



FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

INFORME TÉCNICO

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PLISADORA DE TELA PARA FALDAS CAYAMBEÑAS.**

AUTOR: RUIZ RUIZ EDWIN MAURICIO

DIRECTOR: ING. OCTAVIO ARIAS

Ibarra – Ecuador.

2016

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PLISADORA DE TELA PARA FALDAS CAYAMBEÑAS.

Edwin Mauricio Ruiz Ruiz.
Ingeniería en Mecatrónica.
Universidad Técnica del Norte.
Ibarra, Ecuador.
emruizr@utnedu.ec.

Resumen.

En el presente proyecto se desarrolla el diseño y construcción de una máquina plisadora de tela para faldas cayambeñas, que se enfoca en la reducción del tiempo y de riesgos de quemadura en el proceso de plisado y mejora la uniformidad en el plisado.

Dentro del diseño se detalla el criterio de selección y requisitos de los elementos que conforman la máquina, se inicia con un análisis del proceso de plisado, además de especificar los requerimientos de tiempo y fuerza que se necesitan para comenzar los cálculos pertinentes para el diseño; se comienza con el análisis topológico de los mecanismos encargados del movimiento de la máquina, luego de esto se calculan las fuerzas que se requieren para finalmente seleccionar el motor a emplear, además se calculan los factores de seguridad con un valor mínimo de cinco, tanto para los ejes como para la estructura.

Finalmente, se procede a la construcción de la máquina, mediante procesos mecanizados y soldadura de cada elemento y sus respectivos diagramas de flujo y montaje.

Palabras claves: Falda, humectación, leva, plisado, plancha.

1 INTRODUCCIÓN Y ANTECEDENTES.

En nuestro país existe diversidad de culturas y nacionalidades ubicadas en diferentes partes del Ecuador, cada una acostumbra usar su propia vestimenta, este es el caso de la nacionalidad Kayambi, perteneciente a la provincia de Imbabura; cuyas mujeres acostumbran usar faldas con un plisado especial, en el mercado dicha falda se conoce como centro o falda cayambeña. La confección de los centros se lo realiza de forma manual por personas dedicadas a esta actividad

1.1 Confección de la prenda.

Para el proceso de confección de esta vestimenta se inicia con el corte de la tela, para esto se establecen las dimensiones del centro, cabe recalcar que la tela viene de un ancho de 1,50 metros; por tal motivo con una medida establecida de 1,50 metros de largo se tiene dos varas, lo que sería el ancho, la altura varía de acuerdo al gusto del consumidor, la altura no sobrepasan los 80 centímetros, por tal motivo el corte que se realiza representa la altura de la falda y de acuerdo al ancho que se quiera de la prenda se repetirá el número de cortes, que luego serán unidas.

Luego del corte se procede a la costura, en la cual se puede añadir o no diferentes adornos o también se puede realizar un bordado en todo el largo de la tela, terminado esto se llevara a cabo el proceso de plisado y finalmente se cose una cinta que será la cintura de la prenda. A continuación se presenta un resumen del proceso.

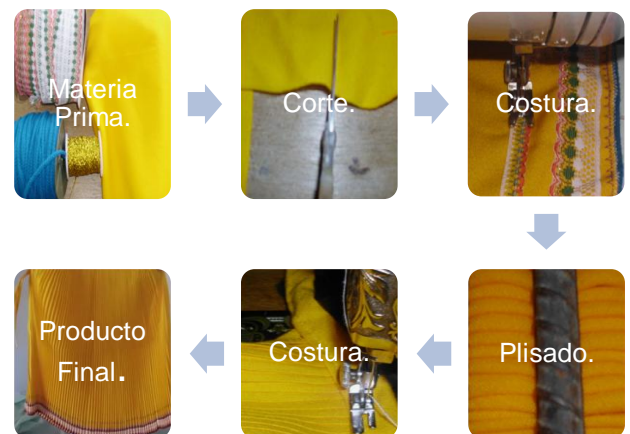


Figura 1: Diagrama de proceso general

1.2 El proceso de plisado.

Se define al plisado como:” Acabado de fijación de una arruga o pliegue sobre el tejido de fibra sintética por medio del calor. Se consigue su resistencia al lavado y planchado, siempre y cuando la temperatura de este no sea superior a la empleada durante el proceso de plisado.” (Casa, 1969).Es aquí en donde se da la forma característica de la falda, este proceso demanda mayor tiempo.

Los pliegues generalmente son de tres tipos, los cuales se conocen como: plisado fino, medio fino y grueso, con pliegues de 10[mm], 15[mm] y 20 [mm] respectivamente.

El proceso se inicia con la tela suficientemente húmeda por lo cual se remoja en un recipiente de agua y se elimina el exceso, luego se coloca la tela en la mesa y se procede a realizar los dobleces en la tela, el tamaño del doblez es según el tipo de plisado que se quiere obtener.

Al tener cierto número de pliegues se coloca sobre el material, varillas que ayudan a evitar que la tela pierda el doblez previamente realizado, y se procede a fijar los pliegues con la plancha a alta temperatura oprimiendo con fuerza para que adquirirá su forma permanente. Según se va avanzando con la plancha se van retirando las varillas temporalmente, luego se humedece de nuevo la tela con un pulverizador para realizar el siguiente grupo de pliegues.

En la siguiente figura se aprecia el proceso de elaboración del plisado.



Figura 2: Secuencia de elaboración de un pliegue

Una persona experta en la labor se demora cerca de 37,38 segundos en realizar un pliegue, esto para una falda de 80 centímetros [cm] de alto con plisado fino

Para el plisado de una falda de adulto se deben realizar en promedio unos 387 pliegues, con lo que la misma persona se demoraría cerca de cuatro horas con diez minutos, en el mejor de los casos, por otro lado si se necesita plisar una falda de más pliegues el tiempo se incrementa.

Además del tiempo, otros problemas que surgen en este proceso son: La uniformidad de los pliegues, siendo estos difíciles de conseguir si son hechas por personas novatas; y riesgos de quemaduras de la tela por la falta de humedad o por la aplicación prolongada de la plancha sobre dicha tela. En las siguientes figuras se aprecia los problemas mencionados.

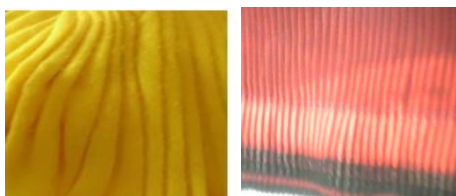


Figura 3: Plisado elaborado por novato y tela con quemadura.

Cabe mencionar que las personas que realizan esta actividad se exponen a riesgos, como son el cansancio muscular, quemaduras en las manos y enfermedades en las articulaciones de los dedos del trabajador.

La tela que se utiliza es el denominado comercialmente como paño acrílico las principales características que presenta la tela acrílica se detalla en la siguiente tabla. (Hollen & Sandler, 2002).

Tabla 1: Características de la tela paño acrílico.

Material.	Propiedades.
	Se utilizan para elaborar prendas semejantes a la lana.
	Las fibras acrílicas son suaves, calientes y ligeras
	Presentan poca absorción de agua, se secan rápidamente y son resistentes al calor de irradiación.
Acrílico.	Las deformaciones fijadas tienden a ser permanentes.
	Temperatura de transición vítrea 90 °C
	Temperatura de planchado de entre 160 - 200 °C
	Temperatura máxima de fijado 220 °C

2 DESARROLLO DE CONTENIDOS.

Para el diseño de la máquina se busco determinar algunos parámetros que rigen en el proceso de plisado esto

se ha conseguido realizando varios experimentos con lo que se obtuvo lo siguiente.

2.1 Tipo de plisado.

El plisado al que está enfocada la máquina es al plisado fino, por ser el de mayor dificultad y mayor tiempo. Este plisado se caracteriza por tener pliegues de diez milímetros. [mm].

2.2 Fijación de plisado.

Este parámetro no es más que la fuerza necesaria para que el pliegue se forme, esta fuerza tiene valor de cinco newton [N] y se obtuvo por experimentación.

2.3 Tiempo de plisado.

Siendo este tiempo aproximadamente cinco segundos [s]

2.4 Sistema de elaboración de pliegue.

Este es la parte mecánica de la máquina y consta de varios mecanismos que se encargan de dar los movimientos necesarios para formar el pliegue, este consta de varias levas las cuales se diseñan de forma que el tiempo de plisado sea de cinco segundos.

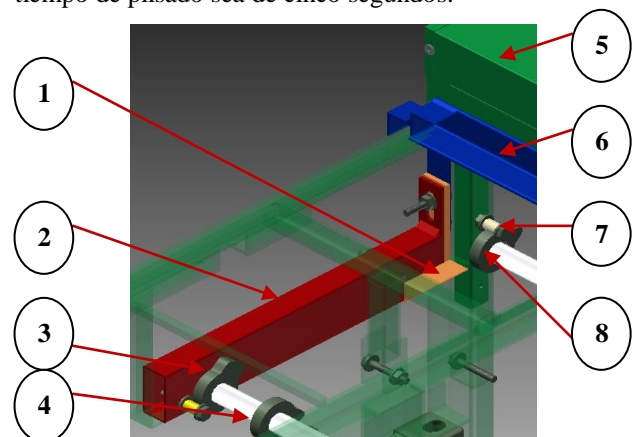


Figura 4: Bosquejo de los mecanismos.

- (1) Acople para subida del sistema de arrastre.
- (2) Acople para sistema de arrastre.
- (3) Leva 1. Encargada del arrastre de tela
- (4) Leva 2. Encargada de subida del sistema de arrastre
- (5) Plancha
- (6) Sistema de Arrastre.
- (7) Seguidor de leva.
- (8) Leva 3. Encargada de la elevación de la plancha.

2.5 Diseño de las levas.

En la siguiente figura se observa el momento en el cual actúan las levas.

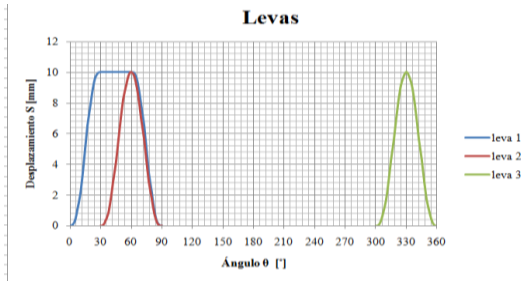


Figura 5: Diagrama de desplazamiento de las levas.

En el transcurso desde los 90 a los 300 son el tiempo en que el plisado se forma, con esto se obtiene la velocidad de las levas, con la siguiente ecuación.

Ecuación 1: Velocidad angular del sistema

$$\omega = \theta/t$$

Donde:

ω : velocidad angular radianes/segundos [rad/s].

Θ : desplazamiento angular en radianes [rad].

t: tiempo en segundos [s].

Reemplazando los datos tenemos.

$$\omega = 0,733 \text{ rad/s}$$

A partir del diagrama de las levas se procede a la obtención de las funciones matemáticas que ayuden al diseño del mismo. Para la cual se utiliza las funciones polinomiales.

Leva 1.

Esta se encarga de desplazar horizontalmente al acople de arrastre de tela, por lo que realiza un desplazamiento de diez milímetros [mm].

Para el perfil de la leva se cuenta con los siguientes datos:

Subida de 10 mm en desplazamiento de 30° ($\beta 1$).

Detenimiento en alto en desplazamiento de 30° ($\beta 2$).

Bajada de 10mm en desplazamiento de 30° ($\beta 3$).

Detenimiento en bajo en desplazamiento de 270° ($\beta 4$).

Velocidad angular $\omega = 0,733 \text{ rad/s}$

Ecuación 2: Ecuación general de desplazamiento leva 1

$$s = C0 + C1 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right) + C2 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^2 + C3 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^3 + C4 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^4 + C5 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^5$$

Donde:

s: Es el desplazamiento del seguidor milímetros [mm].

Cn: Son las incógnitas a determinar.

Θ : Es el ángulo de la leva.

β : Es el ángulo total del segmento.

θ/β : Es la razón de cambio que varía de 0 a 1.

Derivando la ecuación de desplazamiento con respecto a Θ se obtiene la ecuación de velocidad y derivando esta se obtiene la ecuación de aceleración, que son las siguientes:

Ecuación 3: Ecuación general de velocidad leva 1

$$s' = \frac{1}{\beta 1} \left[C1 + 2C2 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right) + 3C3 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^2 + 4C4 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^3 + 5C5 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^4 \right]$$

Ecuación 4: Ecuación general de aceleración leva 1

$$s'' = \frac{1}{\beta 1^2} \left[2C2 + 6C3 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right) + 12C4 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^2 + 20C5 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^3 \right]$$

Para la leva 1 se tiene las siguientes condiciones de frontera:

Para la subida:

Cuando $\Theta = 0^\circ$ se tienen: $s=0, v=0, a=0$

Cuando $\Theta = \beta 1$ se tienen: $s=10, v=0, a=0$

Para la bajada:

Cuando $\Theta = 0^\circ$ se tienen: $s=10, v=0, a=0$

Cuando $\Theta = \beta 3$ se tienen: $s=0, v=0, a=0$

Remplazando estas condiciones de subida y bajada en las ecuaciones de desplazamiento, velocidad y aceleración, se obtienen las siguientes ecuaciones

Ecuación 5: Ecuación de desplazamiento de subida.

$$s = 100 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^3 - 150 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^4 + 60 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^5$$

Ecuación 6: Ecuación de velocidad de subida.

$$s' = \frac{1}{\beta 1} \left[300 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^2 - 600 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^3 + 300 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^4 \right]$$

Ecuación 7: Ecuación de aceleración de subida.

$$s'' = \frac{1}{\beta 1^2} \left[600 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right) - 1800 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^2 + 1200 \left(\frac{\theta}{\beta 1}\right)^3 \right]$$

Una vez que el seguidor llega a la máxima subida, alcanza el momento de reposo en el cual la velocidad y la aceleración son cero, esto ocurre durante 30 [°], luego de esto llega el momento de bajada.

