)}{12}$$

$$V_1 = \frac{\pi\, 15\, (40^2 + 40x\ 10 + 10^2)}{12}$$

V_1 =8246.680716 cm^3 = 8.24668 litros.

Datos para V_2:

Base = 400mm = 40cm

Altura = 600mm = 60cm

Radio =200mm = 20cm

$V_2 = A.h$

$A = \pi.r^2$

$A = \pi.20^2$

$A = 1256.6371cm^2$

$V_2 = 1256.6371 \times 60$

$V_2 = 75398.2237cm^3 = 75.398$ litros.

El volumen total de la tolva es:

$V_T = V_1 + V_2$

$V_T = 83644.68\ cm^3$ 83.64468 litros ; estimamos 80000 cm^3

Se deberá conseguir un suministro continuo de leche a la Tolva, ya que el volumen encontrado en la misma ejercerá cierta presión en la bomba removedora, y a la manguera que lleva la leche a la caja de distribución; Para ello se proveerá de un dispositivo que al encontrarse la Tolva en un nivel bajo de leche, se logre abastecer el volumen mínimo

Cálculo Físicos para la bomba Removedora:

El trabajo de la bomba removedora es el de ejercer una presión mínima en la manguera de distribución, para evitar el estancamiento del producto, y por ende tener un flujo continuo, esto se prevé por las diferentes densidades de los derivados lácteos

Datos:

Volumen a dosificar : 4 litros por minuto máximo

$\rho_{leche} = 1.035\ gr/cm^3$ (peso específico)

Pa = 53 cm.Hg = 70490 N/m^2 (presión atmosférica; dependerá de la altura del lugar)

$Pt = Pa + \rho . G . h$

$Pt = 53 \text{ cm. Hg} + (1035 \text{ Kg/m}^3)(9.8 \text{m/s}^2)(0.75 \text{m}^3)$

$Pt = 70490 \text{ N/m}^2 + 7607.25 \text{ N/m}^2$

$Pt = 78097.27 \text{ N/m}^2$

Pt = 0.7707599 atmósferas (presión total)

Pt = 0.7707599 atmósferas es la presión ejercida en la entrada de la bomba removedora por lo tanto será la presión máxima aplicada a la válvula removedora de la bomba

Cálculo de la fuerza máxima aplicada a la válvula de Control

Dicha fuerza es ejercida por la leche en la tolva y por el trabajo de la bomba removedora en funcionamiento

Datos

$Pt = 78097.27 \text{ N/m}^2$

r = 0.1m radio máximo de la válvula removedora

$A = \pi . r^2$

$A = \pi . (0.1)^2$

$A = 0.0314159 \text{ m}^2$

$F = P \times A$

$F = 78097.27 \text{ N/m}^2 \times 0.0314159 \text{ m}^2$

F = 2453.49539 N

Cálculo del trabajo máximo ejercido en la bomba removedora

Este trabajo depende de la fuerza aplicada a la salida de la bomba por la leche, es decir será igual a la fuerza aplicada a la válvula de control.

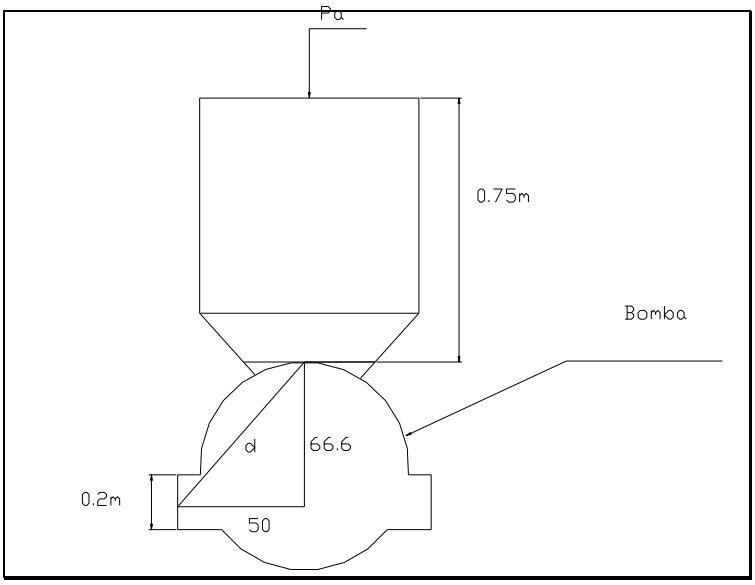


Figura.20:Esquema con alturas y distancias para el análisis influyente en las presiones que actúen en la bomba removedora

F = 2453.49539 N

$d^2 = 66.6^2 + 0.50^2$

d = 0.083280 m (distancia del recorrido de la leche a través de la bomba removedora)

En la figura 20 se muestra el recorrido total que realiza el producto a través de la tolva y la bomba removedora, encontrándose el siguiente trabajo en la bomba

T = F x d

T = 2453.49539 N x 0.083280 m

T = 204.32665 N.m

T = 204.32665 J

Cálculo de la fuerza mínima aplicada a la válvula de dosificación

Datos

ρ_{leche} = 1.035 gr/cm^3

V = 4000 cm^3 (es el volumen mínimo con el que la válvula de dosificación trabajará)

a = 9.8 m/s^2 (aceleración por la caída libre de los cuerpos)

$m = \rho_{leche} \times V$

m = 1.035 gr/cm^3 x 4000cm^3

m = 4140 gr

F = a x m

F = 9.8 m/s^2 x 4140 gr.

F = 40572 m.gr /s^2

F = 40.572 N

Cálculo del trabajo mínimo ejercido en la bomba removedora

Para este cálculo se parte de la fuerza mínima que necesitará la válvula de control para trabajar que será la fuerza que se aplica en la cantidad mínima de trabajo que es la de 4000cm^3

F = 40.572 N

d = 0.083280 m

T = F x d

T = 40.572 N x 0.083280 m

T = 3.37884 N.m

T = 3.37884 J

Tabla.3: Datos Técnicos de la bomba Removedora.

CUERPO BOMBA	Potencia (Joules)	Caudal Max (cm^3/h)	Caudal Min (cm^3/h)	Presión Max (Atm)
INOX.	3.37884	240000	120000	0.775

Estos datos son los requerimientos mínimos para el funcionamiento de la envasadora, de acuerdo a las necesidades precisadas.

Descripción de Válvula (utilizada en el diseño de la Boquilla de Distribución)

Elección de válvula requerida

Se trata de una válvula de 3 vías, tiene como propósito controlar la dirección y flujo que se envía desde la bomba removedora al acumulador o unidad receptora del fluido. Esquema

Figura.21:Foto de Electroválvula

Características: El cuerpo es de latón cromado. El tubo guía, núcleos magnéticos y resorte, en contacto con el fluido están fabricados en acero inoxidable.

Funcionamiento: La fuerza necesaria para el accionamiento de la electroválvula es proporcionada por el campo magnético creado al conectar eléctricamente la bobina. La fuerza magnética atrae el núcleo móvil abriendo o cerrando el paso del fluido en función del tipo de válvula

Tabla.4: Características Técnicas de la electroválvula

Tipo de Mando:	Eléctrico.
Piezas Interiores:	Acero Inoxidable.
Temperatura fluido:	80°C máximo.
Viscosidad fluido:	5°E - 38 cSt máximo.
Cuerpo Válvula:	Latón Cromado.
Resortes:	Acero Inoxidable.
Juntas de Cierre:	FKM (Vitón)

❖ 3.4 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA BOMBA ALIMENTADORA

Ésta bomba llevará la leche del reservorio a la tolva, será de acero inoxidable con requerimientos para procesos alimenticios.

Potencia requerida para bombeo:

Datos:Q = 4 cm^3 /min = 66.667 cm^3/s

H = 300cm

ρ = 1.035 gr/cm^3

Según Anexo 1 Tenemos:

Potencia requerida Para el bombeo = 0.013 Kw = 13 W

$$\text{Potencia} = \frac{13W \cdot 1Hp}{745.7W}$$

$$\text{Potencia} = 0.2\ Hp$$

Podemos aceptar una bomba de ½ Hp comercial

Características de la tubería:

Se pondrá una tubería de acero inoxidable de cédula 5 Basado en ANSÍ B36.19-1965 y BS 1600: Parte 2 : 1970, Según tabla #2

Cedula 5

Tabla.5: de Anexo 2

Medida Nominal de la tubería	Diámetro Exterior	Espesor	Diámetro interior
Pulgadas	mm	mm	mm
1/2	21.3	1.65	18.0
¾	26.7	1.65	23.4

❖ 3.5 CÁLCULO DE MECANISMOS PERIFÉRICOS (MEDIDAS).

Las Cajas desempeñan la labor de sostener los diferentes elementos que van en el montaje de los sistemas de arrastre, sellado y corte, como cilindros neumáticos y estructuras de montaje.

Las cajas cajas-platinas se encontrarán siempre estáticas

Tabla.6: Medidas de las cajas platinas

Dimensiones de Mecanismos Cajas Platinas(acero inoxidable)				
Mecanismos	Longitud(cm)	Altitud(cm)	Ancho(cm)	Espesor(cm)
Arrastre Anterior	56	16	2,5	0,5
Arrastre Posterior	56	25	2,5	0,5
Abridor	28	14	2,5	0,5

En el momento de efectuar el recorrido de las fundas de Leche, existe también un desplazamiento junto, a unas cajas móviles llamadas cajas de desplazamiento

Tabla.7: Medidas de las cajas de desplazamiento

Dimensiones de Mecanismos Cajas de Desplazamiento(acero inoxidable)			
Mecanismos	Longitud(cm)	Altitud(cm)	Ancho(cm)
Arrastre Anterior	9	9	14,7
Arrastre Posterior	9	9	14,7

Sincronización de mecanismos periféricos

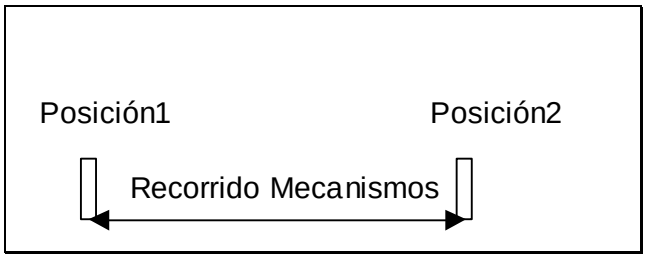


Figura.22:Posiciones en el recorrido de mecanismos obtenidos por el desplazamiento proporcionado por las levas

El recorrido expresado en el gráfico es el que proporciona la leva a la palanca, que con ayuda de brazos obtendremos un recorrido total de 16cm en la caja de desplazamiento. Posición

Tabla.8: Posiciones de levas según sus recorridos

Mecanismos	Posiciones de Levas		
	0 (grados)	180(grados)	360(grados)
Arrastre Anterior	1	2	1
Arrastre Posterior	2	1	2
Abridor	1	2	1
Sellado	2	1	2

Funcionamiento:

Arrastre posterior y Arrastre Anterior agarran el mismo tiempo.

Arrastre posterior y Arrastre Anterior sueltan al mismo tiempo, luego se realiza el sellado, llenado y por último se corta la funda.

En el proceso de sellado, llenado y corte, los arrastres regresan a la posición 1 para repetir la misma secuencia.

❖ 3.6 CALCULO , ELEMENTOS MECÁNICOS

Se calcula las fuerzas que influyen para el movimiento de los mecanismos, tomando en cuenta todas las resistencias presentadas. Estas fuerzas influirán en el diseño del árbol de levas complementando parámetros de partida en su dimensionamiento

Fuerza de resistencia ejercida por el rollo de le funda:

m = 1kg masa del rollo de funda (Peso estimado)

Peso = m x g

P = 1Kg x 9.8 m/s^2

P = 9.8 N

Fuerza de rozamiento (ejercido por la funda en las guías de paso)

Fr = μc . N μc = 0.20 (coeficiente de rozamiento)

Fr = 0.20 x 9.8N

Fr = 1.96 N

Fuerza Total = 11.76 N

Trabajo

T_1 = F x d x cosθ d = 16 cm distancia que recorre la funda

T_1 = 11.76 x 16 cos60º θ = 60º inclinación máxima de la funda a la guía

$T_1 = 0.9408J$

Fuerza ejercida por el muelle

Distancia a comprimir = 1.2 cm

$\kappa = 50$ N/m (constante elástica)

$F = \kappa\, d$

$F = 50N/m \times 0.012m$

$F = 0.6$ N

$T_2 = F \times d$

$T_2 = 0.6N \times 1.2cm$

$T_2 = 0.0072$ Nm

Fuerza necesaria para mover la caja (Arrastre Anterior)

$m = 0.45$ Kg

$F = m \times g$

$F = 0.45 \times 9.8m/s^2$

$F = 4.41$ N

$T_3 = F \times d$

$T_3 = 4.41 \times 16$

$T_3 = 0.7056$ Nm

Trabajo Total Ejercido en El sistema del Arrastre Anterior

Tt = trabajo en rollo de funda + trabajo del muelle + trabajo para mover le caja

$Tt = T_1 + T_2 + T_3$

Tt = 0.0072Nm + 0.9408Nm + 0.7056Nm

Tt = 1.6536 Nm

$$\text{Potencia} = \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad \left\{ t = 10s \right.$$

$$\text{Potencia} = \frac{1.65245\ Nm}{10s}$$

Potencia = 0.165245 W

Potencia = 0.0002247 CV

Trabajo Total Ejercido en El sistema del Abridor

Tt = trabajo del muelle + trabajo para mover el mecanismo

$F_{mecanismo} = m \times g$ $\left\{ m = 0.45\ kg. \right.$

$F_{mecanismo} = 0.45kg \times 9.8\ m/s^2$

$F_{mecanismo} = 4.41\ N$

$T_{mecanismo} = F \times d$ $\left\{ d = 16cm \text{ recorrido máximo del mecanismo} \right.$

$T_{mecanismo} = 4.41N \times 16cm$

$T_{mecanismo} = 0.7056\ Nm$

$$\text{Potencia} = \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad \left\{ t = 10s \right.$$

$$\text{Potencia} = \frac{0.7132\ \text{Nm}}{10\text{s}}$$

Potencia = 0.07132W

Potencia = 0.00009678 CV

Trabajo Total Ejercido en El sistema de Sellado

Tt = trabajo del muelle + trabajo para el Sellado

trabajo para el Sellado = trabajo del mecanismo del abridor

$F_{mecanismo} = m \times g$ { m = 0.45 kg.

