

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA MANUAL DE BOTELLAS DE PLÁSTICO PET

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

Miguel Ángel Patiño Hummel

ASESOR: Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra

Lima, Abril de 2013

RESUMEN

Esta tesis pretende dar un aporte para el correcto tratamiento de las botellas de plástico PET (Tereftalato de Polietileno) al momento de ser desechadas a través del diseño y posterior construcción de una máquina que se encargue de compactar y almacenar dichos residuos.

Dado los requerimientos particulares de operación (lugares donde se ubicara la máquina por mencionar alguno), establecimos una serie de características a tener en cuenta en su diseño, entre las cuales se destacan: El accionamiento manual de la máquina, característica principal y punto de partida para el diseño de sus demás componentes. Diseño ergonómico debido a que se quiere un fácil uso de la misma por parte de cualquier persona, y en especial por parte de los niños quienes serán los principales usuarios. Elementos de seguridad que eviten cualquier accidente aquellas personas que operen la máquina, cabe destacar que los niños serán los principales usuarios de ahí el gran énfasis en este tema.

El diseño óptimo fue el resultado de un minucioso proceso de selección de las mejores alternativas tecnológicas que pudieran cumplir con las exigencias requeridas así como una exhaustiva evaluación técnica y económica de los diversos proyectos que se fueron elaborando hasta llegar a la mejor opción.

Se tuvo cuidado en evaluar mediante cálculos previos los componentes que estarán sometidos bajo gran esfuerzo y que pudieran fallar durante su servicio, de tal manera que al rediseñarlas puedan trabajar de forma segura y satisfactoria.

Incluimos los planos de fabricación de todos los componentes de la máquina así como los materiales necesarios para su construcción; además hemos elaborado un presupuesto especificando los costos relacionados con la fabricación de la misma, como también los costos de los materiales usados, su transporte, etc.

Finalmente esperamos que esta tesis sirva de referencia para aquellos que se encuentren realizando trabajos relacionados con el procesamiento de botellas de plástico PET de manera que tengan un punto de partida en cualquier etapa en la que se encuentren sus proyectos según sea el caso.





Dedicada a mis padres, Artemio

Patiño Vergara y Emilia Rosa

Hummel Cossio

ÍNDICE

· RESUMEN.....	i
· TEMA DE TESIS.....	ii
· DEDICATORIA.....	iii
· NOMENCLATURA.....	iv
· INTRODUCCIÓN.....	1
· OBJETIVOS.....	3
· JUSTIFICACIÓN.....	4
1. EVALUACIÓN DEL PROBLEMA.....	5
1.1 Exigencias del Diseño.....	5
1.2 Estado de la Tecnología.....	8
1.3 Funciones que Deberá Realizar la Máquina.....	12
2. PLANTEAMIENTO DE LA SOLUCIÓN.....	14
2.1 Concepto de la Máquina.....	14
2.2 Concepto Solución.....	15
2.2.1 Matriz Morfológica.....	15
2.2.2 Evaluación de los Conceptos de Solución.....	16
2.3 Proyecto Preliminar.....	18
2.3.1 Evaluación de los Proyectos Preliminares.....	19
2.3.1.1 Evaluación Técnica.....	20
2.3.1.2 Evaluación Económica.....	20
2.3.1.3 Coordenada Cartesianas de los proyectos Preliminares.....	20
2.4 Fuerza Necesaria para Compactar una Botella de Plástico.....	21
2.5 Proyecto Óptimo.....	24
3. DISEÑO Y CÁLCULO DETALLADO DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.....	29
3.1 Sistema de Compactado.....	29
3.1.1 Cálculo de la Palanca Compactadora.....	31

3.1.1.1	Cálculo de Reacciones sobre los Apoyos.	32
3.1.1.2	Diagrama de Fuerzas Internas.	34
3.1.2	Cálculo del Eje de la Palanca	35
3.1.2.1	Cálculo del Esfuerzo Torsor sobre el Eje	36
3.1.2.2	Cálculo del Esfuerzo Flector sobre el Eje	36
3.1.2.3	Verificación por Carga Estática.	37
3.1.2.4	Verificación por Fatiga.	38
3.1.3	Cálculo de la Palanca.	39
3.1.3.1	Cálculo de Esfuerzos sobre la Palanca.	40
3.1.3.2	Verificación por Carga Estática.	40
3.1.3.3	Calculo de Esfuerzos sobre el cordón de Soldadura.	41
3.1.3.4	Verificación por Carga Estática.	42
3.1.3.5	Verificación por Fatiga.	43
3.1.4	Cálculo de la Placa Compactadora	44
3.1.4.1	Cálculo de Uniones Soldadas.	45
3.1.4.2	Cálculo de los Esfuerzos sobre los Cordones de Soldadura.	46
3.1.4.3	Verificación por Carga Estática.	47
3.1.4.4	Verificación por Fatiga.	48
3.1.5	Cálculo de los Tornillos del Soporte	49
3.1.5.1	Elasticidad del Tornillo.	50
3.1.5.2	Elasticidad del Soporte.	50
3.1.5.3	Relación de Fuerzas.	51
3.1.5.4	Asentamiento.	51
3.1.5.5	Pérdida de Pretensión	51
3.1.5.6	Fuerza de Pretensión en Montaje	51
3.1.5.7	Verificación por Fatiga	51
3.1.5.8	Verificación por Presión Superficial	52
3.1.5.9	Verificación por Fluencia.	52
3.1.5.10	Momento de Ajuste.	53

3.1.6	Cálculo del Soporte.	54
3.1.6.1.	Verificación para la Bocina.	54
3.1.7	Cálculo del Resorte de Retorno	55
3.1.7.1	Cálculo de la Longitud del Resorte.	56
3.1.7.2	Fuerza Necesaria para Equilibrar el Resorte	57
3.2	Bastidor de la Máquina.	58
3.2.1	Análisis del Bastidor.	58
3.2.2	Cálculo de las Vigas.	60
3.2.2.1	Cálculo de la Viga 1.	61
3.2.2.1.1	Diagrama de Fuerzas Internas.	62
3.2.2.1.2	Cálculo de Uniones Soladas.	63
3.2.2.1.3	Cálculo del Esfuerzo sobre el Cordón de Soldadura.	64
3.2.2.1.4	Verificación por Carga Estática.	65
3.2.2.1.5	Verificación por Fatiga.	65
3.2.2.2.	Cálculo de la Viga 2.	67
3.2.2.2.1	Verificación por Carga Estática.	70
3.2.2.2.2	Verificación por Fatiga.	71
3.2.3	Cálculo del Perfil Transversal	72
3.2.3.1	Análisis de Deflexiones.	73
3.2.3.2	Análisis de Torsiones.	75
3.3	Sistema de Selección.	76
3.3.1	Cálculo del Contrapeso.	77
3.4	Sistema de Entrega de Premio.	79
4.	PLANOS.	81
5.	COSTOS DE FABRICACIÓN.	82
	CONCLUSIONES.	87
	BIBLIOGRAFÍA.	89

NOMENCLATURA

F	Fuerza	(N) .
K	Constante Elástica del Resorte	$(\frac{N}{mm})$.
M_f	Momento Flector	$(N \times mm)$.
M_t	Momento Torsor	$(N \times mm)$.
E	Módulo de Elásticidad del Acero	$(2.1 \times 10^5 \frac{N}{mm^2})$.
G	Módulo de Corte del Acero	$(8 \times 10^4 \frac{N}{mm^2})$.
I_0	Momento Polar de Inercia	(mm^4) .
I	Momento de Inercia	(mm^4) .
σ_f	Esfuerzo Flector	$(\frac{N}{mm^2})$.
τ	Esfuerzo Torsor	$(\frac{N}{mm^2})$.
σ_{fa}	Esfuerzo Alternante Flector	$(\frac{N}{mm^2})$.
τ_a	Esfuerzo Alternante de Corte	$(\frac{N}{mm^2})$.

σ_{fm}	Esfuerzo Flector Medio	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
τ_m	Esfuerzo Torsor Medio	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
σ_{eq}	Esfuerzo Equivalente	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
σ_{eqa}	Esfuerzo Equivalente Alternante	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
σ_{eqm}	Esfuerzo Equivalente Medio	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
σ_{lim}	Esfuerzo Límite	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
σ_{Adm}	Esfuerzo Admisible	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
σ_{lima}	Esfuerzo Límite Alternante	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
σ_b	Esfuerzo de Rotura	$\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.
ν	Factor Relacionado con la Carga Estática en Elementos de Máquinas.	
ν_1	Factor Relacionado con la Forma y Fuerza sobre el Cordón de Soldadura.	
ν_2	Factor Relacionado con la Calidad de Soldadura.	

FS	Factor de Seguridad.	
δ_s	Elasticidad del Tornillo	$(\frac{mm}{N})$.
d_k	Ancho de la Cabeza del Tornillo	(mm) .
b	Longitud Roscada del Tornillo	(mm) .
D_b	Diámetro del Agujero Pasante	(mm) .
$l_{s/r}$	Longitud sin Roscar	(mm) .
l_r	Longitud Roscada por la Tuerca	(mm) .
A_s	Sección de Tensión	(mm^2) .
A_3	Sección de la Raíz	(mm^2) .
δ_p	Elasticidad del Soporte	$(\frac{mm}{N})$.
l_k	Longitud del Tornillo Sometido a Esfuerzo	(mm) .
A_{eq}	Área Equivalente	(mm^2) .
Φ	Relación de Fuerzas.	
f_z	Asentamiento	(mm) .

