

UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE COLOMBIA

INFORME DE DISEÑO

SISTEMA DE VACIADO DE UN BARRIL POR VOLTEO

Cristian Chitiva V. Sebastian Dueñas S.
Sebastian Mojica V. Julian Luna C.

Presentado a :
Ricardo Emiro Ramirez Heredia

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA
FACULTAD DE INGENIERÍA

Bogotá, Colombia
4 de marzo de 2021

Índice

1. Definición del problema	2
1.1. Requerimientos	2
1.1.1. Ciclo de útil	3
1.2. Especificaciones de tambor	3
2. Definición del mecanismo	4
3. Análisis cinemático	5
3.1. Perfil de control de movimiento	5
3.1.1. Traslación	5
3.1.2. Rotación	6
3.2. Caracterización de las cargas	9
3.2.1. Cálculo de masa	9
3.2.2. Cálculo de momento de inercia	12
3.2.3. Centro de masa	13
4. Diagramas de cuerpo libre	16
4.1. Barril	16
5. Esfuerzo y Análisis de Falla	23
5.1. Brazo	23
5.1.1. Análisis ciclo de carga	26
5.1.2. Concentrador de esfuerzos	34
5.2. Fatiga en Brazo	35
5.2.1. Concentrador de esfuerzo en fatiga	35
5.2.2. Factores de corrección resistencia a fatiga	36
5.2.3. Diagrama SN	38
5.2.4. Diagrama de Goodman	40
5.3. Pasadores, orejas y ejes	41
5.3.1. Pasadores y orejas	41
5.3.2. Ejes	44
6. Componentes	46
6.1. Estructura	46
6.2. Actuadores Lineales	46
6.3. Motorreductor	47

1. Definición del problema

Se plantea establecer el diseño para un sistema de vaciado de un tambor por volteo utilizando un mecanismo tipo grúa.

1.1. Requerimientos

Para el diseño del dispositivo se deben tener en cuenta y dar cumplimiento a los siguientes requerimientos:

- Mecanismo de elevación: tipo Grúa
- Tiempo de elevación y volteo: 30 a 40 segundos
- Capacidad del tambor: 30 galones
- Posición final
 - Altura final: 0.9 a 1.1 m
 - Ángulo final: 105 a 120 grados
- Vida útil: El mecanismo debe ser capaz de soportar 10 años de uso, con turnos de 8 horas y periodos entre cada uso de 3 a 7 minutos.

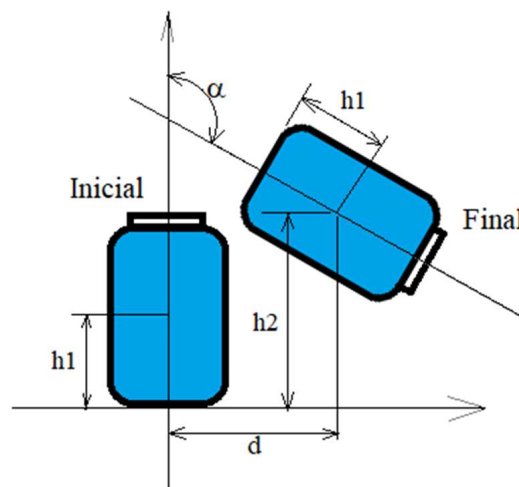


Figura 1: Medidas y ángulos requeridos

1.1.1. Ciclo de útil

Se especifica que el dispositivo debe ser capaz de trabajar durante 8 horas diarias por 10 años, si se toma un caso conservador donde el periodo T es de 3 minutos 30 segundos, resolviendo se obtiene una vida útil de $5 \cdot 10^5$ número de ciclos, colocándolo en la categoría de alto ciclaje.

$$N = \frac{t}{T}$$
$$N = \frac{10 \text{ años} * \left(\frac{365 \text{ días}}{1 \text{ año}}\right) * \left(\frac{8h}{1 \text{ día}}\right) * \left(\frac{3600s}{1h}\right)}{3 : 30 \text{ minutos}} \quad (1)$$
$$N = \frac{105 * 10^6 \text{ s}}{210 \text{ s}}$$
$$N = 5 * 10^5$$

1.2. Especificaciones de tambor

Se definió desarrollar el mecanismo en torno a un tambor metálico de acero inoxidable con las siguientes características [1]:



Figura 2: Tambor seleccionado

- Diámetro:
 - Tapa (Exterior): $18.6'' = 47 \text{ cm}$
 - Abertura (Interior): $18.25'' = 46 \text{ cm}$
- Alto: $28 \frac{3}{4}'' = 73 \text{ cm}$

- Masa: 35 lb = 15.87 kg

2. Definición del mecanismo

Como lo solicitan los requerimientos del problema el mecanismo a usar es de tipo grúa, este mecanismo consta principalmente de un brazo, una abrazadera para sostener el barril y una base donde se apoyará el mecanismo. El movimiento de la grúa esta limitado al plano XY , donde el eje Y es el eje vertical y el eje X es perpendicular a la vista frontal de la grúa. Se define que la punta del brazo se conecta al barril pasando sobre el centroide del barril (en adelante llamado **C**).

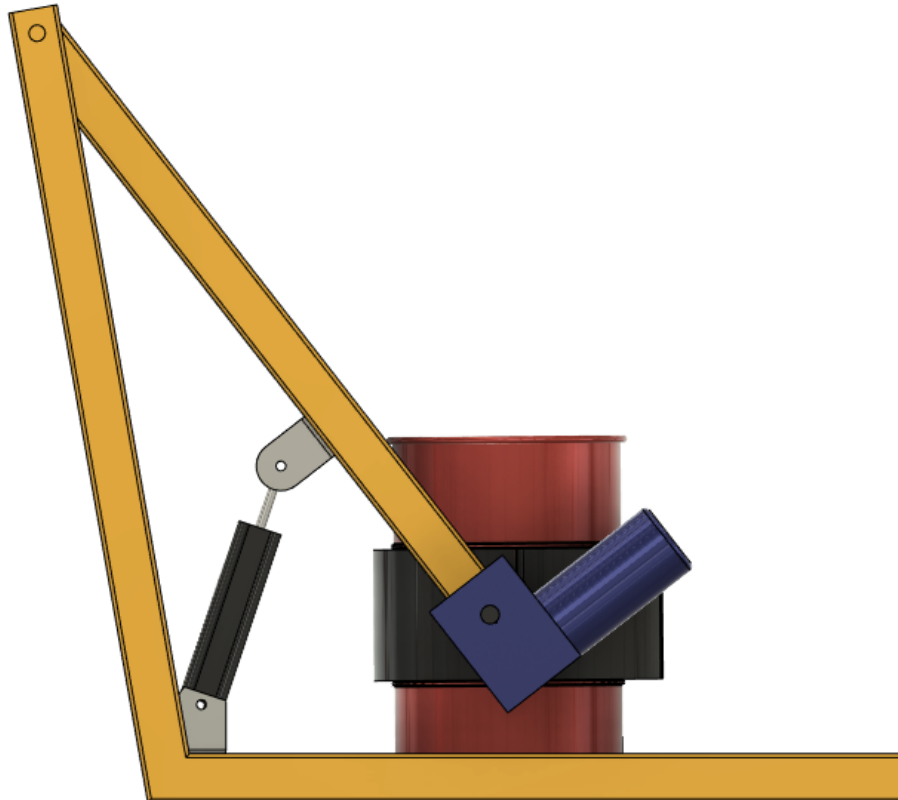


Figura 3: Esquema del mecanismo

El movimiento realizado por el tambor se descompone en traslacional y rotacional, se establece un mecanismo para cada tipo de movimiento. Con el fin de conseguir el movimiento traslacional se utilizará el brazo de la grúa, el cual se bifurca en dos segmentos los cuales están conectados por medio de un pasador a la base donde

el movimiento del brazo elevará el tambor hasta el punto requerido (aprox. 1 m), será impulsado mediante dos cilindros neumáticos que aplicarán una fuerza a ambos segmentos del brazo en un punto intermedio de cada segmento, los cilindros se encuentran descansados sobre la base mediante un apoyo de tipo pasador para permitir la rotación del mismo durante la elevación del tambor.

Para lograr el movimiento rotacional del tambor se plantea utilizar un mecanismo tornillo sinfín-corona impulsado mediante un servomotor produciendo un giro de aproximadamente 290° respecto a el eje vertical. El motor deberá ir apoyado en un extremo del brazo y conectará al tornillo sinfín.

La sujeción del tambor se realizará por medio de una abrazadera de cierre a presión capaz de sostener el tambor durante el vaciado sin que se deslice. La abrazadera irá montada en el extremo del brazo mediante un par de ejes (uno a cada lado de la abrazadera). Uno de estos ejes estará conectado al mecanismo del tornillo sinfín corona y así inducir el movimiento de rotación del tambor.

Por último, para facilitar el transporte de la máquina se agregarán rodachines que cuenten con un sistema de bloqueo para que la máquina no se mueva durante el vaciado del tambor.

3. Análisis cinemático

3.1. Perfil de control de movimiento

Los requisitos son compatibles con un tipo de movimiento punto a punto; desde un punto de partida en reposo se acelera hasta una velocidad constante, luego de lo cual se inicia una desaceleración que termina en una llegada al punto final con velocidad y aceleración cero [3].

Los perfiles más usados para lograr este tipo de movimiento son los perfiles S y trapezoidal. El perfil trapezoidal se caracteriza por una mayor simplicidad pero ejecuta cambios de velocidad de manera instantánea lo que produce discontinuidad en la aceleración y "jerk." agitación del mecanismo. El perfil S por el otro lado es más complejo, se compone de 7 fases que le permiten lograr transiciones más suaves y fluidas.

3.1.1. Traslación

Como ya se mencionó el movimiento de traslación es ejecutado mediante el giro del brazo de la grúa. Para este giro se definió un perfil de velocidad angular basado en un perfil de aceleración (Figura 4) que inicia en cero, sube linealmente hasta llegar a una aceleración constante de $3,84 \cdot 10^{-3} \frac{rads}{s^2}$ por 3 segundos, luego baja linealmente a 0 donde sigue constante por 20 segundos y luego disminuye linealmente hasta

$-3.84 \cdot 10^{-3} \frac{rads}{s^2}$ donde se mantiene constante por 3 segundos para finalmente subir de nuevo a cero. Esto resulta en un perfil de velocidad con forma S (Figura 4) que se puede integrar para obtener el perfil de ángulo de posición.

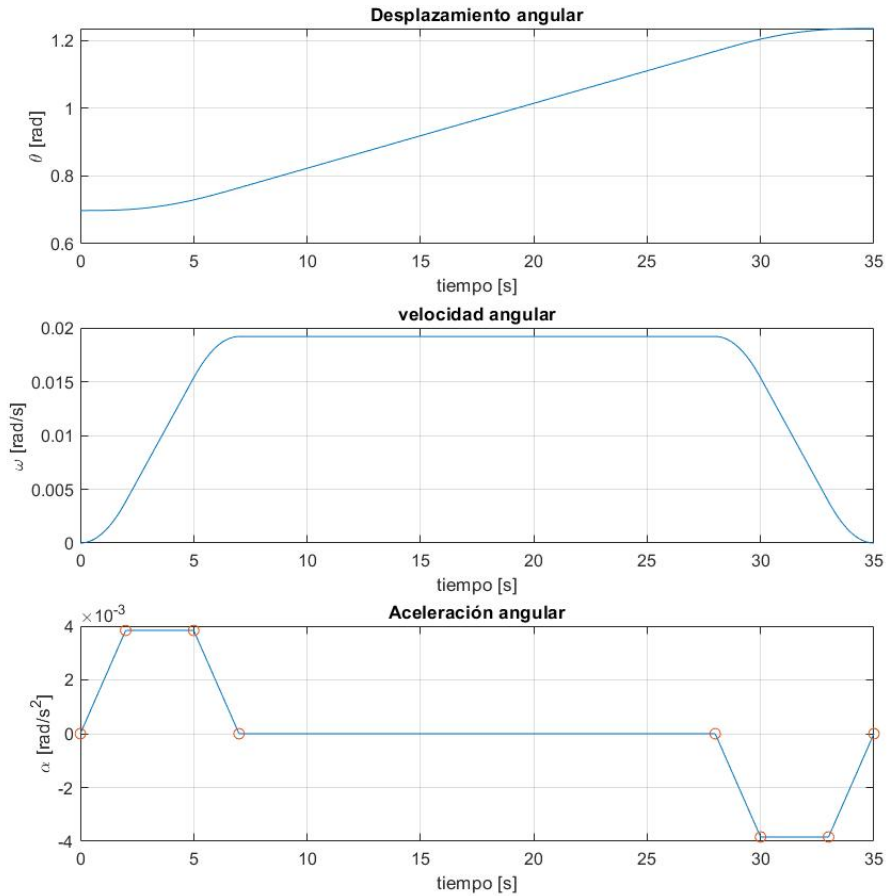


Figura 4: Perfiles de giro del brazo

3.1.2. Rotación

Para este movimiento se realizó un procedimiento similar al desarrollado para el movimiento de traslación, de forma que se escogió un perfil de aceleración en forma de dos trapecios con valores respectivos de $30,54 \cdot 10^{-3} \frac{rads}{s^2}$ y $-30,54 \cdot 10^{-3} \frac{rads}{s^2}$ en sus regiones constantes (Figura 5). La velocidad angular se da como la integral de este perfil (Figura 5) y la posición angular se da como la integral de la velocidad angular (Figura 5). La forma simétrica de estos perfiles garantiza que al final del movimiento

tanto la velocidad como la aceleración llegan a un valor de 0. Además, los periodos de aceleración para la rotación se escogieron con el fin de que no coincidieran con los periodos de aceleración del movimiento de traslación, y de esta forma, no generar fuerzas producidas por la combinación de ambos movimientos al mismo tiempo.

