



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO A
ESCALA DE UN EQUIPO DE IMPRESIÓN DE VELOCIDAD CON
PUNTO DE IMPACTO PARA EL ENSAYO DE CARGA DINÁMICA
EN CORREPASILLOS SEGÚN LA NORMA NTE INEN UNE-EN 71-
1:2013**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

ZÚÑIGA CADENA JOSÉ FRANCISCO
jose.zuniga@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. GANJA RAMIREZ MARIO GERMÁN, M.Sc.
mario.granja@epn.edu.ec

QUITO, diciembre de 2017

DECLARACIÓN

Yo, José Francisco Zúñiga Cadena, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

José Francisco Zúñiga Cadena

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por José Francisco Zúñiga Cadena, bajo mi supervisión.

**Ing. Mario German Granja
Ramirez MSc.**

DIRECTOR DE PROYECTO

DEDICATORIA

El presente trabajo es dedicado a mi familia que siempre ha sido un apoyo, en momentos complicados y momentos sencillos, en momentos de felicidad y en momentos de tristeza, todos ellos que nunca dejan uno atrás y siempre lo incentivan a cumplir sus metas con trabajo y dedicación.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a LENOR ECUADOR por su apoyo técnico y documental en la elaboración del presente trabajo, también agradezco a mi director MARIO GERMAN GRANJA RAMIREZ por su apoyo incondicional y su conocimiento para el presente trabajo y al final agradezco a mi esposa y a mi hijo por acompañarme en cada día del desarrollo de esta meta.

ÍNDICE

DECLARACIÓN.....	i
CERTIFICACIÓN.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
ÍNDICE.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS.....	viii
RESUMEN.....	ix
ABSTRACT.....	x
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos.....	2
1. INTRODUCCIÓN.....	3
1.1. Terminología y valores referenciales.....	3
1.2. Consideraciones teóricas de ingeniería.....	4
1.2.1. Torsión.....	4
1.2.2. Energía cinética.....	10
1.2.3. Cadenas de transmisión.....	10
2. Metodología.....	15
2.1. Planteamiento del problema.....	15
2.2. Casa de la calidad.....	15
2.2.1. Voz del usuario.....	15
2.2.2. Voz del ingeniero.....	16
2.2.3. Casa de la calidad.....	16
2.3. Análisis funcional.....	17
2.4. Planteamiento y selección de alternativas.....	19

2.4.1. Alternativas de control automático	19
2.4.2. Alternativas para generar movimiento	19
2.4.3. Alternativas para la transformación de movimiento	19
2.4.4. Alternativas punto de impacto y estructura.....	20
2.4.4.1. Modelo virtual.....	20
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	22
3.1. Diseño y simulación	22
3.1.1. Diseño y simulación del eje.....	24
3.1.1.1. Análisis del esfuerzo amplitud σ_a y Análisis del esfuerzo medio σ_m	28
3.1.1.2 . Dimensionamiento de los ejes motriz y conducido	29
3.1.2 . Consideraciones del carrito de empuje	33
3.1.3. Verificación de las cadenas y catalinas supuestas.....	36
3.2. Construcción.....	37
4. CONCLUSIONES	45
4.1. Conclusiones	45
4.2. Recomendaciones	45
Referencias Bibliográficas	46

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Casa de la calidad	17
Figura 2.2. Análisis funcional de primer nivel	18
Figura 2.3. Análisis funcional y definición de módulos	18
Figura 2.4. Esquema del equipo	21
Figura 3.1. Diagrama de cargas y puntos críticos de un eje	25
Figura 3.2. Estado de esfuerzos del punto material	27
Figura 3.3. Estado de esfuerzos principales del punto 1	27
Figura 3.4. Simulación del eje de inicio sin ampliar	32
Figura 3.5. Punto crítico del eje de inicio.....	32
Figura 3.6. Carrito de empuje con medidas generales	34
Figura 3.7. Simulación carrito sin ampliar	35
Figura 3.8. Simulación carrito primera ampliación del punto crítico	35
Figura 3.9. Punto crítico del carrito de empuje	36
Figura 3.10. Eje de acople de rodamientos desarmados	38
Figura 3.11. Ejes de acople de rodamientos ensamblados	39
Figura 3.12. Carrito sin ejes porta rodamientos.....	39
Figura 3.13. Carrito de empuje ensamblado	40
Figura 3.14. Eje inicio desarmado.....	41
Figura 3.15. Eje inicio ensamblado	41
Figura 3.16. Eje final desarmado	42
Figura 3.17. Eje final ensamblado.....	42
Figura 3.18. Base con rieles	43
Figura 3.19. Código PLC	43
Figura 3.20. Equipo	44

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Equivalencias entre flexión y torsión	7
Tabla 1.2. K4 en función de la situación de funcionamiento.....	13

RESUMEN

La seguridad en juguetes es un criterio poco utilizado en el contexto nacional, esto genera un ambiente de inseguridad en este mercado que afecta en general a los usuarios (niños). El presente trabajo consiste en diseñar, simular y construir una maqueta a escala de un equipo de impresión de velocidad con punto de impacto para el ensayo de carga dinámica en correpasillos según la norma NTE INEN UNE-EN 71-1:2013, cuya construcción fue satisfactoria y completamente funcional que permite garantizar la seguridad en correpasillos. El ámbito de la simulación fue complejo ya que la forma geometría del sistema genera singularidades que indican un estado de esfuerzos muy superior al real, considerando este punto se elimina dichos resultados para permitir una visión más acertada y la obtención de esfuerzos más reales y por ende aceptables para el análisis. El resultado de este proyecto es completamente satisfactorio ya que ha generado una máquina completamente funcional en base a todos los criterios técnicos utilizados, en la cual se realizó varias pruebas con juguetes a escala simulando las condiciones de ensayo y de esta manera se verificó la aprobación de estos juguetes respecto a la norma. Esto permite la utilización de este equipo en cualquier laboratorio presente en el país que desee realizar este tipo de ensayos.

Palabras clave: Carga dinámica, correpasillos

ABSTRACT

Safety in toys is an issue in Ecuador, due to the lack of laboratories that offer this type of testing. This affects children in a very relevant way because of the possible injuries that they could suffer if security is not properly tested. This project's goal was to design, simulate and manufacture a machine that is able to move a ride-on car to an impact point. This happens in order to simulate dynamic load on ride-on cars considering the guidelines provided by NTE INEN UNE-EN 71-1:2013 standard. The manufacturing process of the machine was completely successful due to the construction of a functional machine that could be installed on any company which needs to do or offer this kind of destructive testing, but there is something pretty important to point on, simulation results were not completely satisfactory because of singularity points generated on the mesh by the geometry. This points were not considered in order to achieve a proper analysis. The results show that the machine is viable to be manufactured. For testing its functionality some testing was run on some toys that allowed the simulation of the testing conditions. This ended up with some ride-on cars passing the requirements of the standard.

Keywords: Dynamic load, ride-on car

DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO A ESCALA DE UN EQUIPO DE IMPRESIÓN DE VELOCIDAD CON PUNTO DE IMPACTO PARA EL ENSAYO DE CARGA DINÁMICA EN CORREPASILLOS SEGÚN LA NORMA NTE INEN UNE-EN 71-1:2013

INTRODUCCIÓN

Todo niño tiene el derecho de jugar en libertad sin riesgos, al momento en el país la seguridad en juguetes es algo que se deja muy de lado tanto por parte de la industria como por parte de los padres. La gran mayoría de juguetes que entran al país cuentan con la aplicación de una norma poco parecida a la que rige en el país, generando de esta manera que los juguetes que son distribuidos no cumplan los mínimos estándares de calidad que dispone el ingreso al Ecuador. En base a esto el presente proyecto busca contribuir generando un equipo que permita realizar uno de los ensayos requeridos para la certificación y verificación de juguetes que ingresan al país. El tipo de equipo a construir generará un ensayo trazable y controlable que permita adaptarse a los futuros cambios en la norma y con ello precautelar la salud y seguridad de los niños en todo momento. Es realmente incidente en la forma de distribuir productos cuan permisible es la legislación, en el caso de Ecuador la legislación para correpasillos indica que deben resistir tres impactos contra un escalón sin fracturar; el producto chino que ingresa al país cumple una normativa similar en contexto pero su velocidad de ensayo es muy inferior generando así un incumplimiento a la legislación presente. Es también importante considerar que el Ecuador acepta al momento certificaciones de primera parte, lo que será suspendido a futuro según declaraciones del ministro de productividad. Lo cual representaría un salto realmente grande en el ámbito de seguridad. Basándose en este último punto es diseño y construcción de un equipo de esta índole es sumamente viable y posiblemente exportable, ya que el artefacto cubrirá la normativa nacional e internacional.

Objetivo general

Diseñar un equipo de ensayo de carga dinámica de correpasillos según la norma NTE INEN UNE-EN 71-1:2013 para la verificación de la resistencia a impacto en ciertos juguetes según el inciso 8.22.3

Objetivos específicos

- Dimensionar los diferentes elementos móviles en base a los parámetros de funcionamiento.
- Seleccionar los diferentes componentes electrónicos que se requieren para el proceso.
- Simular el equipo para verificar su funcionamiento y comportamiento bajo los requerimientos.
- Definir un código de programación para manipular el funcionamiento del equipo y su velocidad de operación.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Terminología y valores referenciales

Correpasillos: Juguete donde el usuario puede sentarse y la propulsión es generada mediante el uso de las piernas del usuario.

Carga normalizada: Refiere a la masa que se debe colocar en el juguete al momento del ensayo y representa el cuerpo del niño, esta depende del rango de edad, si el juguete está destinado a niños mayores a treinta y seis (36) meses esta debe ser una masa de cincuenta kilogramos más menos cero punto cinco kilogramos (50 ± 0.5 kg). En caso de ser un juguete para niños menores a treinta y seis (36) meses esta masa debe ser una masa de veinte y cinco kilogramos más menos cero punto dos kilogramos (25 ± 0.2 kg). Esta masa debe hallarse certificada o verificada por un equipo calibrado y certificado, también debe contar con brazos articulados que permitan variar el punto de acople con el juguete y la posición de los mismo, cabe indicar que estos elementos poseen una masa independiente a la masa de la carga de prueba.

Brazos articulados: Refiere a una extensión de la masa de prueba que permite acoplar la masa al juguete. Su masa normalizada es de dos kilogramos más menos cero punto cero dos kilogramos (2 ± 0.02 kg) cada uno. Este elemento cuenta con dos articulaciones móviles que esquematizan los codos y muñecas del niño que usaría el juguete al igual que un acople que permite su unión a la carga normalizada y al juguete. Las articulaciones que esquematizan codos y muñecas deben ser móviles y deben poder bloquearse cuando sea necesario.

Punto de impacto: Refiere al escalón en el cual se realizara el impacto del juguete para verificar su resistencia este debe tener una altura de cincuenta más menos dos milímetros (50 ± 2 mm) y debe ser inelástico.

Velocidad de ensayo: Refiere a la velocidad con la que se requiere generar el impacto del juguete al momento del ensayo. Este valor corresponde a dos metros por segundo más menos cero punto dos metros por segundo (2 ± 0.2 m/s).

Manillar: Parte del juguete donde el usuario se sujeta usando sus manos, este puede ser móvil o fijo.

Almohadilla de apoyo: Es el elemento que se debe colocar entre la carga normalizada y el correpasillos, su masa es cero punto cinco kilogramos más menos cero punto cero un kilogramo (0.5 ± 0.01 kg).

Línea de vida: Este elemento se define como un cable que sujeta la carga normalizada y evita que esta genere impacto o presión adicional sobre el correpasillos al momento del ensayo.

Ensayo de carga dinámica: Este ensayo refiere a la impresión de la velocidad de ensayo sobre el correpasillos cargado con la carga normalizada apoyada sobre la almohadilla de apoyo y con los brazos articulados acoplados y con sus articulaciones bloqueadas. Este ensayo consiste en impactar el correpasillos contra el punto de impacto a la velocidad de ensayo, en este momento se debe suspender la carga normalizada en la línea de vida para evitar daños causados por la caída de la masa sobre el correpasillos.