Ecuación 8: Ecuación de desplazamiento de bajada-

$$s = 10 - 100 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right)^3 + 150 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right)^4 - 60 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right)^5$$

Ecuación 9: Ecuación de velocidad de bajada.

$$s' = \frac{1}{\beta 3} \left[-300 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right)^2 + 600 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right)^3 - 300 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right)^4 \right]$$

Ecuación 10: Ecuación de aceleración de bajada.

$$s'' = \frac{1}{\beta 3^2} \left[-600 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right) + 1800 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right)^2 - 1200 \left(\frac{\theta}{\beta 3}\right)^3 \right]$$

Una vez obtenidos las ecuaciones de la leva 1 se procede a su validez mediante el cálculo del ángulo de presión con la siguiente formula.

Ecuación 11: Ángulo de presión.

$$\phi = \arctan \frac{v - \epsilon}{s + \sqrt{Rp^2 - \epsilon^2}}$$

Donde:

ϕ : Es el ángulo de presión en grados

ϵ : Es la excentricidad en milímetros [mm].

Rp : Radio primitivo de circunferencia del seguidor [mm]

Para facilitar la operación se inicia con un valor de excentricidad de cero ($\epsilon=0$) y un valor de radio primitivo de 25 ($Rp= 25$) y se obtiene la siguiente figura:

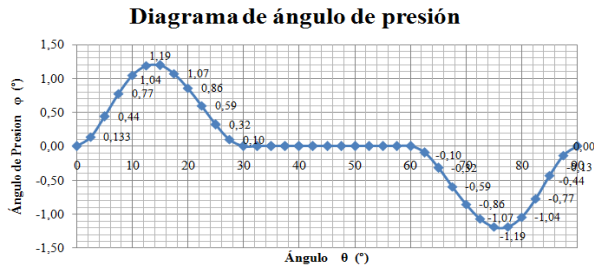


Figura 6: Diagrama de ángulo de presión.

De acuerdo a Robert L. (2009), por conveniencia la leva debe tener un ángulo de presión con el seguidor de entre 0° y 30°, un ángulo mayor ocasionaría mayor fricción, en éste caso en particular el máximo valor del ángulo de presión es de 1,19° cuando el seguidor se desplazó 12,5°, con lo que el valor Rp de 25 mm es el adecuado.

Fuerza de la leva 1.

La fuerza que con la que el sistema de arrastre presiona la tela es de cinco [N], este valor se obtuvo de las pruebas realizadas. Esta fuerza se multiplicó por un factor de diseño de dos con el fin de garantizar el adecuado plisado, con lo que tenemos una fuerza de 10 [N].

Para la generación de la presión entre la plancha y el sistema de arrastre se utiliza resortes de extensión, los cuales para su montaje deben ser extendidos una cierta distancia para que generen la fuerza requerida.

Para calcular la extensión del resorte se emplea la ley de Hooke, cuya fórmula según Robert L. (2009) es la siguiente:

Ecuación 12: Ley de Hooke.

$$F = K * x$$

Donde:

F = Fuerza externa [N].

k = Constante del resorte [N/mm]

X = Elongación del resorte [mm].

La fuerza requerida es de 10[N] y el valor de la constante es de 0,515 [N/mm], despejando y reemplazando valores se obtiene:

$$x = 19,417 [mm]$$

El resorte es montando con una elongación de 20 [mm].

Para calcular la fuerza que la leva ejerce, según Robert L. (2009) se emplea la siguiente fórmula:

Ecuación 13: Fuerza de la leva 1.

$$F_{(t)} = m * s'' + c * s' + k * (s + x_0)$$

Donde:

F_(t) = Fuerza de la leva [N].

m = Es la masa del sistema [Kg].

c = Coeficiente de amortiguamiento.

k = Constante del resorte [N/mm].

x₀ = Precarga inicial [mm]

La masa total del sistema es de 5,263 [kg], la precarga inicial x₀ es de 20 [mm].

Para el cálculo del coeficiente de amortiguamiento según Robert L. (2009) se utiliza la siguiente fórmula:

Ecuación 14: Coeficiente de amortiguamiento.

$$\xi = C / (2 * m * \omega_n)$$

Donde:

ξ = Relación de amortiguamiento.

ω_n = Frecuencia natural circular no amortiguada [rad/s].

Según Koster M. (1974), un valor típico de la relación de amortiguamiento en sistemas levas seguidor es ξ=0,06. Mientras que la frecuencia natural circular no amortiguada según Robert L. (2009) se calcula con la siguiente fórmula:

Ecuación 15: Frecuencia natural circular no amortiguada.

$$\omega_n = \sqrt{K/m}$$

Reemplazando datos se obtiene:

$$\omega_n = 9,892 [rad/s]$$

Despejando el coeficiente de amortiguamiento y reemplazando datos en la ecuación 14 se obtiene:

$$C = \xi * 2 * m * \omega_n$$

$$C = 6,247$$

Reemplazando en la ecuación 13.

Ecuación 16: Fuerza de la leva 1.

$$F_{(t)} = 5,263 * s'' + 6,247 * s' + 0,515 * (s + 20)$$

Con esta ecuación se obtiene la siguiente gráfica.

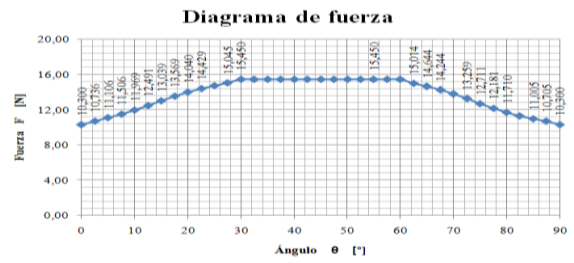


Figura 7: Fuerza de la leva.

En la gráfica se observa que la fuerza nunca llega a un valor negativo; por tal motivo, no existirán saltos del seguidor. Con esta fuerza se puede obtener el torque necesario para el movimiento del mecanismo, según Robert L. (2009) se calcula con la siguiente fórmula.

Ecuación 17: Torque de la leva 1

$$T = F_{(t)} * (s + r)$$

Donde:

T = Torque [N-m]

Reemplazando con el valor máximo de la fuerza que se obtiene de la figura 7 y con valores de s =0,010 [m] y r= 0,025 [m], se obtiene el siguiente torque.

$$T = 0,464$$

Donde la potencia es igual a:

Ecuación 18: Potencia de la leva.

$$P_{L1} = T_{L1} * \omega$$

Donde:

P_{L1} = Potencia de la leva 1 [W].

$$P_{L1} = 0,34 [W]$$

Leva 3.

La leva 3 se encarga de subir y bajar la plancha, por lo que este, al igual que la leva 1 realiza un desplazamiento de 10 [mm].

Para el diseño de la leva 3 se cuenta con los siguientes datos:

Subida y bajada de 10mm en desplazamiento de 60° (β_1).

Detenimiento en bajo en desplazamiento de 300° (β_2).

Velocidad angular de la leva 3 $\omega = 0,733$ rad/s.

Las condiciones de frontera son las siguientes:

Cuando $\theta = 0^\circ$ se tienen: $s=0$; $v=0$; $a=0$

Cuando $\theta = 40^\circ$ se tienen: $s=0$; $v=0$; $a=0$

Cuando $\theta = 25^\circ$ se tienen $\theta/\beta_1 = 0,5$; $s=10$

Al tener siete condiciones de frontera se emplea un polinomio de sexto grado.

Ecuación 19: Ecuación general de desplazamiento de la leva 3.

$$s = C_0 + C_1 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right) + C_2 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 + C_3 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 + C_4 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 + C_5 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^5 + C_6 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^6$$

Para obtener las ecuaciones de velocidad y aceleración se procede a realizar la primera y segunda derivar de la ecuación 19, obteniendo estas ecuaciones y remplazándolas con las condiciones de frontera se obtiene las siguientes ecuaciones:

Ecuación 20: Ecuación de desplazamiento leva 3.

$$s = 640 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 - 1920 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 + 1920 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^5 - 640 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^6$$

Ecuación 21: Ecuación de velocidad leva 3.

$$s' = \frac{1}{\beta_1} \left[1920 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 - 7680 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 + 9600 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 - 3840 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^5 \right]$$

Ecuación 22: Ecuación de aceleración leva 3.

$$s'' = \frac{1}{\beta_1^2} \left[3840 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right) - 23040 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 + 38400 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 - 19200 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 \right]$$

Al igual que el anterior diseño se procede a dimensionar la leva, usando la ecuación 11 y con un valor de excentricidad de cero ($\varepsilon = 0$) y radio primitivo de 25, se obtiene lo siguiente:

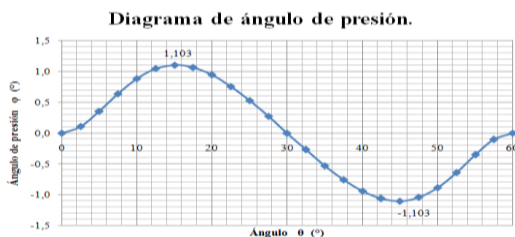


Figura 8: Ángulo de presión leva 3.

Al tenerse un ángulo de presión de $1,10^\circ$ y al ser menor al de 30° , se concluye que el perfil es el adecuado.

Para el cálculo de la fuerza que la leva ejerce se utiliza, al igual que el caso anterior la ecuación 13.

Para aplicar esta ecuación se considera que la masa del sistema es de 5 [kg], y se escogió un valor de precarga de 20 [mm]. Donde las demás incógnitas son calculadas con las ecuaciones antes usadas para el caso de la leva 1.

Ecuación 23: Fuerza de la leva 3.

$$F_{(t)} = 5 * s'' + 6,082 * s' + 0,515 * (s + 20)$$

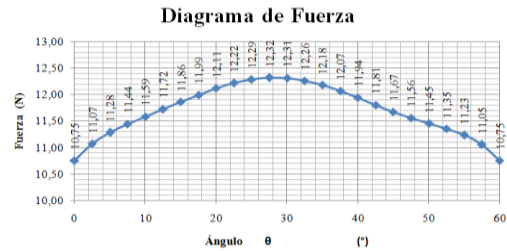


Figura 9: Diagrama de fuerza de leva 3.

Al igual que el caso anterior se procede a calcular el torque y la potencia de la leva 3 con las ecuaciones 16 y 17 respectivamente.

$$T = F_{(t)} * (s + r)$$

$$T = 0,369 [N - m]$$

$$P_{L3} = T_{L3} * \omega$$

$$P_{L3} = 0,27 [W]$$

Leva 2.

La leva 2 se emplea para subir y bajar el sistema de arrastre, su perfil es similar a la leva 3, por lo que solo se procede al cálculo de la fuerza, el torque y la potencia que actúan, En la figura siguiente se observa la fuerza que actúa.

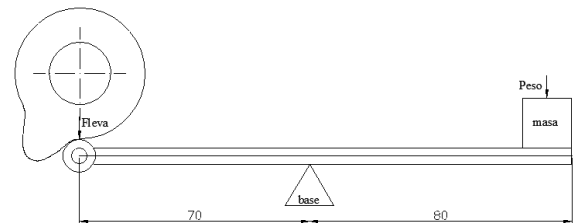


Figura 10: Fuerza que actúa sobre la leva 2.

Ecuación 24 Fuerza de la leva 2.

$$F_{leva2} * D_F = \text{Peso} * D_P$$

Donde:

F_{leva2} = Fuerza de la leva [N].

D_F = Distancia entre la fuerza de la leva y la base [m].

Peso = Peso del sistema de arrastre [N].

D_P = Distancia entre el peso y la base [m].

Reemplazando datos y despejando la fuerza de la leva, se tiene:

$$F_{leva2} = 59,01 [N]$$

$$T = 1,77 [N - m]$$

$$P_{L2} = 1,297 [W]$$

2.6 Diseño de la transmisión motor - eje 1.

Para seleccionar el tipo de motor, hay que tener en cuenta la velocidad a la que opera la máquina, ya que dicha velocidad es de apenas 7 [r.p.m.]; además, se requiere de la potencia de la máquina, la cual se calcula sumando la potencia de los demás elementos con la siguiente fórmula.

Ecuación 25: Potencia total.

$$P_{TOTAL} = P_{11} + P_{12} + P_{13}$$

Donde:

P_{TOTAL} = Potencia de la máquina [Watt].

P_{I1}, P_{I2}, P_{I3} = Potencias generadas por las levas [Watt].

$$P_{TOTAL} = 1,907 [watt]$$

Al ser necesario una baja velocidad y una baja potencia se optan por un motor. ELMEQ modelo GW370-45, que tiene una potencia de 24 [Watt] y una velocidad de 34 [r.p.m]

La transmisión de velocidad y potencia desde el motor, hacia la máquina, se lo realice con cadenas, ya que estas son aptas para trabajos a baja velocidad, a demás de que no presentan deslizamientos lo que lo vuelve versátil para transmisiones sincrónicas.

Cálculo del número de dientes de la catarina

Ecuación 26: Número de dientes de la catarina.

$$n_2/n_1 = N_1/N_2$$

Donde:

n_1 = Velocidad del motor [r.p.m.]

n_2 = Velocidad de la máquina [r.p.m.]

N_1 = Número de dientes de la catarina conductora.

N_2 = Número de dientes de la catarina conducida.

Como dato inicial se propone para la catarina conductora un número de dientes de 10, la velocidad del motor $n_1 = 34$ [r.p.m.] y la velocidad de la máquina $n_2 = 7$ [r.p.m], con lo que se obtiene.

$$N_2 = 48,57$$

Con lo que se selecciona una catarina de 48 dientes.

Cálculo de la potencia de diseño.

Ecuación 27: Potencia de diseño.

$$P_{diseño} = P_{motor} * F.S.$$

Donde:

$P_{diseño}$ = Potencia de diseño [Watt].

P_{motor} = Potencia del motor [Watt].

$F.S$ = Factor de seguridad.

Donde el factor de seguridad se obtiene de la siguiente tabla, La máquina al ser accionado por un motor eléctrico y poseer una carga fluctuante, el valor del factor de seguridad es 1,3. Reemplazando datos se tiene:

$$P_{diseño} = 31,2 [Watt]$$

Tabla 1: Factor de seguridad para transmisiones.

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad.

Tipo de carga.	Clase de la fuente de potencia		
	Motor de combustión interna con convertidor hidráulico.	Motor eléctrico o turbina.	Motor de combustión interna con embrague o caja mecánica.
Uniforme.	1.0	1.0	1.2
Fluctuante.	1.2	1.3	1.4
Muy fluctuante.	1.4	1.5	1.7

Selección del tipo de cadena.