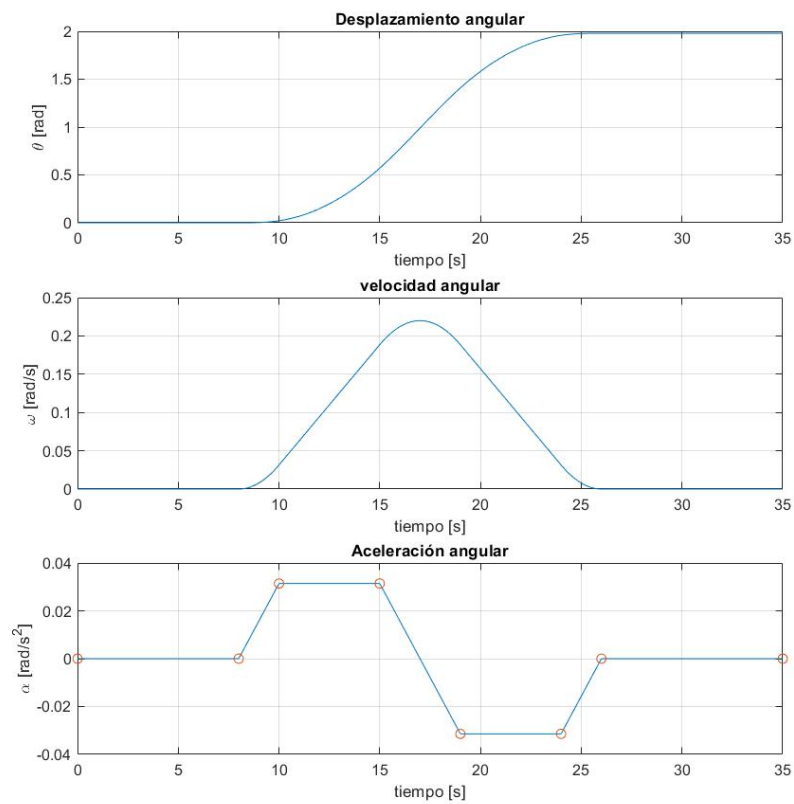


Figura 5: Perfiles de rotación del tambor

Luego de definir los perfiles cinemáticos, se realizaron las gráficas de trayectoria para comprobar que la punta del brazo y el tambor cumplen con los requisitos del problema. En la Figura 6 se exhibe de manera gráfica zona admisible, el rectángulo verde representa la zona que satisface el requerimiento temporal así como el de traslación y rotación, y la presencia del punto de llegada dentro de esta zona verifica su cumplimiento.

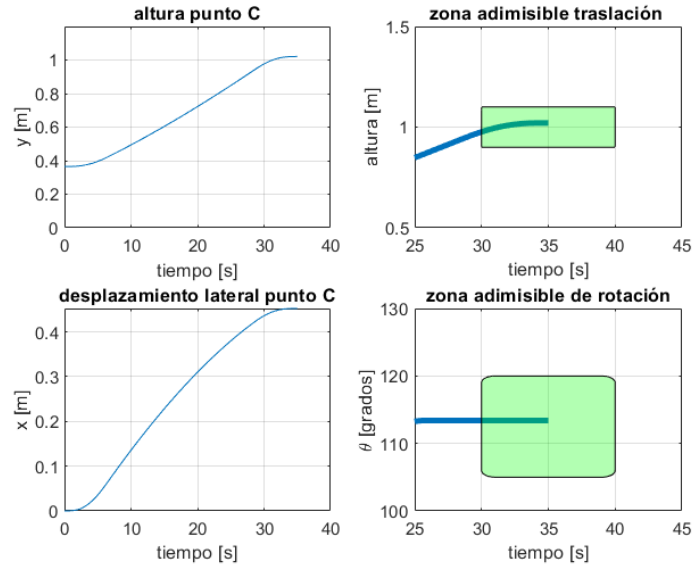


Figura 6: Requisitos rotación y traslación

Además, realizamos una gráfica esquemático con el tambor lleno en el punto inicial y así como desocupado en su posición se gráfica además en líneas punteadas las trayectorias de dos puntos del barril (la punta del brazo y el borde del tambor) con el objetivo de ilustrar el movimiento efectuado por este durante el recorrida de 35 segundos del ciclo de vaciado.

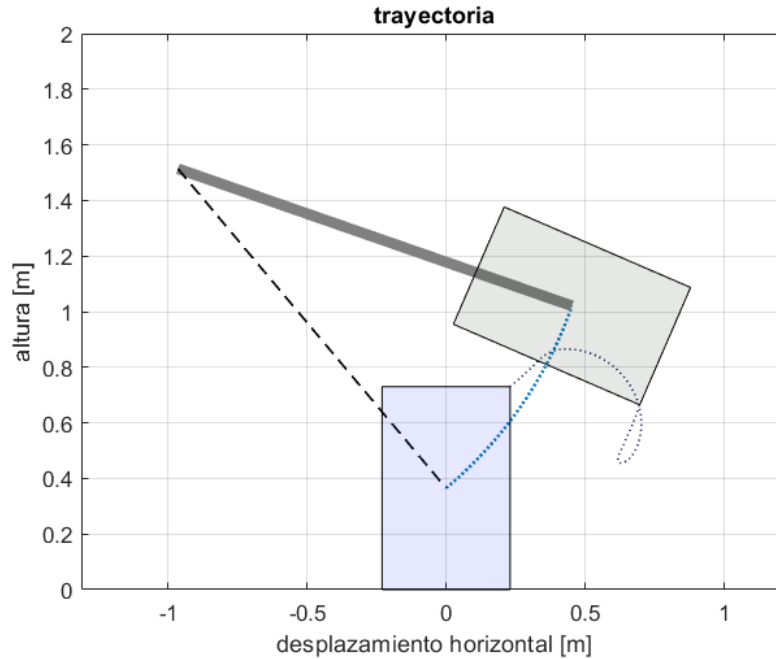


Figura 7: Trayectoria

3.2. Caracterización de las cargas

La carga ejercida sobre la máquina esta conformada por un objeto compuesto por el barril modelado como un cilindro hueco y su contenido líquido modelado como un cilindro sólido. Definimos que el barril se carga con la tapa abierta por lo que a medida que efectúa el giro va desocupando su contenido, para modelar este vaciado se establece un plano horizontal en el borde del tambor, se considera que el contenido que se encuentre por encima de este plano ha abandonado el recipiente y por ende ya no hace parte de la carga. Esto supone una masa variable dependiente del ángulo respecto a la vertical al cual que se encuentra el barril.

3.2.1. Cálculo de masa

Para encontrar la masa se calcula el volumen que contiene el recipiente, este proceso se realiza en dos etapas diferentes.

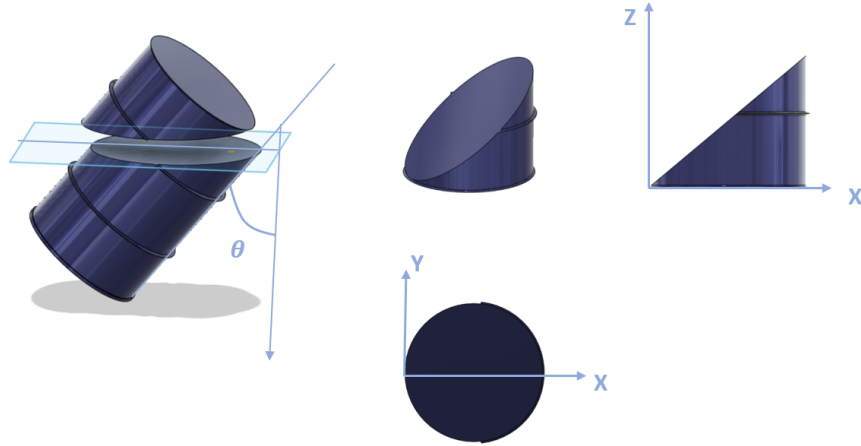


Figura 8: Cálculo de volumen primer segmento

Para ángulos menores a la diagonal del barril (Figura 8) se calcula el volumen del segmento superior y se resta respecto a el volumen total. el segmento de volumen se calcula utilizando un integral de volumen partiendo de la base circular en el plano XY y luego el perfil triangular en el plano XZ con una pendiente $m = \tan \theta$. Siendo r el radio interno del barril y h la altura del mismo.

$$\begin{aligned}
 V(\theta) &= V_{total} - V_1 && \text{para } \theta < \text{atan}\left(\frac{h}{2r}\right) \\
 V(\theta) &= V_{total} - \int_0^{2r} \int_0^{x \tan \theta} 2\sqrt{r^2 - r - y^2} dz dx && (2)
 \end{aligned}$$

La ecuación 2 asume que el barril se encuentra lleno hasta el tope, pero en el caso de no ser así el agua alcanza el borde del barril para un ángulo determinado. Antes de este acontecimiento no se pierde líquido por lo que el volumen permanece constante, y una vez alcanzado el límite el comportamiento del líquido se vuelve indistinguible de si el recipiente hubiera iniciado lleno, por ende si el barril es llenado a una capacidad menor a la tope, la función simplemente presenta una saturación al volumen inicial que se tenga contenido.

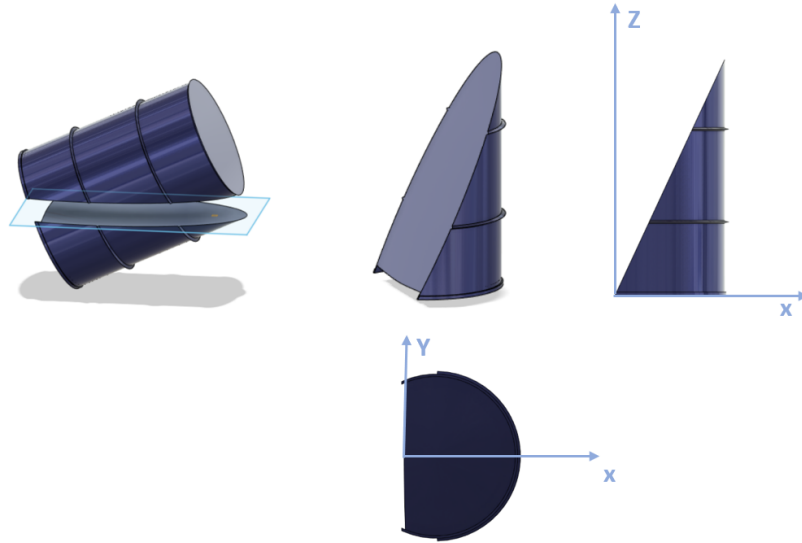


Figura 9: Cálculo de volumen segundo segmento

Una vez se supera la diagonal del barril (Figura 9) la función anterior deja de ser aplicable por lo que para el restante se calcula el volumen del segmento inferior, el cual tiene una forma similar al anterior pero el orden de integración se modifica para compensar que la integral no se realiza sobre base circular completa sino únicamente sobre un segmento.

$$\begin{aligned}
 V(\theta) &= V_2 && \text{para } \text{atan}\left(\frac{h}{2r}\right) \leq \theta < \pi/2 \\
 V(\theta) &= \int_0^h \int_0^{z \cot \theta} 2\sqrt{r^2 - r - y^2} dx dz && (3)
 \end{aligned}$$

Una vez conocido el volumen de agua contenida, se puede obtener la masa en términos del ángulo tal como se muestra en la ecuación 4.

$$m(\theta) = \rho * V(\theta) + m_{recipiente} \quad (4)$$

En la Figura 4 se observa el resultado obtenido cuando el barril tiene un contenido de 30 galones de agua, al principio del proceso de vaciado se puede observar la saturación que sufre debido a que no se encuentra lleno a tope, y una vez completados los 90 grados se ha desocupado todo el contenido dejando únicamente la masa del recipiente.

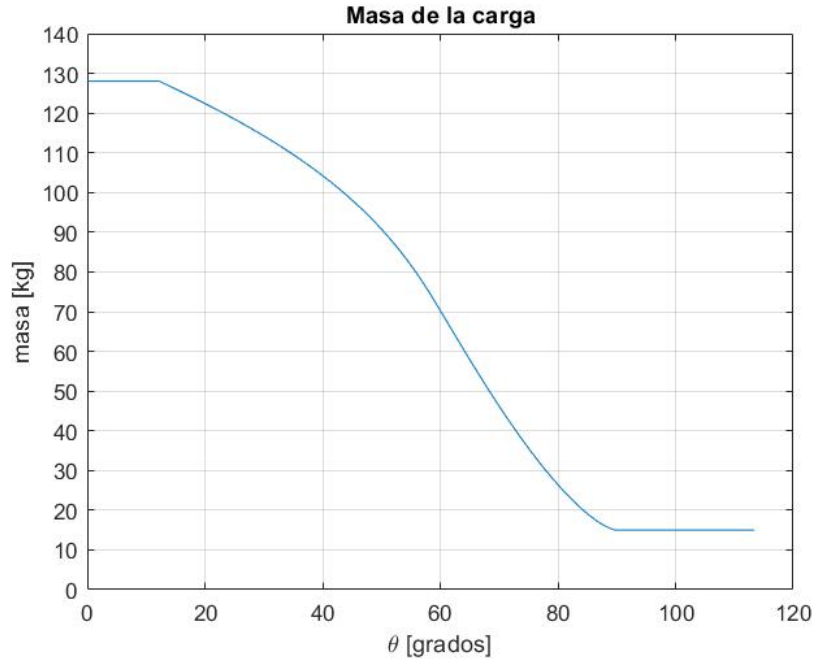


Figura 10: Masa según ángulo de giro de barril

3.2.2. Cálculo de momento de inercia

En los libros se puede hallar tablas del momento de inercia de figura geométricas regulares, en la ecuación 5 se evidencian las fórmulas para un cilindro hueco y un cilindro macizo [6]. El momento de inercia del tambor es fácil de calcular al ser un cilindro hueco, sin embargo, el momento de inercia del contenido es más difícil de calcular dado que hay cambios tanto en la masa como en la forma. El cambio de forma es despreciado debido a la complejidad de modelar el comportamiento del agua por lo que para el cálculo de momento de inercia se asume que se mantiene la forma cilíndrica y el cambio del momento de inercia depende únicamente de la masa.

$$I = m * \frac{3 * r^2 + h^2}{12} \quad (\text{Cilindro Macizo})$$

$$I = m * \frac{3 * (r + t)^2 + 3 * r^2 + h^2}{12} \quad (\text{Cilindro Hueco}) \quad (5)$$

La relación entre momento de inercia y ángulo de giro del barril se puede observar en la Figura 11.