1.2. Consideraciones teóricas de ingeniería

Para el diseño de este equipo se requieren varios que permitan calcular los requerimientos de potencia, velocidad, resistencia y trazabilidad. Entre estos criterios tenemos torsión, flexión energía cinética, selección de cadenas, selección de rodamientos, etc. Cabe considerar que la trazabilidad es el elemento más importante en este caso.

1.2.1. Torsión

La torsión es la reacción interna que se produce cuando se aplica un momento torsor en la sección de un eje longitudinal de un elemento constructivo o prisma mecánicos, además está determinado geoméricamente debido que al aplicar las fuerzas los planos iniciales se deforman de acuerdo al giro dado, formándose una curva alrededor del eje central.

Este tipo de sollicitación se caracteriza por dos fenómenos:

En la figura 1.1., se puede observar tensiones tangenciales paralelas a la sección transversal.

Si la sección no es simétrica aparecen secciones transversales deformadas no sean planas

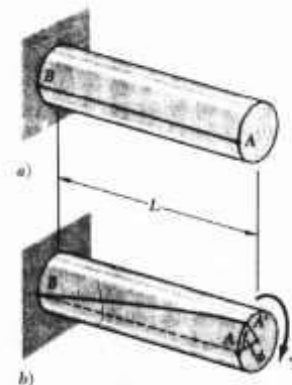


Figura 1.1. Elemento sometido a torsión pura.
(Fuente: <http://www.monografias.com>)

La torsión de sección cilíndrica se estudia bajo ciertas hipótesis se puede considerar un elemento diferencial y proceder a su estudio. Las hipótesis son:

Suponer secciones planas, se conservan los diámetros y distancias entre ellos y las secciones giran considerándose cuerpos rígidos

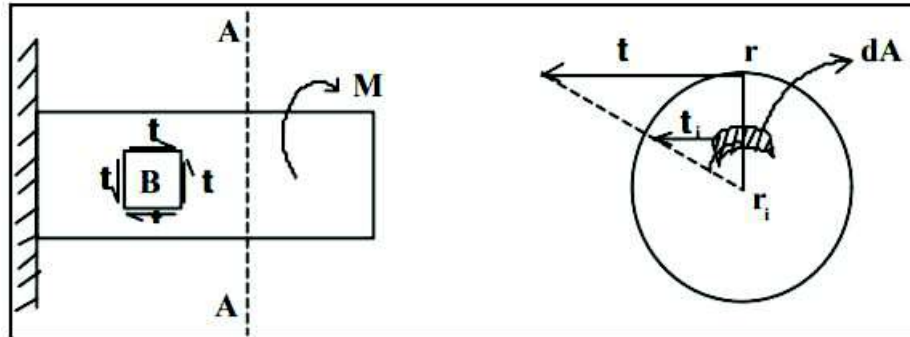


Figura 1.2. Elemento voladizo con sección circular sometido a torsión pura.
(Fuente: previa.uclm.es)

En la figura 1.2., se puede observar el elemento B en un cuerpo sometido a torsión pura, los cálculos de tensiones a las que está sometido el elemento B con sus esquinas denominadas para este estudio como abcd.

El elemento que se puede observar en la figura 1.3., trabaja a tensión cortante pura, donde el valor de t está dado por el deslizamiento del lado cd.

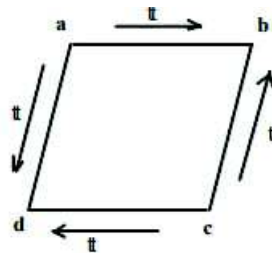


Figura 1.3. Esquema de esfuerzos en una sección.
(Fuente: previa.uclm.es)

Las tensiones principales serán las que se pueden observar en la figura 1.4.

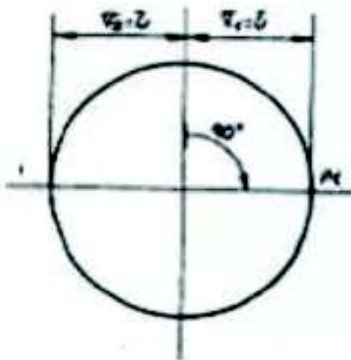


Figura 1.4. Distribución de esfuerzos en una sección transversal.
(Fuente: ingenieroenmecanica.blogspot.com)

Por lo que las direcciones principales están a 45° $\sigma_1 = T$ y $\sigma_2 = -T$. Al considerar elementos de secciones cilíndricas la tensión será $t = r * G\theta$. Cálculo de t_{max} y del ángulo girando por el eje en función del momento torsor. La figura representa una sección y el momento torsor T que actúa en el punto B vale $\tau_B = G\theta r$.

El área diferencial de dA alrededor de B las tensiones de ese diferencial dan como resultado el dF , el cual es una diferencia del momento torsor, que en esta sección se representa en la ecuación 1.1., y esta ecuación calcula el ángulo girado por el eje en base al momento, esto se puede observar de forma más clara en la figura 1.5.

$$T = \int_A dT = \int G\theta r^2 dA = G\theta \int r^2 dA = G\theta I_o \quad (1.1.)$$

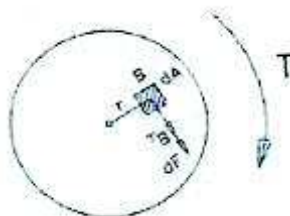


Figura 1.5. Sección de un área diferencial bajo momento torsor.
(Fuente: ingenieroenmecanica.blogspot.com)

Al calcular el ángulo de girado por el eje en función del momento en la ecuación 1.1., considerando el módulo de resistencia se puede llegar a la ecuación 1.2. que muestra la relación entre el torque, el radio y la longitud del eje

$$\tau_{max} = \frac{TR}{l_o} \quad (1.2.)$$

En la tabla 1.1., se puede observar las equivalencias que existen entre torsión y flexión que son aplicables para elementos con carga.

Tabla 1.1. Equivalencias entre flexión y torsión.

Torsión	Flexión
Se orienta en el plano perpendicular al eje central del elemento	El fenómeno se da en el plano que contiene al eje de elemento
$\tau = \frac{Tr}{l_o}$	$\sigma = \frac{M * y}{I}$
$\tau_{max} = \frac{TR}{l_o}$	$\tau_{max} = \frac{M * y}{I}$

(Fuente: Propia)

Existen varios casos hiperestáticos en torsión que se pueden considerar y podrían ser relevantes para el estudio.

El primer caso a considerar es cuando existe un cilindro empotrado en ambos extremos, aquellos se encuentran sometidos a momentos como se puede observar en la figura 1.6.

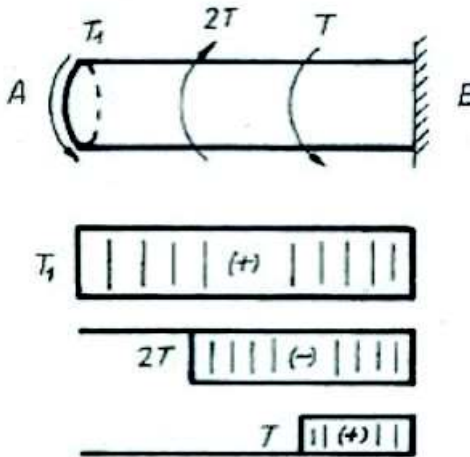


Figura 1.6. Esquema de análisis de fuerzas.
(Fuente: ibiguridp3.wordpress.com)

De ahí se deriva la ecuación 1.3. que indica el estado torsional del eje dispuesto en la figura 1.6.

$$T_1 - 2T + T + T_2 = 0 \quad (1.3.)$$

Ya calculado los torques en los lados empotrados, procede a calcular el giro y el torque máximo en el punto C, debido que el giro se facilita para el lado izquierdo ya que los empotrados no giran. De esto se deriva la ecuación 1.4.

$$\varphi_c = \frac{T_2(l + l_2/2)}{G * l_0} - \frac{2T * l_2}{G * l_0} \quad (1.4.)$$

El segundo caso a considerar es cuando existe un cilindro empotrado en un solo extremo el momento torsor, como se observa en la figura 1.7., genera un ángulo de giro que se define por la ecuación 1.5.

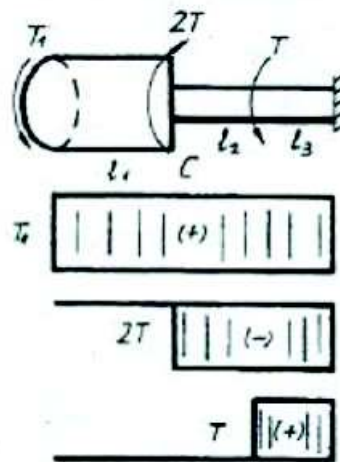


Figura 1.7. Cilindro empotrado sometido a diferentes esfuerzos torsores.
(Fuente: ibiguridp3.wordpress.com)

$$\varphi_A = \frac{T_1 l_1}{G * 2l_3} + \frac{T_2(T_2 + l_3)}{G * l_2} - \frac{2T(l_2 + l_3)}{G * l_1} + \frac{T_1 + l_2}{G * l_2} \quad (1.5)$$

El tercer caso es cuando existe flexión acompañada de torsión, este caso es el más realista y de este más adelante se deriva el análisis de esfuerzos combinados en el eje que es el punto más crítico. En la figura 1.8., se puede observar un eje con cargas de flexión y torsión.

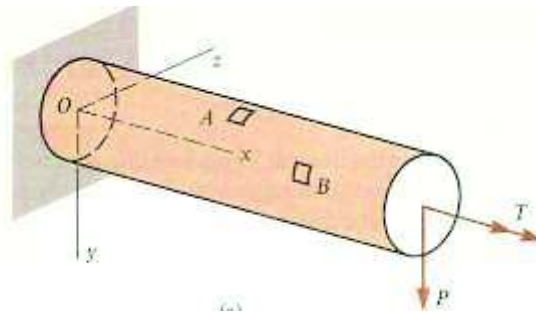


Figura 1.8. Combinación de flexión y torsión.
(Fuente: filicruz cruz.blogspot.com)

La carga T es correspondiente a un par y la carga P a una fuerza, considerando estas dos cargas podemos observar en la figura 1.9., que los puntos más críticos de esfuerzos serán a y b lo cual apoya al uso de este caso o uno más complejo.

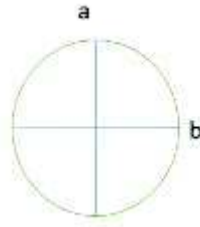


Figura 1.9. Esquema de puntual de efectos de cargas.
(Fuente: Propia)

Correspondiendo a lo anterior se puede observar los diagramas de corte y momento de la sección, los cuales están presentes en la figura 1.10., que muestra la situación resumida de cargas y los diagramas de corte y momento generados por estos.

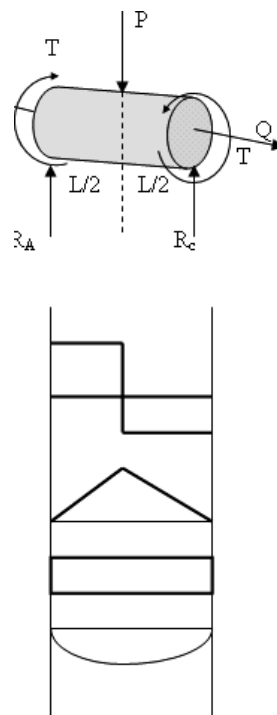


Figura 1.10. Esquema de análisis de esfuerzos.
(Fuente: <http://ocw.usal.es>)

Lo que entrega como resultado las ecuaciones 1.6., y 1.7., que expresan los esfuerzos tanto de flexión como de torsión en el punto a.

$$\sigma_a = \frac{M * y}{l_{un}} = \frac{4PI}{\pi R^3} \quad (1.6.)$$

$$\tau_0 = \tau_v + \tau_t = 0 + \frac{T * R}{l_o} = \frac{2P}{\pi R^2} \quad (1.7.)$$

El mismo análisis se realiza para el punto b, considerando los estados de esfuerzos presentes en la figura 1.11., también se genera las ecuaciones 1.8., y 1.9.