Para una operación a baja velocidad se aconseja usar cadenas de largo paso, por lo que se escoge una cadena No. 41, para lo cual se calcula su factor de seguridad de la siguiente forma.

Tabla.2: Tabla de capacidad para cadenas

DIMENSIONES										
CADENA NÚMERO	PASO -P-	LARGO DEL RODILLO -W-	DIAMETRO DEL RODILLO -D-	DIAMETRO DEL PASADOR -C-	GRUESO DE LA CHAPETA -F-	LARGO DEL PASADOR -L-	ANCHO DE LA CHAPETA -H-	M.	LÍMITE PROMEDIO DE ROTURA LBS.	PESO EN LIBRAS POR CADA PIE (30.5 CMS)
41	127 mm	0.250	.306	.141	.050	.512	.383	.322	2.000	25
42	127 mm	0.187	.306	.141	.050	.449	.383	.291	1.600	21

Ecuación 28: Factor de seguridad de cadena.

$$n = F/F_C$$

Donde:

F = Límite de fuerza de ruptura de la cadena [N]

F_C = Fuerza tangencial de la cadena [N]

Donde la fuerza de la cadena es:

Ecuación 29: Fuerza de la cadena.

$$F_C = P_{diseño} / (\omega * (D_1/2))$$

Donde:

ω = Velocidad angular del motor [rad/s]

D_1 = Diámetro de paso de la catarina conductora [mm]

Donde el diámetro de paso de la catarina conductora es:

Ecuación 30: Diámetro de paso de la catarina.

$$D_1 = p / \sin(180^\circ/N_2)$$

Donde:

p = Pasos de la cadena [mm]

Reemplazando datos se obtiene lo siguiente:

$$D_1 = 41,098 [mm]$$

Reemplazando este valor en la ecuación 28 se tiene:

$$F_C = 427,514 [N]$$

Y luego reemplazando en la ecuación 27.

$$n = 1,6$$

Al ser n mayor a uno se concluye que la selección es la adecuada.

Cálculo de la longitud de la cadena y distancia entre centros.

Ecuación 31: Longitud de la cadena.

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 * \pi^2 * C/p}$$

Donde:

L = Longitud de la cadena en función de los pasos.

C = Distancia entre centros en función de los pasos.

La distancia entre centros $C = 35 p$.

Reemplazando datos se tiene:

$$L = 97,84 p$$

Con lo que se escoge un número par para la longitud de la cadena, con lo que $L=98 p$.

Ecuación 32: Distancia entre centros.

$$C = (p/4) \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left((N_2 - N_1) / (2\pi) \right)^2} \right]$$

Donde:

$$A = (N_1 + N_2 / 2) - (L/p)$$

Reemplazando datos se tiene:

$$C = 35,08 p$$

Cálculo de arco de contacto.

Ecuación 33: Arco de contacto para catarina conductora.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} [(D_2 - D_1) / (2C)]$$

Donde:

θ_1 = Arco de contacto para la catarina conductora [°].

D_2 = Diámetro de paso de la catarina conducida [mm].

El diámetro de paso de las catarina se calcula con la ecuación 30 tanto para calcular el diámetro de paso para la catarina conductora (D_1) y la catarina conducida (D_2).

$$D_1 = 41,10 \text{ [mm].}$$

$$D_2 = 194,18 \text{ [mm].}$$

Como recomendación el valor del arco de contacto de la catarina conductora debe ser mayor de $120[^\circ]$. Reemplazando estos datos en la ecuación 33 se obtiene:

$$\theta_1 = 160,21$$

Mientras que el valor de arco de contacto para la catarina conducida es:

Ecuación 34: Arco de contacto para catarina conducida.

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} [(D_2 - D_1) / (2 * C)]$$

$$\theta_2 = 199,784$$

Cálculo de fuerza de la cadena.

En el caso de una transmisión con cadenas se tiene que la fuerza se genera en un solo lado, mientras que el otro lado no existe fuerza por ser el lado flojo.

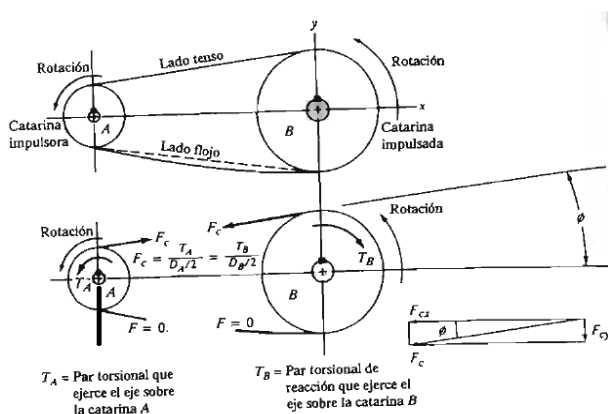


Figura 11: Diagrama de fuerzas de los piñones.

Fuente: Mott R. (2006).

La fuerza que se genera en el lado tenso tiene cierta inclinación, debido a la diferencia de tamaños de los piñones.

Cálculo del ángulo.

Ecuación 35: Ángulo de contacto de la cadena.

$$\phi = 180 / \pi * ((D_2 - D_1) / (2 * C))$$

Donde:

ϕ = Ángulo de inclinación [°].

Reemplazando datos se tiene:

$$\phi = 9,843 [^\circ]$$

Cálculo de las fuerzas

Ecuación 36: Fuerza de tensión de la cadena en el eje x.

$$F_{CX} = F_C * \cos \phi$$

Donde:

F_{CX} = Fuerza de la cadena en el eje x [N].

Reemplazando datos se tiene:

$$F_{CX} = 421,221 \text{ [N]}$$

Ecuación 37: Fuerza de tensión de la cadena en el eje y.

$$F_{CY} = F_C * \sin \phi$$

Donde:

F_{CY} = Fuerza de la cadena en el eje y [N].

Reemplazando datos se tiene:

$$F_{CY} = 73,083 \text{ [N]}$$

Cálculo del momento aplicado al eje 1.

Ecuación 38: Momento torsor aplicado al eje.

$$M_{t1} = F_C * (D_2 / 2)$$

Donde:

M_{t1} = Momento torsor [N-m].

Reemplazando datos se tiene:

$$M_{t1} = 41,469 \text{ [N - m]}$$

2.7 Diseño de la transmisión eje 1- eje 2.

Al igual que en la transmisión anterior se utiliza el mismo tipo de cadena, por lo que se procede a calcular los demás parámetros.

Cálculo del número de dientes de los piñones.

Se tiene una catarina conductora de 28, la velocidad del eje1 $n_1 = 7,08$ [r.p.m.] y la velocidad del eje2 $n_2 = 7,08$ [r.p.m.], con este valor se calcula el número de dientes de la catarina conducida.

$$N_2 = 28$$

Longitud de la cadena y distancia entre centros.

Usando la ecuación 31 y 32, con una distancia entre centros de $C/p = 20$ pasos. Para una cadena No. 41, $p = 12,70$ [mm], Reemplazando datos se obtiene:

$$L = 863,6 \text{ [mm]}$$

$$C = 254 \text{ [mm]}$$

Diámetro de paso.

El diámetro de paso se calcula con la ecuación.30.

$$D_3 = 113,43 \text{ [mm].}$$

Cálculo de fuerza de la cadena.

En esta transmisión no existe inclinación, por tal motivo la única fuerza es la fuerza tangencial de la cadena $F_C = F_{C2} = 427,514$ [N]

Momento aplicado al eje 2.

Mientras que el momento torsor que se transmite al eje dos se lo calcula con la ecuación 37. Reemplazando datos se tiene:

$$M_{t2} = 24,155 \text{ [N-m]}$$

2.8 Diseño del eje 1.

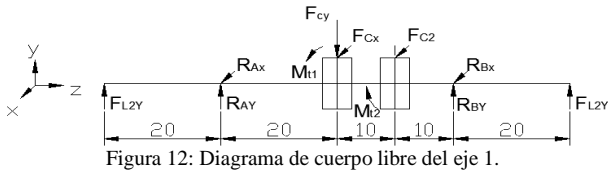


Figura 12: Diagrama de cuerpo libre del eje 1.

Donde:

F_{L2} = Fuerza de la leva 2 [N].

R_A = Carga sobre el rodamiento A [N].

F_{CX}, F_{CY} = Fuerza de tensión de la cadena [N].

F_{C2} = Fuerza de tensión de la cadena 2 [N].

R_B = Carga sobre el rodamiento B [N].

M_{t1} = Momento 1 [N-m].

M_{t2} = Momento 2 [N-m].

Con la ayuda del programa Inventor se obtienen las siguientes graficas.

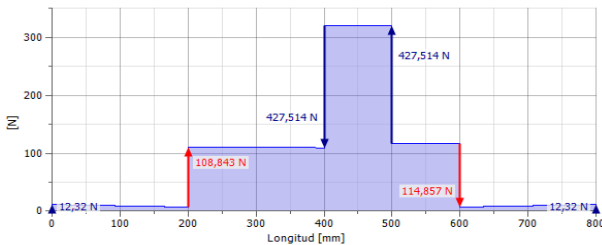


Figura 13: Diagrama de fuerza cortante del eje 1.

$R_A = 108,843 \text{ [N]}$

$R_B = 114,857 \text{ [N]}$

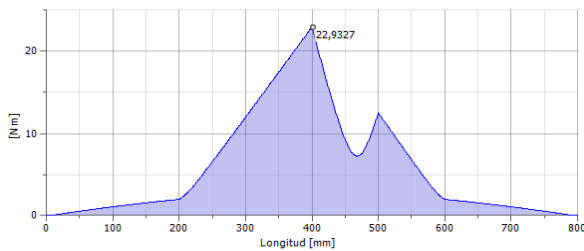


Figura 14: Diagrama de momento flector del eje 1.

$M_{\text{máx.}} = 22,933 \text{ [N-mm]}$

Factor de seguridad.

Ecuación 39: Factor de seguridad.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} (2K_f M_a) + \frac{1}{S_{ut}} (\sqrt{3} K_{fs} T_m) \right\}$$

Para un eje de acero AISI 1020, laminado en frío, cuyas características son:

$d_{\text{eje}} = 19 \text{ [mm]}$

$S_{ut} = 470 \text{ [MPa]}$

$S_y = 390 \text{ [MPa]}$

Se procede a calcular las demás incógnitas como son S_e , K_f y K_{fs}

Cálculo de límite de resistencia a la fatiga S_e .

Ecuación 40: Límite de resistencia a la fatiga.

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

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga modificado [MPa].

k_a = Factor de superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de temperatura.

k_d = Factor de temperatura de trabajo.

K_e = Factor de confiabilidad.

k_f = Factor de efectos varios.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga [MPa].

Factor de superficie

Ecuación 41: Factor de superficie.

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Para un eje de acero laminado en frío el valor del factor a y el exponente b se obtiene de la siguiente tabla. Budynas R. (2008).

Tabla 3: Parámetros en el factor de la condición superficial.

Acabado superficial.	Factor a		Exponente. b
	Sut kpsi	Sut MPa	
Esmerilado.	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío.	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Reemplazando valores se obtiene:

$$k_a = 0,884$$

Factor de tamaño.

Ecuación 42: Factor de tamaño.

$$k_b = (d/7,62)^{-0,107} \text{ para } 2,79[\text{mm}] \leq d \leq 51 \text{ [mm]}$$

Reemplazando datos,

$$k_b = 0,907$$

Factor de temperatura.

Factor de temperatura = 1:

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura de trabajo.

Ecuación 43: Factor de temperatura de trabajo.

$$k_d = S_T/S_{RT}$$

Donde los valores de S_T y S_{RT} se obtienen de la siguiente tabla. Budynas R (2008).

Tabla 2.4: Efectos de la temperatura.

Temperatura °C	ST/SRT
20	1.000
50	1.010
100	1.020
250	1.000
300	0.975

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad.

Para el cálculo del factor de confiabilidad se utiliza la siguiente tabla: Budynas R (2008).

Tabla 2.5: Factor de confiabilidad.

Confiabilidad %	Variación de transformación za	Factor de confiabilidad ke
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.99	3.711	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

$$k_e = 0,702$$

Efectos varios.

Para el cálculo del factor de efectos varios se establece que no existen discontinuidades en el eje por lo que se tiene que:

$$k_f = k_{fs} = 1$$

Límite de resistencia.

Ecuación 44: Límite de resistencia.

$$s'_e = 0,5 * s_{ut} \quad \text{para } s_{ut} \leq 1400 \text{ [MPa]}$$

Donde $s_{ut} = 470$, reemplazando datos se obtiene:

$$s'_e = 235$$

Reemplazando todos estos datos en la ecuación 39 se obtiene:

$$s_e = 0,884 * 0,907 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 235$$

$$s_e = 188,420 \text{ [MPa]}$$

Además se establece que $M_a = M_{m\acute{a}x.} = 22,933 \text{ [N-mm]}$ y $T_m = M_t = 41464 \text{ [N-mm]}$

Reemplazando todos estos datos en la ecuación 38, se obtiene:

$$n = 8,802$$

En este caso el valor de n es mayor de 1, por tal motivo este eje es el adecuado.

2.9 Diseño del eje 2.

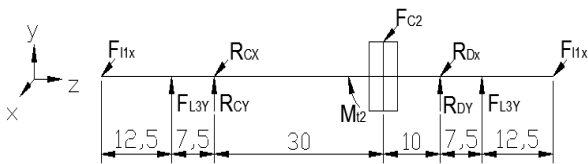


Figura 15: Diagrama de cuerpo libre del eje 2.

Al igual que el caso anterior se proceden a calcular las reacciones empleando el software de diseño de inventor, obteniendo las siguientes graficas.