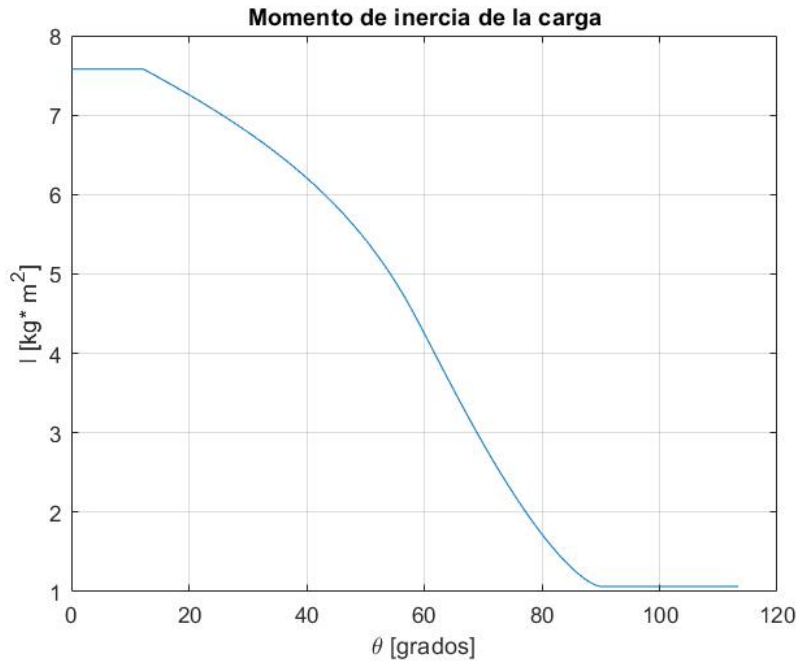


Figura 11: Momento de inercia ángulo de giro de barril

3.2.3. Centro de masa

Para el análisis cinemático y diagrama de cuerpo libre es fundamental encontrar el centro de masa para conocer la posición donde actuará la fuerza del peso, sin embargo, la masa variable dificulta el cálculo del centro de masa a lo largo del recorrido del barril. Por lo tanto, se opta por estudiar 2 casos representativos (Figura 12) y realizar una interpolación lineal a lo largo de la trayectoria (Figura 13).

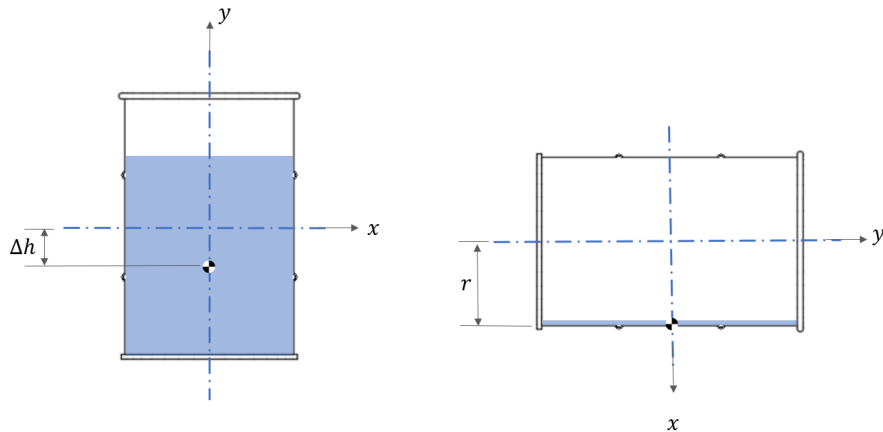


Figura 12: centro de masa

A lo largo del tiempo el centro de masa del contenedor se mantiene ubicado sobre el punto **C**, sin embargo el centro de masa del contenido varía, se tiene que desde el sistema de coordenadas del barril el centro de masa:

- Se encuentra inicialmente por debajo del punto **C** a una distancia Δh debido a que el barril no se encuentra lleno a tope.
- Cuando se alcanza un ángulo de 90° se modela que la cantidad de agua restante se distribuye de manera uniforme en una delgada pared de agua sobre el borde del barril. Esta situación genera que el centro de masa se encuentre a una distancia del punto **C** de r en el eje x .

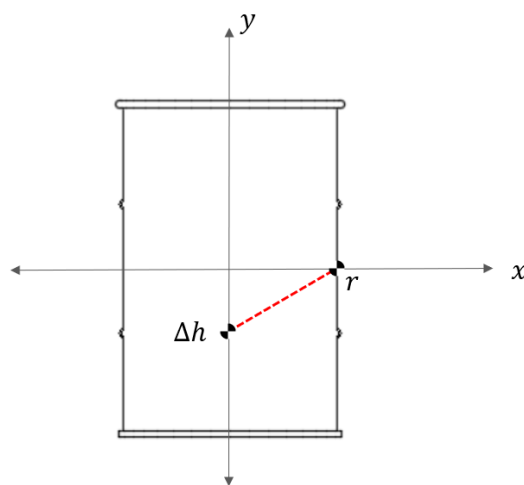


Figura 13: interpolación CM a lo largo del tiempo

Conociendo la ubicación del centro de masa tanto del contenedor como del líquido contenido se puede encontrar el centro de masa del conjunto de ambos objetos (eq 6).

$$\begin{aligned}\vec{r}_{cm} &= \frac{1}{M} \sum m_i \vec{r}_i \\ \vec{r}_{cm} &= \frac{\vec{r}_a * m_a + \vec{r}_b * m_b}{m_a + m_b} \\ \vec{r}_{cm} &= \frac{\vec{r}_a * m_a + \vec{0}_b * m_b}{m_a + m_b} \\ \vec{r}_{cm} &= \frac{\vec{r}_a * m_a}{m_a + m_b}\end{aligned}\tag{6}$$

Basado en la Figura 12 se tiene que este centro de masa esta definido respecto sistema de referencia local del barril, se utiliza una matriz de rotación para obtener la posición relativa al centroide **C** (Figura 14) respecto al sistema de referencia global.

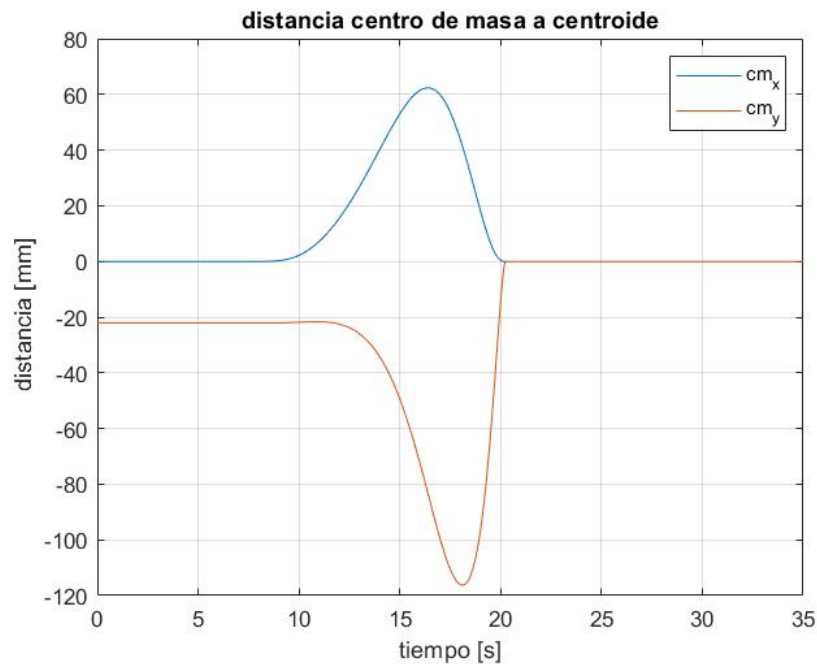


Figura 14: CM a lo largo del tiempo

4. Diagramas de cuerpo libre

4.1. Barril

Las fuerzas actuantes sobre el barril son: su peso (flecha amarilla), una fuerza distribuida ejercida mediante la abrazadera, la masa del líquido contenido dentro (flecha verde) y una fuerza vertical (F_c) ejercidas sobre los topes del barril la cual evita que se deslice de la abrazadera. Basado en el movimiento de rotación que realiza el barril, la fuerza distribuida de la abrazadera puede ser transformada en un momento equivalente responsable de la rotación.

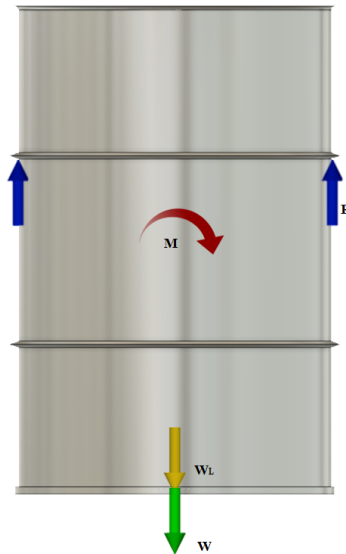


Figura 15: DCL del barril

Analizando el diagrama de cuerpo libre del barril, se puede encontrar la fuerza de reacción F_c ejercida en los topes y el momento equivalente de la abrazadera mediante la solución de las ecuaciones de movimiento.

La conservación de cantidad de movimiento lineal establece que la sumatoria de fuerzas sobre el objeto equivalen al cambio de su cantidad de movimiento \vec{p} (Eq. 7). Analizando el barril se encuentra que el barril experimenta un cambio de masa, sin embargo, este se efectúa en borde del barril donde el líquido perdido abandona el recipiente con velocidad 0 y entrando en caída libre por lo que no afecta la cantidad de movimiento, análogo de si se suelta un objeto que se tiene sostenido no se afecta tampoco la cantidad de movimiento.

$$\begin{aligned}
 \sum \vec{F} &= \frac{d\vec{p}}{dt} \\
 \sum \vec{F} &= \frac{dm}{dt} \vec{v} + m \frac{d\vec{v}}{dt} \\
 \vec{F}_c + \vec{W} &= \frac{dm}{dt} * \vec{v} + m\vec{a} \\
 \vec{F}_c &= \frac{dm}{dt} * \vec{v} + m\vec{a} - \vec{W}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

En la Figura 16 se puede observar la predominancia de la componente vertical mientras que la componente x es prácticamente nula.

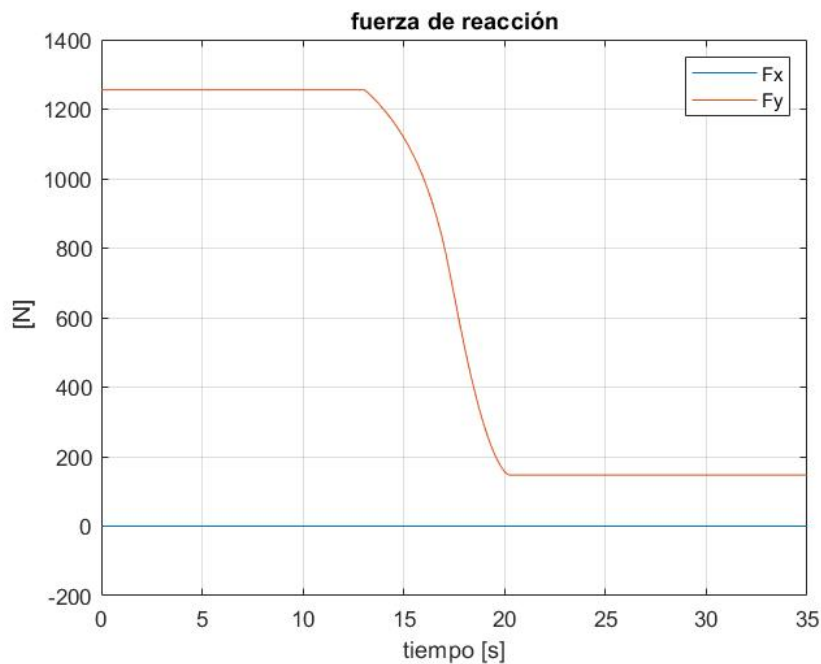


Figura 16: fuerzas de reacción

Después de realizar un análisis sobre los elementos que componen esta fuerza de reacción se encuentra que la razón aportada por el cambio de la cantidad de movimiento \dot{p} (Figura 17 es mínima debido a que se encuentra 4 órdenes de magnitud por debajo de la cantidad nominal de la fuerza por lo que se puede considerar despreciable y simplificar la reacción F_c tomando en cuenta únicamente el componente del peso obteniendo que $\vec{F}_c \approx -\vec{W}$.

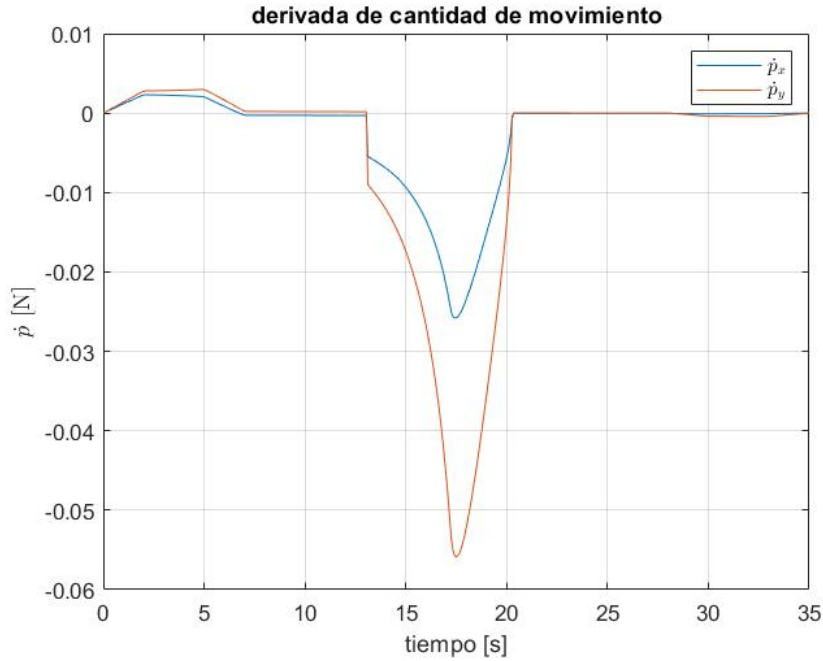


Figura 17: derivada cantidad de movimiento

Por otro lado la conservación de cantidad de movimiento angular establece que la sumatoria de momentos ejercidos sobre el objeto equivalen al cambio de su cantidad de movimiento angular \vec{H} (Eq. 8). Debido al proceso de vaciado el barril experimenta un cambio en su momento de inercia, además, existe aceleración angular que varía con el tiempo por lo que es necesario establecer un perfil de momento que es dependiente respecto al tiempo.

$$\sum \vec{M} = \frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{I} \quad (8)$$

$$M_c + cm_x * W = \alpha I$$

$$M_c = \alpha I - cm_x * W$$

En la Figura 18 se puede observar la evolución de la reacción del momento y se puede evidenciar la incidencia que tiene la definición del perfil de aceleración angular, así como el cambio de la momento del inercia.