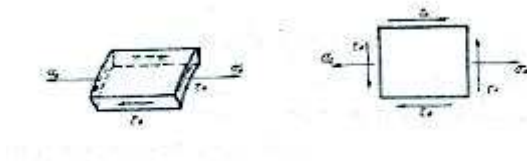


Figura 1.11. Diagrama de esfuerzos en el punto b.
(Fuente ibiguridp3.wordpress.com)

$$\sigma_o = 0 \quad (1.8.)$$

$$\tau_o = \frac{4 * v}{3 * \text{área}} + \frac{2 * PR R}{\pi R^2} \quad (1.9.)$$

Lo que se concluye que el punto más débil es el punto b debido a que τ_{max} es el inferior.

1.2.2. Energía cinética

La energía cinética de un objeto es comprendida como la energía obtenida por el movimiento del objeto y es descrita por la ecuación 1.10.

$$\text{Energía Cinética} = \frac{1}{2} mv^2 \quad (1.10.)$$

Es además describe como un objeto en movimiento puede realizar determinado trabajo, cuantificando su trabajo de acuerdo a su desplazamiento en el tiempo. Este se encuentra limitado por la masa, la cual es a la que se cuantifica el recorrido y se toma en cuenta el centro de la misma para realizar el calculo de la energía cinética rotacional si fuera el caso.

1.2.3. Cadenas de transmisión

Las cadenas de transmisión permiten transmitir grandes pares de fuerzas siendo que los ejes de transmisión tengan un rango de velocidades medias y bajas.

Las cadenas robustas son capaces de soportar temperaturas elevadas y condiciones ambientales difíciles, además proporcionan una relación de transmisión fija de velocidades y ángulos de giros.

Los tipos de cadenas según su función son:

Cadenas de transmisión de potencia: transmite potencia entre ejes que giran a cierta velocidad

Cadena de manutención: permite arrastrar material debido a la geometría de sus eslabones.

Cadena de carga: transmiten grandes cargas y son usadas para accionar bancos de fuerzas entre otros.

Tipos de cadenas según su geometría: de acuerdo a la clasificación anterior se puede obtener una sub-clasificación, en la cual se depende de los eslabones.

Cadenas de transmisión de potencia

Cadenas de casquillos fijos: no rota ni gira respecto a las placas interiores

Cadenas de rodillos: estos rodillos se montan en el casquillo de la cadena sueltos, esta manera permiten el giro libre mejorando el rozamiento entre la rueda dentada y la cadena.

Cadenas silenciosas: no son utilizadas para transmitir pares de fuerzas grandes ni velocidades de giros elevados puesto que pueden desengranar la cadena de la rueda dentada.

Cadenas de manutención y transportadoras

Cadenas de cargas: permiten transmitir elevados valores de esfuerzos, por lo que las secciones resistentes, lo que se obtiene con la incorporando placas a los enlaces de la cadena.

Selección de cadenas

Hay que tener en cuenta que para cálculos hay que encontrar la potencia corregida en base a la potencia transmitida, esto se puede visualizar en la ecuación 1.11., la cual tendrá en cuenta los factores de ajuste requeridos por las norma.

$$P_c = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 P \quad (1.11.)$$

Coefficiente k_1 : su función es verificar que el piñón tenga un número de diente diferente a 19, si el número de estos es 19 $k_1=1$, caso contrario k_1 tomara el siguiente expresión presente en la ecuación 1.12.

$$k_1 = \frac{19}{z} \quad (1.12.)$$

Otra opción para tomar un valor de K_1 es utilizar la figura 1.12, que representa el valor de K_1 en función del número de dientes que se tiene en el piñón.

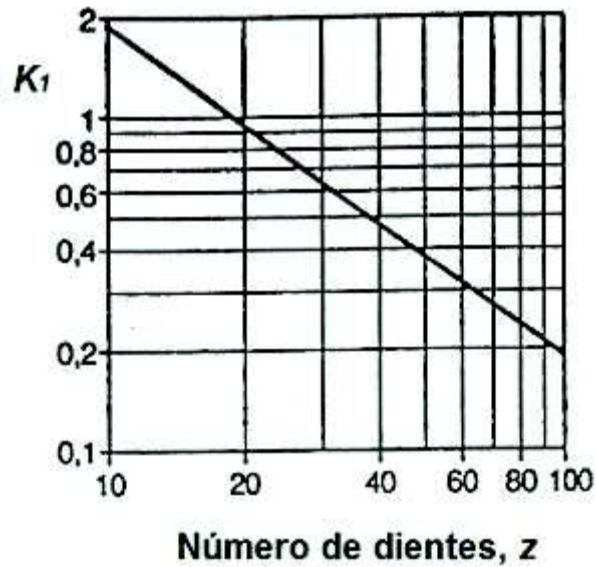


Figura 1.12. K_1 vs Número de dientes.
(Fuente: <http://ingemecanica.com>)

Coeficiente K_2 : coeficiente de la multiplicabilidad, es decir que ve el número de cadenas que participan en el moviendo, este parámetro se selecciona en base a la figura 1.13.



Figura 1.13. K_2 vs el número de cadenas.
(Fuente: <http://ingemecanica.com>)

Coeficiente K_3 : se concentra en el número de eslabones de una cadena, este parámetro se define según la figura 1.14.

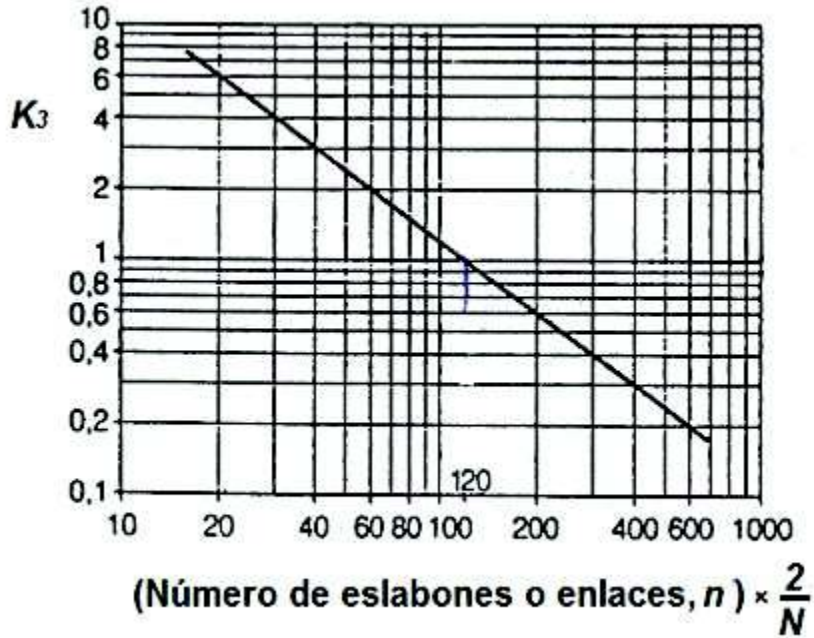


Figura 1.14. K3 vs el número de eslabones.
(Fuente: <http://ingemecanica.com>)

Donde n es el número de eslabones y N el número de ruedas.

Coefficiente k4: este factor tiene en cuenta las condiciones de transmisión, ente factor se puede observar en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. K4 en función de la situación de funcionamiento.

Coeficiente K_4 , Factor de servicio				
Cargas	Máquinas receptoras	Máquinas motoras		
		Motor & combustión interna & transmisión hidráulica Motor eléctrico et Turbina	4 cilindros et plus	mécanique moins de 4 cilindres
Regulares	Máquinas d'imprimerie Pompes et compresseurs centrifuges Calandreauses pour papier Escaliers roulants Agitateurs de liquides	1,00	1,10	1,30
	Malaixeurs à béton Broyeurs à boulets Pompes et compresseurs à 3 pistons ou plus Presse, cisailles Agitateurs de solides Tamis vibrants	1,40	1,50	1,70
Accusés	Excavatrices Raboteuses Broyeurs à marteaux et à cylindres Pompes et compresseurs à 1 piston Forage pétrolier	1,60	1,90	2,10

(Fuente: <http://ingemecanica.com>)

Coeficiente k_5 : se relaciona con la vida útil y este se define en la figura 1.15.

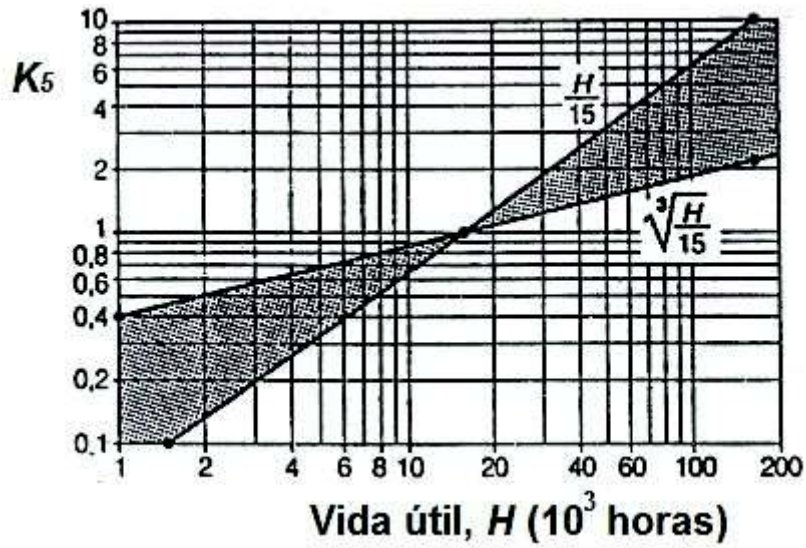


Figura 1.15. K_5 en función de la vida útil esperada o deseada.
(Fuente: <http://ingemecanica.com>)

Obtenido los valores de los coeficientes, se calcula la potencia característica (P_c) y la velocidad de giro del piñón y en base a estos dos datos se puede tomar una cadena con sus conjugados del catálogo, otra opción es suponer el piñón y la cadena y verificarlos mediante el uso de la resistencia tensil máxima.

2. Metodología

2.1. Planteamiento del problema

Al momento existen muy pocos agentes certificadores en el Ecuador, lo que genera problemas de diversas índoles puesto que todo producto requiere ser certificado. En el caso de los correpasillos se requiere una certificación principal que al momento no se halla disponible en el país, la cual es carga dinámica, esta certificación indica que el juguete tolera el impacto a su máxima velocidad de uso y soporta la carga promedio que recibe por parte del usuario.

2.2. Casa de la calidad

Para efectuar la casa de la calidad se requieren diversos factores tales como la voz del usuario, la voz del ingeniero y el estudio de la competencia. Mediante el uso de estos factores se puede seleccionar los parámetros más importantes a considerar en el diseño del equipo. También da indicadores de cuáles son los parámetros a mejorar versus la competencia permitiendo así generar modelos apropiados para poder trabajar en el mercado.

2.2.1. Voz del usuario

En este punto se considera cuáles son los puntos más importantes para el usuario en el equipo, tales que el equipo pueda cumplir su función, sea del agrado del usuario y se considere algo que el usuario estaría dispuesto a adquirir al precio ofertado. Mediante una consulta a LENOR (Único laboratorio designado para juguetes en el país) se obtuvo los siguientes requerimientos:

- 1) Fácil de transportar en caso de requerir movimiento.
- 2) Velocidad constante.
- 3) Escalón de impacto rígido.
- 4) Línea de vida que permita suspender la carga al momento del impacto y evite daños generados por caída.
- 5) Mantener movimiento lineal.
- 6) Garantizar impacto perpendicular.
- 7) Distancia de avance regulable.
- 8) Punto de referencia inicial
- 9) Permitir la medición de velocidad
- 10) Trabajar con carga variable.

2.2.2. Voz del ingeniero

Este punto es traducir la voz del usuario a parámetros ingenieriles. Esto permite manejar de mejor manera la selección y planteamiento de alternativas. Al traducir el lenguaje del usuario uno más técnico facilita el análisis ingenieril de las alternativas.

- 1) Fácil montaje y desmontaje.
- 2) Relación de transmisión constante.
- 3) Estructura no deformable en el escalón.
- 4) Elevación de la carga post-impacto
- 5) Movimiento lineal.
- 6) Perpendicularidad entre el movimiento y el escalón de impacto.
- 7) Control de fin de carrera.
- 8) Referencia inicial.
- 9) Libertad de uso de sensores de diferentes tipos en diferentes puntos.
- 10) Carga variable.