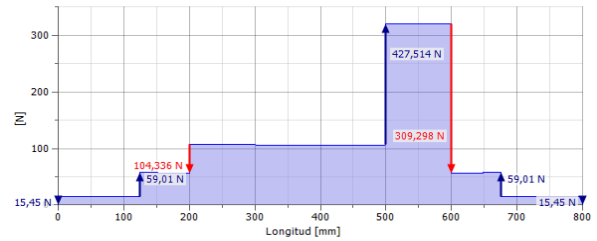


Figura 16: Diagrama de fuerza cortante del eje 2.

$$R_C = 104,336 \text{ [N]}$$

$$R_D = 309,298 \text{ [N]}$$

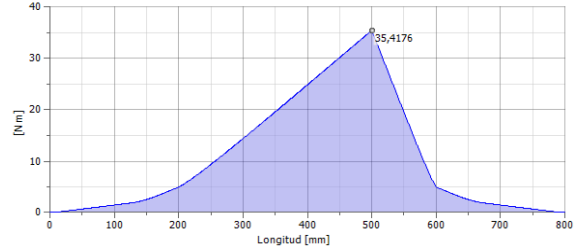


Figura 17: Diagrama de momento flector del eje 2.

$$M_{m\acute{a}x.} = 35,417 \text{ [N-mm]}$$

Factor de seguridad.

El material del eje es el mismo que el del anterior por tal motivo todos los datos de factor de corrección son aplicados a este eje, reemplazando estos datos en la ecuación 38 se obtiene:

$$n = 10,02$$

Se tiene un factor de seguridad mayor a 1, por tal motivo se concluye que el eje 2 soportan los esfuerzos sin problemas.

2.10 Selección de los rodamientos.

Para seleccionar el tipo de rodamiento, se toma en cuenta que el diámetro del eje es de 19 [mm], (3/4").

Para los cálculos se utiliza el método de carga estática,

Ecuación 45: Carga estática equivalente.

$$P_o = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a$$

Donde:

P_o = Carga estática equivalente [N].

F_r = Carga radial [N].

F_a = Carga axial [N].

En esta aplicación la carga axial es despreciable y la carga radial es la reacción máxima que se genera en el eje, teniendo así $F_r = R_B = 114,857 \text{ [N]}$

$$P_o = 68,914 \text{ [N]}$$

Como $P_o < F_r$ entonces se tiene que $P_o = F_r$.

Al tratarse de un rodamiento para eje de 19 [mm] se opta por un rodamiento de bolas SKF 61804, el cual tiene una capacidad de carga estática $C_o = 2320 \text{ [N]}$.

A continuación se calcula el factor de seguridad del rodamiento, mediante la siguiente fórmula.

Ecuación 46: Factor de seguridad.

$$S_o = C_o / P_o$$

$$S_o = 3,367$$

Según el catalogo de rodamientos SKF, el valor del factor de seguridad debe ser mayor de dos, en éste caso se tiene un valor de tres con lo está bien dimensionado, para el montaje del rodamiento se selecciona una chumacera de soporte de piso UCP204 KDF.

2.11 Dimensionamiento de las cuñas.

Para transmitir el torque desde la catarina al eje y del eje a las levas, se hace uso de chavetas o cuñas.

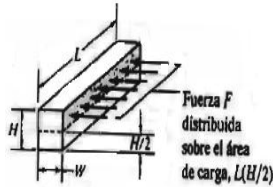


Figura 18: Diagrama de fuerzas de una chaveta.

Para el diseño de este se usa un acero AISI 1020 estirado en frio cuya resistencia a la fluencia es $S_y = 390 \text{ [N/mm}^2\text{]}$.

Un tamaño aproximado de la chaveta se lo obtiene de la siguiente tabla. Mott R. (2006).

Tabla 6: Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje.

Tamaño nominal del eje.		Tamaño nominal de la cuña.		
Más de	Hasta (in)	Ancho W	Altura H	
			Cuadrada.	Rectangular.
5/16	7/16	3/32	3/32	-
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1	1/4	1/4	3/16

Para un eje de 19 [mm], (3/4 pulgada) el tamaño de cuña recomendado es una cuadra de ancho $W = 4,763 \text{ [mm]}$, (3/16 in) y de altura $H = 4,763 \text{ [mm]}$, (3/16 in).

Con esto se procede a calcular la longitud del cuñero.

Ecuación 47: Longitud del cuñero.

$$L = (4 * M_t * n) / (d * W * S_y)$$

Donde:

L = longitud del cuñero [mm].

M_t = Momento torsor (41469 [N·mm]).

n = Factor de seguridad (3).

d = Diámetro del eje (19 [mm]).

W = Ancho del cuñero (4,763 [mm]).

S_y = Resistencia a la fluencia (390 [N/mm²]).

Reemplazando datos se tiene:

$$L = 14,092 \text{ [mm]}$$

Se elige una longitud de 15 [mm]. Con lo que se construye un chavetero cuadrado de las siguientes dimensiones.

$H = 4,763 \text{ [mm]}$.

$L = 15 \text{ [mm]}$.

2.12 Análisis de la estructura.

Para realizar este análisis se toman en cuenta las cargas que debe soportar y su ubicación.

Tabla 7: Valores de las fuerzas.

No.	VALOR [N]	DESCRIPCIÓN
F1	26.38	Carga producida por el peso de la plancha
F2	10	Fuerza del sistema de arrastre
F3	14.76	Carga producido por el peso del motor.

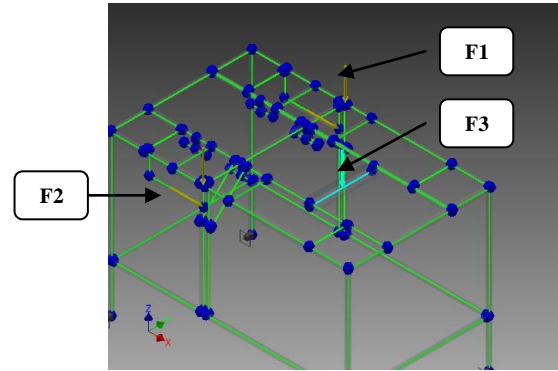


Figura 19: Ubicación de las cargas en la estructura.

Esfuerzo de von mises de la estructura.

La cual queda expresada en la siguiente ecuación. Budynas R (2008)

Ecuación 48: Esfuerzo de Von Mises.

$$\sigma \geq S_y$$

Donde:

σ : Esfuerzo de Von Mises [MPa]

S_y : Resistencia a la fluencia del material [MPa]

Simulando el esfuerzo de Von Mises en el software de Inventor da como resultado la siguiente grafica:

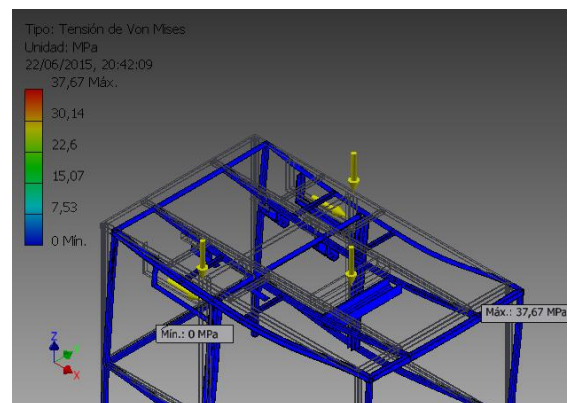


Figura 20: Esfuerzo de Von Mises.

Los resultados de la simulación establecen que el máximo esfuerzo que se produce es de 37.67 [MPa], si comparamos este valor con el de la resistencia a la fluencia del material, que es de 250 [MPa] se observa que el esfuerzo de trabajo es menor que la resistencia del material.

$$37.67 \geq 250$$

Los resultados de la simulación del esfuerzo de Von Mises comprueban que el diseño de la estructura garantiza la estabilidad de la misma.

Coefficiente de seguridad.

El coeficiente de seguridad que se tiene se encuentra entre un valor máximo de 15 y un mínimo de 5.49, esto se aprecia en la siguiente grafica, por lo que se puede concluir que la estructura soporta las cargas sin problemas.

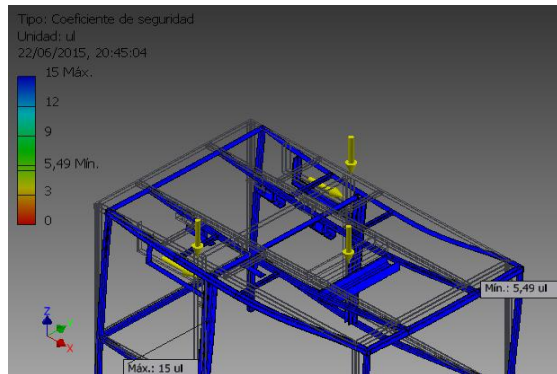


Figura 21: Coeficiente de seguridad.

3 PRUEBAS Y RESULTADOS.

Se realizan las pruebas de: tamaño de dobles que elabora la máquina y el tiempo que se demora en realizar un pliegue; esto con el fin de garantizar el adecuado diseño. Las pruebas se efectúan en tela paño acrílico y con un ancho de 1,5 metros.

3.1 Análisis del tamaño de dobles.

Los dobles proporcionados por la máquina plisadora de tela, puede apreciarse en las siguientes figuras:



Figura 22: Dobles individual y en conjunto.

Prueba de ancho de dobles.

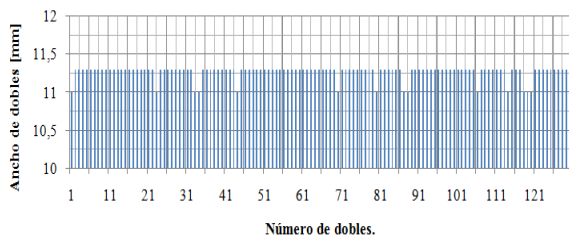


Figura 23: Resultados de la prueba de ancho de dobles.

El ancho de dobles promedio que la máquina realiza es de aproximadamente 11,27 [mm]. Este valor se aproxima a la medida diseñada de 10 [mm]. Por lo que se concluye que el diseño es el adecuado.

3.2 Análisis del tiempo de elaboración de dobles.

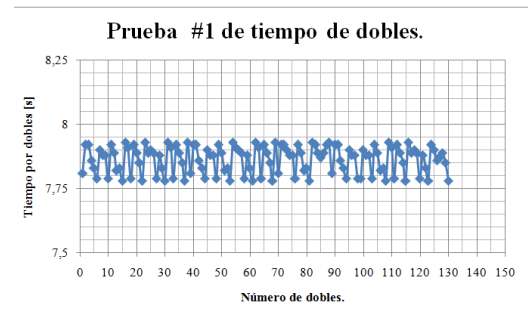


Figura 24: Resultados de la prueba uno de tiempo de dobles.

El valor promedio del tiempo es de 7,87 segundos, este valor se aproxima a la medida diseñada de 8 segundos.

La prueba que se realizó con el tiempo de diseño, resultado no ser el adecuado para fijar el pliegue, por lo que se procedió a elevar dicho tiempo por medio de una pausa del motor, dicha pausa es de diez segundos y se realizó con la ayuda de un final de carrera que envía una señal de aviso al sistema de control.

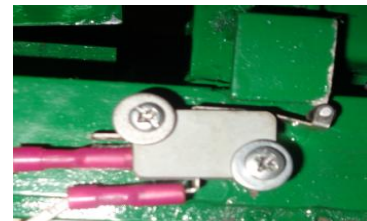


Figura 25: Final de carrera montado en la máquina.

Con este tiempo se realiza una segunda prueba con lo que se tiene la siguiente grafica de tiempo.

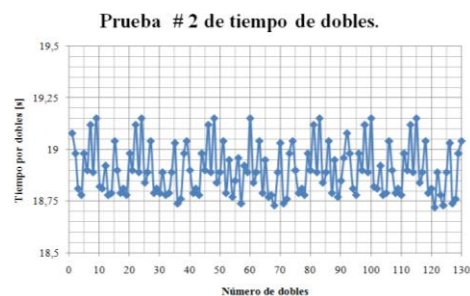


Figura 26: Resultados de la prueba dos de tiempo por dobles.

El tiempo promedio que la máquina se demora en la realización de un dobles es de aproximadamente 18,90 [s], Este valor es menor al tiempo que se demora una persona en realizar un dobles de forma manual.

3.3 Eficiencia de la máquina.

Para el plisado de 150 centímetros de tela, la máquina realiza los siguientes tiempos y números de dobles, que se detallan en la siguiente tabla. Cabe mencionar que la máquina empieza a plisar una vez que la plancha haya alcanzado su máximo valor de temperatura, además se tiene un tiempo adicional proveniente de un proceso más el cual consiste en reunir todos los pliegues que realiza la máquina y aplicar la plancha, con lo que se obtiene el pliegue final. Esto se aprecia en la siguiente figura.



Figura 27: Agrupación de pliegues y plisado final

Tabla 3.1: Prueba de plisado de una tela de 150 centímetros.

Número de prueba.	Tiempo de plisado	Tiempo de pos plisado	Tiempo de calentamiento de la plancha.	Número de dobleces.
1	41,48	9,36	2,85.	131
2	42,56	11,71	2,97	131
3	40,25	9,93	3,00	127
4	40,57	11,38	2,75	127
5	43,90	9,89	2,92.	129.
Promedio	41,75	10,45	2,94	129

La eficiencia de la máquina se calcula comparando el tiempo real de trabajo con el tiempo de trabajo ideal. Con lo que el tiempo ideal de trabajo sin paradas, vendría a ser el tiempo que se utilizó para el diseño, que es de 18,90 segundos, mientras que el tiempo para realizar 129 dobleces es de:

Ecuación 49: Tiempo ideal de plisado.

$$T_{ideal} = \text{Numero de dobles} * \text{Tiempo de dobles ideal.}$$

$$T_{ideal} = 40,64 \text{ minutos}$$

Mientras que el tiempo real para realizar los 129 dobleces se suman: el tiempo de plisado de 41,75 minutos, más el tiempo de pos plisado de 10,45 minutos y más 2,94 minutos, que es el tiempo promedio en el que la plancha alcanza la temperatura adecuada, obteniéndose un tiempo real de 55 minutos con seis segundos o 55,14 minutos.

Comparando ambos valores se tiene que la eficiencia es igual a:

Ecuación 50: Eficiencia de la máquina.

$$\text{Eficiencia} = (T_{ideal} * 100\%) / (T_{real})$$

$$\text{Eficiencia} = 73,70 \%$$

La máquina opera con una eficiencia de 73,70 %, y elabora en 55,14 minutos un promedio de 129 pliegues.

En comparación con el tiempo manual que es de 80,36 minutos y el tiempo de la máquina, que es de 55,14 minutos se tiene una reducción de tiempo de 25,22 minutos, esto para 129 pliegues, entre más pliegues se requiera se reduce más tiempo.