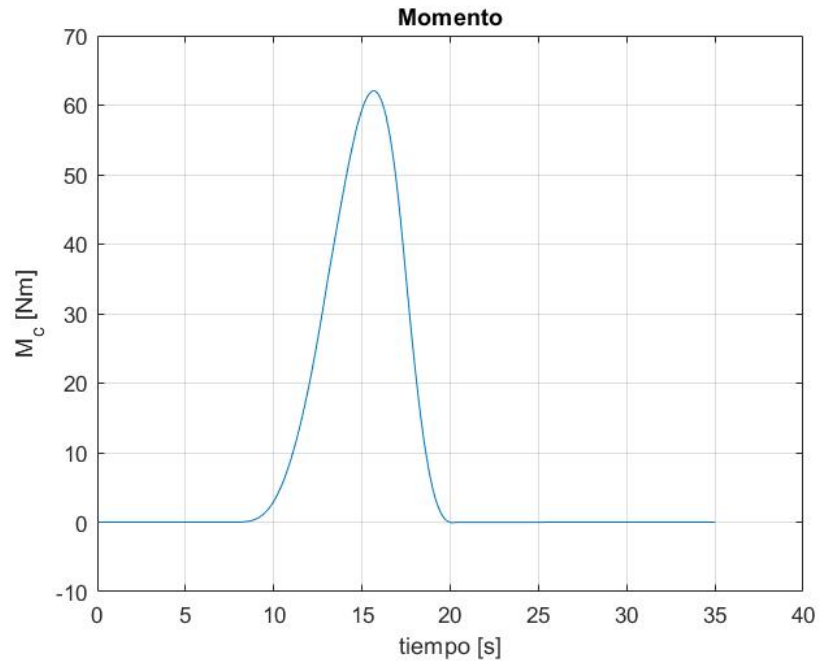


Figura 18: Momento sobre el barril

Abrazadera

Las reacciones que se aplican sobre la abrazadera son el peso de la abrazadera (flecha amarilla), el momento que ejerce el mecanismo del tornillo sínfin corona en un lateral (flecha roja), y por último, dos fuerzas distribuidas provenientes del tambor; una sobre la parte superior de la abrazadera (Figura 19a), la cual aporta gran parte del peso del tambor y su contenido, y la segunda fuerza distribuida es la presión que ejerce la pared del tambor sobre la cara interna de la abrazadera (Figura 19b).

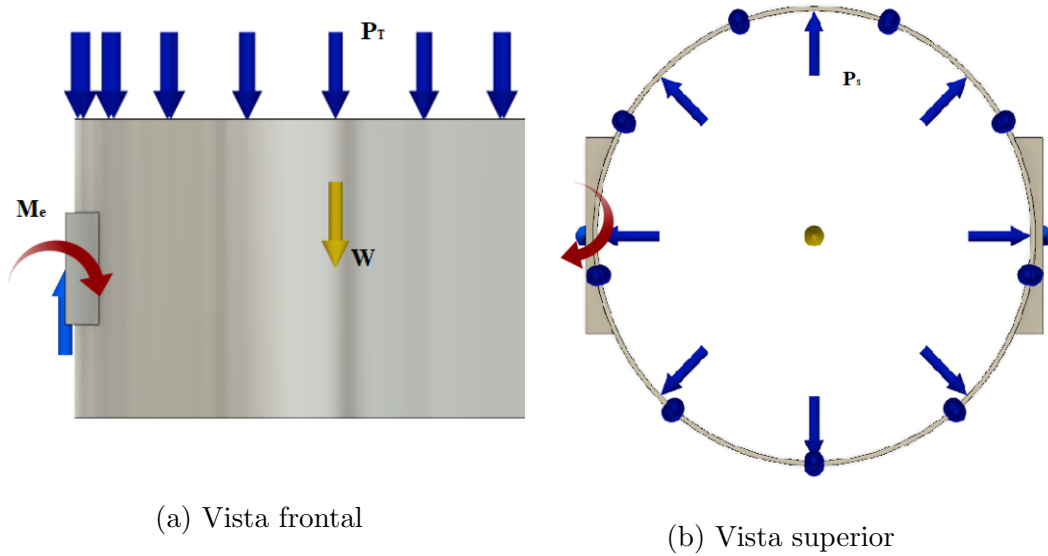


Figura 19: DCL de la abrazadera

En el caso de la fuerza distribuida ejercida por la superficie del tambor, al igual que en el DCL del tambor, se puede realizar una transformación ubicando todas las fuerzas sobre el centroide de la abrazadera obteniendo como resultado un **sistema equivalente fuerza par** a un momento equivalente con el fin de hacer facilitar el análisis cinemático. El momento generado por el tambor no es de interés en el análisis puesto que la superficie interna de la abrazadera solo funciona como sujeción y la que en realidad soporta las cargas es la parte superior de esta. Si hacemos un análisis de fuerzas sobre el eje Y obtenemos.

$$\sum F_y = ma(t) \tag{9}$$

$$W + P_T(t) + R_y = ma(t)$$

Con esta ecuación podemos ver que la fuerza de reacción R_y y el peso del tambor P_T dependen del tiempo, pero podemos analizar la abrazadera como un sistema estático cuando el tambor está apenas levantado de suelo, lo anterior debido a que este sería el peor caso y las fuerzas producidas por las aceleraciones definidas en el perfil de aceleración son pequeñas en comparación con las fuerzas generadas por el peso y las reacciones en el eje.

Brazo

En el brazo actúan 4 fuerzas, la primera es el peso del brazo (flecha amarilla), la segunda es la fuerza que hacen los cilindros neumáticos al brazo, luego, la fuerza

que ejerce la abrazadera sobre la punta del brazo y por último, la fuerza distribuida del pasador que se puede simplificar a una fuerza puntual.

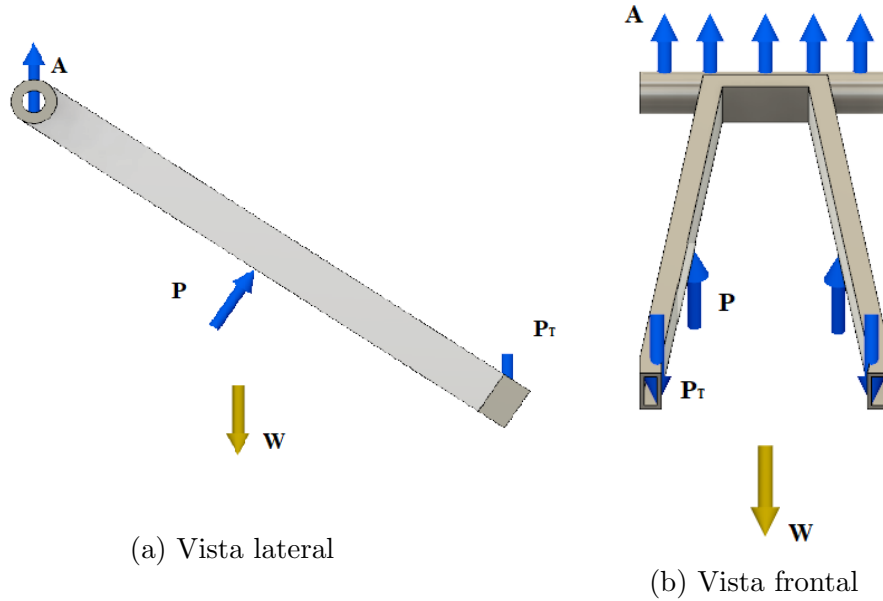


Figura 20: DCL del brazo

En este elemento podríamos hacer una suma de fuerzas y así calcular las fuerzas de reacción en el pasador y la fuerza que hará el cilindro.

$$\sum F_y = ma_y \quad (10)$$

$$A_y + P \sin(\beta(t)) - W - P_T(t) = ma_y \quad (11)$$

$$A_y + P \sin(\beta(t)) = ma_y + W + P_T(t) \quad (12)$$

Donde β es el ángulo del cilindro respecto al eje x de su sistema de coordenadas relativo, y como se puede observar está en función del tiempo debido a que depende de la posición del tambor y como se describió en la sección de análisis cinemático esta posición depende del perfil de aceleración escogido. En la ecuación anterior también se encuentra A_y que es la fuerza de apoyo que debe ejercer la base de la grúa. Por último está P_T que es el peso del tambor y la abrazadera. Luego, la sumatoria en el eje x es similar.

$$\sum F_x = ma_x \quad (13)$$

$$A_x + P \cos(\beta(t)) = ma_x \quad (14)$$

Como pasa en el análisis del eje y, el valor de la fuerza del cilindro y la de reacción en el pasador dependen de perfil de aceleración planteado.

Base

En la base actúan 4 fuerzas distintas. La primera, como en todos los elementos, el peso (flecha amarilla), las fuerzas que soportan las rodachinas, la fuerza de reacción en el pasador y la fuerza del cilindro neumático (flecha verde).

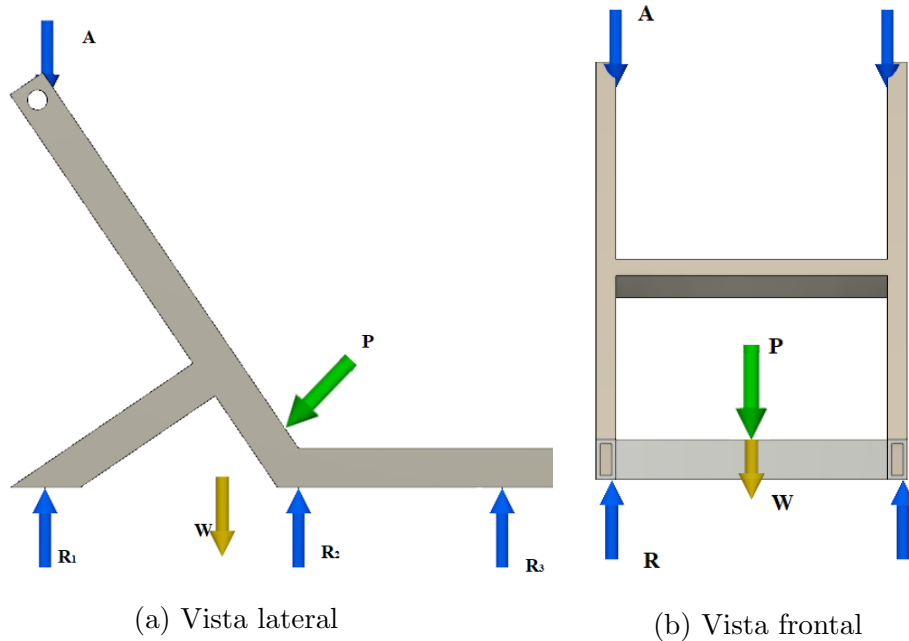


Figura 21: DCL de la base

Como es evidente, al realizar ecuaciones de fuerzas, podemos observar que las únicas incógnitas que tenemos son las fuerzas que soportan los rodachines, esto debido a que las demás fuerzas ya están definidas anteriormente por las ecuaciones derivadas de los otros elementos.

$$\begin{aligned}
 \sum \vec{F} &= 0 \\
 \vec{A} + \vec{W} + \vec{P} + \vec{R} &= 0 \\
 \vec{R} &= -\vec{A} - \vec{W} - \vec{P}
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

Estas fuerzas de soporte brindan un criterio de diseño que se tendrá en cuenta en el proceso de selección de los rodachines, buscando aquellos que sean capaces de soportar dichas fuerzas con un amplio margen. Luego de tener el valor de esta fuerza se hacen sumatoria de momentos en el eje del brazo con el fin de ubicar el soporte que está en la parte de atrás de la base para asegurar un punto de apoyo y mejorar la estabilidad evitando un posible volcamiento.

5. Esfuerzo y Análisis de Falla

5.1. Brazo

El mecanismo utiliza dos actuadores lineales neumáticos cada uno se encarga de aplicar la fuerza necesaria a su brazo correspondiente para realizar el levantamiento del barril. En el diagrama de cuerpo libre simplificado para cada brazo (Figura 22) se pueden observar las fuerzas que actúan sobre él:

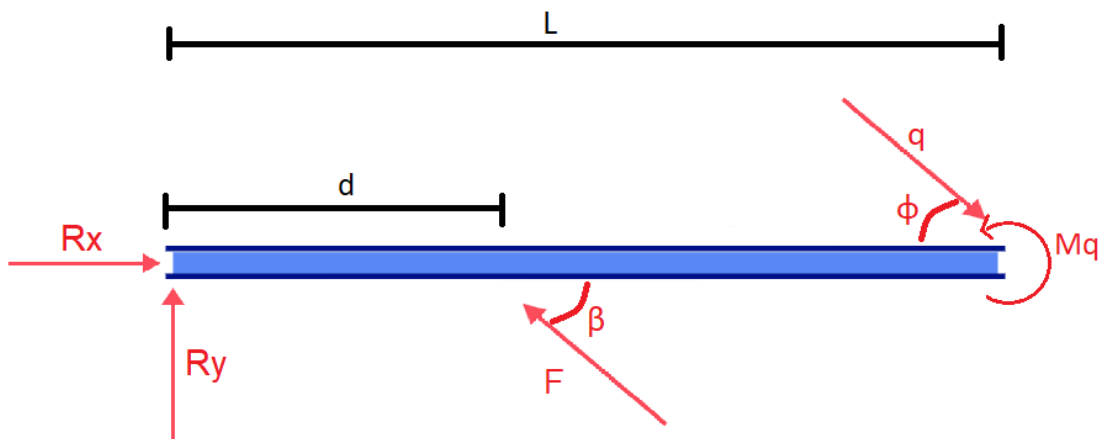


Figura 22: Diagrama de cuerpo libre del brazo

Tomando un sistema de referencia donde el eje X se encuentra sobre la longitud del brazo se tiene que las reacciones R_x y R_y provenientes de un apoyo tipo pasador que conecta el extremo izquierdo del brazo a la base. La fuerza F aplicada por el cilindro, en dirección del ángulo β y a una distancia d del apoyo. Finalmente, se tiene la carga q debida al barril que se quiere levantar en dirección del ángulo ϕ y el momento M_q debido al torque que realiza el servomotor para lograr la rotación del barril.