$F_{mecanismo} = 0.45\text{kg} \times 9.8\ \text{m/s}^2$

$F_{mecanismo} = 4.41\ \text{N}$

$T_{mecanismo} = F \times d$ { d = 16cm recorrido máximo del mecanismo

$T_{mecanismo} = 4.41\text{N} \times 16\text{cm}$

$T_{mecanismo} = 0.7056\ \text{Nm}$

$$\text{Potencia} = \frac{\Delta T}{\Delta t}$$

$$\text{Potencia} = \frac{0.7056\ \text{Nm}}{10\text{s}}$$ { t = 10s

Potencia = 0.07132W

Potencia = 0.00009678 CV

Trabajo Total Ejercido en El sistema del Arrastre Posterior

Tt = trabajo para arrastrar fundas llenas + trabajo del muelle + trabajo para mover le caja

Trabajo para mover la caja

$F_{mecanismo} = m \times g$ { m = 0.50 kg.

$F_{mecanismo} = 0.50kg \times 9.8\ m/s^2$

$F_{mecanismo} = 4.9N$

$T_{mecanismo} = F \times d$ { 16cm recorrido máximo del mecanismo

$T_{mecanismo} = 4.9N \times 16cm$

$T_{mecanismo} = 0.784\ Nm$

Trabajo para arrastrar fundas llenas

$Ft_{arrastre} = F_{arrastre} + F_{rozamiento}$

$F_{arrastre} = m \times g$ { masa estimada la de 6000 cm^3 m = 7 kg

$F_{arrastre} = 7kg \times 9.8\ m/s^2$

$F_{arrastre} = 68.6\ N$

$Fr = \mu c \cdot N$ $\mu c = 0.20$

Fr = 0.20 x 68.6N

Fr = 13.72 N

$Ft_{arrastre}$ = 68.6 N + 13.72 N

$Ft_{arrastre}$ = 82.32N

$T_{arrastre}$ = F x d { 16 recorrido máximo del mecanismo

$T_{arrastre}$ = 82.32N x 16cm

$T_{arrastre}$ = 13.1712Nm

Tt = 0.0072Nm + 0.784Nm + 13.1712Nm

Tt = 13.96125 Nm

$$\text{Potencia} = \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad \left\{ t = 10s \right.$$

$$\text{Potencia} = \frac{13.96125\ Nm}{10}$$

Potencia = 1.396125 W

Potencia = 1.89873 CV

Trabajo Total Ejercido de Excéntrica

m = 0.5 kg (a la del eje del acople)

$F = m \times g$

$F = 0.5Kg \times 9.8\ m/s^2$

$F = 4.9\ N$

$T = F \times d$ { 0.02 m recorrido máximo del eje del acople

$T = 4.9N \times 0.02m$

$T = 0.098\ Nm$

$$\text{Potencia} = \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad \{ \ t = 10s$$

$$\text{Potencia} = \frac{0.98Nm}{10s}$$

Potencia = 0.0098 W

Potencia = 0.000013328 CV

❖ 3.7 CÁLCULO DEL ÁRBOL DE LEVAS

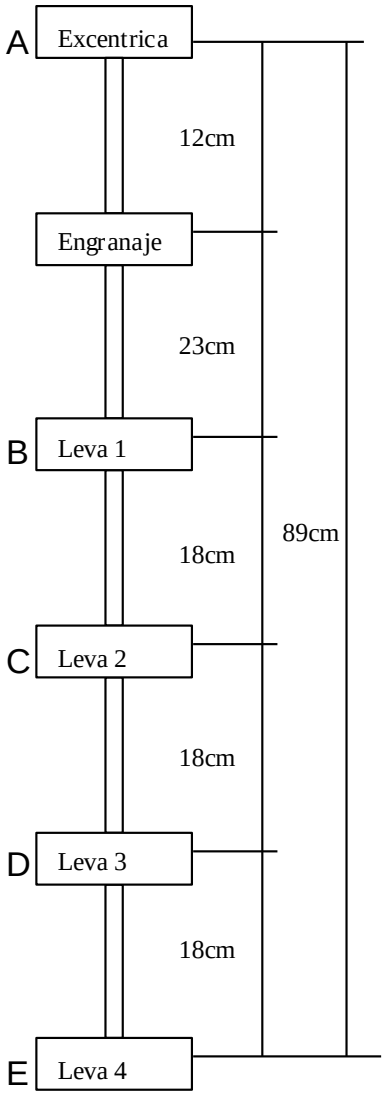


Figura.23:Esquema con datos iniciales para el cálculo del árbol de Levas

El árbol es un elemento en el cual van montadas piezas que giran (poleas, ruedas dentadas, levas etc.) los árboles son piezas sustentadoras, pero además transmiten momento y están sometidas no solo a flexión, sino también torsor. Dichos parámetros referenciales son establecidos por las fuerzas y resistencias calculadas en el episodio anterior

Para el diseño se plantea un análisis de fuerzas horizontales, verticales, momentos, y se establece sus dimensiones con ayuda de Tablas.

Potencia Absorbida

A = 1.3157×10^{-5} HP

B = 9.5429×10^{-5} HP

C = 2.2155×10^{-4} HP

D = 1.8722 HP

E = 9.5429 x 10^{-5} HP

Torques en Elementos

$$\mathbf{T} = \frac{P \times 71600}{n}$$ 20 rpm valor máximo de desarrollo del sistema

$$\mathbf{TA} = \frac{1.3157 \times 10^{-5}\ HP \times 71600}{20}$$

TA = 0.047113 kg.cm

TB = 0.3416394 kg.cm

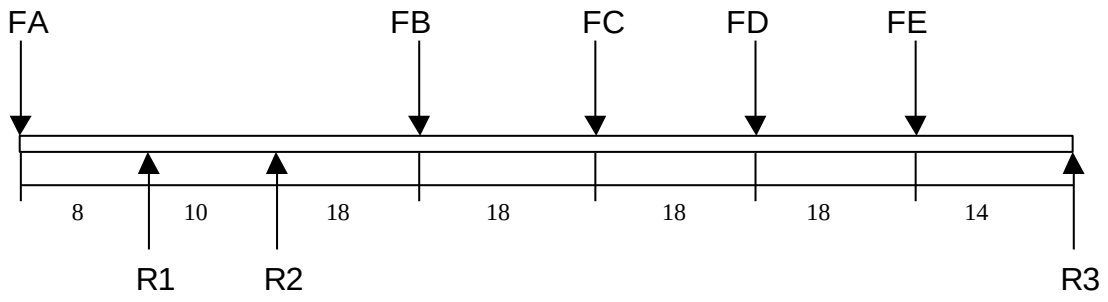
TC = 0.793328 kg.cm

TD = 6702.476 kg.cm

TE = 0.341639 kg.cm

Fuerza Horizontales

Aumentamos el árbol 10 cm en un extremo y 1 cm al otro lado por seguridad



FA = 7N

FB = 6N

FC = 14N

FD = 90N

FE = 7N

$\Sigma Fy = 0$

-FA – FB – FC – FD – FE + R1 + R2 + R3 =0

$R_1 + R_2 + R_3 = 124N$

$\Sigma MR_3 = 0$

$(14N)FE + (32N)FD + 50(N)FC + 68(N)FB + R_2(86N) + R_1(96N) + (104N)FA = 0$

98 + 2880 + 700 + 408 – 86R2 – 96R1 + 718 = 0

$\underline{86R_2 + 96R_1 = 4814}$

$\Sigma MR_2 = 0$

$10R_1 - 18FA = 0$

$\underline{R_1 = 12.6\ N = 1.284Kgf}$

$$R_2 = \frac{4814 - 96(12.6)}{86}$$

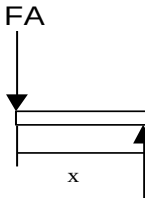
$\underline{R_2 = 41.0911627N = 4.188695Kgf}$

$R_3 = 124 - R1 - R2$

$\underline{R_3 = 69.4884N = 7.0834Kgf}$

Sumatoria de Momento Flector

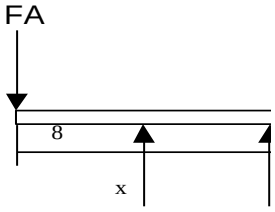
$0 < x < 8$



$M = -0.71x$ $\quad$ $x = 0cm$ $\quad$ $x = 8cm$

$M = 0$ $\quad$ $M = -5.714$ Kg.cm

$8 < x < 18$

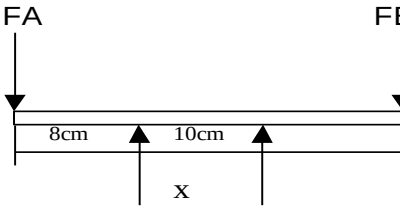


$M = -0.71x + 1.2857 (x – 8)$

$x = 8cm$ $\quad$ $x = 18cm$

$M = -5.68$ Kg.cm $\quad$ $M = 0.08$ Kg.cm

$18 < x < 36$

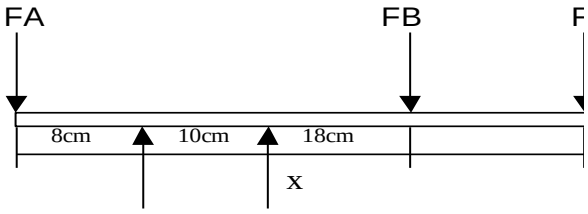


$M =- 0.71x + 1.2857 (x – 8) + 4.28 (x – 18)$

$x = 18cm$ $\quad$ $x = 36cm$

$M = 0.08$ Kg.cm $\quad$ $M = 87.48$ Kg.cm

36 < x < 54

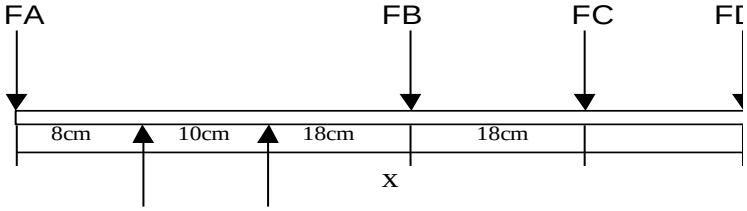


M = -0.71x + 1.2857(x–8) + 4.28(x–18) – 0.61(x-36)

x = 36cm x = 54cm

M = 87.48 Kg.cm M = 165.28 Kg.cm

54 < x < 72

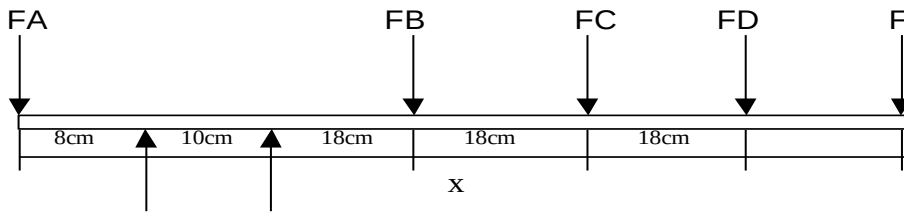


M = -0.71x + 1.2857(x–8) + 4.28(x–18) – 0.61(x-36) – 1.43(x – 54)

x = 54cm x = 72cm

M = 165.28 Kg.cm M = 216.58 Kg.cm

72 < x < 90

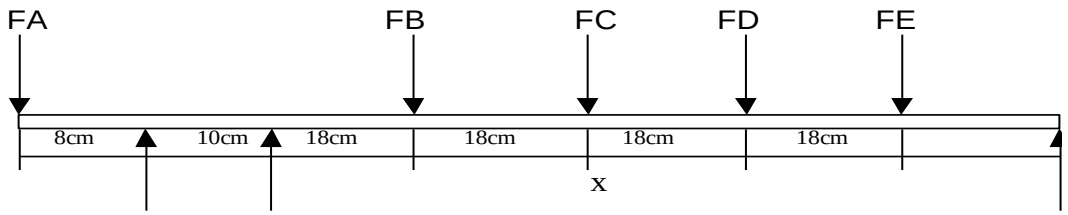


$M = -0.71x + 1.2857(x–8) + 4.28(x–18) – 0.61(x-36) – 1.43(x – 54) – 9.2(x – 72)$

$x = 72$ cm $\qquad$ $x = 90$cm

$M = 216.58$ Kg.cm $\qquad$ $M = 102.28$ Kg.cm

$90 < x < 104$



$M = -0.71x + 1.2857(x–8) + 4.28(x–18) – 0.61(x-36) – 1.43(x – 54) – 9.2(x – 72)$

$x = 90$ cm $\qquad$ $x = 104$cm

$M = 102.28$ Kg.cm $\qquad$ $M = 3.44$ Kg.cm

Tabla.9: Sumatoria de Momento Flector en fuerzas horizontales

Sumatoria Momento Flector		
Valores de x (cm)		Momento (kg.cm)
1	0	0
2	8	-5,714
3	18	0,08
4	36	88,24
5	54	165,28
6	72	216,58
7	90	102,28
8	104	3,44