F_z	Pérdida de Pretensión	(N).
α_a	Factor de Ajuste	
F_{kr}	Fuerza Residual	(N).
F_a	Fuerza Sobre cada Tornillo	(N).
F_m	Fuerza de Pretensión en Montaje	(N).
F_{SAa}	Fuerza Alternante	(N).
σ_a	Esfuerzo Alternante	$(\frac{N}{mm^2})$.
F_{Smax}	Carga Máxima en el Tornillo	(N).
P	Presión Superficial	$(\frac{N}{mm^2})$.
A_k	Superficie de Apoyo de la Cabeza del Tornillo	(mm^2) .
φ	Ángulo de la Hélice	(Rad).
ρ	Ángulo de Fricción Proyectado	(Rad).
d_2	Diámetro de Flanco	(mm).
μ_G	Coeficiente de Fricción entre Roscas Tornillo / Tuerca	
μ_k	Coeficiente de Fricción entre Placa / Tuerca	

INTRODUCCIÓN

Una de las consecuencias de esta era del consumismo por parte del hombre es la generación de residuos no biodegradables. Entre estos residuos tenemos a las botellas de plástico PET (Tereftalato de Polietileno) descartables que son tiradas irresponsablemente en playas, parques, pistas, etc. Esta tesis pretende contribuir de algún modo con el correcto tratamiento de estos residuos mediante el diseño de una máquina que permita compactar y almacenar las botellas de plástico para su posterior recojo y reciclaje.

Se apela a un diseño simple, compacto, de poco mantenimiento para lo cual se pensó en utilizar la fuerza proporcionada por la persona que opere la máquina, lo que nos llevó a incorporar un mecanismo de entrega de recompensa para alentar su uso.

Uno de los lugares donde se piensa colocar la máquina es en los colegios, lo que conllevó a un estudio riguroso en cuanto a seguridad se refiere, para lo cual se le a previsto de mecanismos que eviten accidentes a los niños que la manipulen.

Otro aspecto visto en el trabajo es el de la seguridad, pero en este caso por parte de la máquina para proteger sus diversos mecanismos que le permitan trabajar correctamente evitando así reparaciones en muy cortos periodos de tiempo.

Se dan todas las pautas necesarias para su fabricación, esto incluye los planos necesarios para su construcción como también los materiales que se emplearán debidamente justificados, haciendo uso de los conocimientos científicos y técnicos adquiridos durante nuestra estadía en esta casa de estudios.

Un aspecto importante para tener en cuenta y en el cual se enfatizó fue en el uso de mecanismos de accionamiento manual, debido a que se quiso que la máquina trabajase en lugares donde no se tuviese la facilidad de una conexión a la red eléctrica, lo cual también fue un factor que influyó en la decisión de optar por un sistema de compactado manual.

Además de lo dicho anteriormente, este trabajo trata de llevar un mensaje que intenta concientizar a las personas, en especial a los niños al cuidado del medio ambiente mediante el reciclado de productos no biodegradables para el legado de un mejor planeta para las futuras generaciones.



OBJETIVOS

Diseñar una máquina capaz de compactar y almacenar botellas de plástico PET descartables para su posterior recojo y reciclado.

Idear un mecanismo que compacte las botellas de plástico de manera simple y que a su vez, trabaje satisfactoriamente durante esta operación además, que los otros mecanismos que operan dentro de la máquina, tales como los de entrega de premio y seguridad tengan también estas mismas características.

Establecer los parámetros necesarios para el cálculo y dimensionamiento de los componentes de la máquina compactadora.

Crear un diseño que sea de fácil acceso para cualquier persona, esto incluye especialmente a los niños.

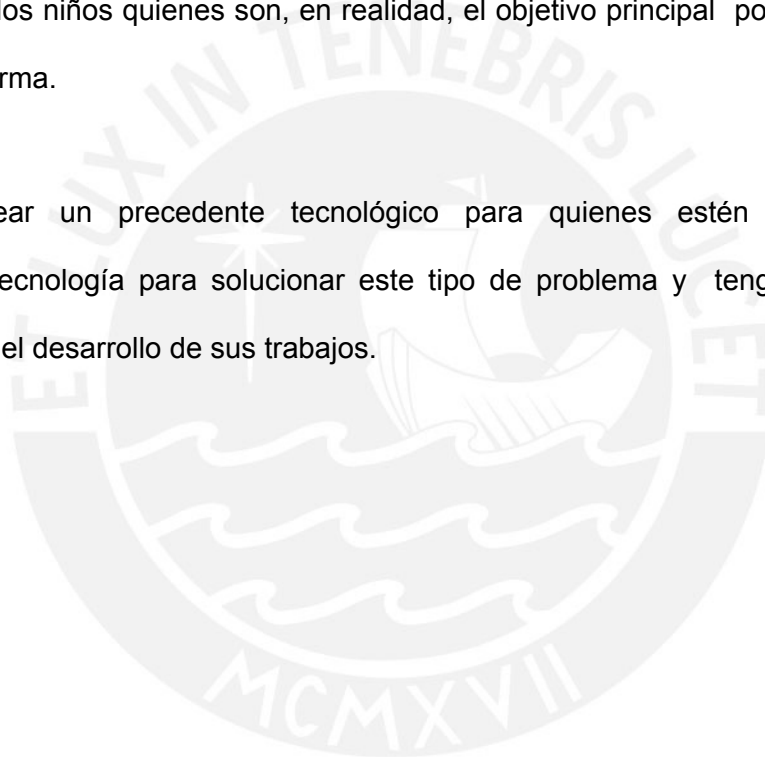
Contribuir con el aporte de ideas sencillas relacionadas con tecnologías dedicadas al reciclaje de botellas de plástico PET.

JUSTIFICACIÓN

Contribuir en parte con una solución para contrarrestar el efecto nocivo de los desperdicios (en nuestro caso las botellas de plástico PET) que son arrojados sin ningún reparo y que causan grandes problemas al medio ambiente.

Crear conciencia del cuidado del medio ambiente entre las personas, en especial de los niños quienes son, en realidad, el objetivo principal por el cual su diseño tomo esta forma.

Crear un precedente tecnológico para quienes estén interesados en desarrollar tecnología para solucionar este tipo de problema y tengan un punto de partida para el desarrollo de sus trabajos.



CAPÍTULO 1

EVALUACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 Exigencias del Diseño.

El primer paso que se debe tener presente para iniciar nuestro diseño es el de establecer los parámetros o requerimientos que debe satisfacer con las funciones que debe realizar nuestra máquina y que serán los que den forma y dimensión a los distintos mecanismos de que esta compuesta.

Estos parámetros o requerimientos deberán abarcar aspectos relacionados con el dimensionamiento (general o de sus componentes), tipo de energía que utiliza, materiales usados para su construcción, montaje y transporte de la máquina, etc; que nos ayudaran a visualizar las mejores alternativas de solución para llevarnos a concretar un diseño que satisfaga lo que se nos pide.

Otro aspecto que se tomara en cuenta es la prioridad que tendrá cada requerimiento, en cuanto se quiera que este sea necesariamente una exigencia o se establezca que sea un deseo el cual se quiere implementar.

A continuación presentamos nuestra lista con los diferentes parámetros o requerimientos ordenados de forma que empiecen de lo más básico a lo más riguroso en cuanto a exigencia se refiere.

Tabla 1.1 Lista de exigencias.

Proyecto	Máquina Compactadora de Botellas de Plástico PET
Deseo o Exigencia	Descripción
E	<p>Función Principal: La máquina debe compactar y almacenar botellas de plástico PET descartables para su posterior reciclado y a su vez entregar un premio por cada botella compactada.</p>
D	<p>Geometría: Tener una altura máxima de 1.3 metros y un ancho no mayor a 1 metro.</p>
E	<p>Fuerzas: La máquina debe ser lo suficientemente rígida como para mantener su estabilidad durante la operación de compactado.</p>
D	<p>Cinemática: El recorrido de los mecanismos de la máquina deben ser lo más cortos posibles.</p>
E	<p>Energía: La energía utilizada en la máquina debe de ser del tipo mecánica suministrada por la persona que opera la máquina.</p>
D	<p>El sistema que controla la entrega del premio debe ser del tipo mecánico.</p>
E	<p>Materia: Para su construcción deben usarse materiales con buenas propiedades de dureza, resistencia y tenacidad, además que no contaminen el ambiente.</p>
E	<p>La máquina solo debe ser usada para compactar botellas de plástico descartables.</p>
E	<p>Señales: La máquina debe contar con las instrucciones de uso y las respectivas señales de seguridad.</p>
E	<p>Seguridad: Debe contar con dispositivos de seguridad para evitar accidentes.</p>
E	<p>Ergonomía: Debe tener fácil acceso para cualquier persona, esto incluye a niños, jóvenes y adultos.</p>

Tabla 1.1A Continuación de la tabla 1.1

Deseo o Exigencia	Descripción
E	Fabricación: Deben utilizarse métodos de fabricación tales que hagan factible su construcción en serie.
E	Control: Se deben controlar todas las etapas de fabricación de la máquina según las normas correspondientes.
E	Montaje: Debe ser de fácil instalación.
D	Transporte: Debe tener un peso y forma adecuada de tal manera que su transporte y manipulación durante su instalación no sean complicadas.
E	Uso: La máquina puede ser usada en cualquier lugar del Perú.
E E E	Mantenimiento: La máquina debe tener un acceso fácil a sus componentes y la zona de depósito. Las piezas de recambio deben de ser de fácil adquisición. Debe tener protección contra la corrosión.

Recopilando lo visto anteriormente los requerimientos exigen de la máquina un funcionamiento totalmente mecánico, de construcción robusta, una ergonomía adecuada para quienes la operen (niños, jóvenes y adultos). Además de ser segura para sus usuarios debe poder ser transportable y de fácil mantenimiento.

Con esto iniciamos la búsqueda del diseño óptimo que cumpla en gran medida con lo estipulado en la lista de exigencias.