La máquina puede ser operada por cualquier persona, con lo que la elaboración del plisado fino, no requiere de personas expertas en esta labor.

3.4 Prueba con otros tipos de tela.

Esta prueba se lo realiza con el fin de conocer los problemas que se pueden presentar si la máquina trabaja con otro tipo de tela para la cual no fue diseñada.

Prueba con tela compuesta de poliéster al 100%.

En esta prueba se observó que la tela es demasiado delgada para que el sistema de arrastre logre movilizar la tela, por lo que se tuvo pliegues desiguales, además se observó que el plisado no se logra formar, todo esto se aprecia en las siguientes figuras.



Figura 28: Resultado de la prueba con tela poliéster.

Prueba con tela compuesta de lana al 100%.

En las pruebas se obtuvieron pliegues similares al de la tela paño acrílico.



Figura 29: Resultado de la prueba con tela de lana

Prueba con tela compuesta de algodón y poliéster.

En esta prueba se obtuvieron pliegues menos formados, esto se aprecia en la siguiente figura.



Figura 30: Resultado de la prueba con tela compuesta de algodón y poliéster.

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Conclusiones.

Mediante análisis empírico se logra encontrar los parámetros que influyen en el plisado de tela, estos son la fuerza y el tiempo, se determina que con la aplicación de una fuerza de 5 [N] y un tiempo de 5[s] se logra que la tela mantenga el plisado.

El diseño del perfil de las levas se calcula con el tiempo de 5 [s] tiempo que se obtuvo de los experimentos, el perfil de la leva se obtuvo con el método de polinomios, con el mismo tiempo se calculó las reducciones necesarias para obtener una velocidad adecuada.

La construcción de la máquina se lo realizó en base a los cálculos establecido, su estructura fue dimensionada y diseñada para soportar los mecanismos sin que presente problemas a futuro.

El tiempo que se demoran en el plisado, es de 7,87 [s], dicho tiempo no fue lo suficiente como para fijar el pliegue

por lo que se procedió a aumentarlo mediante un pausa del motor, con lo que se obtiene un nuevo tiempo que es de 18,90 [s].

El tiempo en que la maquina elabora 129 pliegues es de 55,14 minutos, si comparamos este valor con el tiempo manual de 80,36 minutos, se tiene un ahorro de 25,22 minutos, si se aumenta el número de pliegues, se aumenta el tiempo ahorrado.

Recomendaciones.

Para que la máquina pueda realizar cualquier tipo de plisado se puede incorporar otros tipos de mecanismos que generen un movimiento similar al planteado, también es recomendable realizar los análisis necesarios para obtener los nuevos parámetros del material.

Para reducir el tiempo de plisado, se puede realizarlo con la instalación de un sistema que realice el último proceso de pos plisado de forma automática, esto es reunir los pliegues y aplicar presión y calor.

Como se describió en el sección de pruebas se requirió una pausa mayor a la diseñada, por lo cual se opto por detener el motor por unos diez segundos, para evitar el detenimiento del motor, se puede variar la velocidad del motor con la colocación de un tren de reducción de cadenas, siendo este de mayor costo y complejidad. En el caso que se desee modificar el perfil de la leva, se debe considerar las restricciones que existen como es la aceleración y ángulo de presión, además con el cambio de perfil se modifica la ubicación de cada uno de los seguidores.

Para una mejor comodidad en la entrada de material se puede implementar una banda transportadora de tela con las especificaciones de la velocidad de ida y vuelta del sistema de arrastre.

Para mantener en buen estado el sistema de transmisión se puede instalar un sistema de lubricación automática, el mismo sistema puede servir para la lubricación de las levas.

5 REFERENCIAS.

[1] AARON, D., WALTER, J, & CHARLES, E. (1987): *Diseño de máquinas: Teoría y práctica*. (2da. Ed.). México: Continental S.A.

[2] BUDYNAS, R. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shygly*. (8va. Ed.). Mexico. Mc. Graw Hill.

[3] CASA, F. (1969). *Diccionario de la industria textil*, Labor,S.A.

[4] KOSTER, M.P. (1974). *Vibrations of cam mechanisms*. Londres: Macmillan Press Ltd.

[5] MOTT, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. (4ta Ed.). México: Prentice Hall Hispanoamericana S.A.

[6] NOVILLO, G. (2008) *Diseño de máquinas II*.

[7] NORTON, R. (2009). *Diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. (4ta.Ed.). México. Mc.Graw-Hill.

[8] INTERMEC S.A.; *La transmisión de potencia por cadena de rodillos*. Recuperado de:

<http://www.intermec.com.co/literatura.php> [Fecha de acceso: septiembre 2014].

[9] SKF; *Catálogo general*. Recuperado de: http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?action=TolerancesI&lang=es&tableName=1_1_1&presentationType=3&startnum=3 [Fecha de acceso: mayo 2013]

Sobre el autor.



Edwin M. Ruiz R., nació en Otavalo – Ecuador, el 22 de Mayo de 1991. Realizo sus estudios secundarios en la Unidad Educativa Otavalo, culmino sus estudios superiores en la Universidad Técnica del Norte en la carrera de Ingeniería en Mecatrónica en el 2015

Áreas de interés: Automatización y control de procesos industriales, electrónica, micro controladores, robótica, CNC.

(edwin_ruiz@outlook.es)

TÉCNICA DEL NORTE UNIVERSITY



FACULTY OF ENGINEERING IN APPLIED SCIENCE

CAREER IN MECHATRONICS ENGINEERING

SCIENTIFIC ARTICLE

TOPIC:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PLEATED MACHINE FOR SKIRTS
CAYAMBEÑAS

AUTHOR: RUIZ RUIZ EDWIN MAURICIO

DIRECTOR: ING. OCTAVIO ARIAS

Ibarra – Ecuador.

2016

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PLEATED MACHINE FOR SKIRTS CAYAMBEÑAS

Edwin Mauricio Ruiz Ruiz.

Career in mechatronics engineering
Técnica del Norte University
Ibarra, Ecuador.
emruizr@utnedu.ec

Summary.

In this project the design and construction of a machine plisadora cayambeñas cloth skirts, which focuses on reducing the time and risk of burn in the pleating process and improves uniformity pleated develops.

Within the design selection criteria and requirements of the elements of the machine is detailed, it begins with an analysis of pleating process, and specify the time requirements and strength needed to start calculations relevant to the design; it begins with the topological analysis of the mechanisms responsible for movement of the machine, after that the forces required to finally select the motor to be used are calculated also safety factors with a minimum of five are calculated for both axes to the structure.

Finally, we proceed to the construction of the machine by machining and welding processes each element and its respective flowcharts and assembly.

Keywords: skirt, wetting, cam, pleated.

1. INTRODUCTION AND BACKGROUND.

In our country there is diversity of cultures and nationalities in different parts of Ecuador, each usually wear their own clothes, this is the case Kayambi nationality, belonging to the province of Imbabura; whose women often wear skirts with a special pleated skirt in the market that is known as cayambeña center or skirt. The preparation of the centers is done manually by people engaged in this activity.

1.1. Preparation of the garment.

For the process of making this dress starts with cutting the fabric to the dimensions of this center are established, it should be emphasized that the fabric comes from a width of 1.50 meters; for that reason an established measure 1.50 meters long has two vara, which would be the width, the height varies according to consumer tastes, the height does not exceed 80 centimeters, for this reason the cut made represents the height of the skirt to the width you want the garment the number of cuts will be repeated, which they will then be attached.

After the court proceeds to the seam, which can be added or not different ornaments or can be done embroidery throughout the length of the fabric, finished

this will take place the pleating process and finally a tape is sewn to will waist of the garment. A summary of the process is presented.

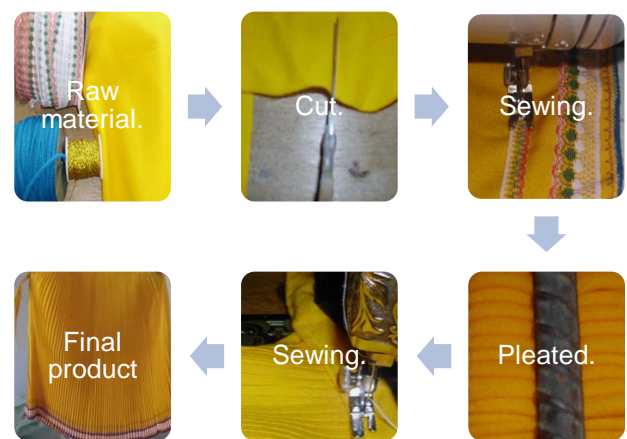


Figure 1: General process diagram.

1.2. The pleating process.

Pleating is defined as: "Finish fixing a wrinkle or crease on the synthetic fiber fabric by heat. its resistance to washing and ironing is achieved as long as the temperature does not exceed the employee during the pleating process. "(Casa, 1969).It is here that gives the characteristic shape of the skirt, this process takes longer.

The folds are generally three types, which are known as: pleated fine, pleating medium fine and pleating thick, pleated 10 [mm]; 15[mm] and 20[mm] respectively.

The process starts with wet enough fabric which is soaked in a bowl of water and the excess is removed, then the fabric is placed on the table and proceed to make the folds in the fabric, the size fabric bend it it is depending on the type of pleat to be obtained.

By having a number of folds is placed on the fabric, rods that help keep the crease previously performed, and proceeds to set the pleats with an iron at high temperature pressing hard to acquire its permanent form. As you go along with the griddle will temporarily removing weights, then again moistens the fabric with a sprayer for the next set of folds.

A summary of the process is presented.



Figure 2: Sequence making a fold.

A skilled person in the work it takes about 37.38 seconds to make a fold, this for a skirt 80 centimeters [cm] tall with pleating fine.

For pleated skirt adult should be performed on average about 387 folds, so that the same person would still take about four hours and ten minutes, at best, on the other hand if needed pleating a skirt more folds time increases.

Besides time, other problems arise in this process are: The uniformity of the folds, these being difficult to achieve if rookies are made by people; and burn hazards fabric by lack of moisture or prolonged application of the plate on that fabric. The following figures show the aforementioned problems.



Figure 3: Pleat made by novice and burn cloth.

It is noteworthy that persons performing this activity are exposed to risks, such as muscle fatigue, burning in the hands and diseases in the joints of the fingers of the worker.

The fabric used is commercially known as acrylic cloth and presents the main features detailed in the following table. (Hollen & Sandler, 2002).

Table 1: Features of acrylic fabric cloth.

Material.	Properties.
	They are used to make garments like wool..
	Acrylic fibers are soft, warm and light
	They exhibit low water absorption, dry quickly and are resistant to heat radiation.
Acrílico.	The fixed deformities tend to be permanent.
	The glass transition temperatura= 90 °C
	Ironing of temperature between 150 - 200 °C
	Maximum temperature set 220 °C

2. DEVELOPMENT OF CONTENT.

For the design of the machine sought to determine some parameters that govern the pleating process this has been achieved by performing various experiments which the following was obtained:

2.1. Types of pleating

Pleated that the machine is focused is the fine pleating, being the most difficult and longer. This pleated is characterized by having a size of ten millimeters.[mm]

2.2. Fixing pleat

This parameter is only the force necessary for the fold is formed; this force has value of five Newton's [N] and was obtained by experimentation.

2.3. Pleated time

This time approximately five seconds

2.4. Pleated processing system

This is the mechanical part of the machine and has several mechanisms that are responsible for providing the necessary movements to form the fold. This includes several cams which are designed so that the pleating time is five seconds.

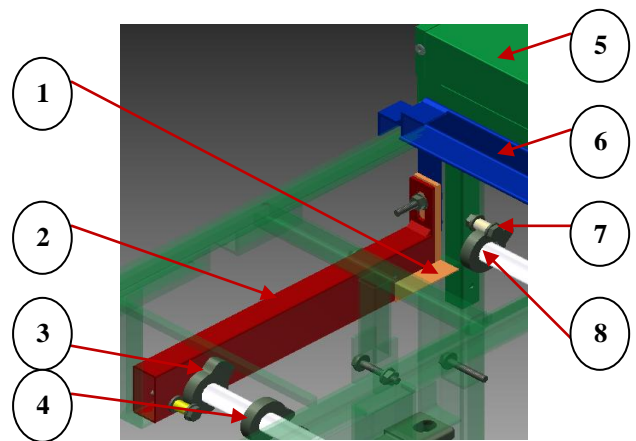


Figure 4: Sketch mechanisms.

- (1) Docking to rise drive system.
- (2) Docking to drag system.
- (3) Cams 1. fabric drag charge
- (4) Cams 2. Rise in charge of the drive system
- (5) Griddle
- (6) Dragging system
- (7) Cam follower.
- (8) Cams 3. Responsible for raising the plate.

2.5. Design of the cams.

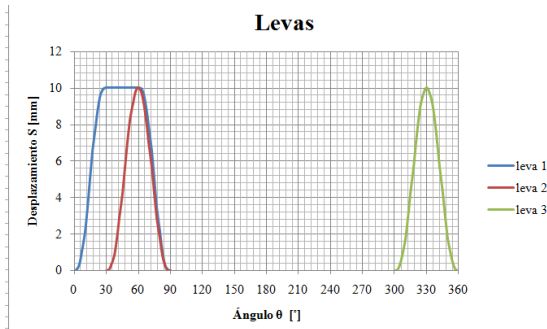


Figure 5: Displacement diagram cams

In the course from 90 to 300 are the time pleating is formed, with this speed cams is obtained by the following equation.

Equation 1: Angular speed of the system

$$\omega = \theta/t$$

Where:

ω : Angular speed of the system [rad/s].

Θ : Angular displacement [rad].

t: Time[s].

Replacing the data we have.

$$\omega = 0,733 \text{ rad/s}$$

From the diagram of the cams we proceed to obtain mathematical functions that help design it. For which polynomial functions is used.

Cams 1.

Cam 1 handles horizontally displaceable coupling dragging the fabric, so that takes a displacement of ten [mm].

For the cam profile it is equipped with the following data:

Ten millimeter ascent during displacement of 30 (β_1)

Stopped during displacement of 30 (β_2)

Descent ten millimeters during displacement of 30 (β_3)

Stopped during displacement of 270° (β_4).