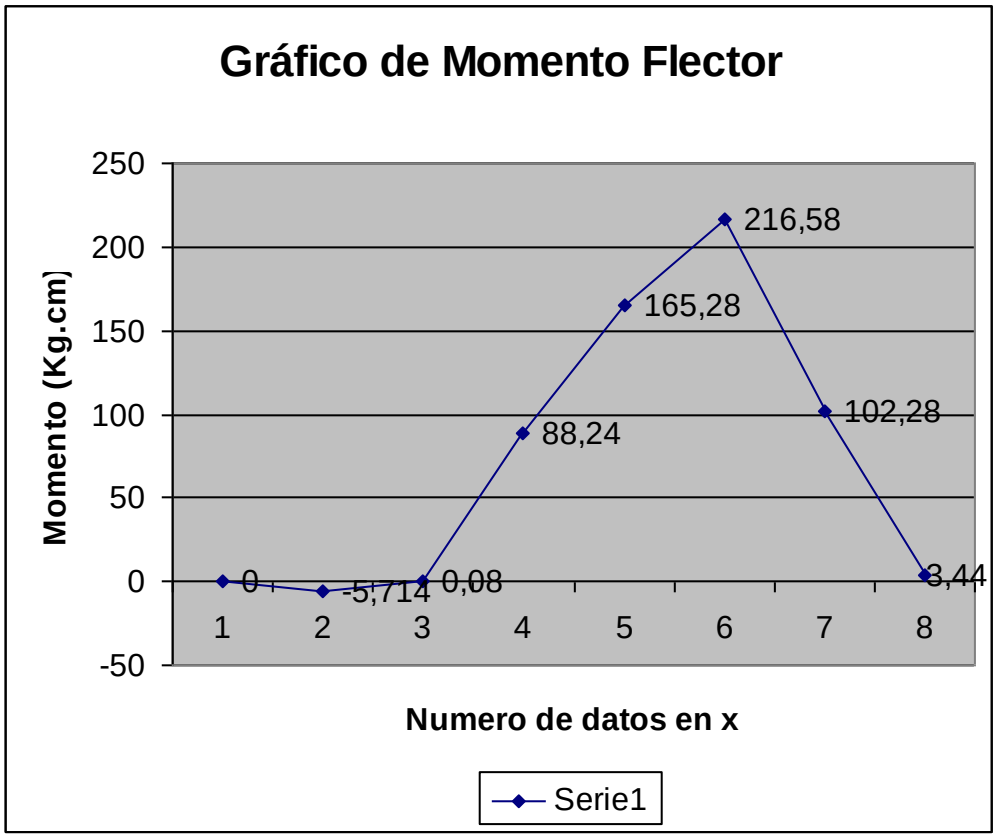


Figura.24: Diagrama de Momento flector Vs. Distancia

Análisis de Fuerzas Horizontales en el Árbol

Se utilizó el programa MD Sólidos, para obtener la deformación del árbol por las cargas axiales y el análisis de fuerzas verticales

Diagramas de Deformación Axial del Árbol de Levas

Model Definition

Element Number	Length (mm)	Area (mm²)	Modulus of Elasticity (GPa)	Delta Temperature (deg F)	Coeff Thermal Expansion (per deg F)	Initial Misfit (in)
1	180,000	1,0000	210,000	0,000	0,000	0,00000
2	180,000	1,0000	210,000	0,000	0,000	0,00000
3	180,000	1,0000	210,000	0,000	0,000	0,00000
4	180,000	1,0000	210,000	0,000	0,000	0,00000
5	230,000	1,0000	210,000	0,000	0,000	0,00000
6	120,000	1,0000	210,000	0,000	0,000	0,00000

Node Number	Concentrated Force (N)	Specified Displacement (mm)
1	0,000	0,00000
2	-1,470	
3	-1,470	
4	-1,470	
5	-1,470	
6	-2,940	
7	-2,940	

Analysis Results

Element Number	Element Force (N)	Normal Stress (MPa)
1	-11,760	-11,760
2	-10,290	-10,290
3	-8,820	-8,820
4	-7,350	-7,350
5	-5,880	-5,880
6	-2,940	-2,940

Node Number	Deflection (mm)
1	0,00000
2	-0,01008
3	-0,01890
4	-0,02646
5	-0,03276
6	-0,03920
7	-0,04088

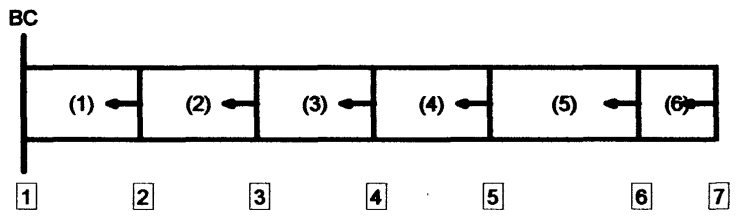


Gráfico # 28

Diagramas de Deformación Axial del Árbol de Levas

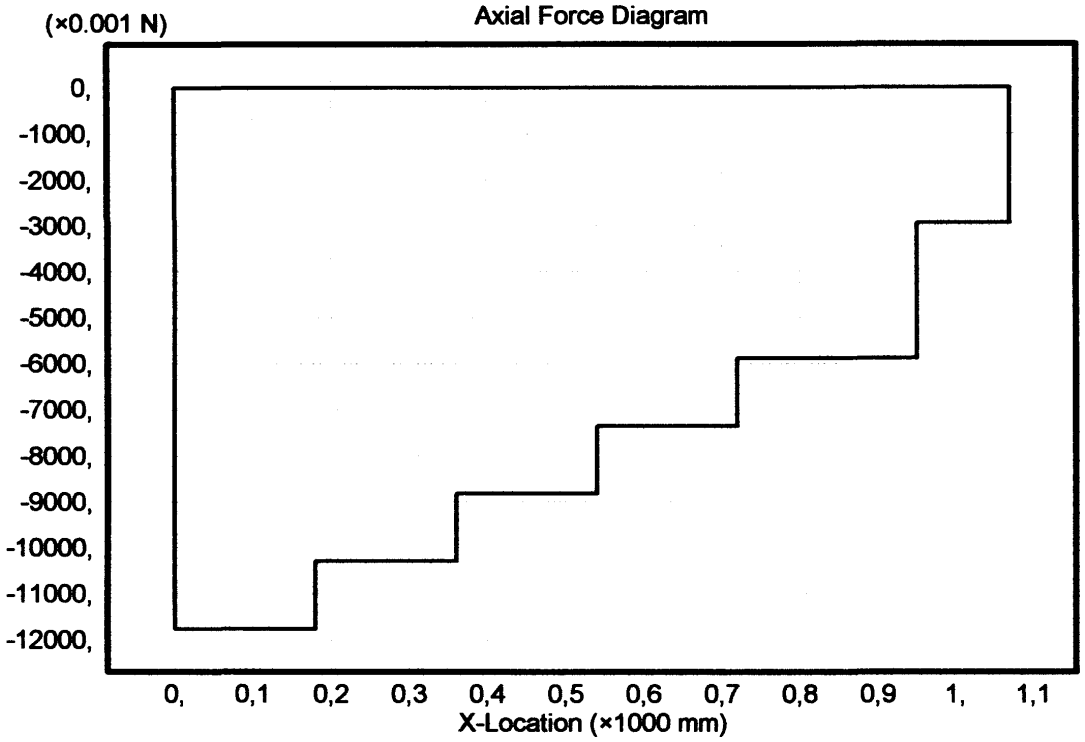


Figura.25: Diagrama de Deformación Axial, Fuerza Vs. Distancia

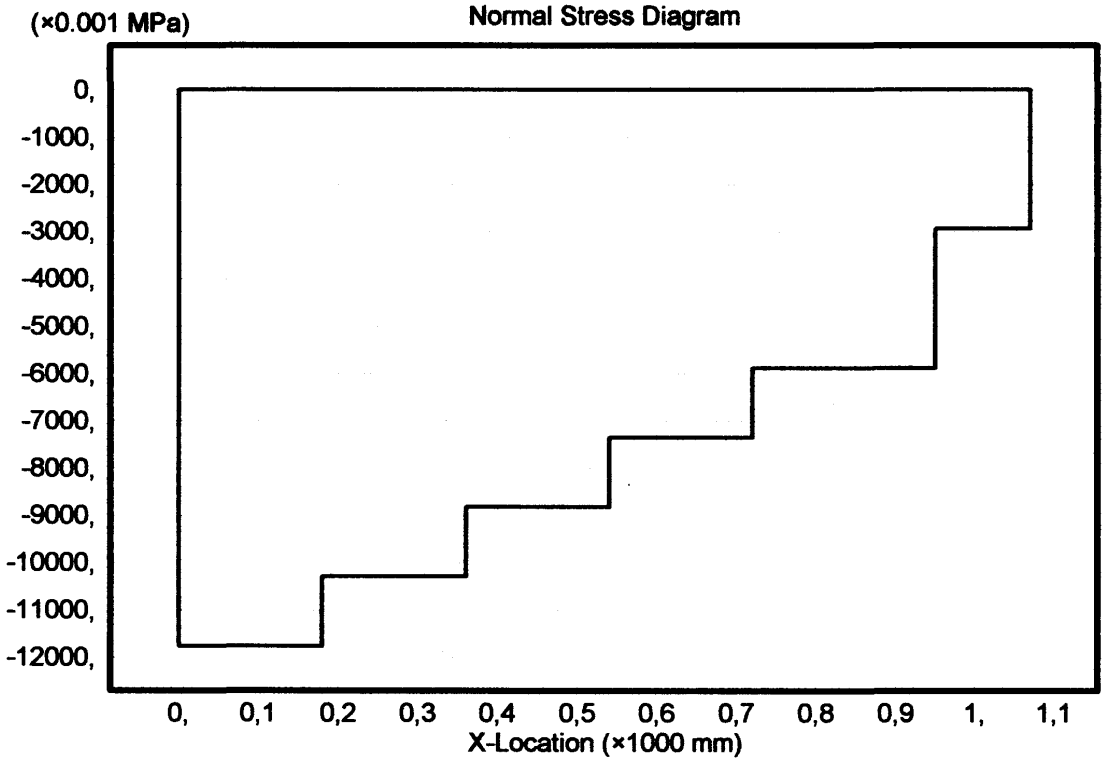


Figura.26:Diagrama de Deformación Axial, Compresión Vs. Distancia

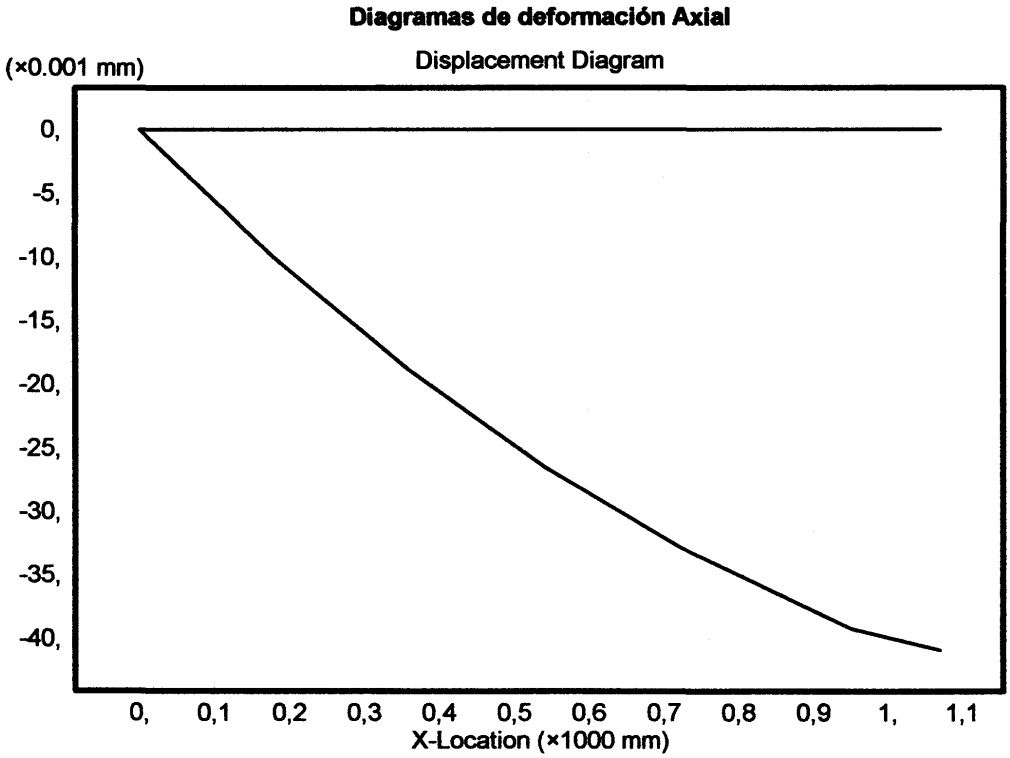


Figura.27: Diagrama de Deformación Axial, Deformación Vs. Distancia

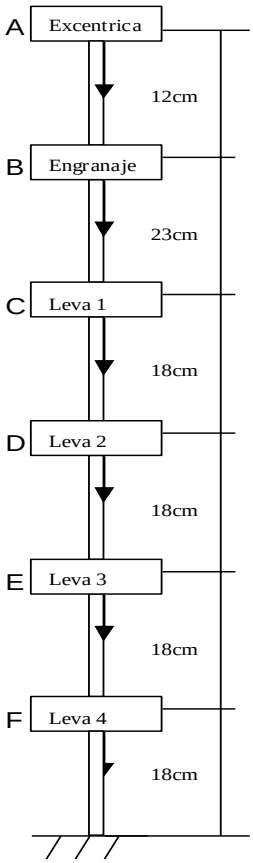


Figura.28: Distancias de las fuerzas en el árbol de Levas (gráfico no a escala)

Utilizamos los valores mas altos de los momentos

Mh = 216.58 Kg. cm

Mv = 1176 Kg. cm = 12N

$$Mc = \sqrt{Mh^2 + Mv^2}$$

$$Mc = \sqrt{216.58^2 + 117.6^2}$$

$$Mc = 246.4481 Kg.cm$$

Aceptamos el Momento torsor de Acero Dulce Mt = 60 N/m^2 st 37-10

$$Meq = \sqrt{Mt^2 + Mc^2}$$

$$Meq = \sqrt{612^2 + 246.45^2}$$

$$Meq = 659.76 Kg.cm$$

Para Acero St 37-10 utilizamos el régimen de flexión de 50 – 75 N/mm^2 de ϑad = 510 kg.cm

$$d \geq \sqrt{\frac{M_{eq}}{0.1 \cdot (\tau_{ad})}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{660}{0.1 \cdot (510)}}$$

$$d \geq 2.4 cm \quad d \geq 2.4 cm$$

Elegimos por seguridad el diámetro normalizado superior de 3 cm.