1.2 Estado de la Tecnología.

En este punto realizaremos una búsqueda de la tecnología relacionada con el compactado de botellas de plástico, así como mecanismos que nos ayuden a solucionar el problema de entregar un premio.

Entre las herramientas de búsqueda esta la Internet, que nos ofrece la posibilidad de acceder a buscadores (en la Web) y encontrar páginas relacionadas con el tema(o de muy cercana relación) tales como empresas, instituciones, folletos, etc.

En realidad esta es la herramienta más importante de la cual hacemos uso para la búsqueda de información con respecto al tema.

Dentro de la misma Web podemos acceder a páginas encargadas del registro de patentes tanto a nivel de países (Estados Unidos, España, Japón, etc.) como también a nivel continental (Europa, América, Asia, etc.)

A continuación mostramos el resultado de nuestra búsqueda:



Figura 1.1



Figura 1.2



<http://www.ecopil.com/castellano/mapawebes.htm>

Figura 1.3



<http://www.ecopil.com/castellano/mapawebes.htm>

Figura 1.4



Edlund Company, Inc., 159 Industrial Parkway, Burlington, VT 05401, EE.UU.
(802)862-9661-- <http://www.edlundco.com>

Figura 1.5



<p><i>Coloque la lata vacía en la cámara</i></p>	<p><i>Tire de la palanca hacia adelante y hacia abajo. (Repita el procedimiento en el caso de latas grandes.)</i></p>	<p><i>Coloque la palanca en posición vertical nuevamente. La lata compactada caerá en el receptáculo.</i></p>
--	---	---

Figura 1.6



Figura 1.7

De lo encontrado hasta ahora, la tecnología relacionada con el compactado de latas parece tener gran parte de los requerimientos que estamos buscando tales como un accionamiento mecánico, robustez en su construcción, fácil mantenimiento, etc. Pero lo que nos lleva a elegir esta tecnología es el accionamiento, ya que usa el principio de la palanca para aumentar la fuerza y con una placa al otro extremo se pueda compactar, en este caso latas vacías, pero adaptaremos este diseño para que pueda compactar botellas de plástico.

Otro de los dispositivos que buscamos es el que pueda servir para la entrega de un premio después de compactar una botella. Como vimos anteriormente los dispensadores mecánicos de gumball (chicles en bola) son una gran alternativa para la solución de este problema, es más, en adelante se usará este dispositivo como base en el diseño de nuestro propio dispensador adaptado a nuestra máquina.

1.3 Funciones que Deberá Realizar la Máquina.

Para poder mostrar con mayor detalle como se debe seguir el proceso de compactado de la botella de plástico y de la entrega de premio, es necesario mostrar un diagrama general donde podamos observar los pasos más importantes del funcionamiento de cada sistema que conforman la máquina, la figura 1.8 muestra el diagrama de flujo del proceso, en el cual podemos examinar como los diferentes pasos del proceso se relacionan entre sí, de esta manera se puede descubrir con frecuencia las fuentes de problemas que podrían generarse.

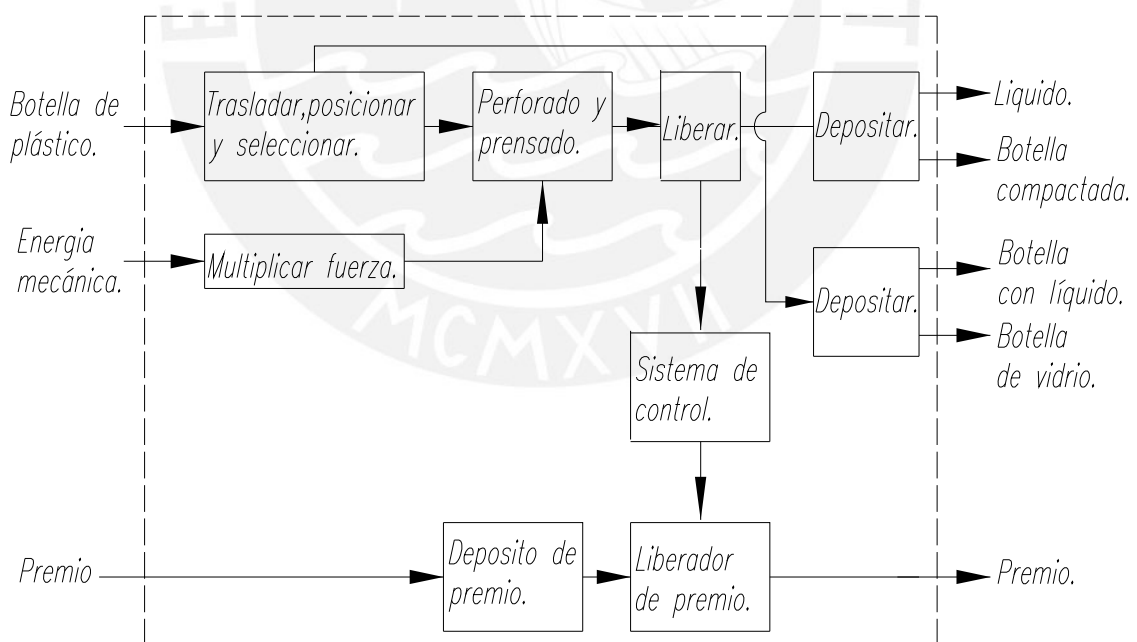


Figura 1.8 Diagrama de flujo del proceso.

La máquina compactadora en términos generales, deberá recibir una botella de plástico, pero no esta exenta de recibir otro tipo de objetos como lo son las

botellas de vidrio, para tal caso se contempla en el diseño un sistema de selección que solo permita el paso de botellas de plástico al mecanismo de compactado.

Además vemos que no solo se previene la introducción de objetos extraños sino la posibilidad de introducir botellas de plástico cerradas lo que sería un problema al momento de compactarlas, es por eso que se considera dentro de las funciones ha realizar por la máquina la de perforar las botellas para que estas puedan ser compactadas sin dificultad.

Podemos observar que, dentro de lo que llamaremos nuestro sistema de compactado, haremos uso de fuerza mecánica, en este caso proporcionada por el usuario y mediante algún sistema multiplicaremos esa fuerza para poder compactar las botellas a un volumen tal que puedan ser almacenadas sin ocupar mucho espacio.

Se contempla el sistema de entrega de premio que es tan importante como lo es el sistema de compactado, ya que es el medio por el cual fomentaremos el uso de nuestra máquina lo que hace que debemos prestar atención en la concepción del diseño de este mecanismo que nos asegure la confiabilidad de trabajar sin problemas durante largos periodos de tiempo.

Otra función contemplada dentro del diagrama de funciones es la del sistema de control que garantiza la entrega del premio una vez que la botella sea compactada por el usuario. Dentro de las posibilidades para el diseño del mecanismo que realice esta función se encuentra usar un dispositivo electrónico o uno mecánico pero esto será visto en el capítulo siguiente donde se empieza la búsqueda del diseño óptimo.

Dentro de lo posible se buscaran alternativas de solución que agrupen a varias funciones para simplificar el diseño y hacer que la máquina se componga por el menor número de piezas posibles lo que nos garantizará un funcionamiento simple, largos periodos entre mantenimientos y fácil reparación.

CAPÍTULO 2

PLANTEAMIENTO DE LA SOLUCIÓN

2.1 Concepto de la Máquina.

Como mencionamos en la última parte del capítulo anterior agruparemos varias funciones formando sistemas que nos ayudarán a encontrar la mejor alternativa de solución para cada caso. Entre los sistemas formados tenemos el sistema de selección, el sistema de compactado, el sistema de entrega de premio y por último el sistema de almacenamiento.

Mediante un análisis de geometría y formas se puede realizar un esbozo de la máquina, la figura 2.1 nos muestra una idea general de la geometría de la máquina y de la disposición de los cuatro sistemas más importantes que deberá tener la misma.

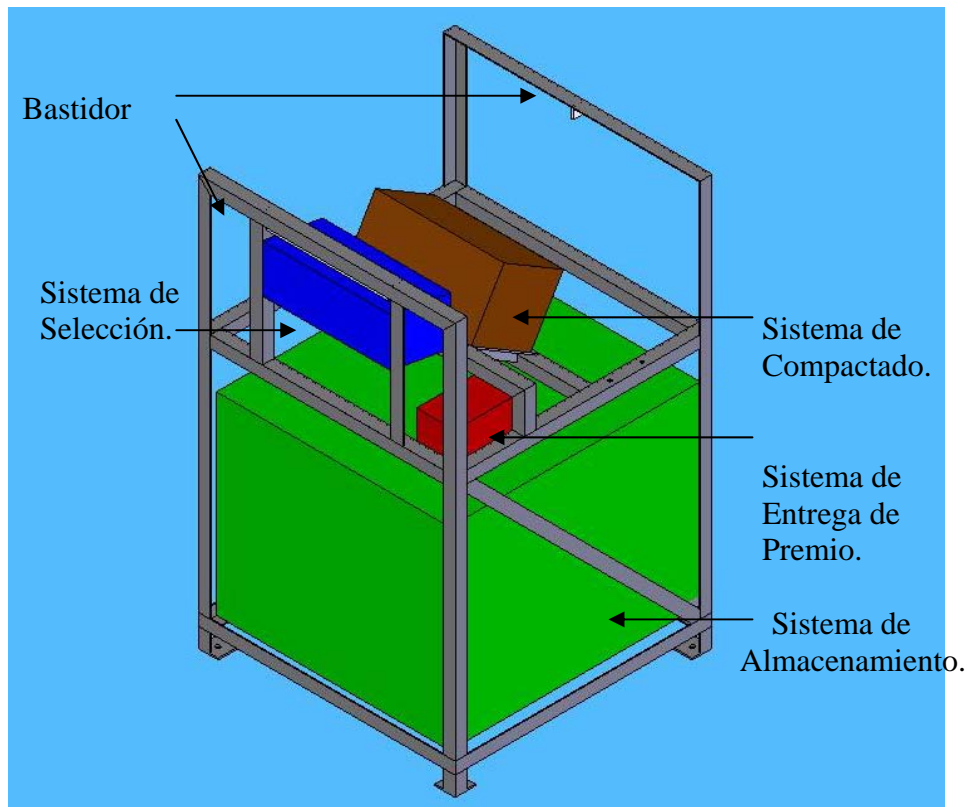


Figura 2.1 Esbozo de la máquina compactadora.