Angular velocity $\omega = 0,733 \text{ rad/s}$

General equation displacement

Equation 2: general equation displacement cams 1.

$$s = C_0 + C_1 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right) + C_2 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 + C_3 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 + C_4 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 + C_5 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^5$$

Where:

s: It is the displacement of the follower [mm].

Cn: unknowns to be determined.

Θ : It is the cam angle.

β : It is the total angle of the segment.

θ/β : It is the rate of change varies from 0 to 1.

Differentiating equation displacement with respect to the rate equation is obtained by differentiating this equation and acceleration, which are the following is obtained

Equation 3: general equation cam 1 speed 1

$$s' = \frac{1}{\beta_1} \left[C_1 + 2C_2 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right) + 3C_3 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 + 4C_4 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 + 5C_5 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 \right]$$

Equation 4: General equation of cam acceleration 1.

$$s'' = \frac{1}{\beta_1^2} \left[2C_2 + 6C_3 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right) + 12C_4 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 + 20C_5 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 \right]$$

For cam 1 you have the following conditions

For the rise:

If $\Theta = 0^\circ$ we have: $s=0, v=0, a=0$

If $\Theta = \beta_1$ we have: $s=10, v=0, a=0$

For the descent::

If $\Theta = 0^\circ$ we have $s=10, v=0, a=0$

If $\Theta = \beta_3$ we have: $s=0, v=0, a=0$

Replacing these conditions of ascent and descent in the equations of displacement, velocity and acceleration, the following equations are obtained.

Equation 5: Ascent displacement equation

$$s = 100 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 - 150 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 + 60 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^5$$

Equation 6: Ascent rate equation

$$s' = \frac{1}{\beta_1} \left[300 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 - 600 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 + 300 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 \right]$$

Equation 7: Ascent acceleration equation

$$s'' = \frac{1}{\beta_1^2} \left[600 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right) - 1800 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 + 1200 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 \right]$$

Once the follower reaches the maximum rise, it reaches the moment of rest in which the velocity and acceleration are zero, this occurs for 30, after that comes the moment of descent.

Equation 8: Descent displacement equation

$$s = 10 - 100 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right)^3 + 150 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right)^4 - 60 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right)^5$$

Equation 9: Descen rate equation

$$s' = \frac{1}{\beta_3} \left[-300 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right)^2 + 600 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right)^3 - 300 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right)^4 \right]$$

Equation 10: Descent acceleration equation

$$s'' = \frac{1}{\beta_3^2} \left[-600 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right) + 1800 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right)^2 - 1200 \left(\frac{\theta}{\beta_3}\right)^3 \right]$$

Once obtained equations cam 1 proceeds to its validity by calculating the pressure angle with the following formula:

Equation 11: Pressure angle.

$$\phi = \arctan \frac{v - \varepsilon}{s + \sqrt{Rp^2 - \varepsilon^2}}$$

Where:

ϕ : Pressure angle

ε : It is eccentricity [mm].

Rp : pitch radius of circumference [mm]

To facilitate the operation starts with a value of zero eccentricity ($\varepsilon = 0$) and a value of pitch radius of 25 ($Rp = 25$) and the following figure is obtained:

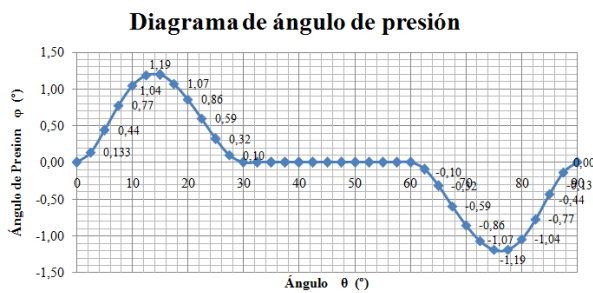


Figure 1: Pressure angle diagram.

According to Robert L. (2009), for convenience the cam must have a pressure angle with the follower of 0°C and 30, an angle greater cause greater friction, in this particular case the maximum pressure angle value is 1,19° when the follower is shifted 12.5 °, which Rp value of 25mm is appropriate.

Force cam 1.

The force with which the drive system press fabric is five newtons [N], this value was obtained from tests. This force is multiplied by a safety factor of two in order to ensure proper pleat, so we have a force of 10 [N].

For the generation of pressure between the plate and the drive system, extension springs used, which for assembly must be extended a certain distance to generate the force required.

To calculate the spring extension Hooke's law, the formula according to Robert L. (2009) is as follows:

Equation 12: Hooke's law.

$$F = K * x$$

Where:

F = External force [N].

k = Constant Spring [N/mm]

X = Spring Elongation [mm].

The required force is 10N] and the value of the constant is 0.515 [N / mm], clearing and replacing values is obtained:

$$x = 19,417 [mm]$$

The spring is mounted with an elongation of 20 [mm].

To calculate the force exerted cam, according to Robert L. (2009) the following formula is used:

Equation 13: Force cam 1.

$$F_{(t)} = m * s'' + c * s' + k * (s + x_0)$$

Where:

$F_{(t)}$ = Force cam [N].

m = mass of the system [Kg].

c = Damping coefficient.

k = Constant Spring [N/mm].

x_0 = Initial preloading [mm]

The total mass of the system is 5.263 [kg], the initial preload is $x_0 = 20$ [mm].

For calculating the damping coefficient according to Robert L. (2009) the following formula is used:

Equation 14: Damping coefficient.

$$\xi = C / (2 * m * \omega_n)$$

Where:

ξ = Damping ratio.

ω_n = Circular undamped natural frequency [rad/s].

According Koster M. (1974), a typical value of damping ratio follower cam systems is $\xi = 0.06$. While natural damped circular frequency by Robert L. (2009) is calculated with the following formula:

Equation 15: Circular undamped natural frequency

$$\omega_n = \sqrt{K/m}$$

$$\omega_n = 9,892 [rad/s]$$

Solving for the damping coefficient and replace data in equation 14 is obtained:

$$C = \xi * 2 * m * \omega_n$$

$$C = 6,247$$

Substituting in equation 13:

Equation 16: Force cam 1.

$$F_{(t)} = 5,263 * s'' + 6,247 * s' + 0,515 * (s + 20)$$

With this equation the following graph is obtained.

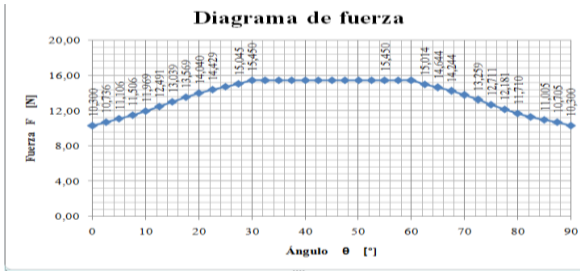


Figure 2: Force cam 1

Equation 17: Torque of cam 1
 $T = F_{(t)} * (s + r)$

The graph shows that the force never reaches a negative value; for this reason, there will be no follower jumps. With this force can obtain the torque required for the movement of the mechanism, according to Robert L. (2009) is calculated with the following formula.

Where:

$T = \text{Torque [N-m]}$

Replacing the maximum force value obtained from Figure 7 and with values $s = 0.010$ [m] and $r = 0.025$ [m], the following torque is obtained.

$T = 0,464$

Where power is equal to:

Equation 18: Power cam.
 $P_{L1} = T_{L1} * \omega$

Where:

$P_{L1} = \text{Power cam 1 [W]}$

Substituting data have:

$P_{L1} = 0,34$ [W]

Cam 3.

The cam 3 is responsible for the rise and fall of the griddle, as cam 1 hits a displacement of 10 [mm].

For the design of the cam 3 it is equipped with the following data:

Ten millimeter ascent and descent during displacement of 60° (β_1).

Stopped during displacement of 300° (β_2).

Angular velocity $\omega = 0,733$ rad/s.

The border conditions are as follows:

If $\theta = 0^\circ$ we have: $s=0; v=0 a=0$

If $\theta = 40^\circ$ we have: $s=0; v=0; a=0$

If $\theta = 25^\circ$ we have: $\theta/\beta_1 = 0,5; s=10$

To have seven border conditions a polynomial of sixth grade is used.

Equation 19: general equation displacement cams 3.

$s = C_0 + C_1 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right) + C_2 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 + C_3 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 + C_4 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 + C_5 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^5 + C_6 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^6$

For the equations of velocity and acceleration proceeds to the first and second derived from the equation 19, obtaining these equations and replacing them with the border conditions is obtained the following equations:

Equation 20: Equation displacement of the cam 3.

$s = 640 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 - 1920 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 + 1920 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^5 - 640 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^6$

Equation 21: Equation speed of the cam 3.

$s' = \frac{1}{\beta_1} \left[1920 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 - 7680 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 + 9600 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 - 3840 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^5 \right]$

Equation 22: Acceleration equation of the cam 3.

$s'' = \frac{1}{\beta_1^2} \left[3840 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right) - 23040 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^2 + 38400 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^3 - 19200 \left(\frac{\theta}{\beta_1}\right)^4 \right]$

Like the previous design proceeds to dimension the cam using Equation 11 and eccentricity value of zero ($\epsilon = 0$) and 25 primitive radios, the following is obtained:

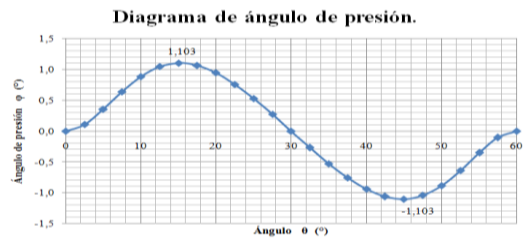


Figure 3: Pressure angle cam 3.

By having a pressure angle of 1.10 [°] and being less than 30 [°], it is concluded that the profile is appropriate.

For calculating the force it exerted cam is used, like the case above equation 13.

To apply this equation is considered that the system mass is 5 [kg], and a preload value of 20 [mm] was chosen. Where other unknowns are calculated with the equations previously used for the case of cam 1

Equation 23: Force of cam 3.

$F_{(t)} = 5 * s'' + 6,082 * s' + 0,515 * (s + 20)$

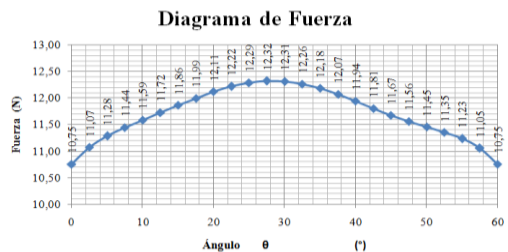


Figure 4: Force diagram of the cam 3.

Like the previous case proceed to calculate the torque and power of the cam 3 with equations 16 and 17 respectively

$T = F_{(t)} * (s + r)$
 $T = 0,369$ [N - m]

$P_{L3} = T_{L3} * \omega$
 $P_{L3} = 0,27$ [W]

Cam 2.

The cam 2 is used to raise and lower the drive system, its profile is similar to the cam 3, so that it is only applicable to the calculation of force, torque and power to act, in the following figure shows the It forces acting.

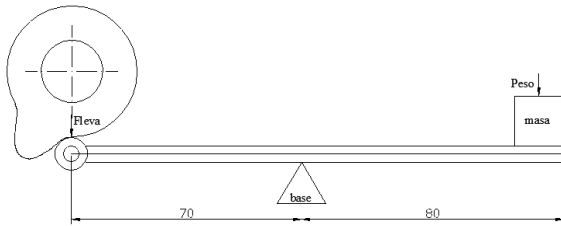


Figure 5: Forces acting on the cam 2.

Equation 24: Force of cam 2

$$F_{leva2} * D_F = Peso * D_P$$

Where:

F_{leva2} = Force of cam [N].

D_F = Distance between the force of the cam and the base [m].

Peso = Weight of the drag system [N].

D_P = Distance between the weight and the base [m].

Replacing data

$$F_{leva2} = 59,01 \text{ [N]}$$

$$T = 1,77 \text{ [N - m]}$$

$$P_{L2} = 1,297 \text{ [W]}$$

2.6. Design transmission axis 1 - engine.

To select the type of engine, must take into account the speed at which the machine operates, since this rate is only 7 [rpm]; moreover, it requires the power of the machine, which is calculated by adding the power of the other elements with the following formula.

Equation 25: Power total.

$$P_{TOTAL} = P_{I1} + P_{I2} + P_{I3}$$

Where:

P_{TOTAL} = Power total [Watt].

P_{I1}, P_{I2}, P_{I3} = Power generated by the cams [Watt].

$$P_{TOTAL} = 1,907 \text{ [watt]}$$

The necessary at low speed and low power you opt for a model GW370-45 engine, which is rated at 24 [Watt] and a speed of 34 [rpm]

Transmission speed and power from the engine to the machine, I do with chains as these are suitable for working at low speed, that do not have slippage which makes it suitable for synchronous transmission.

Calculation of number of sprocket teeth

Equation 26: Number of sprocket teeth.

$$n_2/n_1 = N_1/N_2$$

Where:

n_1 = motor speed [r.p.m.]

n_2 = machine speed [r.p.m.]

N_1 = Number of teeth of conductor sprocket.

N_2 = Number of driven sprocket teeth.

As initial data is proposed for the conductive sprocket a number of teeth 10, the engine speed $n_1 = 34$ [rpm] and the speed of machine $n_2 = 7$ [rpm] , with this value the number of teeth is calculated Catarina conducted.

$$N_2 = 48,57$$

With a 48 tooth pinion is selected

Power calculation of design.

Equation 27: Power of desing,

$$P_{desing} = P_{motor} * F.S.$$

Where:

P_{desing} = Power desing [Watt].

P_{motor} = Power of motor [Watt].

$F.S$ = Security factor.

The machine to be driven by an electric motor and have a fluctuating load, the value of the safety factor is 1.3. Substituting data have:

$$P_{desing} = 31,2 \text{ [Watt]}$$

$$P_{diseño} = 31,2 \text{ [Watt]}$$

Table 2: Safety factor for transmissions.

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad.			
Tipo de carga.	Clase de la fuente de potencia		
	Motor de combustión interna con convertidor hidráulico.	Motor eléctrico o turbina.	Motor de combustión interna con embrague o caja mecánica.
Uniforme.	1.0	1.0	1.2
Fluctuante.	1.2	1.3	1.4
Muy fluctuante.	1.4	1.5	1.7

Selecting the type of chain.