Cálculo de los Diámetro de Apoyo

Tabla.10: Datos de fuerzas horizontales y verticales ejercidas en los Apoyos

Apoyos	Fuerzas H(Kgf)	Fuerzas V(Kgf)
1	1.3	0.3
2	4.28	0.60
3	7.1	1.2

$$R_1 = \sqrt{1.3^2 + 0.3^2}$$

$$R_1 = 1.334\text{Kgf}$$

$$R_2 = \sqrt{4.28^2 + 0.6^2}$$

$$R_2 = 4.3\text{Kgf}$$

$$R_3 = \sqrt{7.1^2 + 01.2^2}$$

$$R_3 = 7.2\text{Kgf}$$

Cálculo de los Diámetros de Apoyo

Longitud = 6 cm

$\sigma ad = 510$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{R \cdot L}{0.2 \cdot (\sigma ad)}} \qquad d \geq \sqrt[3]{\frac{R \cdot L}{0.2 \cdot (\sigma ad)}} \qquad d \geq \sqrt[3]{\frac{R \cdot L}{0.2 \cdot (\sigma ad)}}$$

$$d1 \geq \sqrt[3]{\frac{1.334 \cdot (6)}{0.2 \cdot (510)}} \qquad d2 \geq \sqrt[3]{\frac{4.3 \cdot (6)}{0.2 \cdot (510)}} \qquad d3 \geq \sqrt[3]{\frac{7.2 \cdot (6)}{0.2 \cdot (510)}}$$

$$d1 \geq 0.43\text{cm} \qquad d2 \geq 0.63\text{cm} \qquad d3 \geq 0.751\text{cm}$$

Elegimos por seguridad el diámetro normalizado superior de 2 a 2.5 cm.

Cálculo al corte

$$\tau = \frac{F}{Ac} = \frac{4R_1}{\pi d^2}$$

$$\tau = \frac{4(7.2)}{\pi(20)^2}$$

$$\tau = 4.6\frac{Kgf}{cm^2}$$

Diseño (gráfico no en escala)

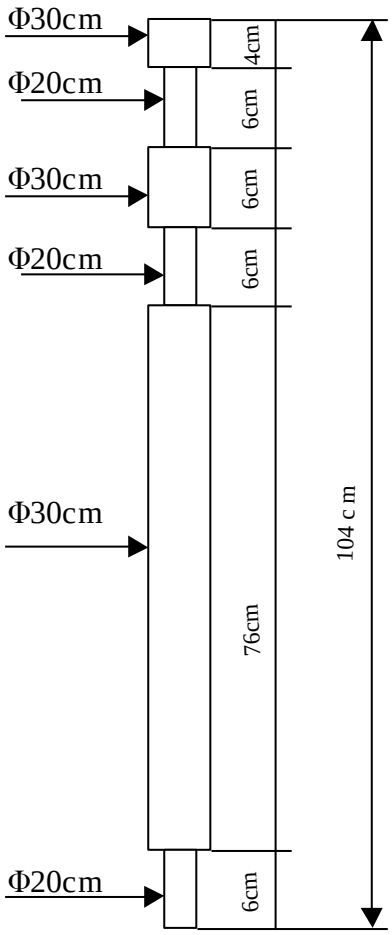


Figura.29: Diseño final del árbol de Levas

❖ 3.8 CALCULO DE LEVAS

Las máquinas que contengan árboles de levas, son máquinas caracterizadas por sus elevadas prestaciones de precisión y capacidad de producción. Han sido diseñadas con los más modernos métodos de cálculo y diseño de CAD e incorpora las últimas novedades en el campo de accionamientos digitales, todo ello con el fin de conseguir una máquina destinada a la producción de series grandes. En nuestro caso la envasadora trabajará con mecanismos controlados por una árbol de levas, el mismo que sincronizará con gran precisión, las diferentes partes de todo el funcionamiento, para ello se deberá realizar el diseño de las levas, que estarán acorde con los datos proporcionados, éstos obtenidos de las necesidades técnicas de la máquina, como por ejemplo; el del recorrido de los arrastres, anterior y posterior, etc.

Características técnicas a ser tomadas en cuenta para levas:

- Distancia entre centros de levas: 180 mm
- Velocidad lineal máxima del punto-radio mayor 0.1-10 m/s
- Potencia motor : ¾ HP
- Velocidad máx.: 1750 rpm
- Recorrido lineal del seguidor : 24 mm
- Espesor de Leva : 40 mm
- Radio mínimo de Leva : 35 mm
- Radio máximo de Leva : 59 mm

Figura.30: Fotografía de Árbol de Levas

Tabla.11: Radios y ángulos de levas

Datos	
Angulos (º)	radios mm
0	59
3	58,6
6	58,2
9	57,8
12	57,4
15	57
18	56,6
21	56,2
24	55,8
27	55,4
30	55
33	54,6
36	54,2
39	53,8
42	53,4
45	53
48	52,6
51	52,2
54	51,8
57	51,4
60	51
63	50,6
66	50,2
69	49,8
72	49,4
75	49
78	48,6
81	48,2
84	47,8
87	47,4
90	47

Datos	
Angulos (º)	radios mm
93	46,6
96	46,2
99	45,8
102	45,4
105	45
108	44,6
111	44,2
114	43,8
117	43,4
120	43
123	42,6
126	42,2
129	41,8
132	41,4
135	41
138	40,6
141	40,2
144	39,8
147	39,4
150	39
153	38,6
156	38,2
159	37,8
162	37,4
165	37
168	36,6
171	36,2
174	35,8
177	35,4
180	35

Datos	
Angulos (º)	radios mm
183	35,4
186	35,8
189	36,2
192	36,6
195	37
198	37,4
201	37,8
204	38,2
207	38,6
210	39
213	39,4
216	39,8
219	40,2
222	40,6
225	41
228	41,4
231	41,8
234	42,2
237	42,6
240	43
243	43,4
246	43,8
249	44,2
252	44,6
255	45
258	45,4
261	45,8
264	46,2
267	46,6
270	47

Datos	
Angulos (º)	radios mm
273	47,4
276	47,8
279	48,2
282	48,6
285	49
288	49,4
291	49,8
294	50,2
297	50,6
300	51
303	51,4
306	51,8
309	52,2
312	52,6
315	53
318	53,4
321	53,8
324	54,2
327	54,6
330	55
333	55,4
336	55,8
339	56,2
342	56,6
345	57
348	57,4
351	57,8
354	58,2
357	58,6
360	59

Gráfico de Leva , Perfil

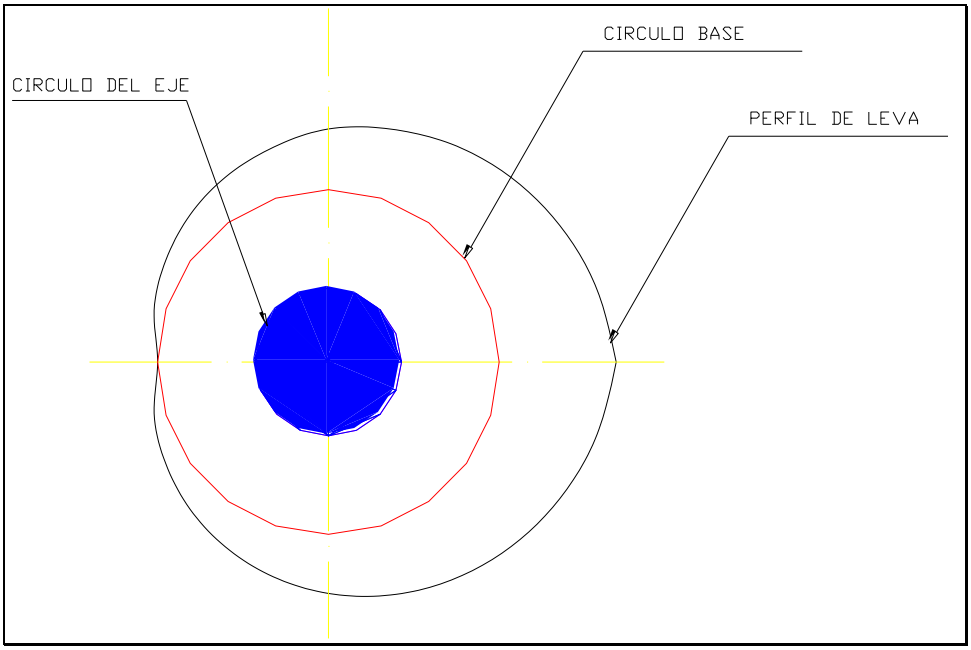


Figura.31: El Perfil de la Leva se determina en base a las medias tomas geométricamente

Curvas de Desplazamiento del Seguidor

Tabla.12: Desplazamiento del seguidor proporcionado por la leva diseñada

Curva de Desplazamiento del Seguidor		
Elementos	Grados	Recorrido(mm)
1	0	12
2	45	18
3	90	24
4	135	18
5	180	12
6	225	6
7	270	0
8	315	6
9	360	12

Gráfico de distancias de perfil de leva con circulo base y sus ángulos

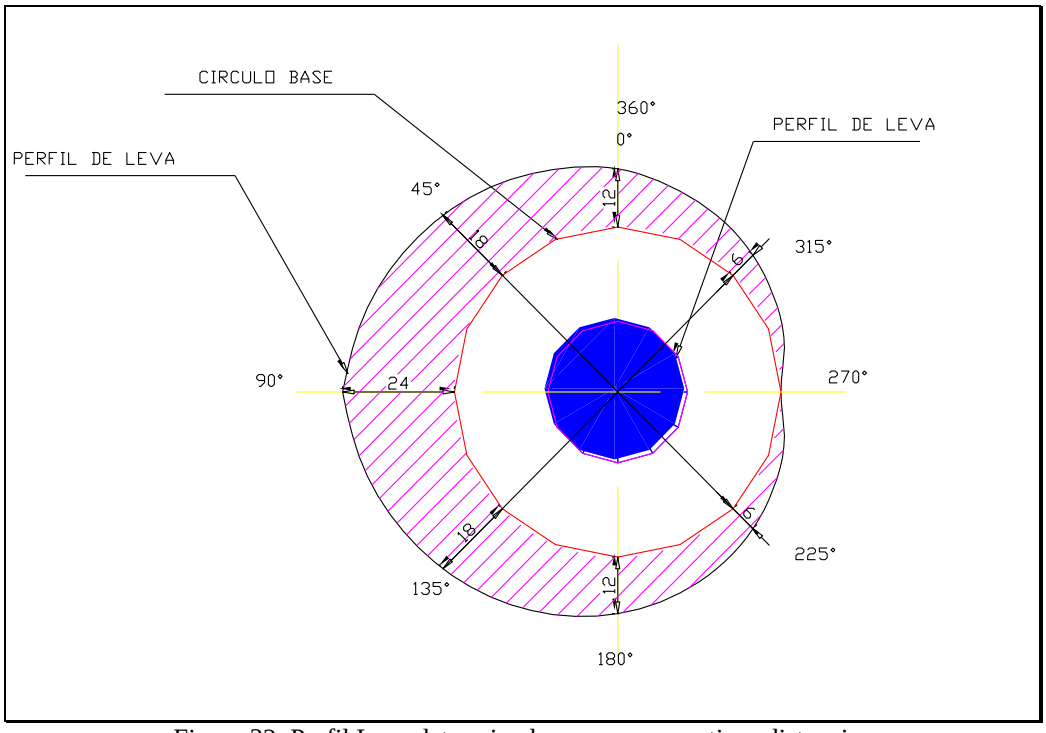


Figura.32: Perfil Leva determinada con sus respectivas distancias
y ángulos con respecto al círculo Base.

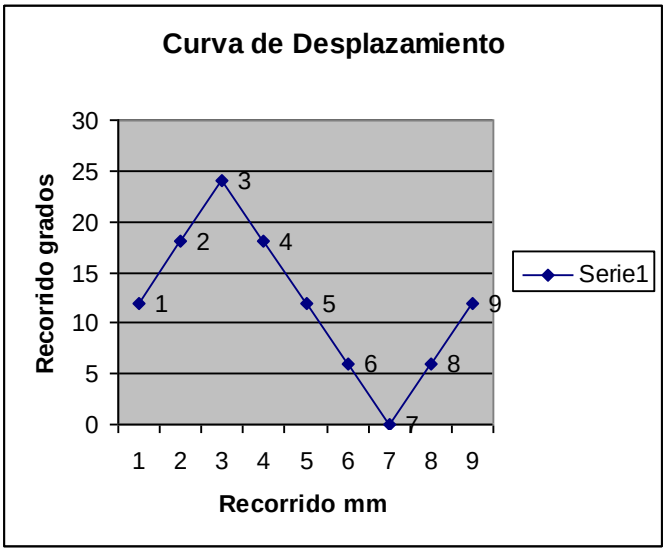


Figura.33:Diagrama de Desplazamiento del Seguidor de la leva

El seguidor es un elemento que describe el perfil de la leva y lo traduce en un movimiento final, que puede ser a cualquier dirección, en este caso es longitudinal.