2.2.3. Casa de la calidad

El empleo de la casa de la calidad permite contrastar tres detalles importantes para el diseño del equipo, entre ellos se tiene la voz del usuario la voz del ingeniero y la información de la competencia. En la figura 2.1., se puede observar la aplicación de este tipo de mecanismo de análisis donde se puede contrastar que tan beneficioso son los diferentes factores versus otros factores y así seleccionar cuales son los más incidentes y por ende cuales son los menos importantes.



Figura 2.2. Análisis funcional de primer nivel.
(Fuente: propia)

El siguiente paso es dividir los sub procesos existentes para la obtención de la función general. Esta división se puede observar en la Figura 2.3., donde tenemos cada paso de del proceso requerido para la generación de los resultados esperados. También se puede observar los módulos presentes en el equipo que permitirán controlar su ensamble por partes y las funciones individuales de mejor manera.

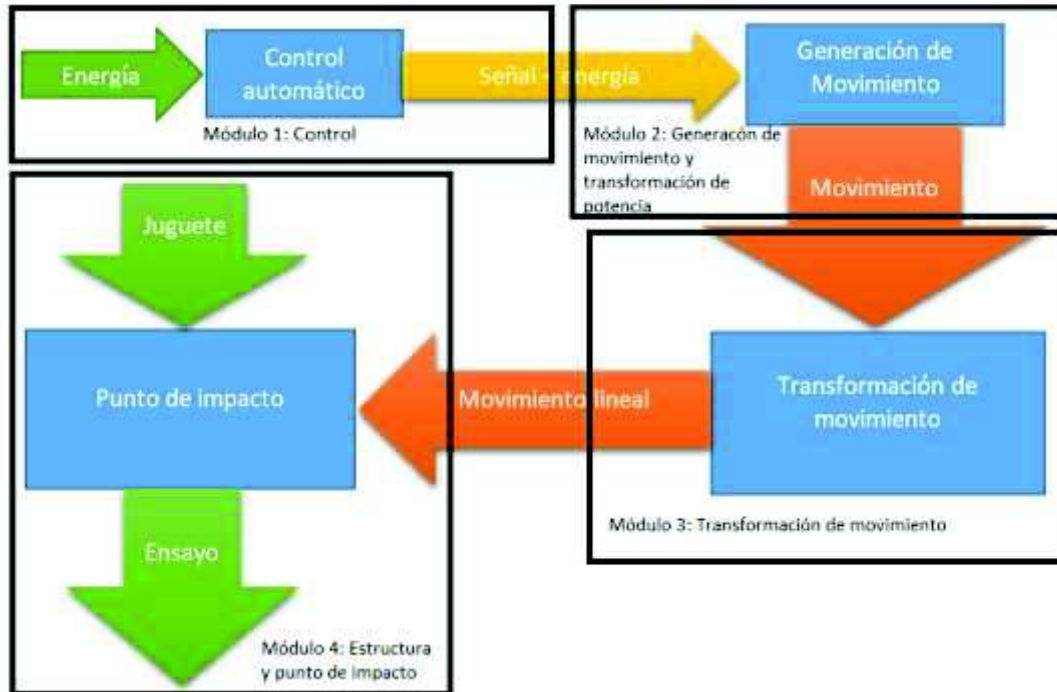


Figura 2.3. Análisis funcional y definición de módulos.
(Fuente: Propia)

En base a estos módulos se requiere plantear alternativas que respondan a cada parte y permitan el diseño de detalle y la solución de este equipo. Estas alternativas deben presentar ventajas y desventajas para un estudio certero de su incidencia en el proceso y la final decisión de cual utilizar o no utilizar.

2.4. Planteamiento y selección de alternativas

2.4.1. Alternativas de control automático

Principalmente existen tres opciones para realizar el control automático de este equipo, la primera es vincularlo directamente a un ordenador personal, lo que representaría un costo elevado y basándonos en la complejidad del proceso no es muy recomendable ya que se excederá la capacidad requerida. La siguiente alternativa presente es usar ARDUINO, el que puede manejar las variables y el control sin problema pero su vida útil no es la adecuada para un equipo de este tipo, también hay que considerar que este tipo de control no permite un control muy fino en manejo de altos voltajes ya que a manejar altos voltajes puede tener retornos que alteren las lecturas y la respuesta del procesador. La última opción presente es un PLC el cual es más económico de que un ordenador personal y tiene todas las prestaciones requeridas del control. Para los propósitos del equipo se requiere velocidad variable y estabilidad en el funcionamiento, por ende se decide tomar el PLC.

2.4.2. Alternativas para generar movimiento

En este caso se puede utilizar motores AC o motores DC, la consideración principal es el costo de los mismos. El motor AC es relativamente económico y se puede hallar con facilidad en el mercado volviéndolo una excelente alternativa a pesar de requerir un reductor y un variador de frecuencia, un detalle importante es que este tipo de motores son sencillos de hallar en conjunto con un reductor que reduciría un componente. Mientras que el motor DC simplifica el control automático pero su costo es más alto y su disponibilidad en el mercado es mucho menor. Por las condiciones de funcionamiento se selecciona el motor AC junto con su reductor y el variador de frecuencia.

2.4.3. Alternativas para la transformación de movimiento

Ya que el motor eléctrico dispone de rotación este nos permite basarnos en cualquier elemento mecánico rotativo para la transformación a movimiento lineal. En este punto se tienen varias alternativas funcionales que permitirán generar la transformación apropiada. Una alternativa a considerar es utilizar un sistema cable-polea-carrete que cumple el requerimiento de transformación de movimiento, aunque un factor importante a considerar es la demanda de un motor más grande ya que al ser variable la tensión del cable de acuerdo a su forma de enrollarse en el carrete demandara más torque y esto se traduce en potencia ya que el equipo debe operar a velocidad constante. Otra alternativa es usar un engranaje y un tornillo sin fin, pero al considerar la distancia requerida de movimiento su fabricación se vuelve realmente costosa y complicada. La última opción y la más viable es utilizar un sistema de cadena y rueda dentada, donde se tiene una cadena que

simplemente rota en dos ejes y el cuerpo a mover se ancla a la misma, considerando que un parámetro requerido es estabilidad y perpendicularidad se requeriría usar dos cadenas.

2.4.4. Alternativas punto de impacto y estructura

Se considera una única alternativa que principalmente en usar perfiles de acero estructural disponible en el mercado nacional para toda la estructura y para la elaboración del escalón inelástico que se requiere para el ensayo. Ya que otras posibilidades elevarían los costos de forma exorbitante y afectaría de forma representativa la complejidad del proceso de fabricación. También se debe considerar que estos elementos no soportan cargas relevantes pero tienen funciones importantes en el equipo a construir, lo que genera ciertas selecciones en base a su función más que en base a su resistencia.

2.4.4.1. Modelo virtual

Como se puede observar en la Figura 2.4., utilizando Autodesk Inventor se genera el siguiente modelo que esquematiza y hasta cierto punto dimensiona los componentes a ser utilizados exceptuando la cadena de transmisión, este modelo incluye todos los componentes necesarios y sus representaciones. Es importante considerar también que existen elementos necesarios en la construcción que han sido suprimidos por su baja influencia en la visualización del equipo, entre ellos se tiene todo el equipo de control que ha sido reemplazado por una caja esquemática. Existen otros elementos que cuentan con colores poco reales ya que se requiere observar con claridad la diferencia entre un elemento y otro en lo cual el uso de diversos colores entre elementos de diferente clase resulta extremadamente útil apoyando a la visualización y al soporte técnico en forma visual. El modelo también cuenta con una base que dependerá de las instalaciones físicas del usuario, por ende esta es meramente representativa ya que el equipo puede colocarse directo a piso y permitir un anclaje de calidad, también puede ser montado sobre plataformas móviles que apoyen la sujeción del mismo y su movilidad dentro del área de ensayos generando un gran incremento de versatilidad. Otra posibilidad con ello es que el anclaje se realice sobre un cuerpo sólido apoyado en el piso sin anclaje directo que permite preservar la integridad estructural de las instalaciones.

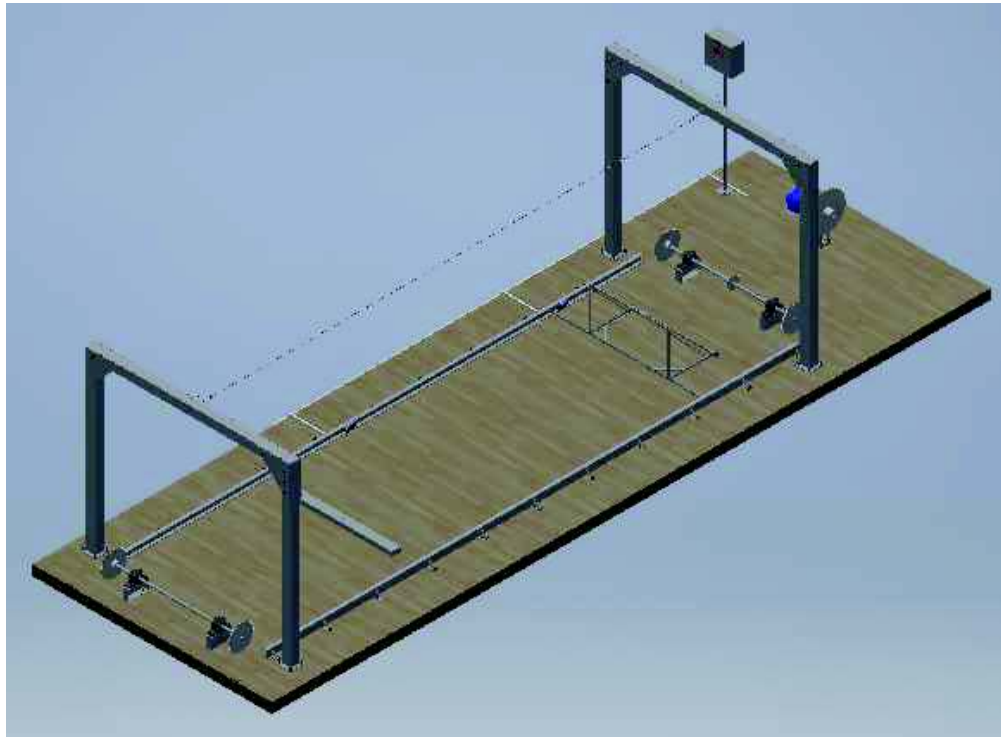


Figura 2.4. Esquema del equipo.
(Fuente: Propia)

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Diseño y simulación

Para poder realizar el diseño del equipo se requiere tomar ciertos criterios como punto de partida ya que sin ellos sería sumamente complejo el análisis y obtención exacta de los componentes que serán utilizados.

En base a la masa normalizada máxima y una masa máxima estimada en el juguete de diez kilogramos (10 kg) se considera que la potencia requerida es relativamente baja, ya que son elementos que se movilizan sobre elementos rodantes. Por disponibilidad en el mercado y costo se determina el uso de un variador de frecuencia cuya entrada es de bifásica con salida trifásica. Esto genera el requerimiento de un motor de corriente alterna de tres fases, acoplado a un reductor.