2.2 Concepto Solución.

2.2.1 Matriz Morfológica.

Debemos encontrar los portadores de funciones que satisfagan con el cumplimiento de las diversas funciones que se realizan dentro de la maquina que, a su vez, nos dirija a plantear un concepto de solución. Para esto aplicaremos una matriz morfológica que nos ayudara a visualizar las alternativas posibles para cada función y así poder obtener nuestro concepto solución.

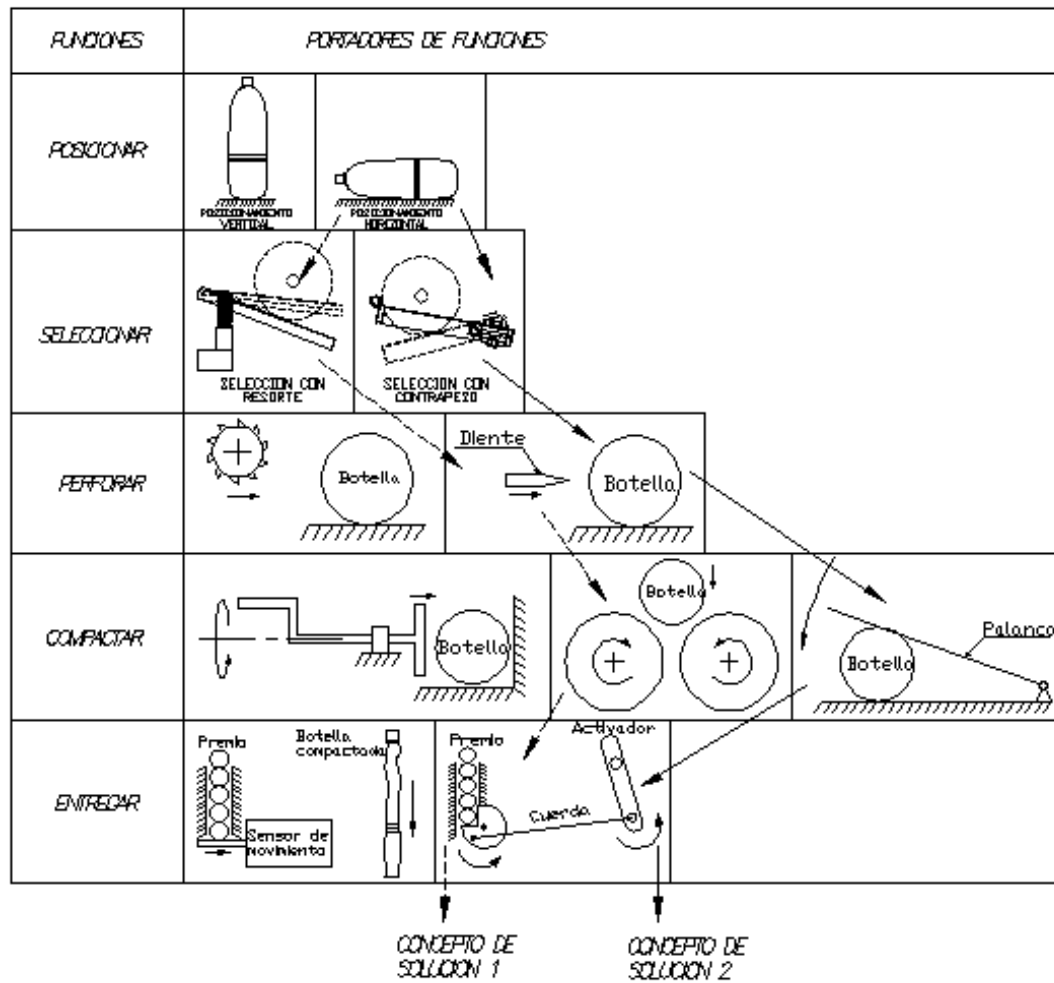


Figura 2.2 Estructura Morfológica del Sistema.

2.2.2 Evaluación de los Conceptos de Solución.

Puntaje para calificar los criterios:

- 0 = No satisface con los requerimientos.
- 1 = Aceptable pero de forma justa.
- 2 = Suficiente.
- 3 = Bien.
- 4 = Muy bien (Puntaje solo asignado para la "Solución Ideal").

	Criterios Técnicos y Económicos	Solución 1	Solución 2	Solución Ideal
1	Manipulación	2	2	4
2	Estabilidad	2	2	4
3	Rapidez	1	2	4
4	Calidad de Trabajo	2	2	4
5	Fácil Mantenimiento	1	2	4
6	Complejidad	1	2	4
7	Seguridad	2	2	4
8	Fabricación	2	2	4
9	Control	2	2	4
10	Costo de Materiales	1	2	4
	Total	16	20	40

Según el resultado obtenido en la evaluación, nuestro concepto solución óptimo esta dado por el concepto solución 2.

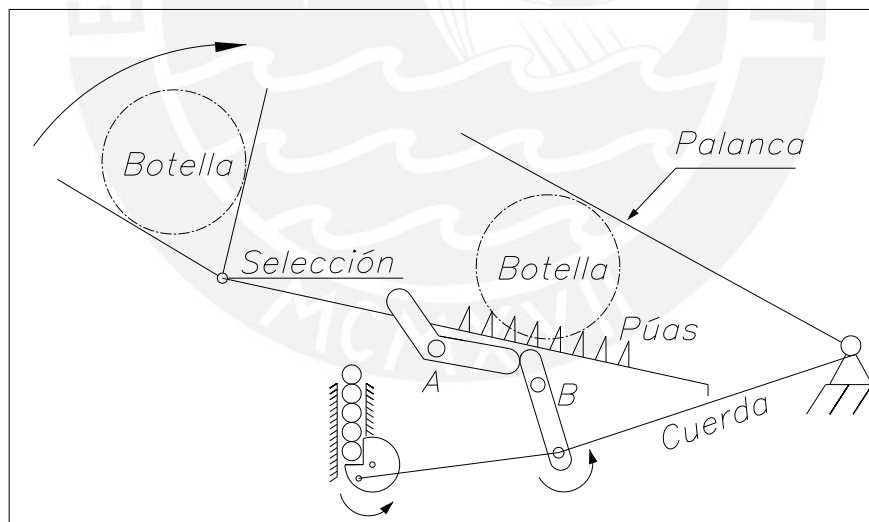


Figura 2.3 Esquema general del concepto solución óptimo.

En la figura 2.3 se puede apreciar un esquema general del funcionamiento de la máquina la cual detallamos a continuación:

Al ingresar la botella a la máquina se topa con el sistema de selección que solo permite pasar botellas de plástico al sistema de compactado. Este nuevo sistema proporciona la fuerza necesaria, por medio de palanca, para el compactado

de la botella, a la vez cuenta con púas perforadoras las cuales permite compactar las botellas que ingresen cerradas (con la tapa puesta).

Como se puede observar, el sistema de premio esta relacionado con el sistema de compactado, el sistema de premio es accionado una vez que una botella de plástico es compactada.

2.3 Proyecto Preliminar

En base a nuestro concepto solución óptimo pasamos a bosquejar los proyectos preliminares posibles.