3.9 CÁLCULO DE LAS PALANCAS

Las palancas están encargadas de proporcionar movimiento a las cajas de desplazamiento y activar algunos mecanismos, este movimiento es proporcionado por el perfil obtenido de la leva, en el proceso se toma en cuenta una guía y un muelle para el retorno del seguidor

Dibujo de seguidor palanca

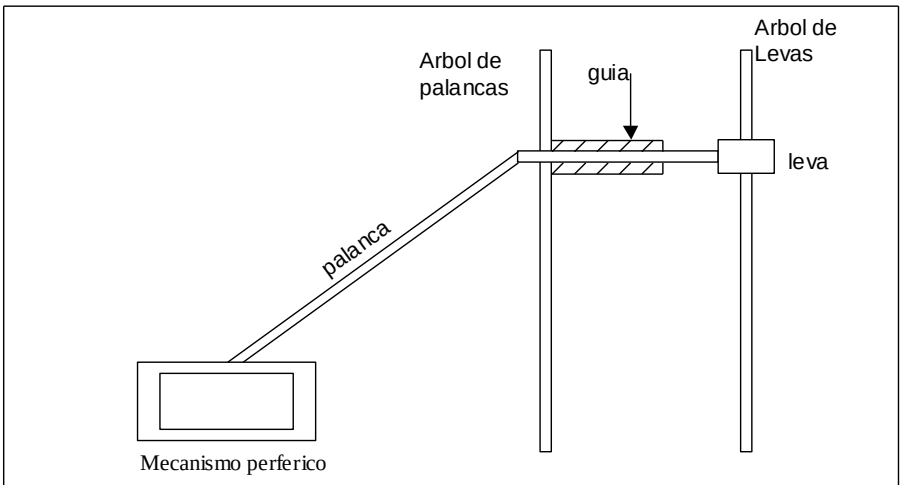


Figura.34: Elementos Constitutivos del funcionamiento de los mecanismos mecanicos

Palanca 1 Abridor.

Datos:

X = -151.5 cm

Y = -29 cm

Z = 16 cm

$$P_1 = \sqrt{(X^2 + Y^2 + Z^2)}$$

$$P_1 = \sqrt{(151.5^2 + 29^2 + 16^2}$$

$P_1 =$ 155.0782cm

$$\cos \theta x = \frac{X}{P}$$

$$\cos \theta x = \frac{-151.5}{155.0782}$$

$\theta x = 167.668$

$$\cos \theta y = \frac{-\ 29\ .}{155.0782}$$

$\theta y = 100.778º$

$$\cos \theta z = \frac{16\ .}{155.0782}$$

$\theta z = 84.078º$

Palanca 2 Arrastre anterior.

Datos:

X = -207.5 cm

Y = -11 cm

Z = 16 cm

$$P_2 = \sqrt{(X^2 + Y^2 + Z^2)}$$

$$P_2 = \sqrt{(207.5^2 + 11^2 + 16^2}$$

$P_2 = 208.4065$ cm

$$\cos \theta x = \frac{-207.5}{208.4065}$$

$\theta x = 174.6541º$

$$\cos \theta y = \frac{-\ 11\ .}{208.4065}$$

$\theta y = 93.026º$

$$\cos \theta z = \frac{16}{208.4065}$$

$\theta z = 85.597º$

Palanca 3 Arrastre Posterior.

Datos:

X = 44.5cm

Y = 7 cm

Z = 16 cm

$$P_3 = \sqrt{(X^2 + Y^2 + Z^2)}$$

$$P_3 = \sqrt{(44.5^2 + 7^2 + 16^2)}$$

$P_3 = 47.8$ cm

$$\cos \theta x = \frac{44.5}{47.8}$$

$\theta x = 21.41º$

$$\cos \theta y = \frac{-7}{47.8}$$

$\theta y = 81.58º$

$$\cos \theta z = \frac{16}{47.8}$$

$\theta z = 70.44º$

Palanca 4 Sellado

Datos:

X = -95.5 cm

Y = 25 cm

Z =16cm

$$P_3 = \sqrt{(X^2 + Y^2 + Z^2)}$$

$$P_3 = \sqrt{(95.5^2 + 25^2 + 16^2)}$$

P_4 = 100.006 cm

$$\cos \theta x = \frac{-95.5}{100.006}$$

θx = 162.735º

$$\cos \theta y = \frac{25}{100.006}$$

θy = 75.5234º

$$\cos \theta z = \frac{16}{100.006}$$

θz = 80.794º

Tabla.13: Longitudes y valores de ubicación de las palancas de los mecanismos.

Longitudes de palancas y ángulos de posición				
Palancas	Longitudes(cm)	θx (º)	θy(º)	θz(º)
P1	155.0782	167.668	100.778	84.078
P2	208.4065	174.6541	93.026	85.597
P3	24.026	21.41	81.58	70.44
P4	100.006	162.735	75.5234	80.794

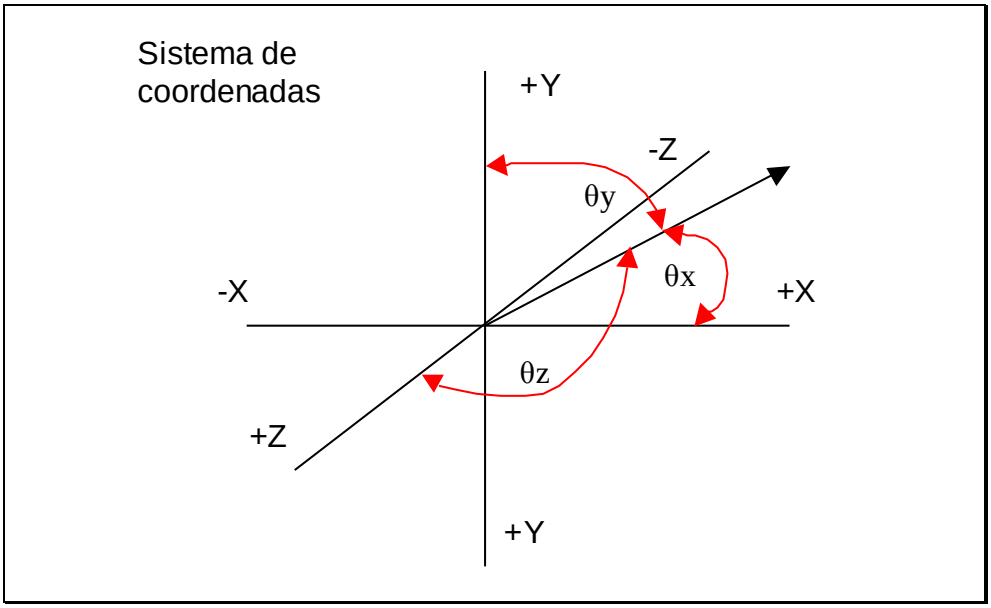


Figura.35:Plano de Coordenadas con respecto al punto de origen árbol de Palancas

Nota: Para la ubicación de las palancas se deberá tomar en cuenta los ángulos encontrados en θx, θy, θz con respecto al eje de coordenadas en tres dimensiones , y considerando el punto de origen en el árbol de palancas, siendo independientes uno del otro.

❖ 3.10 CÁLCULO, SISTEMAS DE BRAZOS Y PALANCAS PARA EL MOVIMIENTO DE MECANISMOS.

Sistemas de Brazos y Palancas de para el movimiento de Mecanismos. Arrastre Anterior y Posterior

Este sistema está basado en los puntos de apoyo y las distancias necesarias para el desplazamiento necesitado en las cajas de desplazamiento

Recorrido lineal de Palanca-seguidor = 24 mm

h = 16 cm

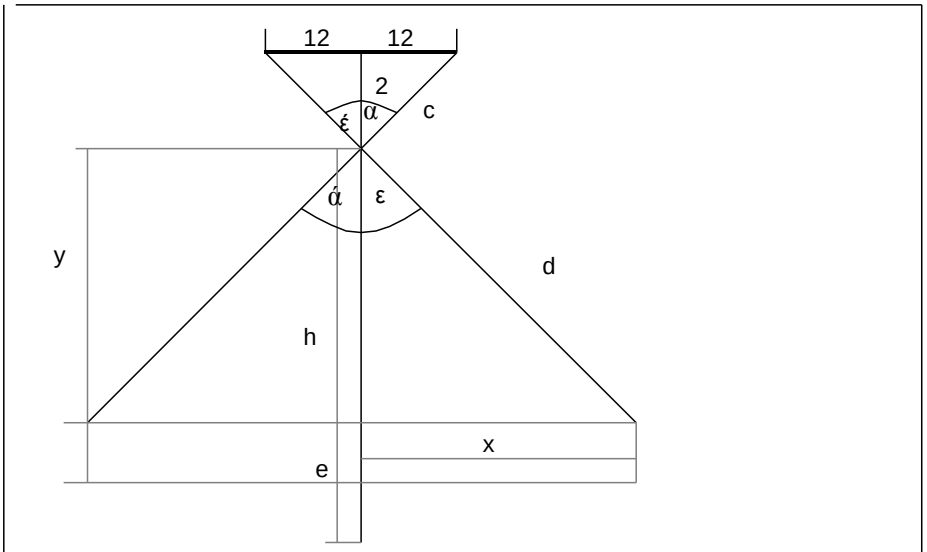


Figura.36:Esquema geometrico de angulos y recorrido final de cajas de desplazamiento

$$c^2 = 2^2 + 1.2^2$$

$$c = 2.33cm$$

$$sen\alpha = \frac{l.opuesto}{hipotenusa}$$

$$sen\alpha = \frac{1.2}{2.3}$$

$$\alpha = 30.964° = \varepsilon$$

$$d = h - 0.33$$

$$d = 16 - 0.33$$

$$d = 15.67cm$$

$$y^2 = d^2 + X^2$$

$$y^2 = 15.67^2 + 8.06^2$$

$$y^2 = 13.44cm$$

$$e = 2 \cdot X$$

$$e = 2 \cdot 8.06$$

$$e = 16.124cm$$

Sistemas de Brazos y Palancas de para el movimiento de Mecanismos. Abridor

Recorrido lineal de Palanca-seguidor = 24 mm

h = 15 cm

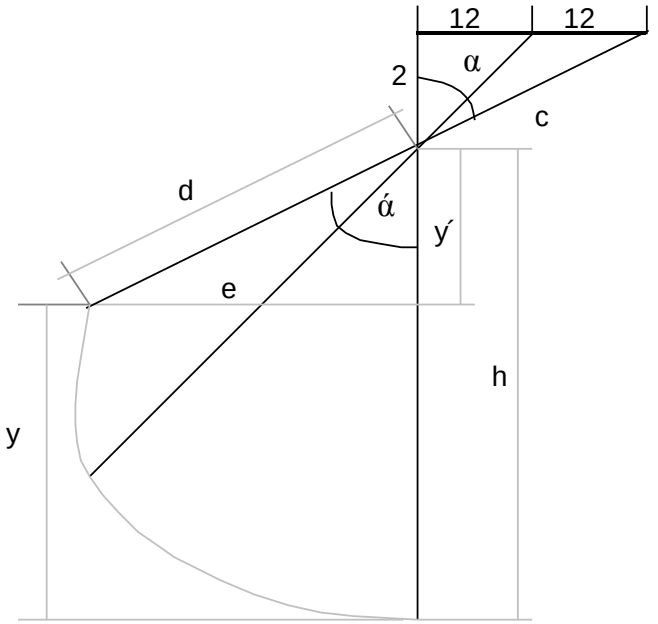


Figura.37: Esquema geométrico de ángulos y recorrido del abridor

$$c = 2^2 + 2.4^2$$

$$c = 3.12cm$$

$$d = 15 - c$$

$$d = 11.88cm$$

$$sen\alpha = \frac{l.opuesto}{hipotenusa}$$

$$sen\alpha = \frac{2.4}{3.12}$$

$$\alpha = 50.28° = \acute{\alpha}$$

$$sen\,\acute{\alpha} = \frac{e}{d}$$

$$sen50.28 = \frac{e}{11.88}$$

$$e = 9.14cm$$

$$y^2 = e^2 - d^2$$

$$y'^2 = 9.14^2 - 11.88^2$$

$$y = 7.589cm$$

$$y = h - y'$$

$$y = 7.4cm$$

❖ 3.11 CÁLCULO DE ENGRANAJES

Cálculo de Engranajes

Los engranajes serán empleados como dispositivo para ubicar los componentes de la envasadora en la posición inicial de arranque.