En base a la carga de máximo sesenta kilogramos (60 kg) , un espacio de aceleración de tres metros (3 m) y una eficiencia mecánica de setenta por ciento (70%) que considera perdidas en los elementos rodantes internos del juguete y el coeficiente de fricción entre las ruedas y el piso, se puede realizar el siguiente análisis:

$$V_f^2 + V_0^2 = 2 * a * d \quad (3.1.)$$

Donde el juguete parte del reposo y llega a una velocidad nominal de dos metros por segundo (2 m/s) en el espacio indicado, de donde se obtiene mediante reemplazar los datos mencionados en los párrafos anteriores en la ecuación 3.1., se obtiene el siguiente resultado:

$$a = 0,66666666\dots \frac{m}{s^2} \quad (3.2.)$$

Considerando el valor de aceleración de la ecuación 3.2., se procede a multiplicar la aceleración y la masa para obtener como resultado una fuerza teórica mínima, que sirve para análisis de eficiencia y potencia basados en el tipo de componentes mecánicos que se utilizan y llegando a generar un valor más preciso de la fuerza que se tiene . De esto se obtiene una fuerza teórica como la expresada en la ecuación 3.2., que muestra únicamente su valor neto basado en las cargas.

$$F_{teorica} = 40 N \quad (3.3.)$$

Ahora para determinar la fuerza real que se requiere aplicar en las catalinas que moverán el carrito de empuje, ya que su eficiencia no es del cien por ciento (100%) se debe considerar la fuerza expresada en la ecuación 3.3., la cual no considera perdidas por ende

utilizando el treinta por ciento de pérdidas que se supuso anteriormente se obtiene el resultado expresado en la ecuación 3.4., que es más aceptable ya que considera pérdidas de varias índoles y es más preciso en muchos más aspectos.

$$F_r = 58 N \text{ (3.4.)}$$

Con esta fuerza se obtiene la tensión en la cadena de impulso la cual será la mitad ya que para lograr el impacto perpendicular se requiere mantener la misma velocidad en ambos lados del elemento móvil se usaran cadenas en cada lado cuya tensión máxima sea la mitad de la fuerza real expresada en la ecuación 3.4., esta tiene que ser dividida para dos y se debe considerar un ligero aumento pues más catalinas significa incremento en las pérdidas, el resultado de esto se puede observar en la ecuación 3.5.

$$F_T = 30 N \text{ (3.5.)}$$

A partir de ello se considera que el diámetro de la catalina de salida que impulsara el carrito de empuje es tres veces más grande que el de la catalina de entrada y a su vez ese es tres veces menor que el de salida del motor se tiene que el torque requerido del motor es expresado por medio de la ecuación 3.6., que muestra la relación de fuerzas entre las catalinas en función de sus diámetros. De igual manera se puede observar el resultado en la ecuación 3.7., que muestra la fuerza tangente que se debe aplicar en la catalina del eje de entrada mediante el motor.

$$F_r \times d_i = F_e \times d_e \text{ (3.6.)}$$

Donde

F_r representa la fuerza real aplicada en las cadenas

d_i representa el diámetro de las catalinas impulsoras

F_e representa la fuerza de entrada del motor

d_e representa el diámetro de la catalina de entrada

$$F_r = \frac{1}{3} \times F_e$$

$$F_e = 174 N \text{ (3.7.)}$$

A continuación se observa la fuerza de salida que debe ejercer el eje de salida del motor, en este caso la ecuación 3.8., muestra cómo se correlacionan las fuerzas entre el eje de entrada y el eje del motor junto con los diámetros de las catalinas, con este cálculo se logra

obtener la ecuación 3.9., que muestra la fuerza tangente a la catalina del motor que se requiere.

$$F_m \times d_{cm} = F_e \times d_e \quad (3.8.)$$

Donde

F_m representa la fuerza de salida de la catalina del motor

d_{cm} representa el diámetro de la catalina del motor

$$F_m = \frac{1}{3} F_e$$

$$F_m = 58N \quad (3.9.)$$

Suponiendo una catalina de salida del motor de noventa y cinco (95) dientes y paso de media pulgada (1/2 in) con un diámetro de cuatrocientos treinta y cuatro milímetros (434mm). Utilizando la ecuación 3.10., se puede obtener el torque del motor que se requiere para poder realizar las labores requeridas en el equipo, en la ecuación 3.11., se puede observar el valor del torque requerido en el motor eléctrico basados en la suposición del diámetro de la catalina.

$$T_m = F_m \times d_{cm} \quad (3.10.)$$

Donde

T_m representa el torque mínimo del motor

$$T_m = 25,172 N - m \quad (3.11.)$$

Con este parámetro se considera usar un moto-reductor con salida de ciento cincuenta revoluciones por minuto (150 RPM) y una potencia nominal de dos caballos de fuerza (2 HP) ya que su torque es noventa y cuatro Newton metro (94 N-m), lo cual es mucho más elevado al requerido. Es importante considerar que el motor generalmente operará en un setenta por ciento y también que mientras menos torque demandemos menos torque se entrega y permite mantener una mejor vida útil del motor.

3.1.1. Diseño y simulación del eje

Considerando la longitud requerida del eje (mil quinientos milímetros) y su requerimiento de transmisión de potencia se requiere analizar el eje en sus puntos críticos generados por los cambios de geometría generados por la transmisión de potencia en los chaveteros.

En términos generales un eje puede soportar tres tipos de carga indicados en la Figura 3.1., donde se puede observar cargas de flexión, cargas de torsión y cargas normales. Esto permite analizar la situación de esfuerzos en el punto material y con ello se puede analizar su forma de trabajo. Es también importante notar que el punto material que seleccionemos depende de varios factores, y se puede reducir la situación de esfuerzos conforme sea requerido.

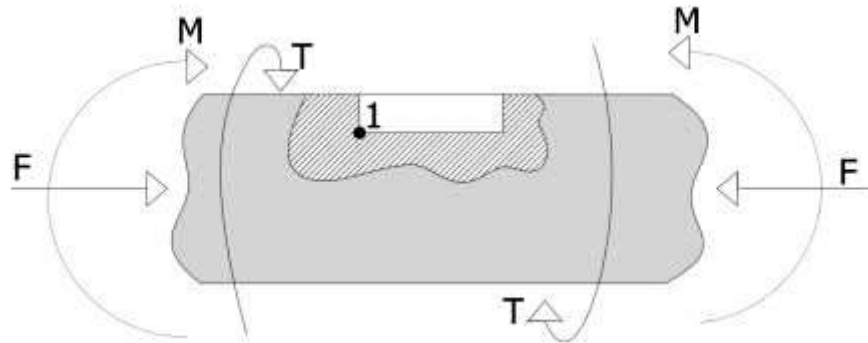


Figura 3.1. Diagrama de cargas y puntos críticos de un eje.
(Fuente: Propia)

Para la aplicación puntual de este documento se puede utilizar la ecuación 3.12., que toma en cuenta el diámetro de la catalina, la fuerza en su extremo y se ello obtiene el torque que se aplica al eje como entrada para su operación. También resulta sumamente útil ya que este valor es la entrada que se debe utilizar como entrada del eje en la simulación; también se puede exterminar en la simulación y obtener resultados más robustos.

$$T = \frac{F_T}{R_c} \quad (3.12.)$$

Donde

T es el torque aplicado

F_T es la fuerza aplicada en el extremo

R_c es el diámetro de la catalina

El siguiente tipo de carga presente es momento, en la ecuación 3.13., se puede observar las cargas flexionantes del eje en base a su densidad, longitud, gravedad y su área. Lo que resulta sumamente útil en términos de calcular su resistencia mecánica requerida y el factor de seguridad del eje.

$$M = \frac{P \times A \times g \times l^2}{2} \quad (3.13.)$$

Donde

M es el momento flector

P es la distribución de carga de eje por unidad de longitud

l es la longitud del eje

g es la gravedad

A es el área

El siguiente parámetro que se debe considerar es el esfuerzo a flexión presentado en la ecuación 3.14., que indica cual es la relación entre momento flector, diámetro del eje y el coeficiente de fatiga.

$$\sigma_x = K_f \times \left(\frac{32 \times M}{\pi \times d^3} \right) \quad (3.14.)$$

Donde

M es el momento flector

d es el diámetro del eje

K_f es el coeficiente a fatiga

El esfuerzo cortante que se expresa en la ecuación 3.15., es sumamente importante ya que la carga principal que soportarán los ejes es el torque del motor. Este parámetro incidente será el parámetro focal al momento de la simulación.

$$\tau_{xy} = K_{fs} \times \left(\frac{16 \times T}{\pi \times d^3} \right) \quad (3.15.)$$

Donde

T es el torque aplicado

d es el diámetro del eje

K_{fs} es el coeficiente a fatiga

Seleccionando el punto material uno (1) se considera el estado de esfuerzos combinados de la Figura 3.2. Estado de esfuerzos al cual se le debe analizar de forma completa y simplificar paulatinamente.

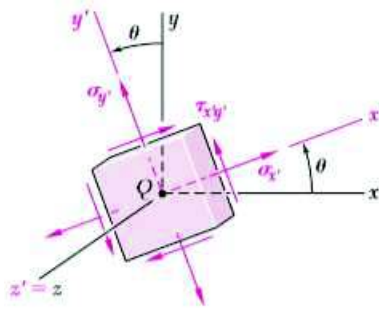


Figura 3.2. Estado de esfuerzos del punto material.
(Fuente: Mecánica de materiales Johnston, Beer)

Utilizando las ecuaciones de esfuerzos principales se tiene un estado de esfuerzos equivalente que se define por la ecuación 3.16., en la que observamos los esfuerzos principales en función de esfuerzos normales y torsionales.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.16.)$$

Obteniendo el estado de esfuerzos principales del punto uno como se indica en la Figura 3.3., se eliminan los esfuerzos en una de las direcciones generando el beneficio de simplificar el cálculo de manera significativa.

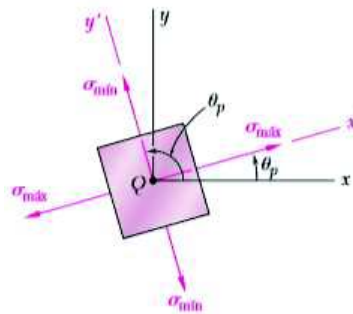


Figura 3.3. Estado de esfuerzos principales del punto 1.
(Fuente: Mecánica de materiales Johnston, Beer)

Utilizando los esfuerzos principales según la teoría de falla de los materiales de Von Mises se encuentra otro estado de esfuerzos equivalente en base a la ecuación 3.16., la cual define el esfuerzo equivalente expresado en la ecuación 3.17., en base a los esfuerzos cortante y normal.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \times \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (3.17.)$$

3.1.1.1. Análisis del esfuerzo amplitud σ_a y Análisis del esfuerzo medio σ_m

El eje al estar sometido a fatiga requiere del análisis de los esfuerzos amplitud σ_{xa} se expresa en la ecuación 3.18., en base al momento y τ_{xa} se expresa en la ecuación 3.19., en base al torque.

$$\sigma_{xa} = K_f \times \left(\frac{32 \times M_a}{\pi \times d^3} \right) \quad (3.18.)$$

$$\tau_{xa} = K_{fs} \times \left(\frac{16 \times T_a}{\pi \times d^3} \right) \quad (3.19.)$$

De esto se requiere obtener los esfuerzos principales amplitud $\sigma_{a1,2}$ en base a la ecuación 3.16., de esfuerzos principales. De donde se tiene:

$$\sigma_{a1,2} = \frac{\sigma_{xa} + \sigma_{ya}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xa} + \sigma_{ya}}{2} \right)^2 + \tau_{xya}^2} \quad (3.20.)$$

Reemplazando las ecuaciones 3.18., y 3.19., en la ecuación 3.20., se tiene la ecuación siguiente que se resolverá para continuar con los demás análisis.

$$\sigma_{a1,2} = K_f \times \frac{32 \times M_a}{2 \times \pi \times d^3} \pm \sqrt{\left(K_f \times \frac{32 \times M_a}{\pi \times d^3} \right)^2 + \left(K_{fs} \times \left(\frac{16 \times T_a}{\pi \times d^3} \right) \right)^2}$$

$$\sigma_{a1,2} = K_f \times \frac{16 \times M_a}{\pi \times d^3} \pm \frac{16}{\pi \times d^3} \sqrt{(K_f \times M_a)^2 + (K_{fs} \times T_a)^2}$$

Se realiza el cambio de variable para facilitar el proceso matemático del análisis

$$a = K_f \times \frac{16 \times M_a}{\pi \times d^3}$$

$$b = \frac{16}{\pi \times d^3} \sqrt{(K_f \times M_a)^2 + (K_{fs} \times T_a)^2}$$

Con las nuevas variables se tiene:

$$\sigma_{a1} = a + b \quad (3.21.)$$

$$\sigma_{a2} = a - b \quad (3.22.)$$

Aplicando la teoría de falla de Von Mises encontramos el esfuerzo amplitud ideal equivalente en donde se utiliza la ecuación 3.17.

$$\sigma_a' = \sqrt[2]{\sigma_{a1}^2 - \sigma_{a1} \times \sigma_{a2} + \sigma_{a2}^2} \quad (3.23)$$