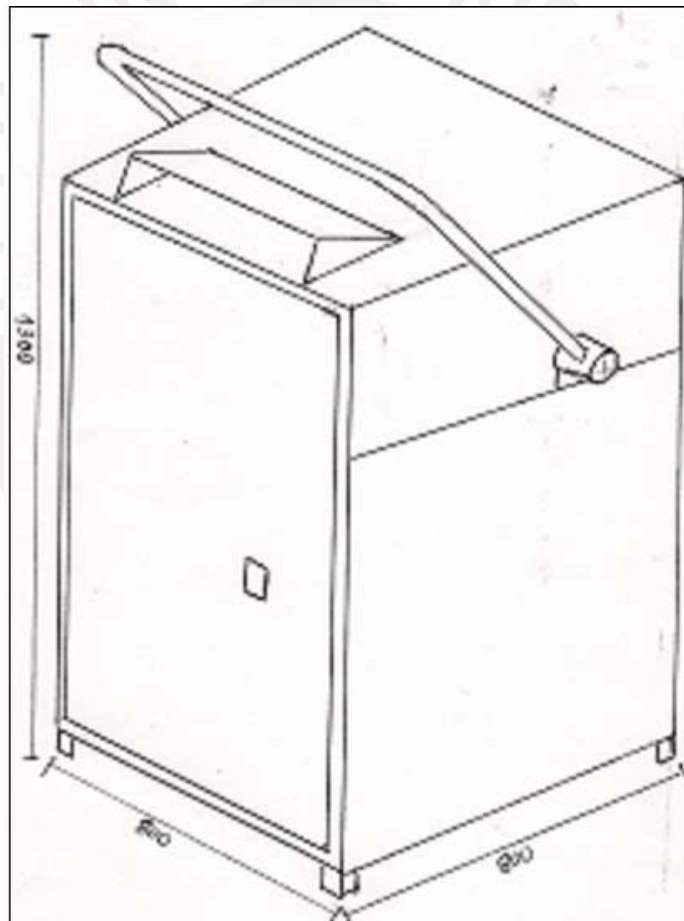


Figura 2.4 Proyecto preliminar 1

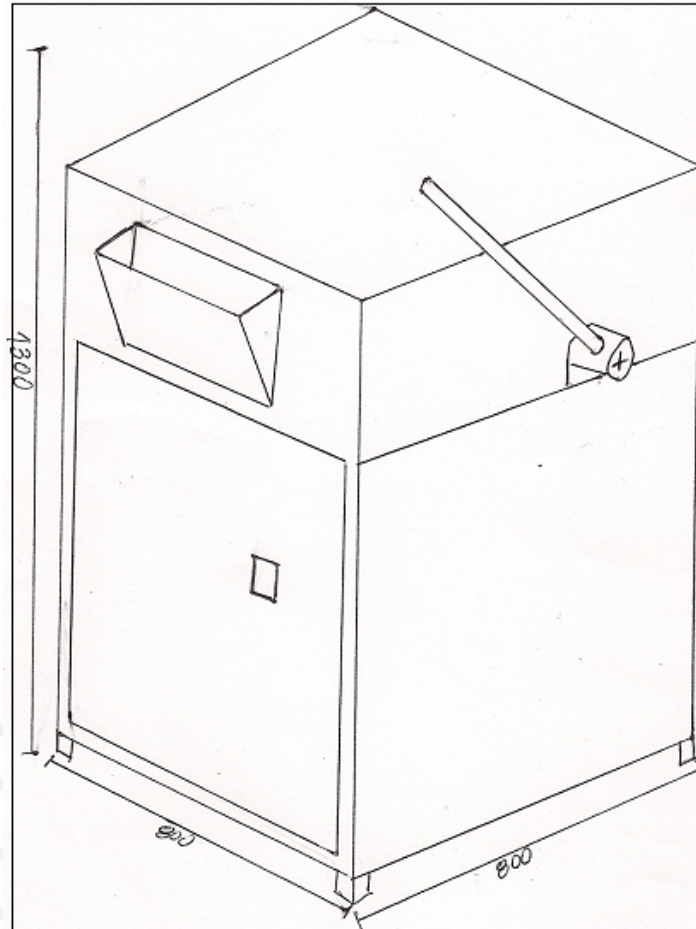


Figura 2.5 Proyecto preliminar 2

2.3.1 Evaluación de los Proyectos Preliminares.

Puntaje para calificar los criterios:

- 0 = No satisface con los requerimientos.
- 1 = Aceptable pero de forma justa.
- 2 = Suficiente.
- 3 = Bien.
- 4 = Muy bien (Puntaje solo asignado para la “Solución Ideal”).

2.3.1.1 Evaluación Técnica.

Criterio Técnico	P. Preliminar 1	P. Preliminar 2	Solución Ideal
Función.	3	3	4
Forma.	2	2	4
Diseño.	2	1	4
Seguridad.	3	3	4
Ergonomía.	2	1	4
Fabricación.	2	2	4
Montaje.	3	3	4
Uso.	3	3	4
Mantenimiento.	3	3	4
Total	23	21	36

2.3.1.2 Evaluación Económica.

Criterio Económico	P. Preliminar 1	P. Preliminar 2	Solución Ideal
Costo de Material	3	3	4
Costo de Fabricación	3	3	4
Costo de Mano de Obra	3	3	4
Total	9	9	12

2.3.1.3 Coordenadas Cartesianas de los Proyectos Preliminares.

Proyecto	Eje X (Valor Técnico)	Eje Y (Valor Económico)
Proyecto Preliminar 1 (PP1)	$X1 = 23/36 = 0.64$	$Y1 = 9/12 = 0.75$
Proyecto Preliminar 2 (PP2)	$X2 = 21/36 = 0.58$	$Y2 = 9/12 = 0.75$

Valor Xi	Valor Yi	Calificación
0.8	0.8	Muy Buena Solución.
0.7	0.7	Buena Solución.
0.6	0.6	Solución Deficiente.

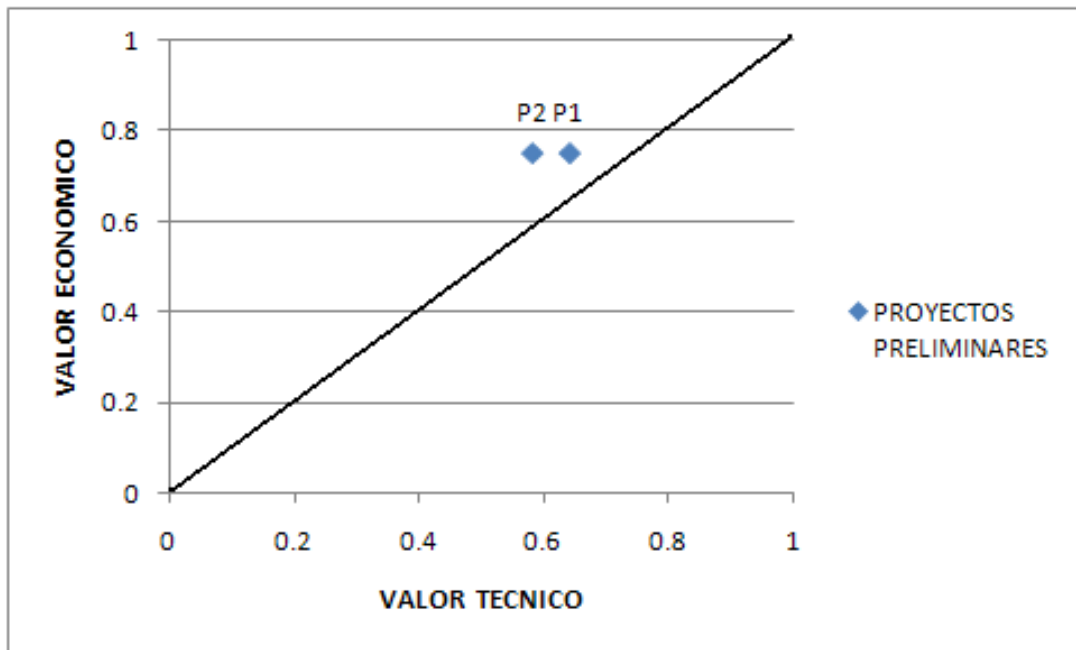


Figura 2.6 Grafico de evaluación técnico-económico.

De los resultados obtenidos de la tabla de calificación y del grafico de evaluación técnico-económico se concluye que el proyecto preliminar 1 será nuestro proyecto preliminar óptimo.

2.4 Fuerza Necesaria para Compactar una Botella de Plástico.

Algo que se necesita saber para poder comenzar con el diseño de la máquina es la fuerza necesaria para compactar de una manera adecuada la botella de plástico. Para poder encontrar esta fuerza se realizaron una serie de ensayos utilizando pesas de 50N, 100N y 200N, además de botellas descartables de plástico PET de diferentes tamaños para realizar las pruebas.

En la tabla 2.1 observamos las diferentes medidas de las botellas más comerciales de plástico con las cuales realizamos los ensayos, cabe resaltar que el modo en que compactaremos las botellas será poniéndolas de manera horizontal contra el piso para luego colocar las pesas encima de ellas hasta que no podamos obtener mas reducción de volumen a pesar de incrementar la carga encima de estas. Los distintos valores de fuerza obtenidos en dichos ensayos se muestran en la tabla 2.2.

Como se puede observar, la fuerza aproximada de 1200N es necesaria para compactar la botella de plástico más grande aplicada de manera que se aplaste en forma horizontal, esta fuerza es importante ya que es base para determinar las dimensiones, forma y material de los diferentes sistemas de la máquina.

Recalcamos que el modo de aplicar la fuerza al que fueron sometidas las botellas en las pruebas es progresiva lo que causa que la magnitud a emplear sea grande en apariencia en comparación con el modo de impacto, pero esta es poco práctica de usar en el diseño de una máquina manual.

El volumen resultante de las botellas una vez aplastadas se calculo midiendo la cantidad de agua que podían almacenar, el porcentaje de reducción de volumen se obtuvo haciendo una comparación del volumen final con el volumen original de las botellas antes de ser compactadas. Estos resultados también pueden ser vistos en la tabla 2.2.

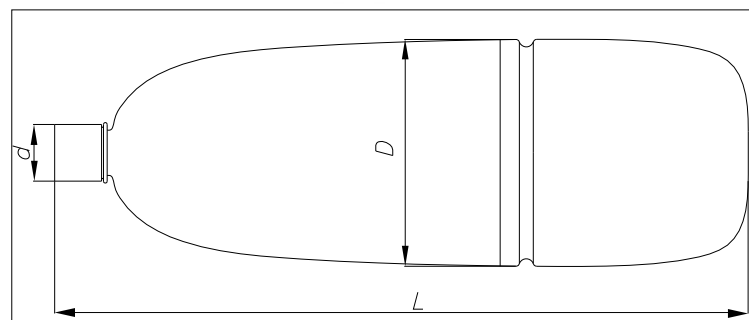


Figura 2.7 Dimensión de la botella de plástico.

Tabla 2.1 Tabla de capacidad y dimensión de las botellas.

Botella	Plástico		Vidrio
	Grande	Pequeña	Pequeña
Capacidad (lts.)	3	0.525	
Masa (Kg.)	0.075	0.025	0.3
d (mm)	30	30	
D (mm)	120	70	
L (mm)	370	260	

Tabla 2.2 Resultados del ensayo de fuerza y volumen.