For a low-speed operation is recommended to use chains long pass, so a chain No. 41 is chosen, for which the safety factor is calculated as follows.

Table 3: Chain Capacity Chart

DIMENSIONES										
CADENA NÚMERO	PASO P	LARGO DEL RODILLO W	DIAMETRO DEL RODILLO D	DIAMETRO DEL PASADOR C	GRUESO DE LA CHAPETA F	LARGO DEL PASADOR L	ANCHO DE LA CHAPETA H	M	LIMITE PROMEDIO DE ROTURA LBS.	PESO EN LIBRAS POR CADA PIE (30.5 CM)
41	1/2 12.7 mm	0.250	.306	.141	.050	.512	.383	.322	2.000	25
42	1/2 12.7	0.187	.306	.141	.050	.449	.383	.291	1.600	21

Equation 28: Chain safety factor.
 $n = F/F_c$

Where:

F = Limit of the breaking strength of the chain. [N]

F_c = tangential force of chain [N]

Where the force of chain

Equation 29: Force of chain.
 $F_c = P_{desing} / (\omega * (D_1/2))$

Where:

ω = Angular velocity of motor [rad/s]

D₁ = Pinion pitch diameter driver [mm]

Where the pinion pitch diameter driver is:

Equation 30: Pitch diameter of pinion
 $D_1 = p / \text{sen}(180^\circ/N_2)$

Where:

p = Steps of chain [mm]

Replacing the following data you are obtained:

$$D_1 = 41,098 \text{ [mm]}$$

Replacing the following data in the equation 28 and 27 you are obtained::

$$F_c = 427,514 \text{ [N]}$$

$$n = 1,6$$

Being n greater than one concludes that the selection is appropriate

Calculation of the chain length and distance between centers.

Equation 31: length of chain.

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 * \pi^2 * C/p}$$

Where:

L = Chain length according to the steps.

C = Distance between centers depending on the steps.

Distance between centers C= 35 p.

Substituting data have:

$$L = 97,84 p$$

Whereby an even number for the chain length is chosen, which L= 98 p.

Equation 32: Distance between centers.

$$C = (p/4) \left[-A + \sqrt{A^2 - 8((N_2 - N_1)/2\pi)^2} \right]$$

Where:

$$A = (N_1 + N_2/2) - (L/p)$$

$$C = 35,08 p$$

Calculation of contact arc.

Equation 33: Arc of contact for the drive sprocket
 $\theta_1 = 180^\circ - 2 \text{sen}^{-1} [(D_2 - D_1)/(2C)]$

Where:

θ₁ = Arc of contact for the driver sprocket [°].

D₂ = Pitch diameter of pinion driven [mm].

The pitch diameter of the pinions is calculated by the equation 30 to calculate both the pitch diameter of the driver pinion (D1) and the driven pinion (D2). D₁ = 41,10 [mm].

$$D_2 = 194,18 \text{ [mm]}.$$

As a recommendation the value of contact arc pinion driver must be greater than 120 [°]. It replacing these data in the equation 33 is obtained:

$$\theta_1 = 160,21$$

While the value of arc of contact for the driven pinion is:

Equation 34: Arc of contact for the driven pinion.
 $\theta_2 = 180^\circ + 2 \text{sen}^{-1} [(D_2 - D_1)/(2 * C)]$
 $\theta_2 = 199,784$

Calculating the chain force.

In the case of a transmission with chains it must force is generated on one side while the other side there is no force to be the slack side.

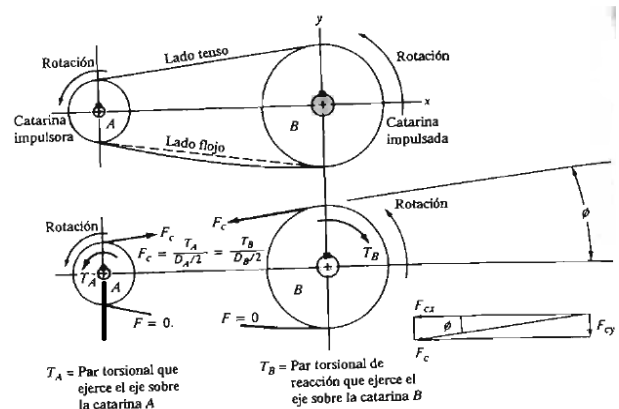


Figure 6: Diagram of forces sprockets.
 Source: R. Mott (2006).

The force generated on the tight side has an inclination due to the difference in sizes of the pinions.

Angle calculation.

Equation 35: Contact angle of the chain.
 $\phi = 180/\pi * ((D_2 - D_1)/(2 * C))$

Where:

\emptyset = Inclination angle [°]

Substituting data is obtained:

$$\emptyset = 9,843 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Calculating the forces

Equation 36: Tensile strength of the chain on the x axis.

$$F_{CX} = F_C * \cos \emptyset$$

Where:

F_{CX} = Chain force in the x axis [N]

Substituting data is obtained:

$$F_{CX} = 421,221 \text{ [N]}$$

Equation 37: Tensile strength of the chain on the y axis

$$F_{CY} = F_C * \sin \emptyset$$

Where:

F_{CY} = Chain force in the y axis [N]

Substituting data is obtained:

$$F_{CY} = 73,083 \text{ [N]}$$

Calculating the moment applied to the shaft 1.

Equation 38: applied torque to the shaft.

$$M_{t1} = F_C * (D_2/2)$$

Where:

M_{t1} = torsional moment [N-m].

Substituting data is obtained:

$$M_{t1} = 41,469 \text{ [N-m]}$$

2.7. Transmission design axis 1- axis 2.

As in the previous transmission chain the same type is used, so it proceeds to calculate other parameters.

Calculating the number of sprocket teeth.

It has a driver sprocket 28, speed axis1 $n_1 = 7,08$ [r.p.m.] axis2 speed $n_2 = 7,08$ [r.p.m.] with this value the number of teeth of the driven pinion is calculated.

$$N_2 = 28$$

Calculation of the chain length and distance between centers.

Using Equation 31 and 32, with a distance between centers $C/p = 20$ steps. For a chain No. 41, $p = 12,70$ [mm], replacing data is obtained:

$$L = 863,6 \text{ [mm]}$$

$$C = 254 \text{ [mm]}$$

Pitch diameter.

$$D_3 = 113,43 \text{ [mm]}.$$

Calculating the chain force

In this transmission there is no inclination for that reason the only force is the tangential force of the chain $F_C = F_{C2} = 427,514$ [N]

Calculating the moment applied to the shaft 2

While the torque transmitted to the shaft two is calculated with the equation 37. Reemplazando data we have:

$$M_{t2} = 24,155 \text{ [N-m]}$$

Design Axis 1.

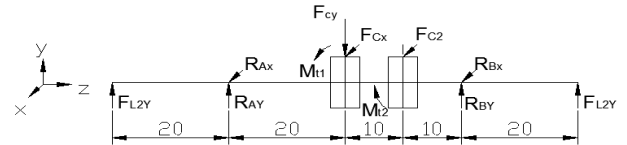


Figure 7: Free body diagram axis 1.

Where:

FL2 = Force of cam2 [N].

RA = Burden on bearing A [N].

FCX, FCY = Force of chain tension1 [N].

FC2 = Force of chain tension 2 [N].

RB = Burden on bearing B [N].

Mt1 = torque 1[N-m].

Mt2 = torque 2[N-m].

With the help of Inventor program the following graphics are obtained.

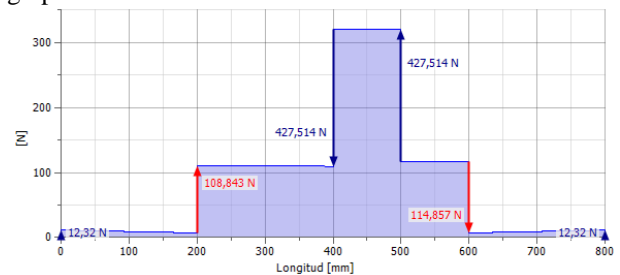


Figure 8: Diagram of shear axis 1.

$$R_A = 108,843 \text{ [N]}$$

$$R_B = 114,857 \text{ [N]}$$

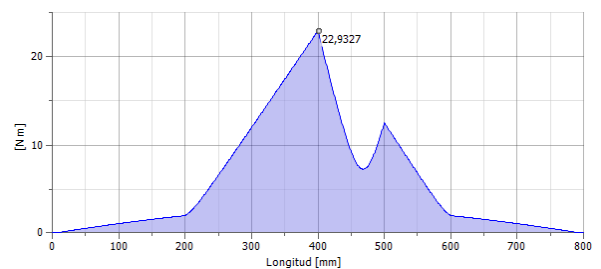


Figure 9: Diagram of torque axis 1

$$M_{\text{m}\acute{a}\text{x.}} = 22,933 \text{ [N-mm]}$$

Security factor.

Equation 39: Security factor.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} (2K_f M_a) + \frac{1}{S_{ut}} (\sqrt{3} K_{fs} T_m) \right\}$$

Where:

$$d_{eje} = 19 \text{ [mm]}$$

$$S_{ut} = 470 \text{ [MPa]}$$

$$S_y = 390 \text{ [MPa]}$$

We proceed to calculate the other unknowns: S_e , K_f y K_{fs}

Calculation of limit fatigue strength is

Equation 40: Limit fatigues strength.

$$s_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * s'_e$$

Where:

S_e = Limit modified fatigue resistance [MPa].

k_a = Factor surface..

k_b = Size factor..

k_c = Temperature factor.

k_d = Temperature factor of work.

K_e = Reliability Factor.

k_f = Factor of various effects.

s'_e = Limit fatigue resistance [MPa].

Factor surface

Equation 41: Factor surface

$$k_a = a * s_{ut}^b$$

For a shaft cold rolled steel, the value of the exponent factor A and B is obtained from the following table. Budynas R. (2008).

Table 4: Factor of surface

Acabado superficial.	Factor a		Exponente. b
	Sut kpsi	Sut MPa	
Esmerilado.	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio.	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Substituting data is obtained:

$$k_a = 0,884$$

Size factor.

Equation 42: Size factor

$$k_b = (d/7,62)^{-0,107} \text{ para } 2,79[\text{mm}] \leq d \leq 51 \text{ [mm]}$$

Substituting data is obtained:

$$k_b = 0,907$$

Temperature factor

To calculate the temperature factor a value of 1 is used:

$$k_c = 1$$

Temperature factor of work

Equation 43: Temperature factor of work

$$k_d = S_T/S_{RT}$$

Where values are obtained from the following table. Budynas R (2008)

Table 5: Temperature effects.

Temperatura °C	ST/SRT
20	1.000
50	1.010
100	1.020
250	1.000
300	0.975

$$k_d = 1$$

Reliability Factor

For calculating the reliability factor is used the following table: Budynas R (2008).

Table 6: Reliability Factor

Confiabilidad %	Variación de transformación za	Factor de confiabilidad ke
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.99	3.711	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

$$k_e = 0,702$$

Factor of various effects.

For calculating the factor of several effects discontinuities established that not on the shaft so that it has:

$$k_f = k_{fs} = 1$$

Limit fatigue resistance.

Equation 44: Limit fatigue resistance

$$s'_e = 0,5 * s_{ut} \text{ para } s_{ut} \leq 1400 \text{ [MPa]}$$

Where $s_{ut} = 470$,

$$s'_e = 235$$

Substituting these data in equation 39 is obtained:

$$s_e = 0,884 * 0,907 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 235$$

$$s_e = \mathbf{188,420 \text{ [MPa]}}$$

Also it sets $M_a = M_{m\acute{a}x.} = 22,933 \text{ [N-mm]}$ y $T_m = M_t = 41464 \text{ [N-mm]}$

Substituting these data in equation 38 is obtained:

$$n = 8,802$$

In this case the value of n is greater than 1, for this reason this axis is appropriate.

2.8. Design Axis 2.

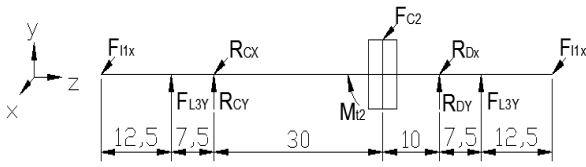


Figure 10: Free body diagram axis 2.

Like the previous case it proceeds to calculate the reactions using the design software inventor, obtaining the following graphs.

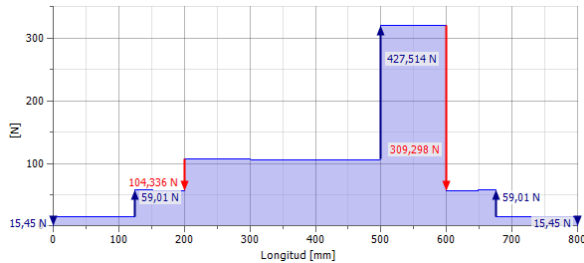


Figure 11: The shear diagram axis 2.

$$R_C = 104,336 \text{ [N]}$$

$$R_D = 309,298 \text{ [N]}$$

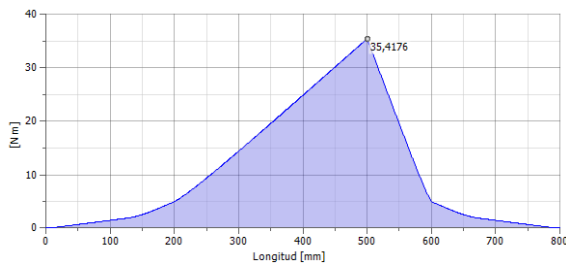


Figure 12: Bending moment diagram axis 2.

$$M_{\text{máx.}} = 35,417 \text{ [N-mm]}$$

Security factor.

The shaft material is the same as the front axle, for this reason all data correction factor are applied to this axis, replacing the data in the equation 38 is obtained:

$$n = 10,02$$

In this case the value of n is greater than 1, for this reason this axis is appropriate.

Selection of bearings.

To select the type of bearing is taken into account that the shaft diameter is 19 [mm], (3/4").

To calculate is used the static load method

Equation 45: equivalent static load.

$$P_o = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a$$

Where:

P_o = equivalent static load. [N].