Reemplazando las ecuaciones 3.21., y 3.22., en la ecuación 3.23., se tiene:

$$\begin{aligned} \sigma_a' &= \sqrt[2]{(a+b)^2 - (a+b) \times (a-b) + (a-b)^2} \\ \sigma_a' &= \sqrt[2]{a^2 + 2 \times a \times b + b^2 - (a^2 - b^2) + a^2 - 2 \times a \times b + b^2} \\ \sigma_a' &= \sqrt[2]{a^2 + 3 \times b^2} \\ \sigma_a' &= \sqrt[2]{\left(K_f \times \frac{16 \times M_a}{\pi \times d^3}\right)^2 + 3 \times \left(\frac{16}{\pi \times d^3} \sqrt{(K_f \times M_a)^2 + (K_{fs} \times T_a)^2}\right)^2} \\ \sigma_a' &= \frac{32}{\pi \times d^3} \sqrt[2]{(K_f \times M_a)^2 + \frac{3}{4} \times (K_{fs} \times T_a)^2} \quad (3.24.) \end{aligned}$$

Análisis del esfuerzo medio σ_m

Para este análisis se requiere considerar los esfuerzos medios del eje por ende el estudio es similar al de esfuerzos amplitud donde en lugar de utilizarse los esfuerzos amplitud se requiere utilizar los esfuerzos medios generando como resultado una ecuación muy similar a la ecuación 3.24., que expresa es esfuerzo medio en base de su momento y su torque.

$$\sigma_m' = \frac{32}{\pi \times d^3} \sqrt[2]{(K_f \times M_m)^2 + \frac{3}{4} \times (K_{fs} \times T_m)^2} \quad (3.25.)$$

3.1.1.2. Dimensionamiento de los ejes motriz y conducido

Utilizando el criterio de falla a fatiga de la ASME se puede dimensionar el eje de acuerdo a la confiabilidad del mismo y sus esfuerzos existentes. Esto se define en base a los esfuerzos media y amplitud generadas por las cargas existentes en el eje, es importante considerar que estas componentes de esfuerzo se pueden obtener mediante el uso del momento amplitud, momento medio, torque amplitud y torque medio.

$$\left(\frac{n \times \sigma_a'}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n \times \sigma_m'}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (3.26.)$$

n es el factor de seguridad

Reemplazando las ecuaciones 3.24., y 3.25., en la ecuación 3.26., se tiene:

$$\left(\frac{n \times \frac{32}{\pi \times d^3} \sqrt{(K_f \times M_a)^2 + \frac{3}{4} \times (K_{fs} \times T_a)^2}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{n \times \frac{32}{\pi \times d^3} \sqrt{(K_f \times M_m)^2 + \frac{3}{4} \times (K_{fs} \times T_m)^2}}{S_y} \right)^2 = 1 \quad (3.27.)$$

Esta ecuación se puede simplificar considerando que al no existir compresión:

$$M_m = 0$$

$$\left(\frac{n \times \frac{32}{\pi \times d^3} \sqrt{(K_f \times M_a)^2 + \frac{3}{4} \times (K_{fs} \times T_a)^2}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{n \times \frac{32}{\pi \times d^3} \sqrt{\frac{3}{4} \times (K_{fs} \times T_m)^2}}{S_y} \right)^2 = 1 \quad (3.28.)$$

$$M_a = \frac{\rho \times \frac{\pi \times d^2}{4} \times l \times g \times l}{2} \quad (3.29.)$$

$$T_m = \frac{Pot}{w}$$

$$T_m = \frac{1492}{15.71}$$

$$T_m = 94.97 \text{ N} - m \quad (3.30.)$$

$$T_a = 0.2 \times T_m$$

$$T_a = 18.99 \text{ N} - m \quad (3.31.)$$

El siguiente parámetro a considerar es el factor de seguridad del eje considerando que este varía según los diferentes coeficientes C_s , Z y C_σ en base a la ecuación siguiente:

$$n = 1 + \sqrt{\frac{(1 - C_s^2 \times Z^2) \times (1 - C_\sigma^2 \times Z^2)}{(1 - C_s^2 \times Z^2)}} \quad (3.32.)$$

Donde

C_s representa el error decimal de la variable resistencia

Z representa el número de desviaciones estándar a la que se encuentra el valor de una muestra

C_σ representa el error decimal del esfuerzo

Tomando los valores de:

$$C_s = 0,45$$

$$Z = 4,64$$

$$C_\sigma = 0,35$$

Y reemplazándolos en la ecuación 3.32., se tiene:

$$n = 2,72 \text{ (3.33.)}$$

También se requiere definir los esfuerzos máximos admisibles en el eje, lo cual se deriva de factores basados en las características del mismo y su resistencia mecánica los cuales serán:

$$S_u = 550 \text{ MPa (3.34.)}$$

$$S_y = 250 \text{ MPa (3.35.)}$$

Estos datos anteriores se obtienen de la especificación del fabricante

$$k_a = 1$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0,856$$

$$k_e = 1$$

Son datos de diseño basados en tamaño esperado del elemento y sus posibles condiciones ambientales. En base a los datos anteriores se procede a reemplazar en la ecuación siguiente:

$$S_e = 0,504 \times S_u \times k_a \times k_b \times k_c \times k_e$$

Y se obtiene el siguiente resultado:

$$S_e = 23,7334507 \text{ MPa (3.36.)}$$

Reemplazando los resultados expresados en las ecuaciones 3.29., 3.30., 3.31., 3.33., 3.34., 3.35., y 3.16., en la ecuación 3.28., se tiene que:

$$d = 0,0455 \text{ m}$$

Ya que esta medida es muy susceptible a afectaciones externas al funcionamiento y su disponibilidad en el mercado es muy baja se decide tomar como diámetro treinta milímetros (30mm) pues este es menos susceptible a afectaciones externas y es muy sencillo encontrarlo en el mercado nacional.

Mediante el uso del torque máximo del motor (95 N-m) y suponiendo que ambas cadenas impulsoras se atascaron se realiza la simulación en ANSYS utilizando una malla tetragonal libre para optimizar el consumo de memoria. La malla cuenta con doscientos cincuenta y seis mil setenta y siete (256077) elementos y trescientos sesenta y dos mil novecientos

veinte y seis (362926) nodos. En la figura 3.4., se puede observar el resultado obtenido por medio de la simulación al igual que el punto donde se realizara una ampliación para observar el punto crítico.

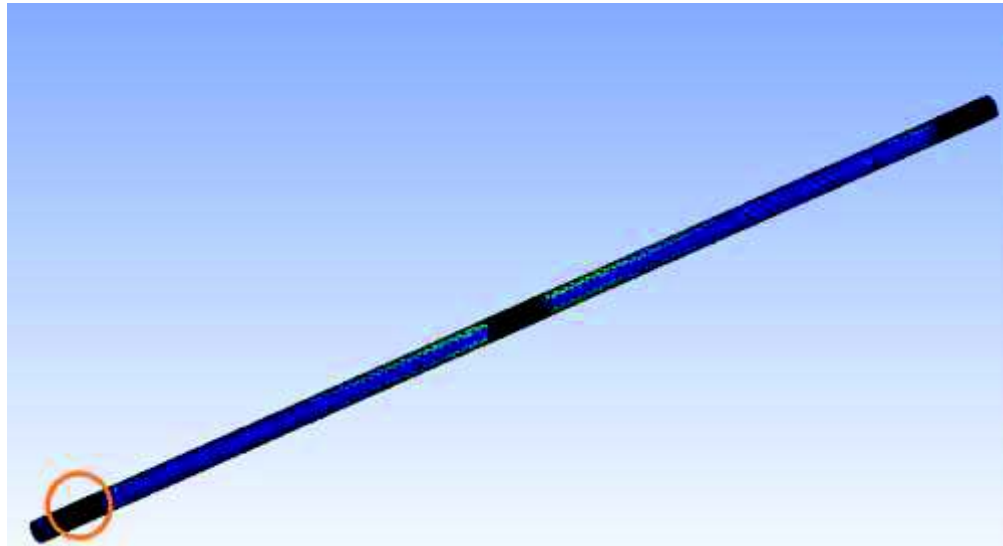


Figura 3.4. Simulación del eje de inicio sin ampliar.
(Fuente: Propia)

Al ampliar la zona indicada en la figura 3.4., se llega a la figura 3.5., que muestra los puntos particulares de esfuerzo máximo e indica la reducción de esfuerzos obtenida por medio de la aplicación de un eje mucho mas robusto.

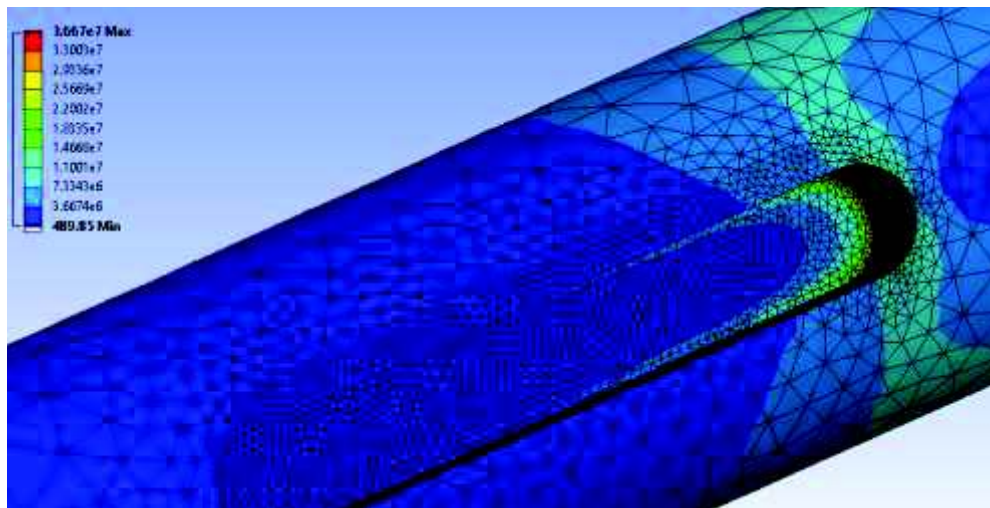


Figura 3.5. Punto crítico del eje de inicio.
(Fuente: Propia)

De este resultado se observa que al ser el límite elástico doscientos cincuenta mega-Pascales (250 MPa) y el esfuerzo máximo de tres punto sesenta y siete mega-Pascales

(3.67 MPa) se tiene una brecha inmensa que permite efectuar el siguiente cálculo de factor de seguridad:

$$n = \frac{S_e}{\sigma_c} \quad (3.37.)$$

$$n = 68.11$$

Este resultado demuestra que el eje se encuentra sobredimensionado, lo cual no afecta de forma significativa ya que su dimensión es la más sencilla de encontrar en el mercado y es la más económica.

Ya que el eje requiere apoyos a piso se selecciona la chumacera SNL 607 TL-30+1307K que permite alojar un rodamiento cuyas dimensiones son apropiadas para el eje y en base a ello se determina analizar el rodamiento 1307 EKTN9 + H307 el cual tiene las siguientes características:

$$d = 30mm$$

$$D = 80mm$$

En base a este rodamiento y las condiciones de carga del eje se obtuvo los siguientes resultados de vida útil mediante el uso de la aplicación de cálculo de rodamientos de SKF:

$$L_{10mh} > 1000000h$$

3.1.2. Consideraciones del carrito de empuje

Los componentes estructurales de este elemento teóricamente soportan una carga igual a la tensión de la cadena que es cincuenta y ocho Newton (58 N). Considerando que el ensamble del mismo debe ser sencillo y resistente, se considera como primera opción el uso de perfiles en L, También existen parámetros dimensionales debido a las dimensiones de los juguetes y otras posibles aplicaciones que se le puede dar al equipo, en la figura 3.6., se determina las dimensiones generales del carrito.