Botella	Fuerza (N)	Reducción del volumen original (%)
Pequeña	200 – 300	30
	600 – 700	50
Grande	300 – 400	50
	1100 – 1300	60

$$\text{Reducción del Volumen Original} = \frac{V_{\text{INICIAL}} - V_{\text{FINAL}}}{V_{\text{INICIAL}}} \times 100\%$$

2.5 Proyecto Óptimo.

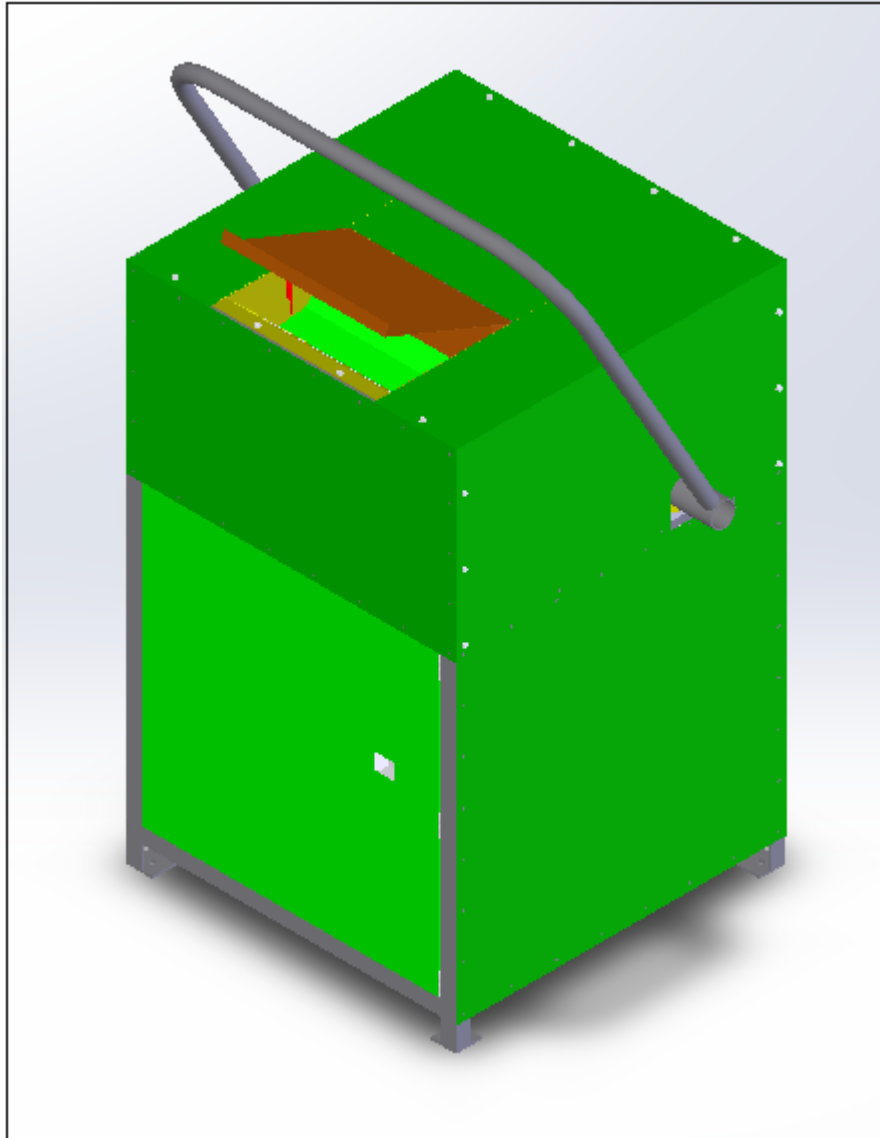


Figura 2.8 Proyecto óptimo.

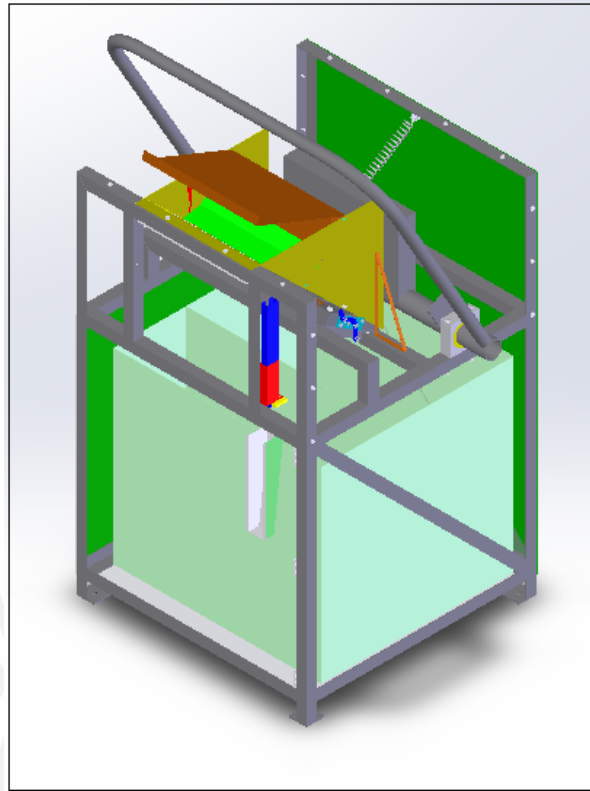


Figura 2.9 Detalle de componentes internos (primera vista).

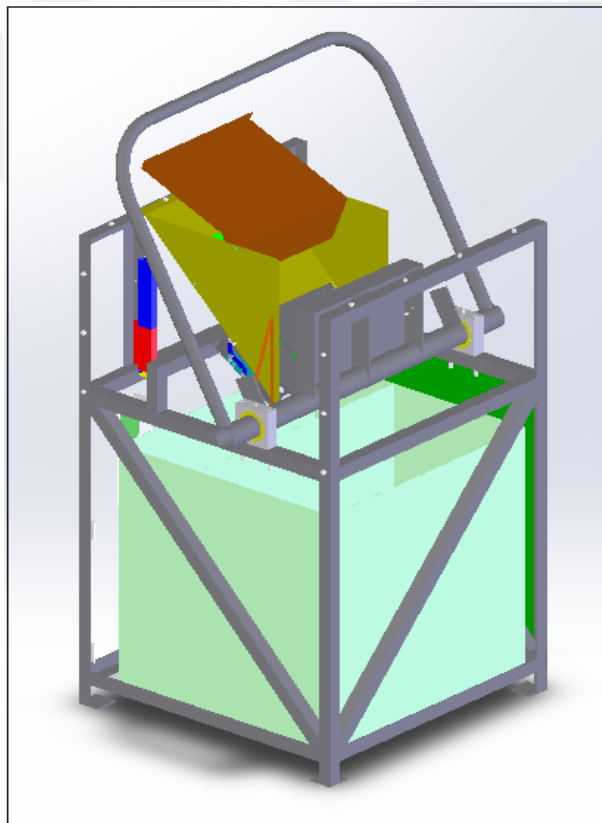


Figura 2.10 Detalle de componentes internos (segunda vista).

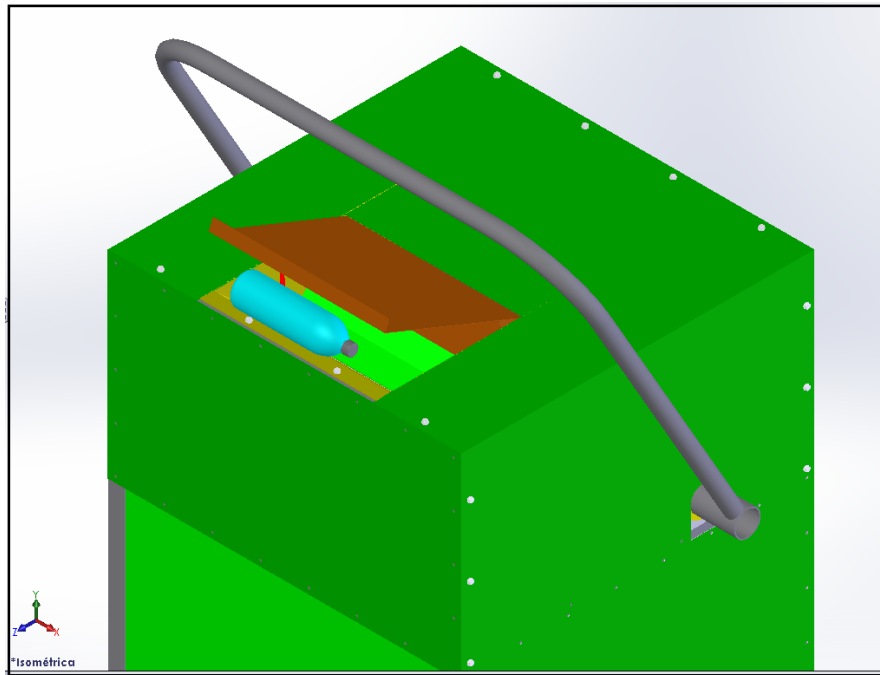


Figura 2.11 Detalle de ingreso de la botella.