Realizando sumatoria de momentos en el apoyo, se puede encontrar una expresión para la fuerza F en función de la carga q , la longitud L del brazo, la distancia hasta el apoyo d y el ángulo β al cual se aplica la fuerza F del cilindro:

$$\sum M = -q(\sin \phi) * L + F(\sin \beta) * d + M_q = I * \alpha \quad (16)$$

Con base en el análisis cinemático realizado (Figura 4) la aceleración angular experimentada por el brazo es muy pequeña ($\alpha_{max} = 3.8 \times 10^{-3} \text{ rad/s}^2$), por lo que se considera despreciado obteniendo de esta manera un caso estático.

$$\sum M = -q(\sin \phi) * L + F(\sin \beta) * d + M_q = 0 \quad (17)$$

Despejando F obtenemos:

$$F = \frac{q(\sin \phi) * L - M_q}{\sin \beta * d} \quad (18)$$

Realizando sumatoria de fuerzas en y para despejar la reacción R_y :

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_y + F \sin(\beta) - q \sin(\phi) &= 0 \\ R_y &= -F \sin(\beta) + q \sin(\phi) \end{aligned} \quad (19)$$

Finalmente, realizando sumatoria de fuerzas en x , podemos encontrar una expresión para la reacción R_x :

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ R_x - F \cos(\beta) + q \cos(\phi) &= 0 \\ R_x &= F \cos(\beta) - q \cos(\phi) \end{aligned} \quad (20)$$

Esta expresión nos permite observar la relación que presentan las variables geométricas respecto a las reacciones de fuerzas obtenidas. En el caso del cilindro la longitud y carga en el brazo están directamente relacionadas con la fuerza aplicada. Por otro lado se obtendrá la mayor eficiencia de la fuerza aplicada cuanto mas cercano el ángulo β se encuentre a 90° . Dado que éste es un ángulo relativo a 2 piezas móviles, ésta no es tarea fácil de realizar.

Dada la forma del brazo y el tipo de carga que se encuentra aplicada sobre él se puede realizar un análisis de flexión de vigas. Para ello se hallan las expresiones correspondientes a la fuerza cortante V y al momento flector M_f , ya que con ellos se encuentran los esfuerzos en el brazo. Partiendo desde el apoyo tipo pasador que une el brazo a la base, se analizan los esfuerzos producidos sobre la sección del brazo que se encuentra a la izquierda del punto de aplicación de la fuerza F :

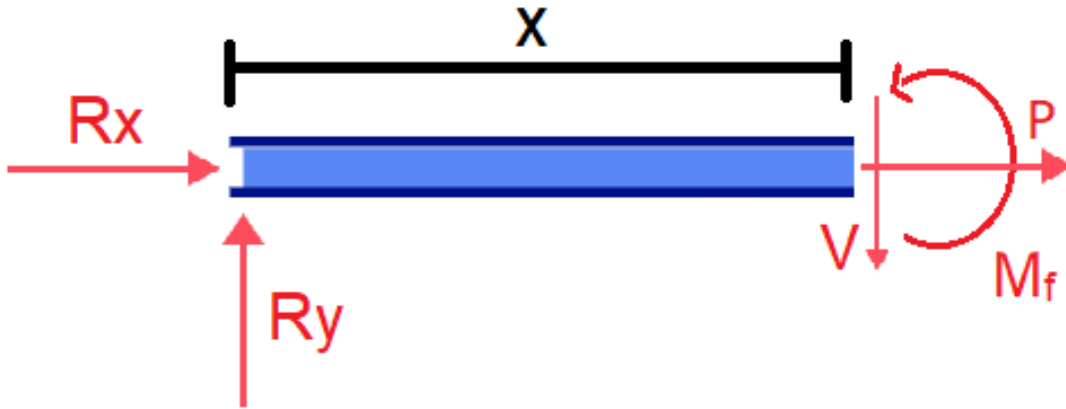


Figura 23: Fuerza Cortante y Momento Flector

Realizando un corte a través de sección de la pieza y usando las ecuaciones de equilibrio, encontramos que:

$$P = -R_x \quad (21)$$

$$V = -R_y \quad (22)$$

$$M_f = R_y * x \quad (23)$$

Observando varios casos donde se varía el punto de aplicación de la fuerza F , encontramos que la fuerza cortante máxima V es de la misma magnitud que la reacción R_y mientras F se aplique a una distancia menor o igual que la mitad de la longitud del brazo L . Si F se ubica a una distancia mayor que la mitad de la longitud del brazo, la fuerza cortante máxima V será igual que la carga $q * \sin(\phi)$. Por otro lado, el momento flector máximo M_f es igual a la reacción R_y multiplicada por la distancia d donde se aplica la fuerza del cilindro.

$$\begin{aligned} V_{max} &= R_y && \text{para } d \leq L/2 \\ V_{max} &= q * \sin(\phi) && \text{para } d > L/2 \end{aligned} \quad (24)$$

Y para cualquier caso:

$$M_{Fmax} = R_y * d \quad (25)$$

Teniendo en cuenta que se considera el brazo como una viga donde prima los esfuerzo causado por la deflexión sufrida, se selecciona un perfil de viga rectangular

hueca, debido a que presenta un alto momento de inercia respecto a la cantidad de material necesario, a diferencia de una barra maciza, lo que lo hace una excelente elección cuando la flexión es la principal carga ejercida en lugar de una carga de compresión o tensión a lo largo de la viga.

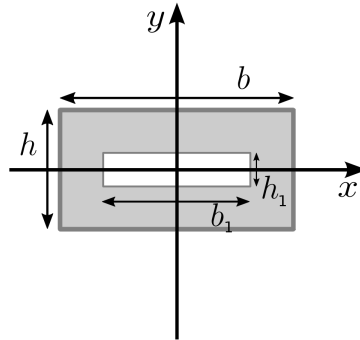


Figura 24: Perfil de viga seleccionado

La Figura 24 representa el tipo de perfil definido para realizar la estructura, para el cual su momento de inercia con respecto al eje de interés es:

$$I_x = \frac{bh^3 - b_1h_1^3}{12} \quad (26)$$

El momento de inercia del perfil es utilizado para encontrar el esfuerzo normal máximo debido al momento flector y el esfuerzo cortante máximo, por medio de las expresiones:

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Fmax} * c}{I} \quad (27)$$

$$\tau_{Max} = \frac{V_{max} * Q}{I * t} \quad (28)$$

Tomando en cuenta todos los parámetros, se usa la herramienta computacional Matlab, con el fin de poder crear un programa que nos permita calcular las reacciones, cargas y esfuerzos ejercidos en el brazo; y poder realizar los cálculos de forma paramétrica. De esta manera, se pueden realizar cambios iterativos en el diseño de la estructura sin la necesidad de realizar modificaciones al proceso de cálculo establecido.

5.1.1. Análisis ciclo de carga

Como punto de partida para realizar el análisis del ciclo de carga en el brazo, se definen los parámetros geométricos del mismo, el ángulo de aplicación de la fuerza

del cilindro inicial, la carga inicial (máxima en este instante ya que el barril se está vaciando con el tiempo) y el ángulo con el que se aplica en el extremo del brazo:

- $L=1.5$ m
- $d=1.0$ m
- $\beta_0 = 67^\circ$
- $q_0=q_{0total}/2 = 961.4$ N
- $\phi_0 = 40^\circ$
- $M_{q_0} = 0$ N·m ya que al inicio no está girando el barril (Figura 18).

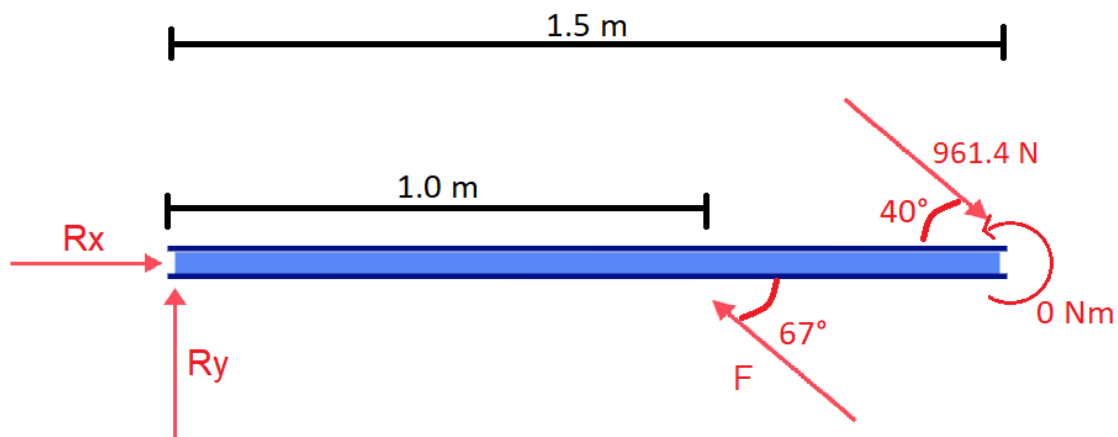


Figura 25: Diagrama de cuerpo libre del brazo en el instante inicial

Con las expresiones que se definieron previamente, se calcula la variación de la carga y su ángulo de aplicación con respecto al tiempo, la fuerza requerida por el actuador, el ángulo con el que se aplica y las reacciones en el apoyo para cada instante del movimiento. Obteniendo:

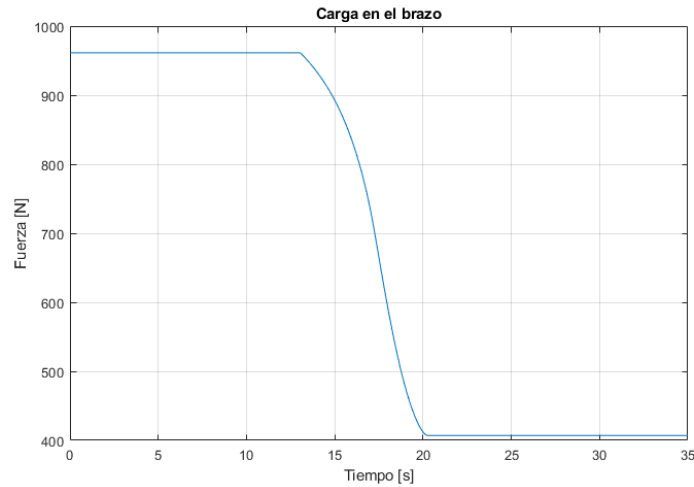


Figura 26: Carga en el brazo con respecto al tiempo

La carga es máxima al inicio del movimiento, ya que se compone por el peso del barril lleno y del peso motor y abrazadera del sistema. El barril se va desocupando a medida que rota, así que la carga va disminuyendo hasta llegar a la carga mínima, compuesta por el peso del barril vacío, el motor y la abrazadera.

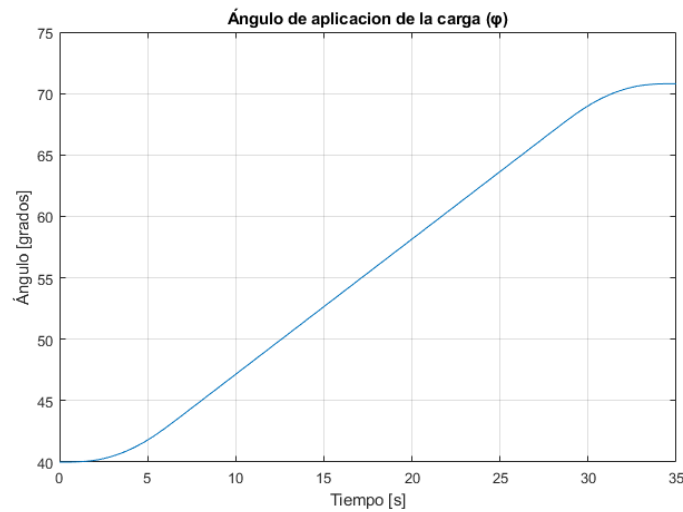


Figura 27: Ángulo de la carga con respecto al tiempo

A medida que el brazo se va alzando, el ángulo de la carga con respecto de este aumenta, hasta llegar a la elevación final.

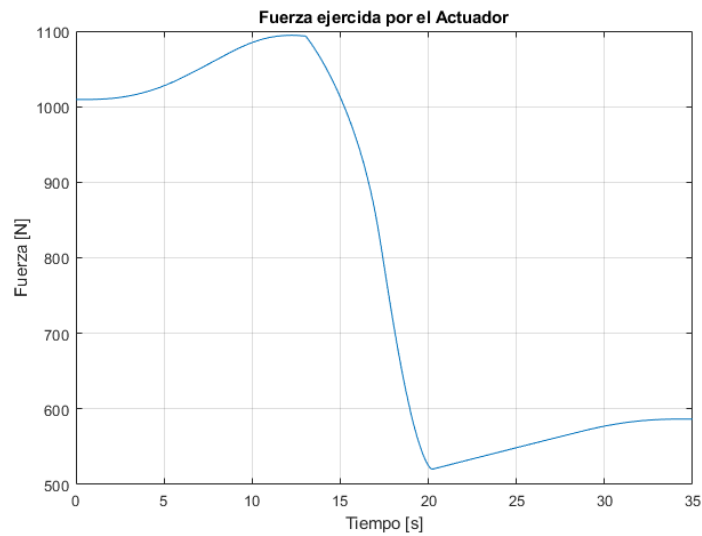


Figura 28: Fuerza del actuador con respecto al tiempo

El actuador ejerce su fuerza máxima en el segundo 12, que es cuando la carga es mas vertical con respecto al brazo antes de que empiece su proceso de rotación y vaciamiento respectivo.

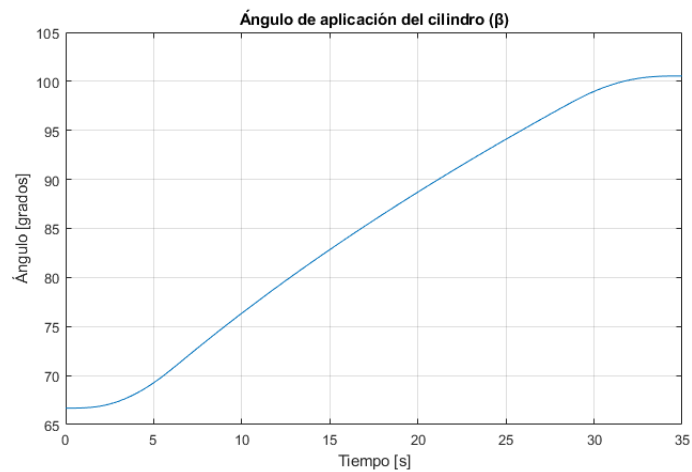


Figura 29: Ángulo de la fuerza del actuador con respecto al tiempo

La aplicación del actuador se hace mas vertical ha medida que se alza el brazo, desde los 67 hasta los 101 grados.