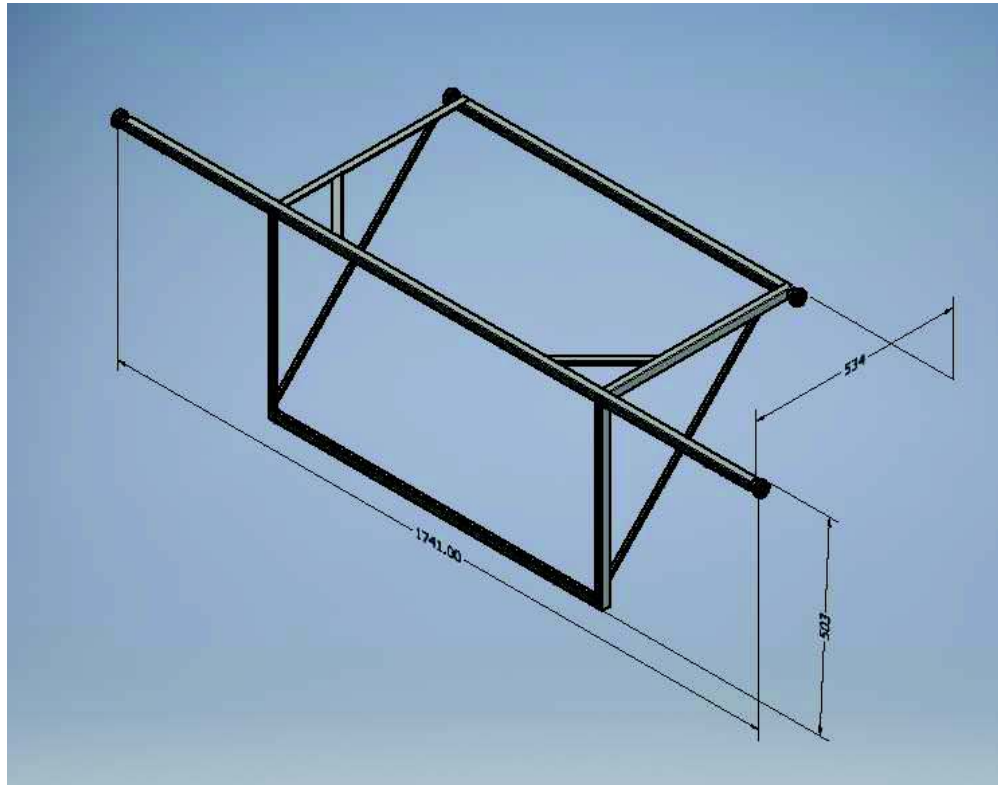


Figura 3.6. Carrito de empuje con medidas generales.
(Fuente: Propia)

En base a estas dimensiones y la forma de construcción del carrito se procede a utilizar ANSYS para simular sus cargas y verificar su resistencia, para ello se utiliza la carga de cincuenta y ocho Newton (58 N) equivalente a la tensión de la cadena. También se requiere utilizar una malla tetragonal libre para economizar el consumo de memoria, la cual tiene un millón quinientos doce mil setecientos ochenta y dos (1512782) elementos y dos millones ochocientos cincuenta y tres mil trescientos diecisiete (2385317) nodos, en la figura 3.7., se puede observar los resultados obtenidos, en este caso la malla no apoya mucho a la visibilidad, también en esta figura se puede observar el punto a ser ampliado en la siguiente figura 3.8., donde se aprecian de mejor manera los resultados, pero aun así requiere una nueva ampliación que igual está indicada.

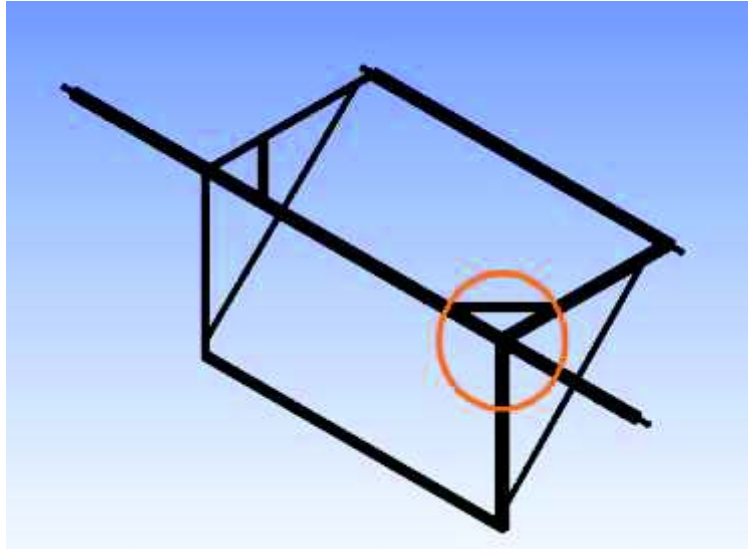


Figura 3.7. Simulación carrito sin ampliar.
(Fuente: Propia)

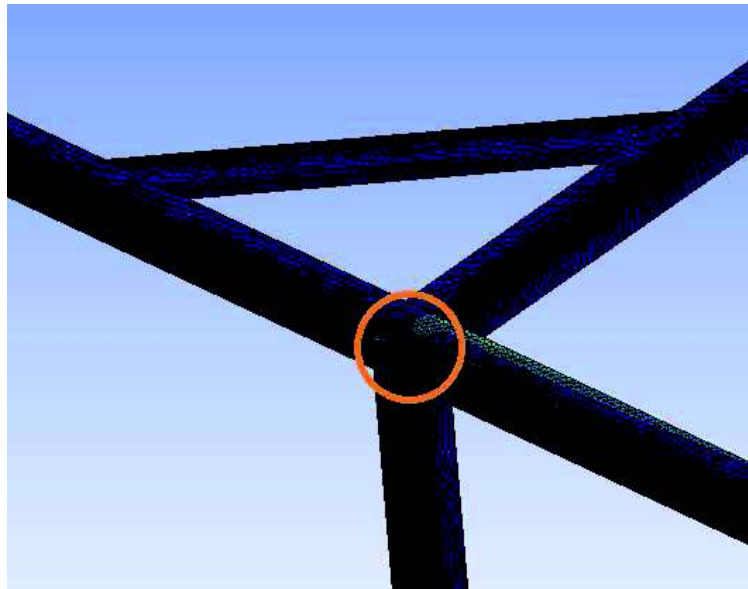


Figura 3.8. Simulación carrito primera ampliación del punto crítico.
(Fuente: Propia)

En la figura 3.9., se puede observar el punto crítico de la simulación del carrito de empuje donde se puede observar claramente que el punto crítico no sigue exactamente el patrón de cambio de esfuerzos del elemento, por ende se puede asumir que este es una singularidad. Incluso si el punto crítico observado en el carrito de empuje no fuese una singularidad su valor de esfuerzo es mucho menor al límite elástico del acero estructural garantizando su perfecta funcionalidad.

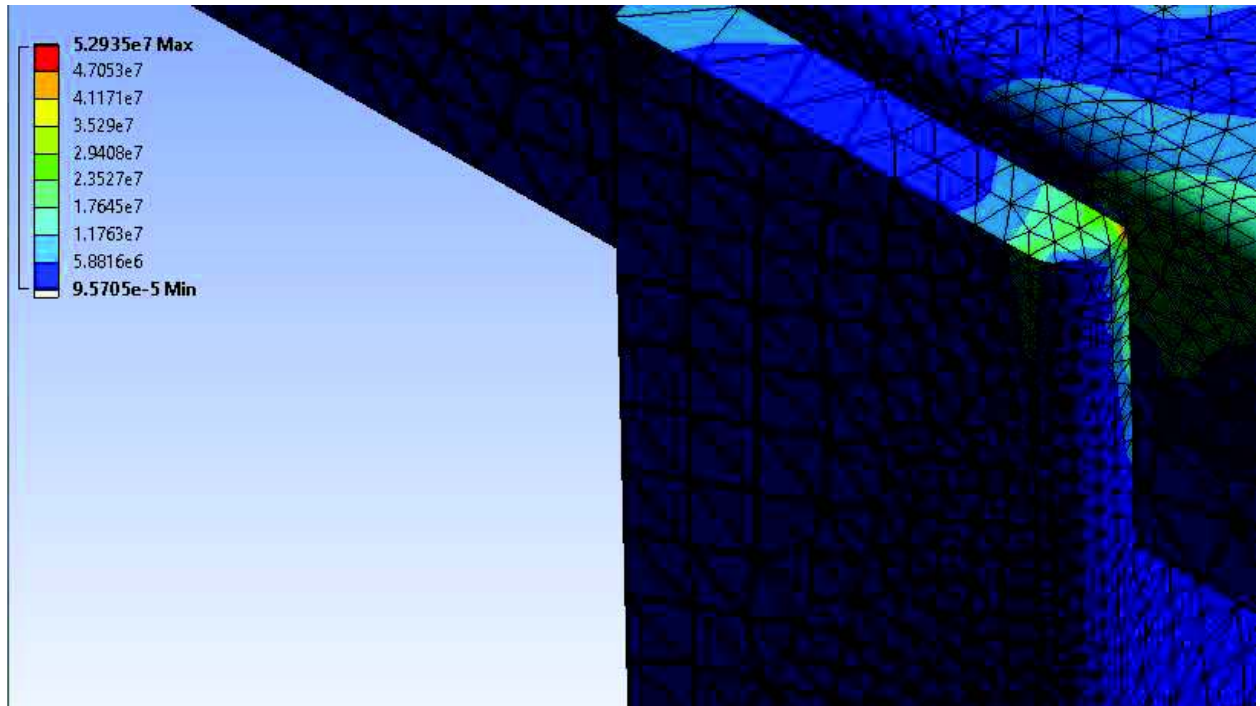


Figura 3.9. Punto crítico del carrito de empuje.
(Fuente: Propia)

También se debe considerar que el carrito de empuje desliza en el piso, y por ello es altamente recomendable utilizar rodamientos. Considerando también que el peso del carrito de empuje no supera los veinte kilogramos, se procede a utilizar la aplicación de cálculo de rodamientos de SKF para verificar que el rodamiento cuenta con una vida útil aceptable. Se utilizan los siguientes parámetros:

$$F_r = 0,1 \text{ kN}$$

$$F_a = 0$$

$$T_{operación} = 30^{\circ}\text{C}$$

Se obtienen los siguientes resultados:

$$L_{10mh} > 1000000\text{h}$$

Donde se ha verificado que el rodamiento tendrá una vida útil excelente en las condiciones de operación presentadas.

3.1.3. Verificación de las cadenas y catalinas supuestas

En este punto partiremos de la catalina de paso de media pulgada (1/2 in) y noventa y cinco (95) dientes conjugada con una catalina de paso de media pulgada (1/2 in) y treinta y cinco

(35) dientes en este caso requerimos verificar la máxima carga de las cadenas de este paso, Se tomara la cadena de media pulgada por once dieciseisavos de pulgada (1/2' X 11/16') en este caso la máxima resistencia a la tensión es de catorce punto un kilo Newton (14.1 kN). El máximo factor de seguridad ideal de estas cadenas es catorce (14) en caso de sobrepasarse este valor la cadena es perfectamente apta para la carga aplicada. La masa por metro de esta cadena en es cero punto sesenta y dos kilogramos por metro (0.62 kg/m) al ser aproximadamente ocho metros (8 m) de longitud la carga por peso de esta será de cincuenta Newton (50 N).

En este caso la carga de tensión es cincuenta y ocho Newton (58 N) al añadirse a la carga de cincuenta Newton (50 N) genera una carga total de ciento ocho Newton (108 N) de esto podemos calcular el factor de seguridad de la cadena.

$$n = \frac{T_m}{T_g} \quad (3.38.)$$

Donde

T_m es la tensión máxima

T_g es la tensión total generada

$$n = \frac{14100 \text{ N}}{108 \text{ N}}$$

$$n = 130.5$$

En base a este factor de seguridad se sobrentiende que la cadena se halla sobredimensionada, sin embargo es la mejor opción ya que su disponibilidad en el mercado es inmediata y su costo es el más bajo del mercado.

3.2. Construcción

Para la construcción del equipo se utiliza perfiles de acero simples en L, C y cuadrados. También se emplean cadenas de paso tres octavos de pulgada (3/8 in) con sus respectivas catalinas escaladas de acuerdo a las relaciones de transmisión requeridas. Se utiliza un motor de tres cuartos de HP (3/4 HP). Para la parte del control automático se utiliza un variador de frecuencia WEG CFW 100, un PLC Siemens Logo 230rc mas el cableado requerido. El modelo fue escalado a un tercio del tamaño real, hay que considerar que el modelo escalado de esta manera no envuelve todos los componentes ya que existen componentes pequeños. El primer paso de la construcción es la preparación de los componentes.