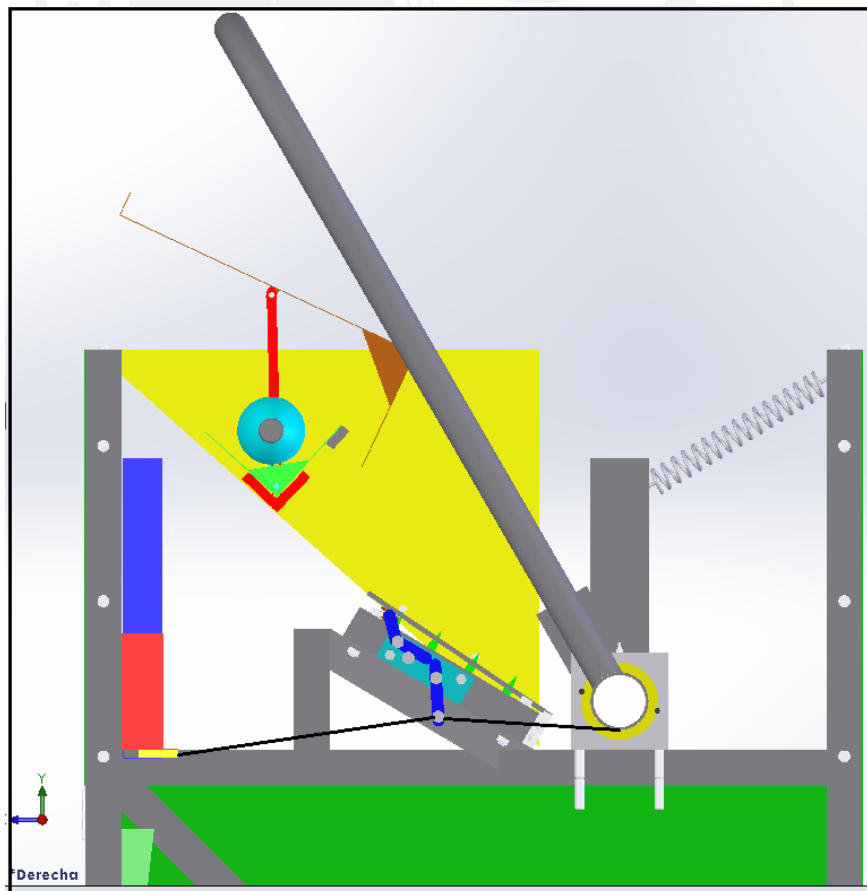


Figura 2.12 Entrada al sistema de selección.

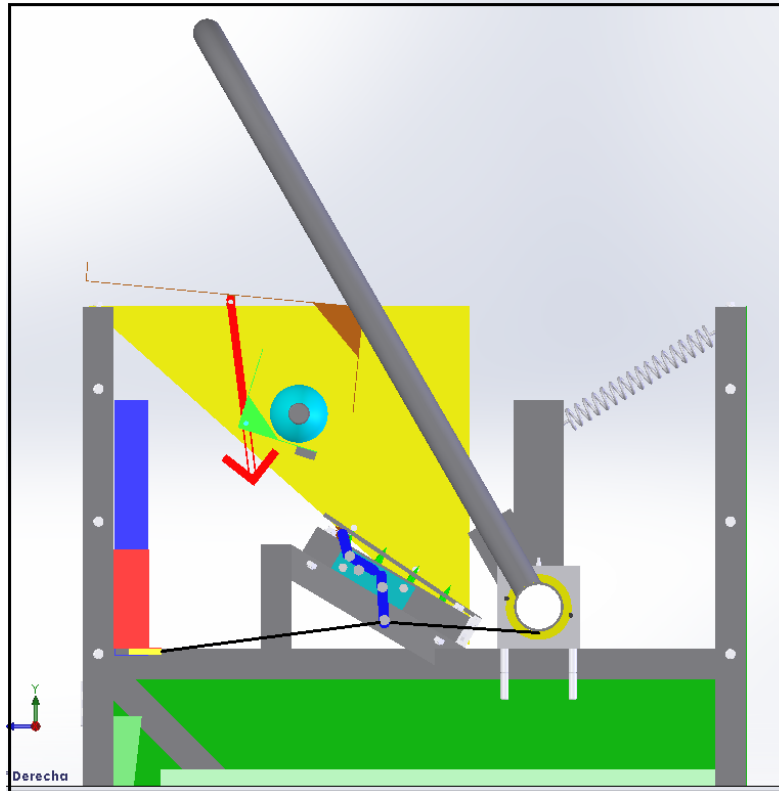


Figura 2.13 Detalle del sistema de selección (paso de botella).

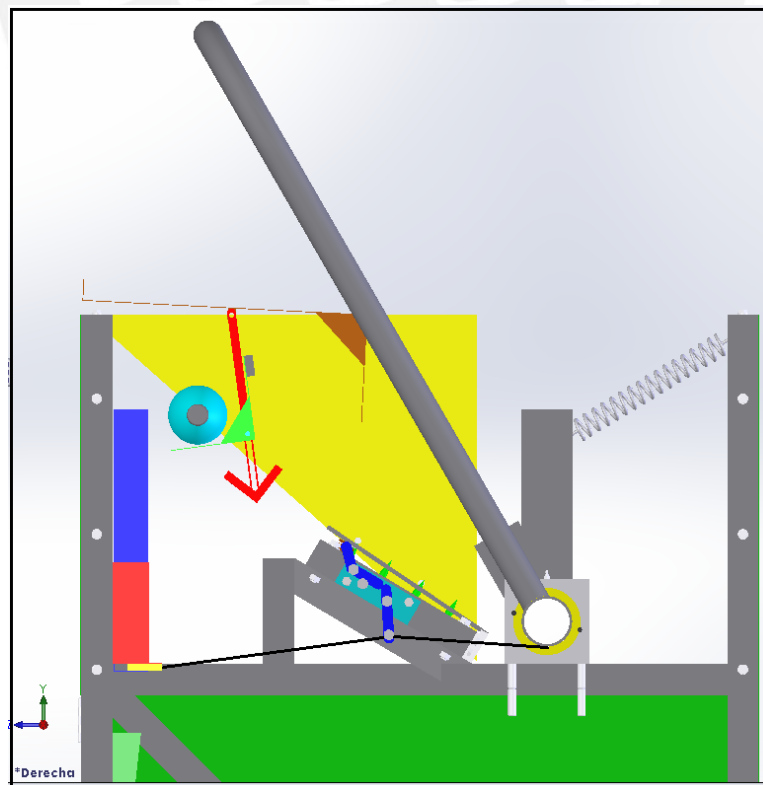


Figura 2.14 Detalle del sistema de selección (rechazo de botella).

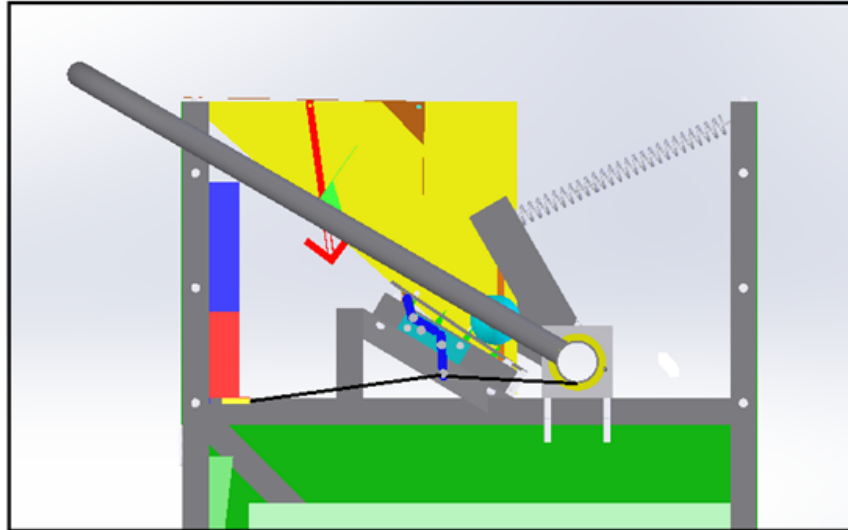


Figura 2.15 Detalle del sistema de compactado.

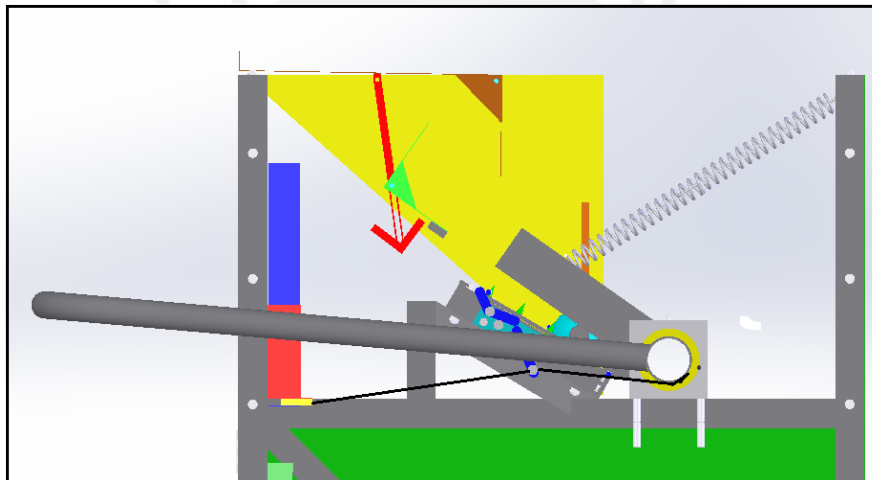


Figura 2.16 Compactado de botella y liberación de premio.