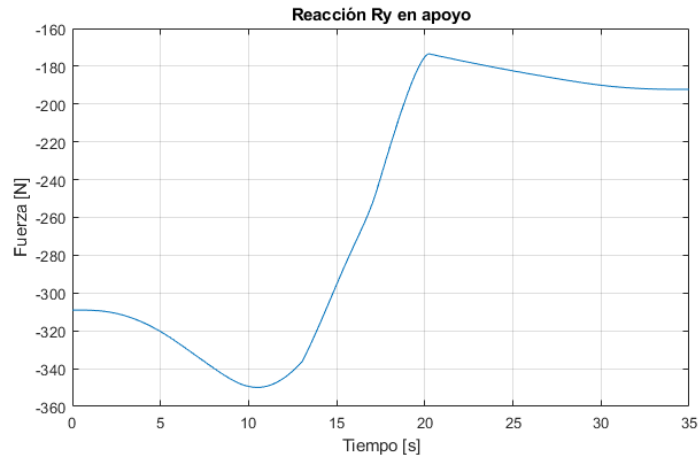


Figura 30: Reacción Ry con respecto al tiempo

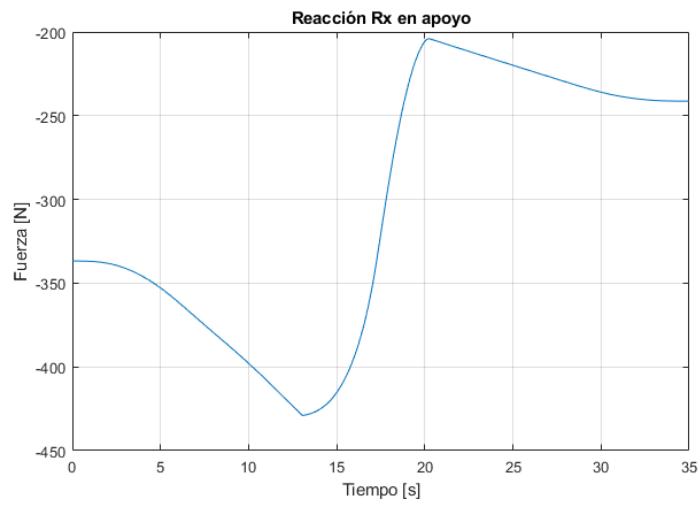


Figura 31: Reacción Rx con respecto al tiempo

Con los valores de R_y obtenidos, se puede obtener el momento flector máximo en el brazo en cada momento del movimiento, que se da en donde se ubica el actuador, obteniendo:

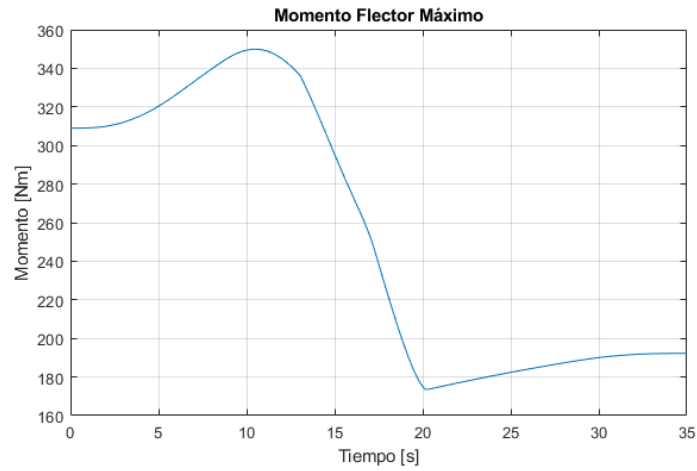


Figura 32: Momento flector máximo con respecto al tiempo

Como la carga varía, se puede hallar un sistema equivalente tanto como para el caso del momento flector máximo, como del momento flector mínimo. Para estos casos, se hallan los diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector.

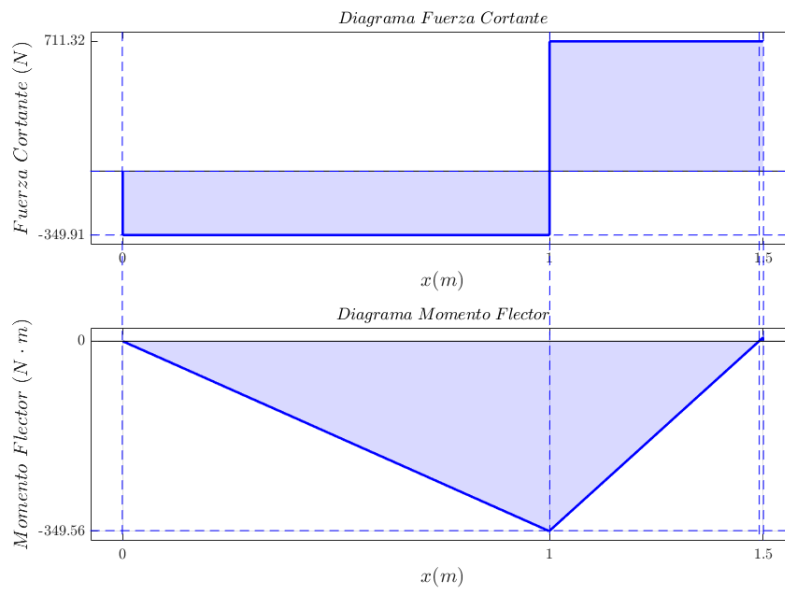


Figura 33: Fuerza Cortante y Momento Flector caso máximo

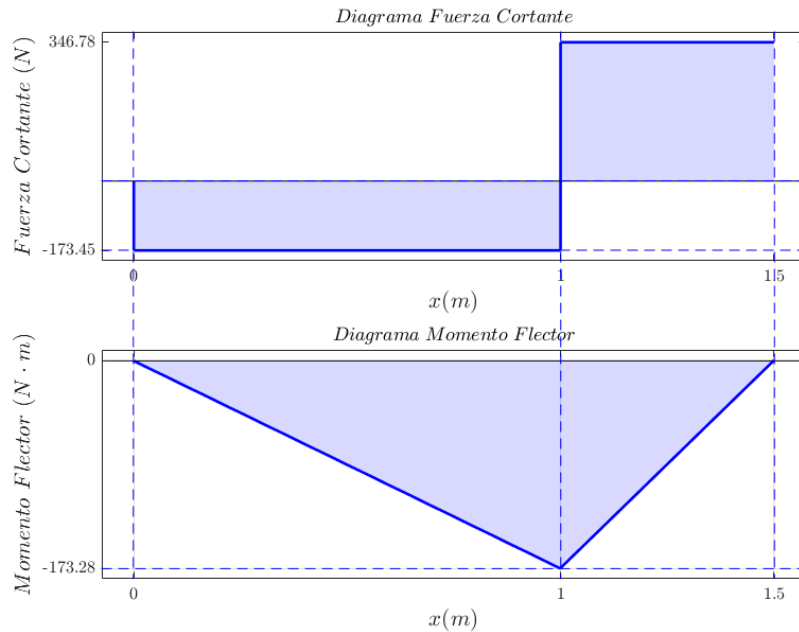


Figura 34: Fuerza Cortante y Momento Flector caso minimo

Para realizar los cálculos de esfuerzos en el brazo, se elige un tubo con sección rectangular de medidas $10 \times 4 \text{ cm}$ con un espesor de pared de 4 mm y una longitud de $1,5 \text{ m}$ [5].



Figura 35: Perfil rectangular comercial

Para este perfil, se calcula un momento de inercia $I_x = 1.44 \times 10^{-6} \text{ m}^4$. Con base en el perfil seleccionado, se calcula el esfuerzo máximo por flexión en el brazo a medida que se realiza el movimiento:

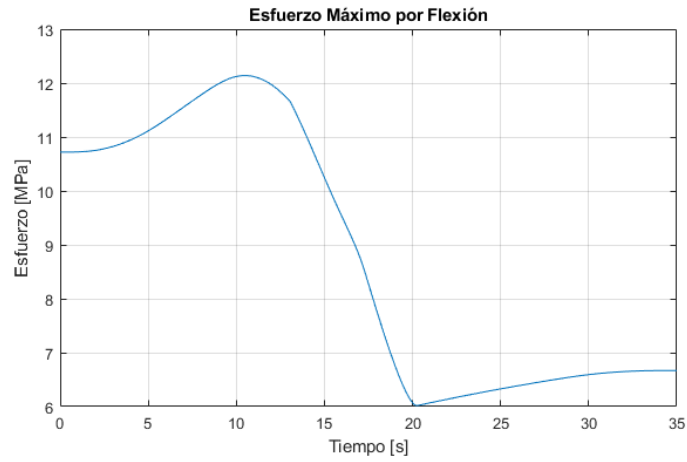


Figura 36: Esfuerzo Máximo por Flexión con respecto al tiempo

Por otro lado, también se tiene un esfuerzo normal por fuerza axial, debido a la componente horizontal de la carga q .

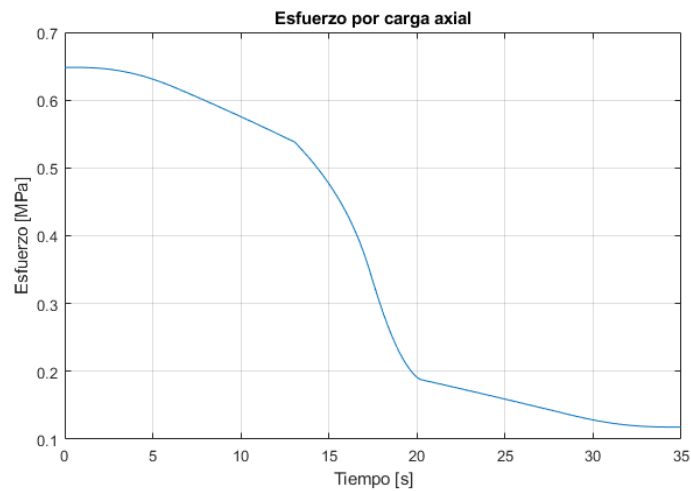


Figura 37: Esfuerzo por Carga axial con respecto al tiempo

Teniendo en cuenta el esfuerzo normal por flexión y por carga axial, se halla el esfuerzo normal máximo en el brazo en cada instante del movimiento.

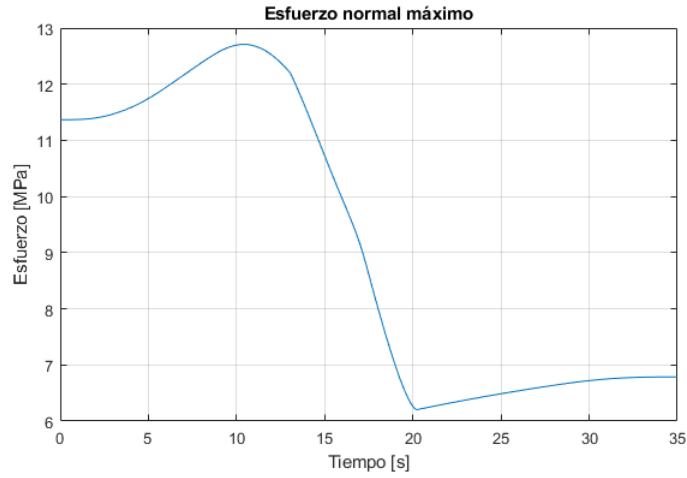


Figura 38: Esfuerzo Normal Máximo con respecto al tiempo

Debido a que la carga varía con el tiempo, el estado de esfuerzos del brazo también. Así que a partir de la última gráfica podemos encontrar la componente máxima y mínima del esfuerzo variante:

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= 12.71 \text{ Mpa} \\ \sigma_{min} &= 6.21 \text{ Mpa}\end{aligned}\tag{29}$$

Con las componentes anteriores, se halla la componente alternante y media del esfuerzo:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 3.25 \text{ Mpa} \\ \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 9.46 \text{ Mpa}\end{aligned}\tag{30}$$

5.1.2. Concentrador de esfuerzos

Teniendo en cuenta que en ambos extremos de los brazos se tienen agujeros donde se deben ubicar los pasadores que unen los brazos a la base y el eje de salida del motorreductor, se calculan los factores de concentración de esfuerzos para dichos casos, basados en los diagramas para placas con pasador en agujero [4].

Para el eje del motor se tiene un diámetro de $0.038m$ mientras que para los pasadores se tiene un diámetro de $0.033m$, para ambos casos el centro de los agujeros se encuentra a la misma distancia del borde del perfil y el ancho de éste es constante a lo largo de toda la longitud, por lo que obtenemos las siguientes relaciones:

$$\frac{h}{w} = 0.5 \quad \frac{d_1}{w} = 0.38 \quad \frac{d_2}{w} = 0.33 \quad (31)$$

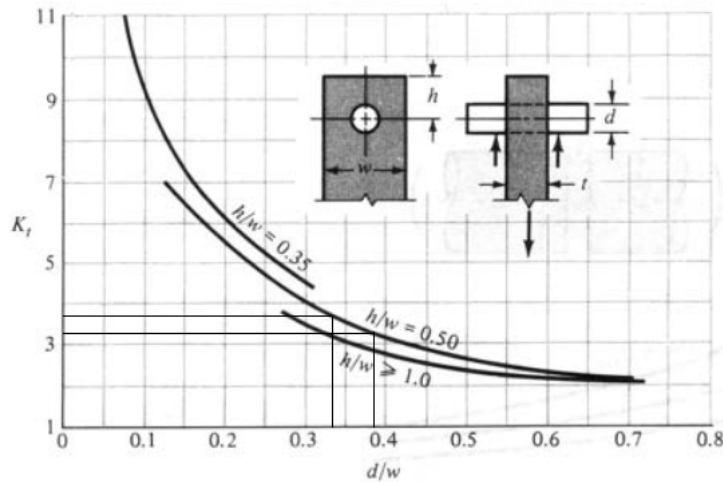


Figura 39: Diagrama usado para el cálculo de los concentradores de esfuerzos

Ya que la geometría del perfil es igual en toda su longitud y los pasadores tienen un diámetro similar al eje del motorreductor, terminamos con el mismo factor para ambos casos:

$$K_t = 4 \quad (32)$$

5.2. Fatiga en Brazo

Debido a que el brazo no se encuentra en un estado constante de esfuerzos, se debe hacer un análisis de fatiga en el mismo.