El primer componente a manufacturar es el acople de los rodamientos del carrito de empuje, el cual parte de una varilla cuadrada y se máquina para generar el acople apropiado, en la figura 3.10., se puede observar el elemento maquinado junto a una tuerca que se elabora a partir del mismo tipo de varilla y se acopla al rodamiento 6300 de forma apropiada considerando ajustes, radios de acuerdo, D de acople con la pista interior y calidad de acabado superficial. Con todos esos parámetros en consideración se debe tomar en cuenta que este elemento también cuenta con cinco agujeros, tres pasantes y dos pasantes roscados. En la figura 3.11., se puede observar cómo se realiza este primer ensamble Los cuáles serán taladrados permitiendo el acople con el carrito y la cadena. Una vez maquinados los elementos se procederá a acoplar el rodamiento con el eje y su tuerca, junto con ello se acopla los tornillos y las placas de sujeción de la cadena para permitir ese acople posteriormente. Esto es necesario ya que se requiere conservar el carrito paralelo al punto de impacto para generar un impacto lo más perpendicular posible.

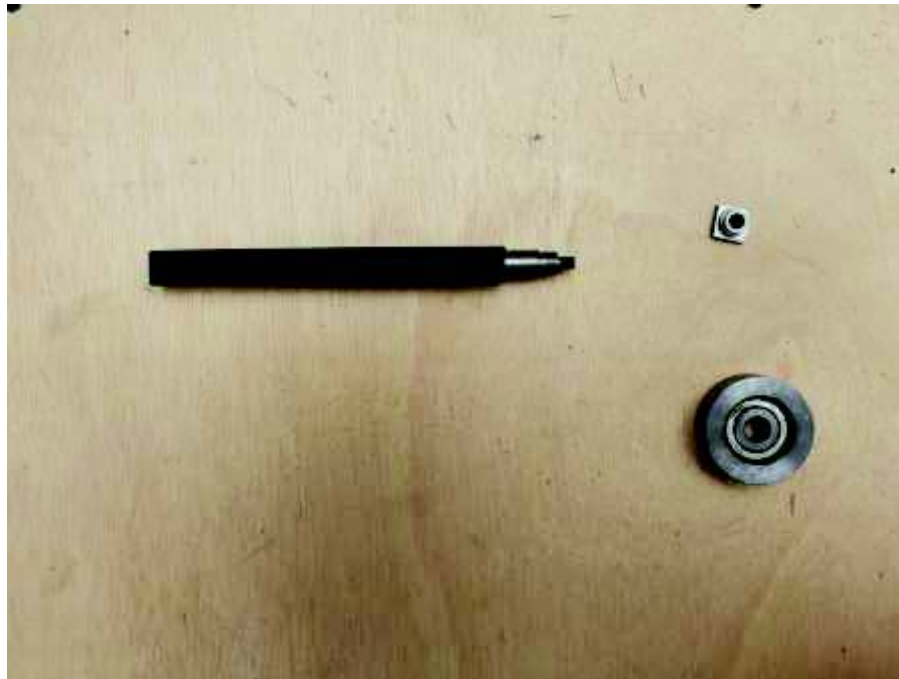


Figura 3.10. Eje de acople de rodamientos desarmados.
(Fuente: Propia)



Figura 3.11. Ejes de acople de rodamientos ensamblados.
(Fuente: Propia)

En la figura 3.12., se puede observar la estructura del carrito de empuje sin sus apoyos deslizantes. Este esquema mantiene estructuras que generan triángulos para prevenir cualquier clase de deformación. Esta estructura también cuenta con las perforaciones adecuadas para acoplarse a los ejes de los rodamientos.

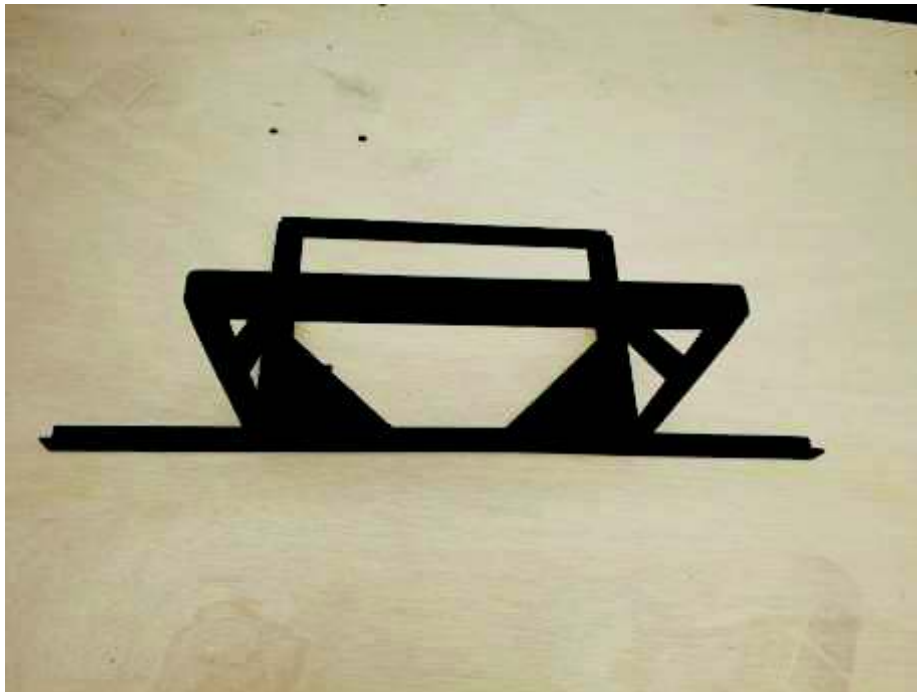


Figura 3.12. Carrito sin ejes porta rodamientos.
(Fuente: Propia)

El resultado final del ensamble es el punto mas importante ya que este permite generar la aplicación real del sistema. En la figura 3.13., se puede observar el carrito de empuje completamente ensamblado, el lado mas ancho llevara los rodamientos por líneas guia que permitiran el desplazamiento apropiado, esto tambien sera apoyado por la sincronia entre las catalinas que se acoplan en el eje de inicio.



Figura 3.13. Carrito de empuje ensamblado.
(Fuente: Propia)

Los siguientes elementos a ensamblar son los ejes de transmisión de potencia que constan de dos chumaceras cada uno, ambos cuentan con dos catalinas para interconectarse y el eje de inicio tiene la catalina de entrada de potencia del motor. En las figura 3.14., se puede observar el eje conducido por el motor desarmado, mientras que en la figura 3.15., se lo puede observar en su ensamble completo. En la figura 3.16., se puede observar el eje conducido del fin del circuito desarmado, Mientras en la figura 3.17., se lo puede observar en su ensamble completo.



Figura 3.14. Eje inicio desarmado.
(Fuente: Propia)



Figura 3.15. Eje inicio ensamblado.
(Fuente: Propia)



Figura 3.16. Eje final desarmado.
(Fuente: Propia)



Figura 3.17. Eje final ensamblado.
(Fuente: Propia)

Como siguiente pasa se debe anclar los rieles a la base decidida por el usuario. Lo que se puede observar en la figura 3.18., es que en este caso una base de madera de pino fue utilizada. Ya que esta permitira representar una base sólida que absorberá las vibraciones.

Esta también permite la construcción del modelo sin requerimiento de pesos elevados y facilita su transporte.



Figura 3.18. Base con rieles.
(Fuente: Propia)

Como último paso se ancla todos los componentes y se procede a la programación del PLC. En la figura 3.19., se observa código del PLC es sumamente sencillo cuenta con cuatro líneas que se basan en enclavados y desenclavado. Con el fin de generar la inversión de giros y parada.

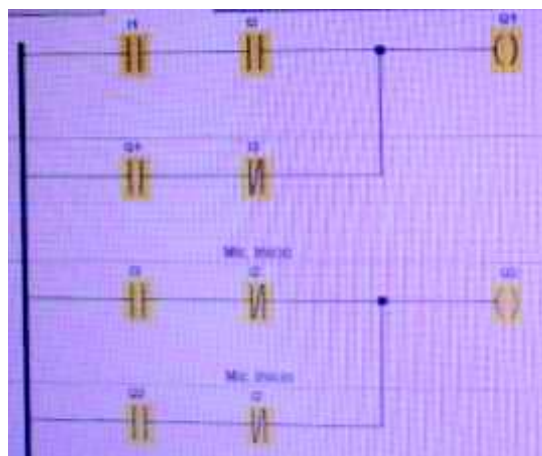


Figura 3.19. Código PLC.
(Fuente: Propia)

En la figura 3.20., se puede observar el resultado de la construcción. La maqueta cuenta con el sistema motriz, el sistema de control y la estructura pertinente. Permitiendo así observar la propuesta de equipo generada.



Figura 3.20. Equipo.
(Fuente: Propia)

4. CONCLUSIONES

4.1. Conclusiones

- La aplicabilidad de este tipo de equipos es sumamente amplia al considerar que el ensayo que realiza es parte de la normativa vigente en el país, siendo de suma utilidad para la industria y el control de calidad existente en esa rama. Este equipo resulto altamente práctico y ha demostrado cumplir su funcionalidad en base al análisis de los resultados observados en las pruebas de la maqueta.
- La generación y uso de estos equipos es limitada ya que no requieren usarse varias veces por lote de importación. Lo cual complica mucho la aplicabilidad de estos equipos. De todas formas es muy importante considerar que estos equipos tienen aplicación ya que es un requisito de la norma nacional.
- La metodología de selección de alternativas y diseño apoya a la selección de componentes, módulos y método de ensamble, de la forma más satisfactoria tanto para el diseñador como para el cliente, generando un ambiente amigable y una mayor productividad.
- La metodología de elementos finitos muestra una sencilla alternativa para los análisis de elementos mecánicos, sobre todo cuando su complejidad es muy elevada y su forma de estructurar y analizar sería muy compleja.
- El diseño concurrente apoya a la recopilación de información de todas las partes interesadas, permitiendo precisar un diseño que apoye la mayor parte de intereses posibles, y genere la mínima afectación posible a las partes interesadas que puedan verse afectadas.
- El uso de elementos finitos genera singularidades que se pueden observar como el punto de esfuerzo máximo, lo cual es conflictivo pues es un indicador que requiere cierto grado de conocimiento de quien lo analiza para poder descartar ese resultado y trasladarse a puntos realmente relevantes de la estructura.

4.2. Recomendaciones

- Observar atentamente las singularidades generadas en métodos de elementos finitos pues esto podría generar conflictos al analizar resultados y dar un juicio de valor sobre los mismos.
- Realizar trabajos de mantenimiento apropiados al equipo para prever el deterioro, también es importante considerar la obsolescencia en el tiempo de ciertos componentes y realizar cambios paulatinos evitando que el equipo se vea afectado por las fallas de estos elementos.

Referencias Bibliográficas

- [1] AENOR (2013). UNE-EN 71-1:2013. Madrid: AENOR.
- [2] Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. (4ta ed.) México: Pearson Educación.
- [3] Peterson, R. (1974). Stress Concentration Factors. United States of America: Wiley-Interscience publication.
- [4] Shigley, J. y Mitchell, L. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. (4 ta ed.) México: McGraw-Hill.
- [5] Riba, R. (2002). Diseño concurrente. Barcelona: Edicions UPC.
- [6] M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas. Pearson Educación, 1997.
- [7] INEN. (2013). *NTE INEN UNE-EN 71-1:2013*. Quito: INEN.
- [8] TIMOSHENKO, S. P. (1970). Resistencia de materiales.
- [9] SHIGLEY, J. E., SHIGLEY, C. R. J. E., & MISCHKE, C. R. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica*. Mexico: editorial Mcgraw-hill.
- [10] Corzo, D. y Cuatín, M. (2011). Diseño de una máquina semiautomática para la fabricación de adoquines y bloques (Trabajo fin de ingeniería). Recuperado de: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/4299>
- [11] Catálogo, S. K. F- Y bearings
- [12] ANSYS Customer Training Material, Lecture 4; Meshing in Mechanical
- [13] Peterson, R. (1974). Stress Concentration Factors. United States of America: Wiley-Interscience publication.
- [14] Transmisión por cadenas cálculo y deiseño. Diciembre 2017 [Online], disponible en: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>