Anotaciones:

m = módulo en mm

t = paso

z = número de dientes

Dp = diámetro primitivo en mm

De = diámetro exterior o diámetro de cabeza en mm

Di = diámetro interior o diámetro de pie en mm

h = altura del diente en mm

h_e = altura de cabeza de diente en mm

h_p = altura del pie en mm

b = anchura del diente en mm

d = distancia entre ejes en mm

1) Rueda Dentada conducida

Modulo m = 2

Altura del Diente

$$h = \frac{13 \cdot m}{6}$$

$$h = \frac{13 \cdot 2}{6}$$

$$h = 4.33mm$$

Altura de cabeza de diente

$$he = m = 2mm$$

Altura del Pie

$$hp = \frac{7}{6} \cdot m$$

$$hp = \frac{7}{6} \cdot 2$$

$$hp = 2.3mm$$

Anchura del diente

$$b = K \cdot m$$

$$b = 12 \cdot 2$$

$$b = 24mm$$

Diámetro Primitivo

$$Dp = 50mm$$

Número de dientes

$$z = \frac{Dp}{m}$$

$$z = \frac{50}{2}$$

$$z = 25dientes$$

Diámetro Exterior

$$De = m(z + 2)$$

$$De = 2(25 + 2)$$

$$De = 54mm$$

Diámetro Interior

$$Di = m \cdot \left(z - \frac{14}{6}\right)$$

$$Di = 2 \cdot \left(25 - \frac{14}{6}\right)$$

$$Di = 45.33mm$$

Para Corona Dentada

$$De = m(z - 2)$$

$$De = m(25 - 2)$$

$$De = 46mm$$

La del fondo del diente

$$df = m\left(z + \frac{14}{6}\right)$$

$$df = 2\left(25 + \frac{14}{6}\right)$$

$$df = 54.66$$

Amplitud del Diente

$$Ad = \frac{\pi \cdot m}{2}$$

$$Ad = \frac{\pi \cdot 2}{2}$$

$$Ad = 3.1416mm$$

2) Rueda Dentada conducida

Altura del Diente

$$h = \frac{13 \cdot m}{6}$$

$$h = \frac{13 \cdot 2}{6}$$

$$h = 4.33mm$$

Altura de cabeza de diente

$$he = m = 2mm$$

Altura del Pie

$$hp = \frac{7}{6} \cdot m$$

$$hp = \frac{7}{6} \cdot 2$$

$$hp = 2.3mm$$

Anchura del Diente

$$b = K \cdot m$$

$$b = 12 \cdot 2$$

$$b = 24mm$$

Diámetro Primitivo

$$Dp = 90mm$$

Número de Dientes

$$z = \frac{Dp}{m}$$

$$z = \frac{90}{2}$$

$$z = 45dientes$$

Diámetro Exterior

$$De = m(z + 2)$$

$$De = 2(45 + 2)$$

$$De = 94mm$$

Diámetro Interior

$$Di = m \cdot \left(z - \frac{14}{6}\right)$$

$$Di = 2 \cdot \left(45 - \frac{14}{6}\right)$$

$$Di = 85.33mm$$

Para Corona Dentada

$$De = m(z - 2)$$

$$De = m(45 - 2)$$

$$De = 86mm$$

La del Fondo del Diente

$$df = m\left(z + \frac{14}{6}\right)$$

$$df = 2\left(45 + \frac{14}{6}\right)$$

$$df = 94.66mm$$

Amplitud del Diente

$$Ad = \frac{\pi \cdot m}{2}$$

$$Ad = \frac{\pi \cdot 2}{2}$$

$$Ad = 3.1416mm$$

El intereje nominal A, de un par de ruedas exteriores con Zi y z, dientes es:

$$\Delta_e = \frac{z_1 + z_2}{2} m$$

Distancia entre ejes

$$\Delta e = \frac{z_1 + z_2}{2}$$

$$\Delta e = \frac{45 + 25}{2}$$

$$\Delta e = 35mm$$

y el A(de un par formado por un piñón de Zi dientes y una corona dentada interna de *Zi* dientes es:

$$\Delta_i = \frac{z_2 - z_1}{2} m$$

$$\Delta i = \frac{(z_1 - z_2)}{2}$$

$$\Delta i = \frac{45 - 25}{2}$$

$$\Delta i = 20mm$$

❖ 3.12 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR ELÉTRICO

A partir del momento torsor equivalente obtenido en el árbol de levas calculamos la potencia requerida.

P = potencia del motor en Kw.

M = par de giro en N.m 64.725Nm.(660Kg.cm)

n = número de revoluciones por minuto (50 rpm máximo)

η = rendimiento

$$P = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta}$$

$$P = \frac{64.725Nm \cdot 50rpm}{9550 \cdot 0.9}$$

$$P = 0.3765Kw$$

$$P = 0.51Hp$$

A partir de los resultados obtenidos seleccionamos el siguiente motor comercial

Tabla.14: Características Técnicas del Electromotor Seleccionado

MEG	Potencia 3/4 HP	
110/220V	60Hz	AMB4ac
13,80A	Ins BΔtK	
SFA	ENCL ODP	IP21
EFF 75%	PF 0,84	Code K
CAP: 2x340-40uf110V	nm: 1770 min-1	

❖ 3.13 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA PRODUCCIÓN DE LA ENVASADORA DE LECHE.

Este análisis Económico, se refiere a la producción de la Envasadora proyectada a un mínimo de 20 meses, para lo cual se obtuvo lo siguiente:

Tabla.15: Costos de Producción de envasado de leche, considerando el enfundar 120000 cm^3 por hora (mínima cantidad de producción)

Análisis Económico		
Costos	por mes($)	por 20 meses($)
Costo de Máquina	16140,59	16140,59
Leche	11760	235200
Gasto Operacional	600	12000
Gasto Energético	200	4000
Envase de Funda	940,8	18816
Mantenimiento	20	400
	Total	286556,59

Costo de la funda de 1000cm³

$$\text{valor de funda de leche} = \frac{\text{costo total de inversión}}{\#\,\text{defundas a envasar}}$$

$$\text{valor de funda de leche} = \frac{286.556,59\$}{940.800,00}$$

$$\text{valor de funda de leche} = 0,3046\$$$

El costo de una funda de leche de 1000cm^3 en ésta envasadora, es de 0,31 centavos de dólar en un tiempo de inversión de 20 meses.

El proceso de envasado de una funda de Leche de 1000cm^3 con una producción de 120000cm^3 por hora a 20 meses es de 0,0546$

Tabla.16: Costos de Producción de envasado de leche, considerando el enfundar 240000 cm^3 por hora (mínima cantidad de producción)

Análisis Económico		
Costos	por mes($)	por 20 meses($)
Costo de Máquina	16140,59	16140,59
Leche	23520	470400
Gasto Operacional	600	12000
Gasto Energético	200	4000
Envase de Funda	1881,6	37632
Mantenimiento	20	400
	Total	540572,59

$$\text{valor de funda de leche} = \frac{\text{costo total de inversión}}{\#\,\text{defundas a envasar}}$$

$$\text{valor de funda de leche} = \frac{540.572{,}00\$}{1'881.600{,}00}$$

$$\text{valor de funda de leche} = 0{,}287\$$$

El costo de una funda de leche de 1000cm^3 en ésta envasadora, es de 0,29 centavos de dólar en un tiempo de inversión de 20 meses.

El proceso de envasado de una funda de Leche de 1000cm^3 con una producción de 240000cm^3 por hora a 20 meses es de 0,04$

El producto tratado (térmicamente) y comercializado se estima en 0.40 centavos de dólar

Recuperación de inversión

Si el producto comercializado es de 0.40 centavos de dólar y el precio al público es de 0.50 centavos de dólar tenemos que:

En 20 meses, si se comercializa la mínima cantidad de 940800cm^3 de leche tendremos una utilidad de 122.304 $, es decir, que por mes existe una ganancia de 4704 $, por lo tanto el costo de la máquina sería recuperado en 4 meses máximo.

Nota:

En los datos de la tabla 15 y tabla 16, el costo del envase (funda de Polietileno) es de 0,02 centavos de dólar y 0,25 centavos de dólar los 1000 cm^3 de Leche cruda.

CAPITULO VI
RESULTADOS
(SIMULACIONES)

❖ 4.1 EFECTOS DE CONTRACCIÓN Y EXPANSIÓN TERMALES DE LAS PALANCAS Y EJES

Utilización del programa MD sólidos

Datos: longitudes Palancas

P1 = 155.0782 cm

P2 = 208.4065 cm

P3 = 47.8 cm

P4 = 100.006 cm

Diámetro de las palancas = 0.5cm

Áreas de las palancas = 0.196349 cm^2

Incremento de temperatura = 8 º centígrados

Las Relaciones de Fuerza-deformación de elemento:

El cambio en la temperatura en una barra también causará un cambio de longitud.

Nosotros podemos escribir una relación de la fuerza-temperatura-deformación para un elemento en el formulario:

$e = FL / AE + \alpha \Delta T L$

Se describe una relación de la fuerza-temperatura-deformación para la barra :

$e1 = (F1\ L1)/(A1\ E1) + \alpha\ 1\ \Delta\ T1\ L1$

Elemento Fuerza- temperatura- deformación.

$$e_1 = \left[\frac{L}{A\,E}\right]_1 F_1 + \alpha_1 \Delta T_1 L_1$$

El módulo de elasticidad usado para las palancas es el de acero estructural A-36

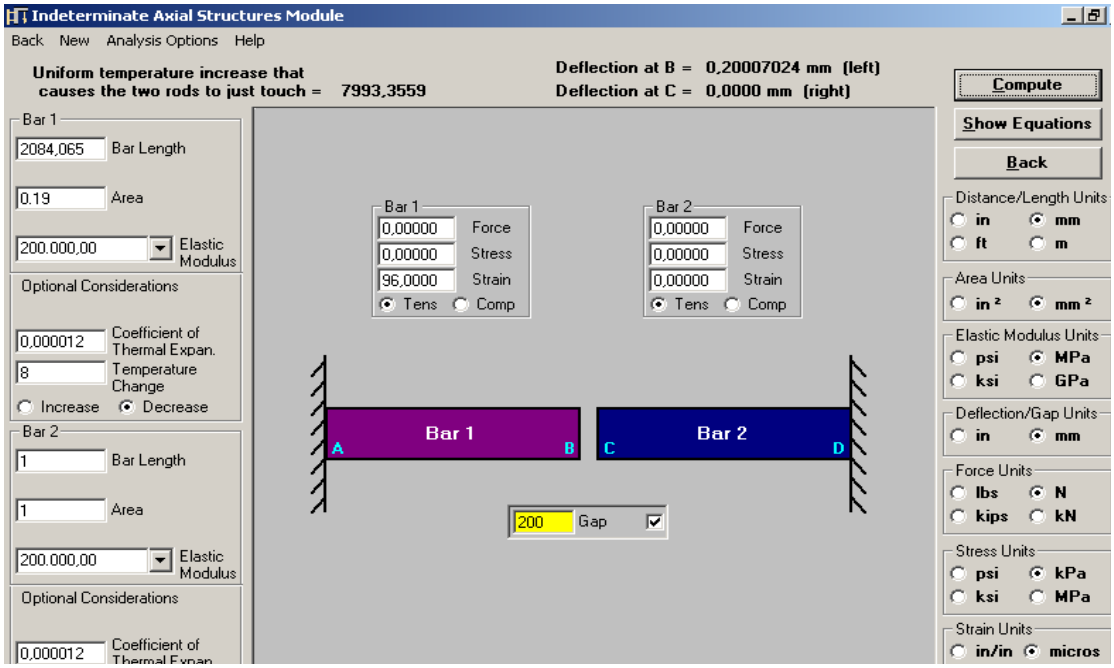


Figura.38: Pantalla de opciones en la utilización del programa MD Sólidos

Con la utilización del programa MD Sólidos, nos facilitará el cálculo del incremento de longitud de las palancas utilizadas en esta máquina, pudiendo hacer la variación del incremento de temperatura hasta obtener el máximo permitido, en este caso específico, los datos ingresados serán únicamente de la Barra 1.

Resultados de la deformación de palancas.

Tabla.17: Valores de deformación lineal por posible dilatación en las palancas que controlan los mecanismos

Palancas #	Deformación lineal (en mm)	Δ T(en ºC)
P1	0.148875072	8
P2	0,20007024	8
P3	0.045888	8
P4	0.09600	8

El incremento de temperatura en las palancas implica un problema directo en la coordinación de los movimientos de los mecanismos, se realiza el análisis con un ΔT igual a 8 grados centígrados, obteniendo una deformación despreciable para el funcionamiento. Sin lugar a duda se debe tomar en cuenta adecuar un sistema de ventilación y control de seguridad en la envasadora.