5.2.1. Concentrador de esfuerzo en fatiga

Para encontrar el concentrador de esfuerzos en fatiga, se parte del concentrador estático al cual se le aplica factor sensibilidad a la muesca q , por medio de la relación:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad (33)$$

Donde la sensibilidad a la muesca se define como:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (34)$$

En este caso, \sqrt{r} se trata de la raíz cuadrada del radio de la muesca en pulgadas (en este caso el orificio tiene 0.75 in de radio) y \sqrt{a} es una constante que depende de S_{ut} (0.108 para $S_{ut} = 60ksi$). Reemplazando, obtenemos $q = 0.889$.

Reemplazamos Kt y q en 33:

$$K_f = 3.667 \quad (35)$$

Para asegurarnos de que el K_f hallado es correcto, se debe verificar que:

$$K_f * |\sigma_{max}| < Sy \quad (36)$$

Reemplazando, se evidencia que se cumple la condición anterior.

$$3.667 * |12.71MPa| = 46.61MPa < 345MPa \quad (37)$$

A continuación, se aplica el concentrador de esfuerzo en fatiga a la componente máxima, alternante y media del esfuerzo. Por otro lado, se trata de un estado de esfuerzo uniaxial, así que los esfuerzos equivalentes de Von Mises serán iguales a los calculados:

$$\begin{aligned} \sigma'_{max} &= 3.667 * 12.71 = 46.61 \quad MPa \\ \sigma'_a &= 3.667 * 3.25 = 11.93 \quad MPa \\ \sigma'_m &= 3.667 * 9.46 = 34.7 \quad MPa \end{aligned} \quad (38)$$

5.2.2. Factores de corrección resistencia a fatiga

A partir del límite teórico de fatiga $S_{e'}$ se encuentra la resistencia a la fatiga S_e , aplicando los factores de corrección para esta situación en específico, según Norton [6] para aceros con $S_{ut} < 1400MPa$ se tiene que $S_{e'} = 0.5S_{ut}$ a continuación se presentan los valores de factor de corrección:

- Factor de carga: En el brazo prima el esfuerzo producido por flexión por lo que se asigna el factor $c_{carga} = 1$
- Factor de tamaño: para piezas que cumplen $8mm < d < 250mm$ se tiene un factor de tamaño

$$c_{tamano} = 1.189d^{-0.097} \quad (39)$$

Donde d representa el diámetro equivalente, el cual para sección no circulares dependerá del área A_{95} (área que se encuentra sometida a un esfuerzo mayor al 95 % del máximo) para un perfil prismático se tiene que $A_{95} = 0.05bh$

$$A_{95} = 0.05bh \quad A_{95} = 0.05 * 50mm * 100mm \quad A_{95} = 250mm^2 \quad (40)$$

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} \quad d_{equiv} = 57mm \quad (41)$$

$$c_{tamano} = 1.189d^{-0.097} \quad (42)$$

$$c_{tamano} = 0.80$$

- Factor de superficie: el acabado superficial puede incidir en la formación de grietas y por ende afecta la fatiga que es capaz de soportar la pieza, se asume que se fabricó mediante un proceso de rolado en caliente.

$$c_{sup} = AS_{ut}^b \quad (43)$$

$$c_{sup} = 57.7 * 428MPa^{-0.718}$$

$$c_{sup} = 0.744$$

- Factor de temperatura: los procesos térmicos afectan la resistencia a la fatiga de un material. A menor temperatura los materiales empiezan a experimentar mayor fragilidad y a muy altas temperaturas empiezan a experimentar fluencia, mientras que a temperaturas no tan altas presentan liberación de esfuerzos. Se asume a temperatura ambiente por lo que el factor de temperatura no afectará la fatiga.

$$c_{Temp} = 1 \quad (44)$$

- Factor de confiabilidad: Dada la existencia de un margen en el comportamiento del material se introduce este factor de seguridad que la confiabilidad que se tiene de que la pieza no fallará bajo las condiciones de carga a las cuales está sometida. Se asume un porcentaje de confiabilidad del 90 %.

$$c_{conf} = 0.897 \quad (45)$$

Aplicando los factores de corrección se tiene una resistencia a la fatiga de $S_e = 114.75MPa$

$$S_e = c_{carga} * c_{Tamano} * c_{Sup} * c_{Temp} * c_{conf} * S_{e'}$$

$$S_e = 1 * 0.80 * 0.744 * 1 * .897 * 214MPa \quad (46)$$

$$S_e = 114.75MPa$$

5.2.3. Diagrama SN

El diagrama S/N de Wohler es una de las herramientas mas ampliamente usadas en el estudio de fatiga, se caracteriza por establecer una relación exponencial entre la resistencia de un material y el número de ciclos al cual es sometido $S(N) = a * N^b$ es importante resaltar que el diagrama se divide en dos zonas una de bajo ciclaje y una de alto ciclaje, donde S_m es la resistencia del material en el límite entre ambas bandas. Cada zona tiene ecuaciones diferentes que establecen la relación entre número de ciclos y la resistencia del material, sin embargo ambas son de la forma $S(N) = a * N^b$.

El número de ciclos correspondiente al punto S_m varía según diferentes fuentes pero, tomando en el libro de Norton [6] este lo define como 10^3 ciclos, un número de ciclos por debajo de este valor se considera de bajo ciclaje mientras que un número por encima de este valor se considera de alto ciclaje hasta el punto S_e (ubicado a 10^6 ciclos) en materiales dúctiles como el acero donde a partir de este punto el material se considera a vida infinita y por ende un aumento en el número de ciclos no incidirá en la resistencia del material.

Dada que la definición de Wholer es más práctico realizar el diagrama S/N utilizando un diagrama semilogarítmico donde la relación se puede representar mediante una función lineal, la cual se puede resolver encontrando la pendiente de la línea y evaluando en un punto para hallar el intercepto y . Dado el requisito de vida útil, la pieza se encuentra en la categoría de análisis de fatiga de alto ciclaje ubicada en la franja de 10^3 a 10^6 ciclos, por lo que se utiliza las parejas de puntos ($10^3, S_m$) y ($10^6, S_e$).

$$\begin{aligned}
 y &= m * x + b \\
 S(N) &= m * \log(N) + b \\
 m &= \frac{S_e - S_m}{\log(10^6) - \log(10^3)} \\
 m &= \frac{S_e - S_m}{3}
 \end{aligned} \tag{47}$$

Evaluando para el punto ($10^3, S_m$) se despeja el intercepto y

$$\begin{aligned}
 S_m &= \frac{S_e - S_m}{3} * \log(10^3) + b \\
 b &= 2 * S_m - S_e
 \end{aligned}$$

Según Norton [6] para materiales tipo acero es válida la siguiente aproximación:

- $S_m = 0.9S_{ut}$ para flexión
- $S_m = 0.75S_{ut}$ para carga axial

Definidos los valores de resistencia S_{ut} , S_m y S_e se puede realizar el diagrama SN (Figura40) para obtener la resistencia a la fatiga según el número de ciclos a ser cargado.

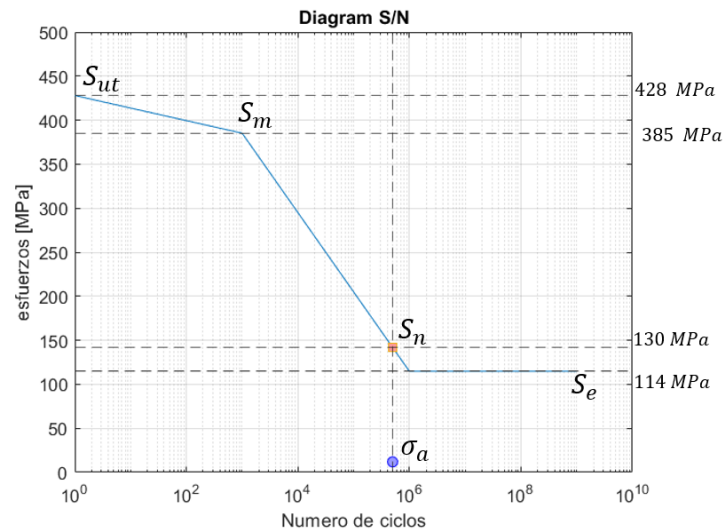


Figura 40: Diagrama S/N

Obteniendo finalmente que la resistencia a la fatiga a alto ciclaje está dada por la ecuación 48, la cual está definida con base en las resistencias S_m y S_e del material.

$$S(N) = \frac{S_e - S_m}{3} * \log(N) + (2S_m - S_e)$$

$$S(5 * 10^5) = \frac{114.75MPa - 385MPa}{3} * \log(5 * 10^5) + (2 * 385MPa - 114.75MPa)$$

$$S_n = 141MPa$$

(48)

5.2.4. Diagrama de Goodman

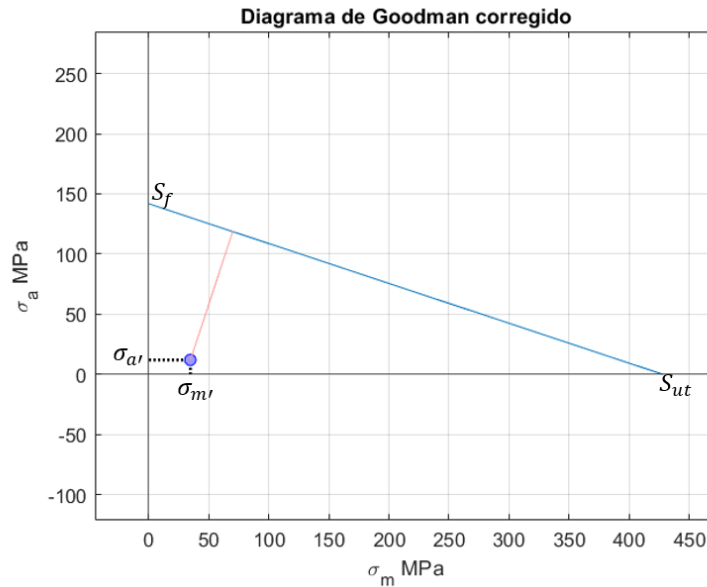


Figura 41: Diagrama Goodman corregido

Cuando se tiene un ciclo de carga con un esfuerzo medio diferente de cero se pueden utilizar los diagramas de esfuerzo medio σ_m VS esfuerzo alternante σ_a donde existen diferentes curvas que establecen el límite de resistencia a la fatiga, como lo son la línea de Gerber, línea de Goodman y de Soderberg. Para el análisis se escoge la línea de Goodman modificada (Figura 42 por ser un criterio de diseño balanceado, ubicando el estados de esfuerzos $\sigma_{m'}$ y $\sigma_{a'}$ se calcula un factor de seguridad a la fatiga. Norton describe 4 situaciones de comportamiento de los esfuerzos. Se escoge la situación de esfuerzos tipo 4 ya que se considera que el esfuerzo alternante y medios son independientes.

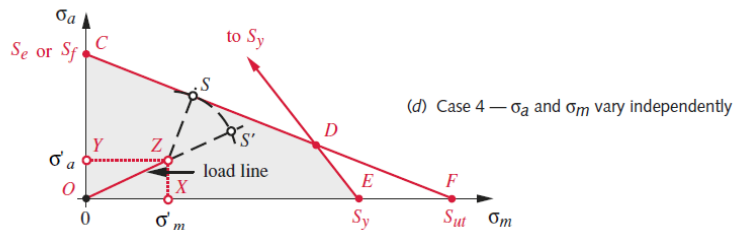


Figura 42: situación de esfuerzo tipo 4

Debido a la situación de esfuerzos escogidos la falla ocurre donde la línea de Goodman se encuentre más cercana al estado de esfuerzos, esta situación se produce cuando la línea **ZS** es perpendicular a **CF** y el factor de seguridad define en términos de las distancias entre estos puntos (eq 49).

$$N_f = \frac{OZ + Z_s}{Z_s} N_f = \frac{36.67MPa + 112MPa}{36.67MPa} N_f = 4.0 \quad (49)$$

5.3. Pasadores, orejas y ejes

5.3.1. Pasadores y orejas

Como en la máquina se encuentran dos cilindros, cada uno necesita de dos orejas y dos pasadores para ser sujetados. Estas orejas serán hechas a partir del mismo perfil rectangular utilizado en los brazos de la máquina, el material de estos perfiles es acero AISI 1015 con resistencia a la fluencia de $S_y = 345 MPa$, y al igual que las orejas, los pasadores serán hechos del mismo material. Con este valor de resistencia a la fluencia, un factor de seguridad de 5 y utilizando el criterio de falla de Tresca podemos calcular el cortante en el pasador

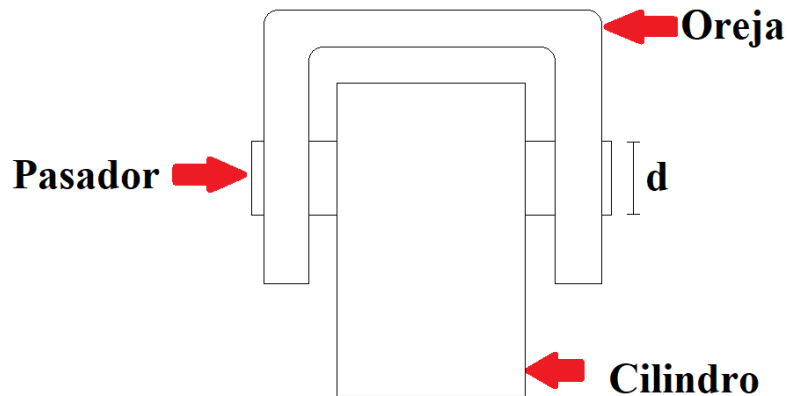


Figura 43: Esquema unión pasadores, oreja y cilindros

$$N = \frac{S_y}{\tau}$$

$$\tau = \frac{S_y}{2N}$$

$$\tau = \frac{345 \text{ MPa}}{2 * 5} = 34.5 \text{ MPa}$$

Con esta ecuación sabemos que el cortante máximo que soporta un pasador de este material es de 34.5 MPa y por definición de cortante

$$\tau = \frac{F}{A}$$

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

donde F es igual a la fuerza máxima que realiza el cilindro, ésto debido a que es un elemento sometido a dos fuerzas. Si observamos la Figura 28, la fuerza máxima que ejerce el cilindro es 1100 N, por lo tanto:

$$\tau = \frac{1100 \text{ N}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \tag{50}$$