F_r = radial load [N].

F_a = axial load [N].

In this application the axial load is negligible and the radial load is the maximum reaction generated on the axis, $F_r = R_B = 114,857 \text{ [N]}$

$$P_o = 68,914 \text{ [N]}$$

$P_o < F_r$ so $P_o = F_r$.

Being a shaft bearing 19 [mm] you opt for a ball bearing SKF 61804, which has a static load capacity $C_o = 2320 \text{ [N]}$.

Then the safety factor is calculated

Equation 46: Security factor

$$S_o = C_o / P_o$$

$$S_o = 3,367$$

According to the catalog SKF bearings, the value of the safety factor should be greater than two, in this case it has a value of three with the election is appropriate, for mounting bearing pillow block bearing one floor UCP204 KDF is selected.

2.9. Dimensioning of the wedges.

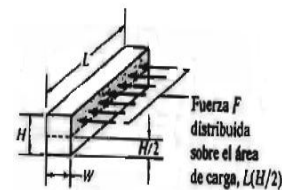


Figure 13: Force diagram of a wedge

For the design of this AISI 1020 cold drawn steel whose yield strength is used $S_y = 390 \text{ [N/mm}^2]$.

An approximate size of the wedge is only available from the following table. Mott R. (2006).

Table 7: Wedge size depending on the shaft diameter.

Tamaño nominal del eje.		Tamaño nominal de la cuña.		
Más de	Hasta (in)	Ancho W	Altura H	
			Cuadrada.	Rectangular.
5/16	7/16	3/32	3/32	-
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1	1/4	1/4	3/16

For a 19 [mm], shaft, wedge size recommended is a block width $W = 4,763 \text{ [mm]}$ (3/16 in) and height $H = 4,763 \text{ [mm]}$ (3/16 in).

With this proceed to calculate the length of the keyway

Equation 47: Length of wedge

$$L = (4 * M_t * n) / (d * W * S_y)$$

Where

L = Legth of wedge [mm].

M_t = Torsional moment (41469 [N-mm]).

n = Security factor (3).

d = Shaft Diameter (19 [mm]).

W = Keyway in width (4,763 [mm]).

S_y = Creep resistance (390 [N/mm²]).

Where:

$$L = 14,092 \text{ [mm]}$$

A length of 15 [mm] is chosen. Whereby is constructed a square keyway of the following dimensions.

$$H = 4,763 \text{ [mm]}.$$

$$L = 15 \text{ [mm]}.$$

2.10. Analysis of the structure.

To perform this analysis takes into account the loads to be borne and location.

Table 8: Values of forces.

No.	VALOR [N]	DESCRIPCIÓN
F1	26.38	Carga producida por el peso de la plancha
F2	10	Fuerza del sistema de arrastre
F3	14.76	Carga producido por el peso del motor.

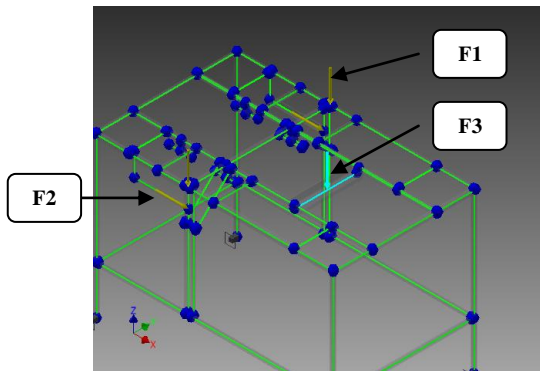


Figure 14: Location of loads in the structure.

Effort Von Mises of the structure

La cual queda expresada en la siguiente ecuación. Budynas R (2008)

Equation 48: Effort of Von Mises

$$\sigma \geq S_y$$

Where:

σ : Effort of Von Mises [MPa]

S_y : Creep resistance of the material [MPa]

Simulating the effort Von Mises in Inventor software the results in the following chart.

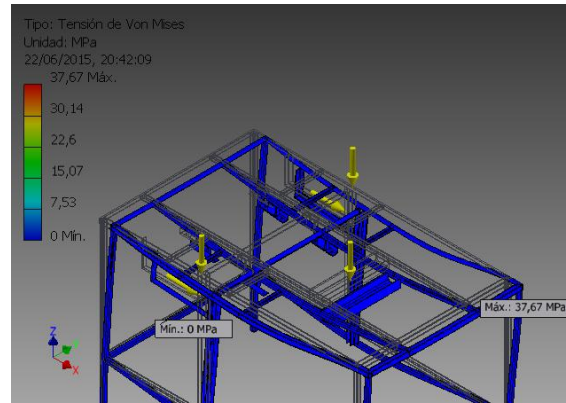


Figure 15: Effort of Von Mises

The simulation results establish that the maximum stress occurring is 37.67 [MPa], if we compare this value with the yield strength of the material, which is 250 [MPa] shows that the work effort is less than the resistance of the material.

$$37.67 \geq 250$$

The simulation results of Von Mises stress ascertains that structure design ensures stability thereof.

Security coefficient.

The safety factor is among a maximum value of 15 and a minimum of 5.49, this can be seen in the following chart, so it can be concluded that the structure supports the loads without problems.

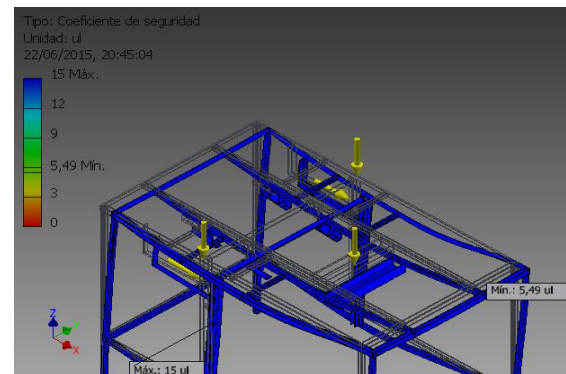


Figure 16: Security coefficient

3. TESTS AND RESULTS

Tests are performed: double size that makes the machine and the time it takes to make a fold; this in order to ensure adequate design. Tests are carried out in cloth acrylic with a width of 1.5 meters.

3.1. Size analysis of fold

The fold which provides the pleating machine fabric can be seen in the following figures:



Figure 17: Fold individually and together.

Prueba de ancho de dobles.

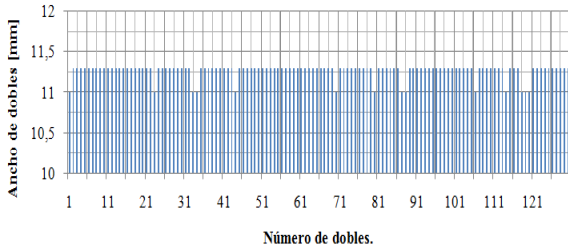


Figure 18: Test Results of fold width

The average width of the machine carries out is approximately 11.27 [mm]. This value approximates the measure designed 10 [mm]. So it is concluded that the design is appropriate.

3.2. Analysis of processing time

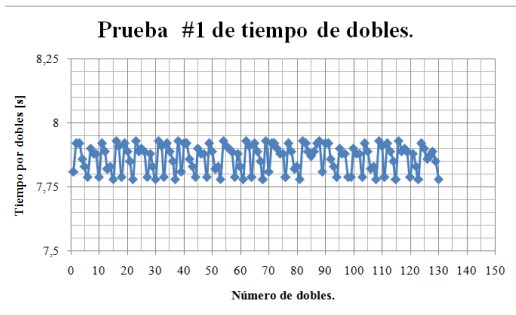


Figure 19: Test results time

The average value of time is 7.87 seconds; this value approximates the measure designed to 8 seconds.

The test was done with the design time, turned out not to be suitable for fixing the fold, so we proceeded to raise that time by pausing the motor, the pause is ten seconds and was done with the help a limit switch that sends a warning signal to the control system

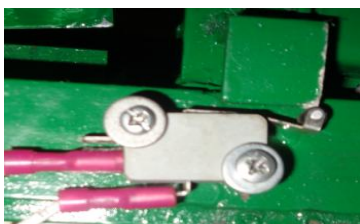


Figure 20: Limit switch mounted on the machine.

This time with a second test that is performed is

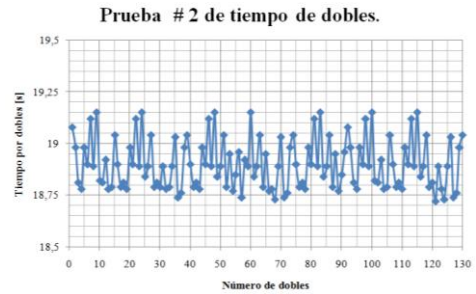


Figure 21: Test 2 results time

The average time the machine delay in the completion of a fold is about 18,90 [s]. This value is less than the time a person is delayed in making a double manually.

3.3. Machine efficiency.

For pleated fabric 150 centimeters, the machine performs the following times and numbers of doubles, as detailed in the following table.

It is worth mentioning that the machine starts to pleating once the griddle has reached its maximum temperature, also have an additional time from a process over which is to gather all the folds made by the machine and apply the iron, bringing the end product you are obtained. This is shown in the following figure.



Figure 22: Grouping of folds and final product

Table 9: Pleat Test cloth 150 centimeters.

Número de prueba.	Tiempo de plisado	Tiempo de pos plisado	Tiempo de calentamiento de la plancha.	Número de dobleces.
1	41,48	9,36	2,85.	131
2	42,56	11,71	2,97	131
3	40,25	9,93	3,00	127
4	40,57	11,38	2,75	127
5	43,90	9,89	2,92.	129.
Promedio	41,75	10,45	2,94	129

The machine efficiency is calculated by comparing the actual time working with ideal working time. Bringing the ideal working non-stop, time would be the time that was used for the design, which is 18.90 seconds, while the time for 129 folds is the actual time:

Equation 49: Pleated ideal time.

$$T_{ideal} = \text{Number of double} * \text{Time ideal double}$$

$$T_{ideal} = 40,64 \text{ minutos}$$

While the actual time for the 129 folds is obtained by adding: Pleat time 41.75 minutes, plus time post-pleat 10.45 minutes more 2.94 minutes, which is the average time the iron reaches the proper temperature, resulting in a real time of 55 minutes six seconds or 55.14 minutes.

Comparing both values must be efficiency

Equation 50: Machine efficiency.

$$Efficiency = (T_{ideal} * 100\%) / (T_{real})$$

$$Efficiency = 73,70 \%$$

The machine operates with an efficiency of 73.70% and in 55.14 minutes produced an average of 129 folds

Compared with manual time and time of the machine, it has a reduced time 25.22 minutes, this to 129 folds, the more folds required is reduced time

The machine can be operated by anyone, so the development pleat does not require experts in this work..

3.4. Test with other types of fabric.

Test composite fabric of 100% polyester.

In this test it was observed that the fabric is too thin for the drive system, not the fabric is mobilized, so uneven folds is obtained, further observed that the pleating is not achieved form, all this can be seen in the following figures .



Figure 23: Test result with polyester fabric.

Test with fabric 100% wool.

In tests were obtained folds similar to acrylic fabric cloth



Figure 24: woolen fabric test

Test composite fabric of cotton and polyester.

In this test folds were obtained less formed, this is shown in the following figure.



Figure 25: Test result with fabric made of cotton and polyester.

4. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS

Conclusions.

Through an empirical analysis to find the parameters that influence the pleated fabric, these parameters are: the strength and time, it is determined that the application of a force of 5 [N] and a time of 5 [s] is manages to keep the pleated fabric.

The design of the cam profile is calculated with time 5 seconds [s] that was obtained from experiments, the cam profile was obtained with the method of polynomials, with the same time necessary to calculated obtain reductions a suitable speed.

The construction of the machine with the calculations performed so established, its structure was dimensioned and designed to support the mechanisms.

the time delay in the pleating is 7.87 [s], that time was not enough to fix the fold so we proceeded to increase it with a pause of engine, thus you get a new time 18,90 is [s].

The time the machine produces 129 folds is 55.14 minutes, if we compare this value with the manual time of 80.36 minutes, you have a savings of 25.22 minutes, if the number of folds increases, it increases the time saved.

Recommendations.

So that the machine can perform any type of pleat can incorporate other types of mechanisms designed to generate a similar movement it is also advisable to perform the necessary analysis to obtain the new parameters of the material.

To reduce the time of pleating can be done with the installation of a system that performs the last post pleating process automatically, this process involves bringing together the folds and applying pressure.

To avoid stopping the engine, it can be varied the engine speed placing a reduction train chains

For better comfort in the material inlet can be implemented by a conveyor belt fabric specifications speed and back of the drag system.

To maintain the transmission system in good condition can install an automatic lubrication system drip, the same system can be used for lubrication of the cams.

5. REFERENCES.

[1] AARON, D., WALTER, J, & CHARLES, E. (1987): *Diseño de máquinas: Teoría y práctica*. (2da. Ed.). México: Continental S.A.

[2] BUDYNAS, R. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shygley*. (8va. Ed.). Mexico. Mc. Graw Hill.

[3] CASA, F. (1969). *Diccionario de la industria textil*, Labor,S.A.

[4] KOSTER, M.P. (1974). *Vibrations of cam mechanisms*. Londres: Macmillan Press Ltd.

[5] MOTT, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. (4ta Ed.). México: Prentice Hall Hispanoamericana S.A.

[6] NOVILLO, G. (2008) *Diseño de máquinas II*.

[7] NORTON, R. (2009). *Diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. (4ta.Ed.). México. Mc.Graw-Hill.

[8] INTERMEC S.A.; *La transmisión de potencia por cadena de rodillos*. Recuperado de: <http://www.intermec.com.co/literatura.php> [Fecha de acceso: septiembre 2014].

[9] SKF; *Catálogo general*. Recuperado de: http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?&action=Tolerances1&lang=es&tableName=1_1_1&presentationType=3&startnum=3 [Fecha de acceso: mayo 2013]

About the Author.



Edwin M. Ruiz R., born in Otavalo – Ecuador, May 22, 1991. He did his secondary education at the Unidad Educativa Otavalo, culminated his studies at the Universidad Técnica del Norte, career in mechatronics engineering

Areas of interest:
Automation and control of industrial processes, electronics, micro controllers, robotics, CNC.

(edwin.ruiz@outlook.es)