❖ 4.2 SIMULACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA ENVASADORA DE LECHE CONTROLADA POR UN PLC LOGO

El PLC será un equipo o máquina electrónica, programable, diseñado para controlar en tiempo real los procesos secuenciales o combinacionales requeridos en la Envasadora de Leche. Dichos procesos son las secuencias entre los cilindros neumáticos y el control de la inyección de la leche en el envase y la activación del sistema eléctrico por del sensor inductivo

Características técnicas empleadas por el PLC

*** 9/3/04 9:07 PM Diseño Diagrama de control de la envasadora de leche.lsc
*** Arranque simulación
Recursos empleados:
Bloques de función 13/56
RAM 10/27
REM 0/15
Parámetro 7/48
Temporizador 6/16
Profundidad de pila 7/58
Entradas digitales 2/24
Salidas digitales 4/16
Marca 1/8
Entradas analógicas 0/8
Cuadro de texto 0/5
Profundidad máx. de anidamiento: I1-B09-B10-B08-B01-B02-Q1

Circuito de Programación de los sistemas de La Envasadora de Leche

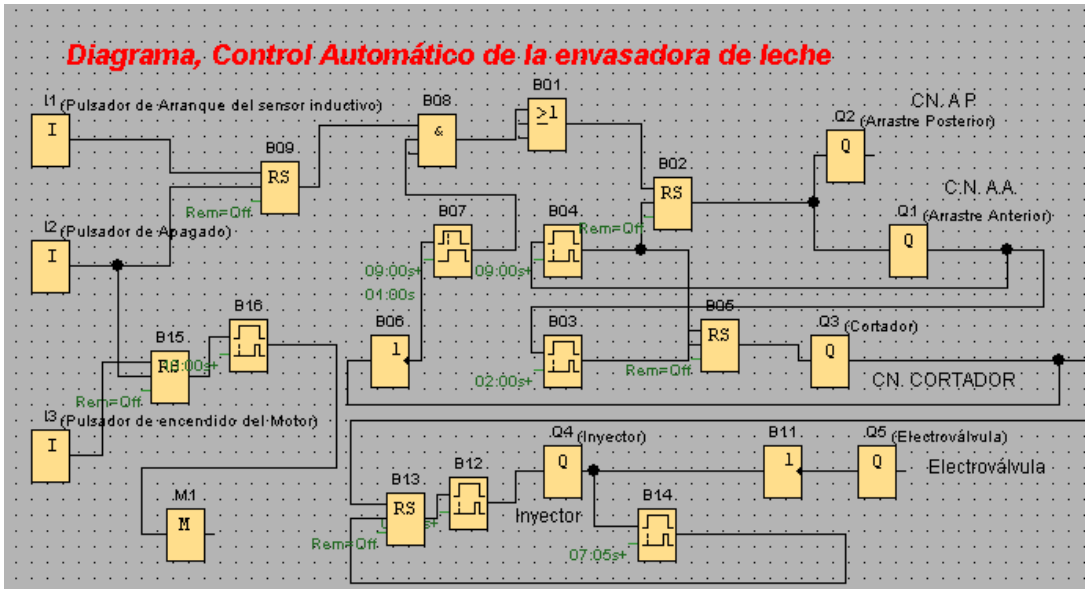


Figura.39:Esquema electrónico para el control Eléctrico de la envasadora

Este software de programación, LOGO!Soft Comfort para los PC. Nos permitirá resolver tareas enmarcadas en la técnica de instalación y control de los mecanismos eléctricos utilizados, Asimismo, nos permitirá realizar variantes según exigencias previamente dadas. LOGO! lleva integrados._ Control,_ Unidad de operación y visualización, _ Ciertas funciones básicas usuales en la práctica, p. ej. para activación/desactivación retardada, relé de impulsos e interruptor de software, _Temporizador, _ Determinadas entradas y salidas según el tipo del equipo, estas opciones, nos facilitará su automatización.

Análisis del funcionamiento del Circuito

El circuito está diseñado con tres entradas I1, I2, I3, , donde I3 es el pulsador de Arranque, I2 el de apagado e I1 la entrada de activación de todo el circuito

controlado por el sensor inductivo. Al pulsar I3 activará a B16 que luego de 10 segundos programados dará arranque al motor, este tiempo está dado por seguridad; al girar el árbol de levas el sensor inductivo, tendrá la función de detectar la presencia del metal de la leva, y reaccionará dando una serie de cambios de estado (abierto - cerrado - abierto... o vise versa). En este momento se activará todo el circuito porque pulsará la entrada I1, el estado inicial dependerá de como se instale el sensor.

Luego de pulsado I1 se activarán los mecanismos Q1, Q2, arrastre anterior, arrastre posterior, respectivamente, esto durante 9 segundos, al mismo tiempo se activa B03 que es un temporizador que activará a Q3 después de 2 segundos y lo apaga después de 7 segundos, al mismo tiempo que Q1, Q2. A continuación luego de 2 segundos se accionará Q4 y B14, B14 mantendrá activado a Q4 durante 7.5 segundos que es el tiempo de llenado. Q5 estará activado desde el momento de que se energicé el sistema, y solo se apagará cuando Q4 este encendido

sensor inductivo

Figura40:Fotografía de un Sensor inductivo

Bornes de Conexión

Entradas

Conector	Rotulación
I1	Pulsador de Arranque del sensor inductivo
I2	Pulsador de Apagado
I3	Pulsador de encendido del Motor

Salidas

Conector	Rotulación
Q3	Cortador
Q4	Inyector
Q5	Electroválvula

CAPITULO V

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

1. La Bomba Removedora trabaja para evitar estancamiento del producto por las mangueras de distribución.
2. El sistema de brazos y palancas aplicados al movimiento de los Arrastres y del abridor, puede causar descoordinación de los mecanismos, si el incremento de temperatura de los mismos, sube una cantidad que lograse deformarlos.
3. La utilización de un PLC para el control de La Envasadora de Leche, nos provee de una eficaz coordinación de los mecanismos eléctricos y electrónicos empleados, por lo tanto, se escogió el PLC LOGO Siemens
4. La mayoría de sus partes pueden ser construidas con materiales que se encuentran en el mercado, y las que no, con el conocimiento obtenido ser adaptadas para se funcionamiento
5. Con los diferentes tipos de Cálculos y el Diseño realizados en este trabajo se han cumplido los objetivos planteados en la presente.
6. En el Desarrollo de este proyecto, se han puesto en practica conocimientos adquiridos durante los estudios de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

CAPITULO VI

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda utilizar este trabajo como una herramienta para promover la construcción de Envasadoras.
2. Se beberá instalar sistemas de control de temperatura tales como, termómetro y ventilador, para mantener a una temperatura ideal de trabajo el interior de la Envasadora.
3. En caso de que la máquina, por el uso necesite más precisión, se deberá obviar el sistema de brazos y palancas utilizado, y se implementará sensores inductivos que leerán el perfil de la leva, los mismos que controlaran el movimiento de los mecanismos; adaptando otro sistema de desplazamiento.
4. Continuar el estudio de este tipo de máquinas, para fundamentar completamente la tecnificación en la creación, y adaptación de maquinaria moderna
5. Establecer comparaciones, al control de los sistemas utilizados, para integrar mejoras y conseguir un funcionamiento que nos produzca un mayor rendimiento.

4.3 BIBLIOGRAFÍA

- LOVE L. CarL, Procedimientos y aplicaciones de soldadura, 1era edición Agosto 1981, Editorial DIANA México.
- PARETO Luis, Formulario de Mecánica, 4ta edición, Diciembre 1989, Ediciones CEAC. Perú,
- STIOPIN P.A. , Resistencia de Materiales, 1era edición 1981, Editorial Prentice Hall. México.
- HALL, HOLOWENCO, LAUGHLIN, Diseño de Maquinas,1era edición 1971 Editorial Mc Grow-HILL, Panamá, Nueva York, México.
- G POLLONE / JPINTO , Engranajes.-. Editorial BLUME, primera edición española, 1972
- DELMAR PUBLISHERS, Mecanismos-maquinas, 1era Edición Mayo 1978 Editorial Delmar Publishers
- ALVARENGA MÁXIMO, Física general 3era edición 1983, Editorial HARLA México.
- ROLDAN VILARIO José, Electricidad industrial , cuarta edición 1994 Editorial Paraninfo
- ROLDAN VILARIO José , Motores Eléctricos Automatismos de control, Tercera edición 1994 Editorial Paraninfo
- HERMANN J. SCHARKUS E. LOBERT R., Prontuario de Metales, Editorial Reverte, S.A. 1984 3era Edición

- SHIGLEY J. "Teoría de máquinas y mecanismos". Mc Graw Hill. 1994. 2da edición
- Manual de PLC LOGO De Siemens.2002
- NORTON R. "Diseño de maquinaria". Editorial Mc Graw Hill. 1995.
- GRUPO OCÉANO, Mentor, Océano Grupo Editorial, S.A. 1998
- FERDINAND B. &JOHNSTON R,"Mecánica de Materiales".Editorial Mc Graw Hill 1981.
- RODRÍGUEZ, Pedro, "Manual de Soldadura", Editorial ALSIMA, 2001 Buenos Aires- Argentina, primera Edición.
- VAN VALKENBURGH, NOOGER & NEVILLE, "Electricidad Básica". Editorial BELL, 1987. primera edición.
- MICROSOFT CORPORATION, Encarta 2004
- OMURA, G., La Biblia del AutoCAD 2000. Editorial Anaya Multimedia S.A., Madrid 1999. 959 pp.
- SABATER, I., Guía de AutoCAD 2000. (*Formato digital*).
- AUTODESK, AutoCAD User's Guide. (*Formato digital*).

ANEXOS

Anexo # 1

CRANE APÉNDICE B - INFORMACIÓN TÉCNICA B - 31
B-19a. Potencia requerida para bombeo
Potencia técnica en kilowatts (kW) para llevar agua (a I5°C)
a diferentes alturas

Metros							
Lit/mint	2	4	6	8	10	12	14
20	0.007	0.013	0.020	0.026	0.033	0.039	0.046
40	0.013	0.026	0.039	0.052	0.065	0.078	0.091
60	0.020	0.039	0.059	0.078	0.098	0.118	0.137
80	0.026	0.052	0.078	0.105	0.131	0.157	0.183
100	0.033	0.065	0.098	0.131	0.163	0.196	0.229
120	0.039	0.078	0.118	0.157	0.196	0.235	0.274
140	0.046	0.091	0.137	0.183	0.229	0.274	0.320
160	0.052	0.105	0.157	0.209	0.261	0.314	0.366
180	0.059	0.118	0.176	0.235	0.294	0.353	0.412
200	0.065	0.131	0.196	0.261	0.327	0.392	457
250	0.082	0.163	0.245	0.327	0.408	0.490	0.572
300	0.098	0.196	0.294	0.392	0.490	0.588	0.686
350	0.114	0.229	0.343	0.457	0.572	0.686	0.800
400	0.131	0.261	0.392	0.523	0.653	0.784	0.915
450	0.147	0.294	0.441	0.588	0.735	0.882	1.029
500	0.163	0.327	0.490	0.653	0.817	0.980	1.143
600	0.196	0.392	0.588	0.784	0.980	1.176	1.372
700	0.229	0.457	0.686	0.915	1.143	1.372	1.601
800	0.261	0.523	0.784	.045	1.307	1.568	1.829

Anexo # 2

CRANE APÉNDICE B - INFORMACIÓN TÉCNICA B - 27
B-15. Tuberías de acero inoxidable
Basado en ANSÍ B36.19-1965 y BS 1600: Parte 2 : 1970

Medida nominal de la tubería	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro interior		Medida nominal de la tubería	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro interior
Pulgadas	mm	mm	mm		pulgadas	mm	mm	mm
1/2	21.3	1.65	18.0		1/8	10.3	1.24	7.8
3/4	26.7	1.65	23.4		1/4	13.7	1.65	10.4
1	33.4	1.65	30.1		3/8	17.1	1.65	13.8
1 1/4	42.2	1.65	38.9		*1/2*	21.3	2.11	17.1
1 1/2	48.3	1.65	45.0		*3/4*	26.7	2.11	22.5
2	60.3	1.65	57.0		1	33.4	2.77	27.9
2 1/2	73.0	2.11	68.8		1 1/4	42.2	2.77	36.7
3	88.9	2.11	84.7					
					1 1/2	48.3	2.77	42.8
3 1/2	101.6	2.11	97.4		*2*	60.3	2.77	54.8
4	114.3	2.11	110.1		*2 1/2*	73.0	3.05	66.9
5	141.3	2.77	135.8		3	88.9	3.05	82.8
6	168.3	2.77	162.8					
					3 1/2	101.6	3.05	95.5
8	219.1	2.77	213.6		4	114.3	3.05	108.2
10	273.0	3.40	266.2		5	141.3	3.40	134.5
12	323.9	3.96	316.0		6	168.3	3.40	161.5
					8	219.1	3.76	211.6
					10	273.0	4.19	264.6
					12	323.9	4.57	314.8

Cédula 40 S

1/8 a 12 *Los* valores son los mismos, medida por medida, que los dados del apéndice B-13a para tuberías de espesor de pared estandar

Cédula 80S

1/8 a 12 Los valores son los mismos, medida por medida, que los dados del apéndice B-13a para tuberías extra fuertes.

Anexo # 3

Límite de fatiga

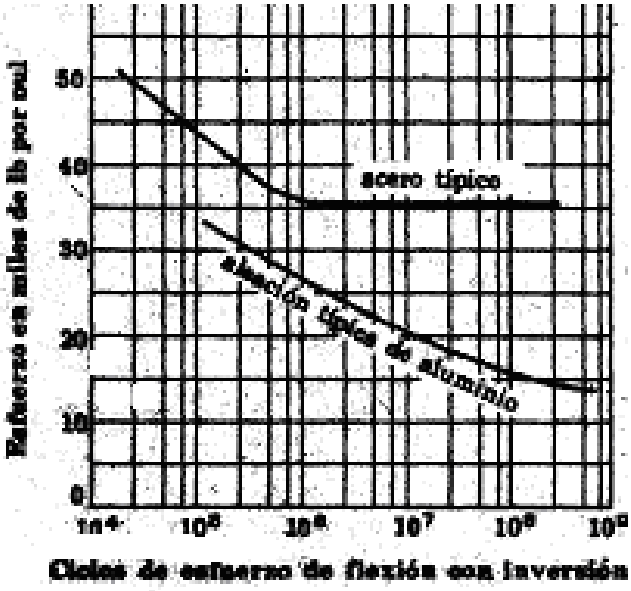


Fig. 6-3

Anexo # 4

DISCREPANCIAS Y TOLERANCIAS RECOMENDADAS

Clase de Ajuste	Método de Montaje	Discrepancia	Interferencia media (Discrepancia negativa)	Tolerancia de orificio	Tolerancia de eje
1. Holgado	Intercambiable	$0{,}0025\, d^{\frac{2}{3}}$	--------	$0{,}0025\, d^{\frac{1}{3}}$	$0{,}0025\, d^{\frac{1}{3}}$
2. Libre	"	$0{,}0014\, d^{\frac{2}{3}}$	--------	$0{,}0013\, d^{\frac{1}{3}}$	$0{,}0013\, d^{\frac{1}{3}}$
3. Medio	"	$0{,}0009\, d^{\frac{2}{3}}$	--------	$0{,}0008\, d^{\frac{1}{3}}$	$0{,}0008\, d^{\frac{1}{3}}$
4. Estrecho	"	0,0000	--------	$0{,}0006\, d^{\frac{1}{3}}$	$0{,}0004\, d^{\frac{1}{3}}$
5. Timbrante	Selectivo	--------	0,0000	$0{,}0006\, d^{\frac{1}{3}}$	$0{,}0004\, d^{\frac{1}{3}}$
6. Apretado	"	--------	$0{,}00025\, d$	$0{,}0006\, d^{\frac{1}{3}}$	$0{,}0006\, d^{\frac{1}{3}}$
7. Semi-forzado	"	--------	$0{,}0005\, d$	$0{,}0006\, d^{\frac{1}{3}}$	$0{,}0006\, d^{\frac{1}{3}}$
8. Forzado o de presión	"	--------	$0{,}0010\, d$	$0{,}0006\, d^{\frac{1}{3}}$	$0{,}0006\, d^{\frac{1}{3}}$