Despejando el diámetro de la ecuación 50, obtenemos que el diámetro mínimo para que el pasador no falle por cortante es 6.37 mm

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi\tau}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1100 \text{ N}}{\pi \cdot 34.5 \text{ MPa}}}$$

$$d_{min} = 6.37 \text{ mm}$$

Debido que la superficie de contacto de los pasadores es mayor que la de las orejas, es conveniente calcular el esfuerzo de aplastamiento en las orejas primero, y al igual que los pasadores utilizamos un factor de seguridad de 5

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

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

$$\sigma = \frac{345 \text{ MPa}}{5} = 172.5 \text{ MPa}$$

Luego por definición de esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde el área en esta ecuación es la superficie curva de la oreja pero por simplicidad de cálculos se utiliza el área transversal del pasador, con e como espesor (Espesor del perfil rectangular) y la mitad de la fuerza debido a que son dos paredes por donde pasa el pasador (Figura 43)

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{d \cdot e} \\ d &= \frac{F}{\sigma \cdot e} \\ d &= \frac{550 \text{ N}}{172.5 \text{ MPa} \cdot 4 \text{ mm}} \\ d_{min} &= 0.8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Por último, queda calcular el diámetro mínimo por esfuerzo de aplastamiento en el pasador. Como el pasador es del mismo material que la oreja, el único valor que cambia es el espesor, que en el caso del pasador sería el ancho del soporte, este ancho se toma según la lista de accesorios que proporciona el fabricante del cilindro. Debido a las condiciones de apoyo que debe cumplir el cilindro escogimos una brida basculante y una rótula en el extremo del vástago para un cilindro de 80mm (ver Figura 44). Con este valor de diámetro nos queda un ancho de 25 mm y un diámetro de pasador de 20 mm.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{d \cdot e} \\ d &= \frac{F}{\sigma \cdot e} \\ d &= \frac{1100 \text{ N}}{172.5 \text{ MPa} \cdot 25 \text{ mm}} \\ d_{min} &= 0.25 \text{ mm} \end{aligned}$$

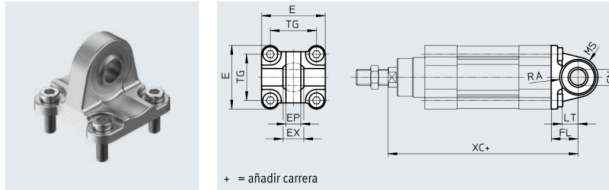
Como el valor mínimo por cortante y aplastamiento fue de 6.37 mm y el pasador que viene por defecto con el cilindro es de 20 mm, vemos que este pasador es más que suficiente. Solo faltaría calcular que la oreja no falle por el concentrador de esfuerzos, según la Figura 39, el valor de K_t depende de h/w y d/w , entonces

$$\begin{aligned} \frac{h}{w} &= 0.5 \\ \frac{d}{w} &= \frac{20 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 0.2 \end{aligned}$$

INFORME DE DISEÑO

Accesorios

Brida basculante
SNCS/CRSNCS/SNCS...-R3



Dimensiones y referencias de pedido

Para diámetro	CN		E		EP	EX	FL	LT	
[mm]	DSBC...	DSBC...-R3	DSBC...	DSBC...-R3					
80	20 ^{+0,018}	20-0,021/-0,04	92,2 ^{+0,8}	93 _{da}	+0,2	18	25	36	22

Denominación	Para diámetro	N.º art.	Código del producto
Cabeza de rótula SGS	32	★ 9261	SGS-M10x1,25
	40	★ 9262	SGS-M12x1,25
	50	★ 9263	SGS-M16x1,5
	63		
	80	★ 9264	SGS-M20x1,5
	100		
	125	10774	SGS-M27x2

Figura 44: Accesorios del cilindro

a lo que correspondería un valor aproximado de $K_t = 5.5$, si calculamos el esfuerzo máximo con estas nuevas dimensiones

$$\sigma = \frac{F}{d \cdot e}$$

$$\sigma = \frac{550 \text{ N}}{20 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm}}$$

$$\sigma = 6.875 \text{ MPa}$$

Obtenemos un factor de seguridad conservador

$$N = \frac{S_y}{K_t \cdot \sigma_{max}}$$

$$N = \frac{345 \text{ MPa}}{5.5 \cdot 6.875 \text{ MPa}}$$

$$N = 9.12$$

5.3.2. Ejes

La máquina cuenta con dos ejes, el primero se encuentra fijo a los brazos y permite que estos roten con respecto a la base. Para calcular el diámetro de este eje

se tienen en cuenta tres factores, el primero es que no falle por cortante, el segundo es que no falle por aplastamiento y el tercero es que no falle por la concentración de esfuerzos debido al cambio de radio en el eje. En este caso se escogió el mismo material que los perfiles, AISI 1015 con $S_y = 345 \text{ MPa}$.

Analizando por cortante con un factor de seguridad de 5 y un valor máximo de reacción de 545 N (Figura 31 y Figura 30)

$$N = \frac{S_y}{\tau}$$

$$\tau = \frac{S_y}{2N}$$

$$\tau = \frac{345 \text{ MPa}}{2 * 5} = 34.5 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{545 \text{ N}}{\pi \cdot d^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{F}{\pi \tau}}$$

$$d = \sqrt{\frac{545 \text{ N}}{\pi \cdot 34.5 \text{ MPa}}}$$

$$d_{min} = 2.24 \text{ mm}$$

El esfuerzo por cortante es mayor que el de aplastamiento por lo tanto se asume que el diámetro mínimo es 2.24, para que la pieza no falle por concentrador de esfuerzos en el eje se toma una relación de 1/3 respecto al cambio de diámetros, como el eje mayor es de 100mm, el eje que va conectado a la base tiene un diámetro de 33 mm y un radio en el cambio de ejes de 0.95

TABLA A-15
Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t (Cont.)

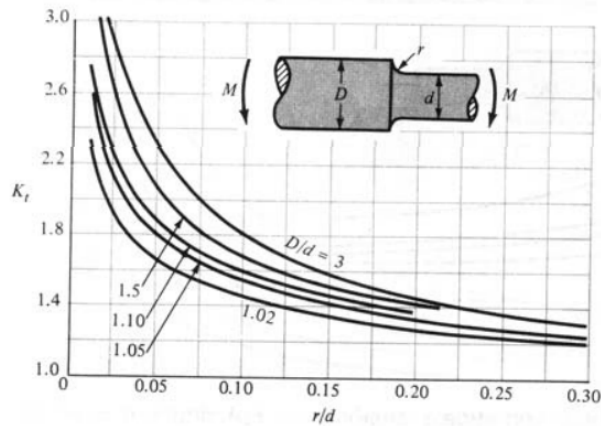


FIGURA A-15-9
Barra circular con entalle circunferencial sometida a flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$
e $I = \pi d^4/64$.

Figura 45: Concentrador en el eje

6. Componentes

6.1. Estructura

Para la fabricación de la estructura se utilizan perfiles rectangulares de 100x40 mm en acero AISI 1015 con resistencia a la fluencia de $S_y = 345 \text{ MPa}$

6.2. Actuadores Lineales

Los actuadores lineales seleccionados para la componente traslacional del movimiento son cilindros neumáticos de la empresa FESTO con referencia DSBC-80-550-PPVA-N3 normalizados bajo la norma ISO 15552. Estos cilindros fueron escogidos teniendo en cuenta que debían tener un tamaño adecuado para el montaje en la máquina (émbolo de diámetro 80mm), el largo adecuado para poder realizar el movimiento de forma óptima (carrera de 550mm), y la fuerza suficiente para poder mover la estructura de la forma esperada (Fuerza esperada de 3016N a presión de 600kPa)[7].

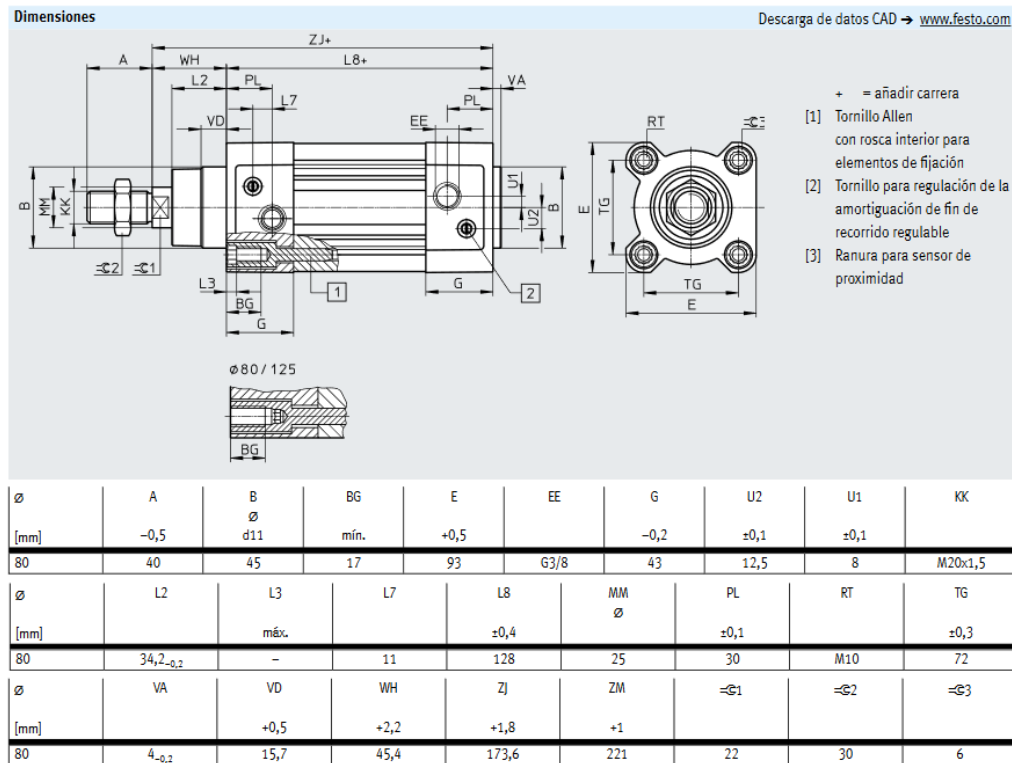


Figura 46: Plano del Cilindro Neumático DSBC-80-500-PPVA-N3

En la figura 46 se observa el plano del cilindro neumático, con las medidas que se usaron para introducirlo en el modelo planteado.

6.3. Motorreductor

El motor escogido para la componente rotacional del movimiento es un motorreductor de la empresa Rossi con referencia MR 2IV 80 - 14 × 160 de dos engranajes cilíndricos y tornillo sinfín, con una potencia nominal de 250W, torque máximo de 90Nm y velocidad angular de salida de 1.49rpm [2]. Este motor permite aproximarse a la velocidad promedio requerida para realizar el movimiento, siendo relativamente pequeño para poder ubicarse en la punta del mecanismo del brazo, para realizar el movimiento tal como es requerido puede que se necesiten realizar algunas modificaciones al pedido o añadir una reducción adicional, pero esto va más allá del alcance del proyecto.

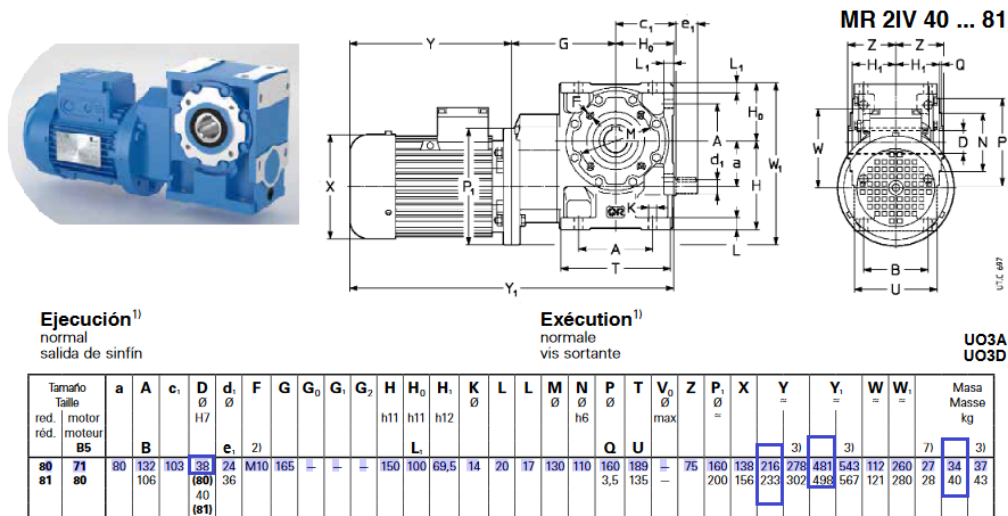


Figura 47: Plano del Motorreductor MR 2IV 80 - 14 × 160

En la figura 47 se observa el plano del motorreductor, con las medidas que se usaron para introducirlo en el modelo planteado.

Referencias

- [1] the cary company. *30 Gallon stainless steel drum*. URL: <https://www.thecarycompany.com/media/pdf/specs/26BSS3.pdf>.
- [2] Rossi Habasit Group. *Serie A: Reductores y motorreductores de sinfín*. Rossi S.p.A.
- [3] Chuck Lewin. *Mathematics of Motion Control Profiles*. URL: <https://www.pmdcorp.com/resources/type/articles/get/mathematics-of-motion-control-profiles-article>.
- [4] H. N. Hill M. M. Frocht. *Stress Concentration Factors around a central circular hole in a plate*. URL: http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/Tablas_Esf.pdf.
- [5] Consorcio metalúrgico Nacional COLMENA SAS. *PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR Negro y Galvanizado ASTM A500*. Tubos colmena.
- [6] Robert L. Norton. *DISEÑO DE MÁQUINAS. 4 Edición*. Pearson Edición mexicana, 2011.
- [7] FESTO S.A.S. *Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552*. FESTO.