Anexo # 41

AGA

ELECTRODOS PARA SOLDAR ACEROS INOXIDABLES

NOMBRE AGA	CLASIFICACION A.W.S	IDENTIFICACION	APLICACIONES GENERALES 75
R 60	E 308L-16	Revestimiento Gris Punta Amarilla	Tipo 18/8 resistente a la corrosion intercristalina. Soporta temperaturas hasta 800°C en presencia de gases oxidantes. Conserva excelentes propiedades al impacto a temperaturas hasta 200°C bajo cero.
R 62	E 347-16	Revestimiento Gris Punta Amarilla Lateral Azul	Acero 18/8 estabilizado con Columbio, evita la precipitación de Carburos. Resiste la corrosión intercristalina hasta 550°C.
R 63	E 316L-16	Revestimiento Gris Punta Café Lateral Blanca	Acero 18/8 de extrabajo Carbono con contenido de Molibdeno de 2.10 % lo cual lo hace superior al 308L en sus propiedades.
R 67	E 310-16	Revestimiento Gris Punta Roja	Electrodo de Acero inoxidable tipo 25/20. Ideal para buenas propiedades mecánicas a altas temperaturas. Resistente a la escamación en servicio continuo hasta 1150°C.
R 68	E 310Cb-16	Revestimiento Gris Punta Roja Lateral Azul	Igual al electrodo R 67, estabilizado con Columbio que impide la precipitación de Carburos. Utilizado para servicio a altas temperaturas.
R 69	E 309Mo-16	Revestimiento Gris Punta Roja Lateral Blanca	Acero inoxidable tipo 25/20 con cantidad de Molibdeno. Soporta el ataque del Acido Nítrico en condiciones de máxima severidad.
R 71	E 309Mo-16	Revestimiento Gris Punta Negra Lateral Blanca	Acero inoxidable 25/12 al que se le ha añadido Molibdeno con el fin de incrementar la resistencia a la corrosion a altas temperaturas.
R 72	E 309-16	Revestimiento Gris Punta Negra	Excelente resistencia a la corrosión intergranular. Se utiliza para la union de metales diferentes ferríticos o martensíticos si las condiciones de corrosión y el coeficiente de expansión lo permiten.
R 73	E 309Cb-16	Revestimiento Gris Lateral Azul	Características similares al electrodo AGA R 72, excepto por la adición de Columbio que incrementa la resistencia a la corrosión.
R 74	E 312-16	Revestimiento Gris Punta Verde Lateral Blanca	Acero Inoxidable tipo 29/9 refractario. Muy utilizado para soldar aceros inoxidables 25/20 y de alto contenido de Azufre Fosforo y Selenio. Base para recubrimientos duros.
R 76	E 410-16	Revestimiento Gris Punta Gris Lateral Café	Electrodo de acero inoxidable 410, de tipo martensítico. Endurecible al aire; su empleo es indispensable cuando la soldadura debe responder al tratamiento térmico igual que el metal base.
R 77	E 430-16	Revestimiento Gris Punta Gris Lateral Verde	Electrodo de acero inoxidable tipo ferrítico 430. Muy usado por su alta resistencia a la corrosion química hasta 800°C.
R 79	E 320-16	Revestimiento Café Punta Dorada	Electrodo con 34 % Niquel y 20 % Cromo, empleado para soldar metales base de composicion química similar y resistencia a la corrosión de productos como el acido sulfúrico.
R 78	E 502-16	Revestimiento Gris Punta Gris Lateral Azul	Electrodo que deposita una aleacion inoxidable del tipo 502 (4 a 6 % de Cromo y 0.5 % Molibdeno). Su deposito es endurecible al aire.

VARILLAS PARA SOLDAR ACEROS INOXIDABLES

NOMBRE AGA	CLASIFICACION A.W.S	IDENTIFICACION	
Inox 316 ER	ER 316 L	Varilla Desnuda Punta Blanca	Las aplicaciones y usos de estas varillas
Inox 502	ER 502	Varilla Desnuda Punta Azul	son semejantes a los electrodos de la
Inox 309	ER 309	Punta Negra	misma composicion química. El proceso
Inox 310	ER 310	Varilla Desnuda Punta Roja	empleado para la aplicacion es el GTAW (TIG).
Inox 308 ER	ER 308L	Varilla Desnuda Punta Café	

ANEXO # 42

Propiedades Mecánicas								
AGA	Clasificación AWS.	%c	$Cr	%Ni	%Mo	%Cb - %Ti	%Mn	%Si
	E-308	0,08	18-21	9-11	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	¬¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,9
R-60	E-308L	0,04	18-21	9-11	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,9
R-72	E-309	0,15	22-25	12-14	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,9
R73	E-309-Cb	0,12	22-25	12-14	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	0,70-1,0	2,5	0,9
R71	E-309-Mo	0,12	22-25	12-14	2-3	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,9
R-67	E-310	0,12	25-28	20-22,5	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,75
R-68	E-310-Cb	0,2	25-28	20-22	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	0,70-1,0	2,5	0,75
R69	E-310-Mo	0,12	25-28	20-22	2-3	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,75
R74	E-312	0,15	28-32	8-10,5	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,9
	E-316	0,08	17-20	11-14	2-5	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,9
R-63	E-316-L	0,04	17-20	41974	2-2,5	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,9
	E-317	0,08	18-21	11-14	3-4	¬¬¬¬¬¬¬¬¬	2,5	0,9
	E-318	0,08	17-20	41944	2-2,5	6xC,min-1,0max	2,5	0,9
R71	E-320	0,07	19-21	32-36	2-3	8xC,min 1,0 max	2,5	0,6

Anexo #43

Propiedades Mecánicas			
AGA	Clasificación AWS.	Resistencia a la Tensión (1000lb/pg2)	Enlongación en 5cm(%)
	E-308	80	35
R-60	E-308L	75	35
R-72	E-309	80	30
R73	E-309-Cb	80	30
R71	E-309-Mo	80	30
R-67	E-310	80	30
R-68	E-310-Cb	80	25
R69	E-310-Mo	80	30
R74	E-312	95	22
	E-316	75	30
R-63	E-316-L	70	30
	E-317	80	30
	E-318	80	25
R71	E-320	80	30

Fórmulas

Cálculo para motores

$$C = \frac{716 \cdot CV}{n}$$

$$C = \frac{716 \cdot CV}{n}$$

CV = potencia en caballos de vapor

n = velocidad en revoluciones por minuto

C = par en m.kg

P = potencia en w

ω = velocidad angular en rad/s

Formulas de Física general

Velocidad instantánea

$$v = \frac{e}{t}$$

v = velocidad

e = espacio

t = tiempo

velocidad circular uniforme

$$v = 2 \cdot \pi \cdot n$$

$2\pi = \omega$

n = en radianes

velocidad tangencial

$$v = 2 \cdot \pi \cdot \pi \cdot r$$

r = radio

Fuerza

$$f = m \cdot a$$

m = masa

a = aceleración

Trabajo (T)

$$T = f \cdot e$$

$$T = f \cdot e \cdot \cos(\alpha)$$

Potencia(P)

$$P = \frac{T}{t}$$

Energía cinética

$$Ec = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

Energía Potencial

$$Ep = m \cdot g \cdot h$$

Cantidad de Calor (Q)

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t$$

c = calor específico

m = masa

Δ t = diferencia de temperatura

Densidad Relativa

$$d = \frac{m}{v}$$

Formulas Físicas para uso Mecánico

Tiempo(t)

$$t = \frac{j \cdot \omega}{M}$$

t = tiempo en segundos

j = momento de inercia en Kgm^2

ω = velocidad angular en rad/s

M = momento de torsión en Nm

Velocidad (v)

$$v = \omega \cdot r$$

v = velocidad en m/s

ω = velocidad angular en rad/s

r = radio en metros

velocidad angular(ω)

$$\omega = \frac{v}{r}$$

v = velocidad en m/s

ω = velocidad angular en rad/s

r = radio en metros

Aceleración o desaceleración en función del tiempo de arranque o Parada

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

α = aceleración en rad/s^2

ω = velocidad angular en rad/s

t = tiempo en segundos

Aceleración o desaceleración en función del tiempo de arranque o Parada

$$\alpha = \frac{M}{j}$$

α = aceleración en rad/s^2

j = momento de inercia en Kgm^2

M = momento de torsión en Nm

Masa (m)

Equivale al antiguo peso y se da en Kg.

Peso(w)

$$w = m \cdot g$$

w = peso en N

m = en Kg.

g = aceleración (9.81)

Fuerza (F)

En movimiento de traslación vertical (elevación), horizontal o incliunado

Sin frotamiento

$$F = m \cdot g$$

Con frotamiento

$$F = \mu \cdot m \cdot g$$

Con frotamiento e inclinación

$$F = m \cdot g(\mu \cdot \cos\varphi + \sin\varphi)$$

F = fuerza en N

m = masa en Kg.

μ =coeficiente de rozamiento

φ = ángulo de inclinación

Potencia(P)

$$P = F \cdot v$$

$$P = M \cdot \omega$$

Potencia motriz de un motor

$$P = \frac{M \cdot n}{9,55}$$

P = Potencia en vatios

F = fuerza en N

v = velocidad en m/s

M = momento de torsión en Nm

ω = velocidad angular en rad/s

n = número de revoluciones por minuto

Trabajo y energía

$$W = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

Trabajo realizado de movimiento de traslación

$$W = \frac{j \cdot \omega^2}{2}$$

Trabajo realizado de movimiento de rotación

W = trabajo en julios

m = masa en Kg.

v = velocidad en m/s

j = momento de inercia en Kgm^2

ω = velocidad angular en rad/s

Momento de inercia para eje (j)

$$j = \frac{m \cdot r}{2}$$

j = momento de inercia en $Kg.m^2$

m = masa en Kg.

r = radio en metros

Momento de inercia en un movimiento de traslación

$$j = \frac{m \cdot v^2}{\omega^2}$$

j = momento de inercia en $Kg.m^2$

m = masa en Kg.

ω = velocidad angular en rad/s

v = velocidad en m/s

Momento de Torsión (M)

$$M = F \cdot r$$

$$M = \frac{j \cdot \omega}{t}$$

$$M = \frac{P}{\omega}$$

M = momento de torsión en N.m

F = fuerza en N

j = momento de inercia en $Kg.m^2$

r = radio en m

ω = velocidad angular en rad/s

t = tiempo en s

P = potencia en vatios

Potencia Necesaria en una Máquina

$$P = \frac{M \cdot n}{9.550 \cdot \eta}$$

$$P = \frac{F \cdot v}{1.000 \cdot \eta}$$

P = potencia en KW

M = momento de trosión en N.m

n = número de r.p.m.

F = fuerza en N

v = velocidad en m/s

η = rendimiento de la máquina.

Momento torsor (Mt)

$$Mt = F \cdot r$$

Mt = en N.m

F = fuerza en N

r = radio del eje en m

Par Torsor (M)

$$M = 2 \cdot F \cdot r = F \cdot d$$

2r = d

M = en N.m

F = fuerza en N

r = radio en m.

d = diámetro en m.

Diámetro del eje en función del momento torsor

$$d = \frac{2Mt}{F}$$

Mt = en N.m

F = fuerza en N

d = diámetro en m.

Diámetro del eje en función del par torsor

$$d = \frac{M}{F}$$

d = diámetro en m.

Mt = momento torsor en N.m

F = fuerza en N

Diámetro en función de la fuerza y potencia a transmitir

$$d = \frac{450.000 \cdot P}{F \cdot \pi \cdot n}$$

d = diámetro en cm.

P = potencia en CV

F = fuerza en N

n = número de r.p.m.

Diámetro en función de la carga de trabajo y la potencia a transmitir

$$d = \sqrt[3]{\frac{716.200 \cdot P}{n \cdot \sigma t}}$$

$$r = 0,5 \cdot \sigma t$$

d = diámetro en cm.

P = potencia en CV

n = número de r.p.m.

σt = carga de trabajo en N/cm^2

r = carga de trabajo a cortadura en N/cm^2

Diámetro en función del momento torsor y carga de trabajo

$$d = \sqrt{\frac{10Mt}{\sigma t}}$$

d = diámetro en cm.

Mt = momento torsor en N.cm

σt = carga de trabajo en N/cm^2

Presupuesto.

PLC	250,00
Bomba Alimentadora	912,99
Bomba Removedora	2500,00
Planchas de Acero Inoxidable	323,20
Inyector	6000,00
Electroválvula	100,00
Motor Eléctrico	200,00
Válvulas	35,40
Selladora	250,00
Cortadora de Funda	250,00
Tolva	150,00
Varilla	20,00
Censor Inductivo	89,00
Árbol de Levas	710,00
Accesorios de Montaje Mecánico	20,00
Mecanismos se Arrastre	3500,00
Accesorios de Montaje Eléctrico	200,00
Equipo de Control y Monitoreo	150,00
Compresor	300,00
Total	16.140,59