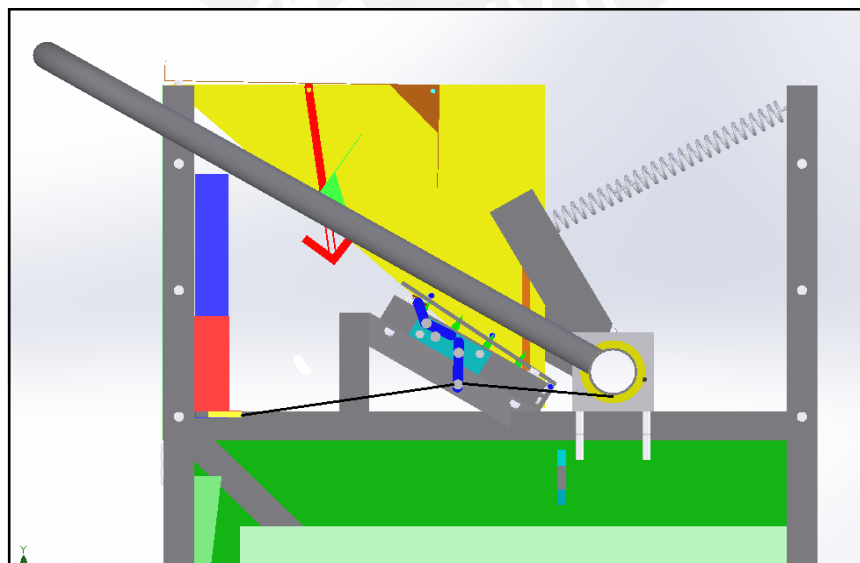


Figura 2.17 Detalle de almacenamiento de botellas y retorno a la posición de trabajo.

CAPÍTULO 3

DISEÑO Y CÁLCULO DETALLADO DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

3.1 Sistema de Compactado.

Conformado por una placa reforzada unida a un eje hecho de un tubo que esta fijado a un bastidor por medio de unos soportes ubicados a cada extremo de este que lo mantienen fijo y que le permiten girar sobre su eje. El giro se transmite al eje mediante una palanca hecha también de un tubo al igual que el eje pero de menor diámetro y unida a cada uno de sus extremos, la forma de la palanca es de una “C”, de ahí la razón por la cual es unida al eje en dos puntos.

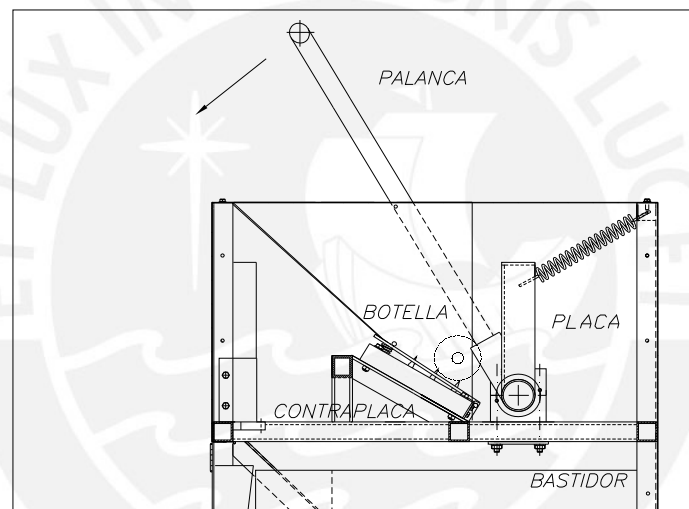
En la posición opuesta a la placa se encuentra una contraplaca reforzada y unida al bastidor, las botellas son puestas entre estas placas y es la fuerza aplicada por la palanca y trasladada por el eje a la placa la que permite compactarlas.

La geometría particular del sistema de compactado se debe a la manera en que las botellas son transportadas dentro de la maquina a través de una rampa con una inclinación de 30 grados aproximadamente que garantizan que las botellas lleguen a la parte inferior de las placas (placa y contraplaca) para ser compactadas.

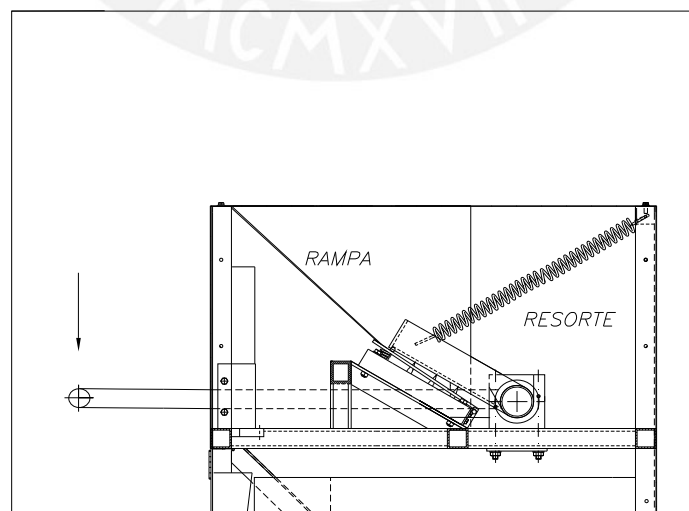
La contraplaca esta dividida en dos partes: La placa base que es la parte que va fija al bastidor y que da el soporte a las botellas a ser compactadas; es aquí donde se sujetan las púas perforadoras que permiten perforar las botellas de plástico en caso estas se encuentren aun cerradas por sus respectivas tapas, de esta manera aseguramos su compactado. La placa móvil se encuentra sujeta a la placa base mediante unas bisagras que le permiten girar, el propósito de esta placa es remover

las botellas de las púas perforadoras, esta acción la realiza con ayuda de un resorte alojado también en la placa base que empuja la placa móvil logrando despegar las botellas de las púas perforadoras además, conduce las botellas compactadas hacia una ranura al final de las placas para su almacenamiento en un contenedor y por ultimo, activa y desactiva el mecanismo que permite la entrega de premios a los usuarios por las botellas compactadas.

El sistema cuenta con un resorte que une el bastidor con la parte trasera de la placa de compactado de tal manera que cuando todo el sistema llegue a su recorrido final el resorte se estire y lo retorne a su posición inicial para continuar con el compactado de la siguiente botella.



a) Posición inicial.



b) Posición final (compactado).

Figura 3.1 Esquema del sistema de compactado.

3.1.1 Cálculo de la Palanca Compactadora.

Tomando como referencia de carga de diseño 785 Newtons aplicada sobre la palanca equivalente al peso de una persona promedio sobre esta y estimada como la máxima fuerza que puede aplicar una persona a la palanca bajo las condiciones de funcionamiento, verificaremos que los componentes principales de los distintos sistemas no fallen al ser aplicada esta carga. La carga mencionada es aproximadamente 4 veces mayor a la requerida para compactar una botella de plástico. Usamos esta cifra debido a que no tenemos control sobre la posible sobrecarga que pudiera aplicarse sobre la palanca.

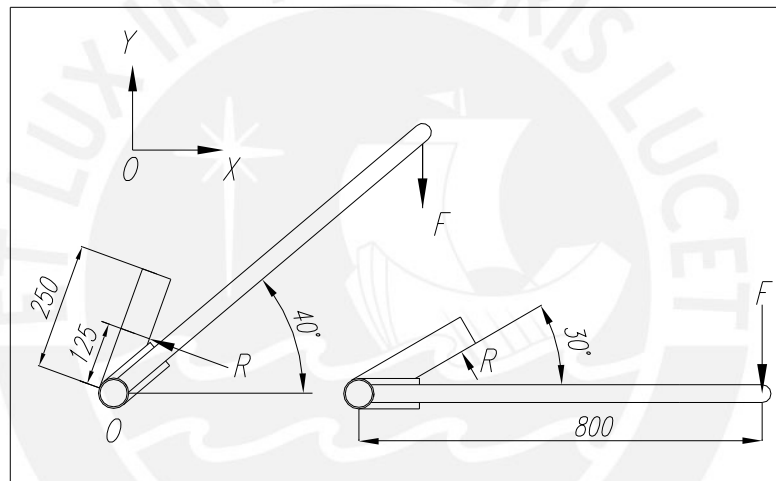


Figura 3.2 Distancias y fuerzas sobre la palanca.

El punto de máxima fuerza F aplicada es el punto inferior paralelo al eje X donde:

$$F = 80Kg \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 785N \text{ (Peso de una persona adulta colgada de la palanca).}$$

3.1.1.1 Cálculo de Reacciones sobre los Apoyos.

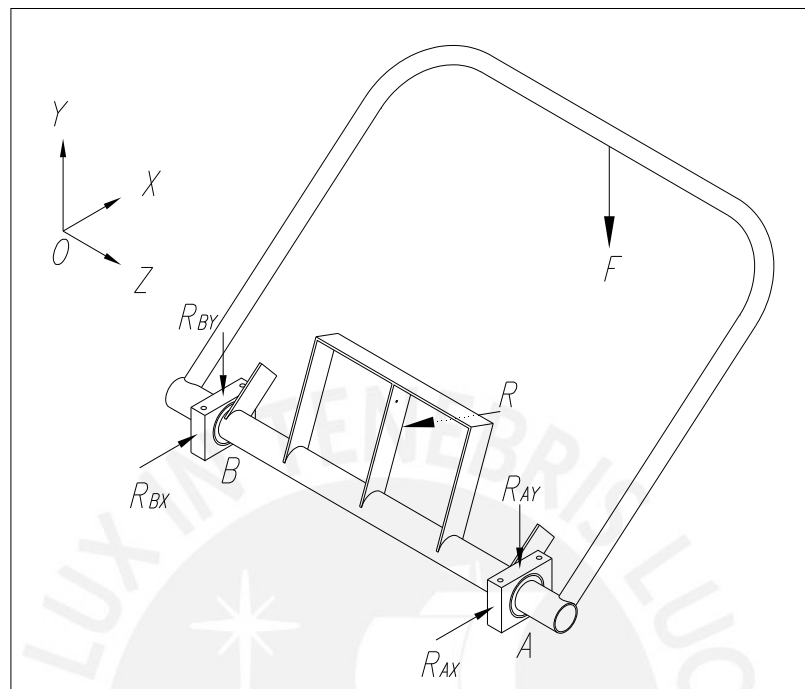


Figura 3.3 Reacciones en los apoyos.

Calculamos las reacciones y fuerzas sobre los apoyos de la palanca compactadora:

$$\Sigma \text{ Momentos} = 0 \quad \rightarrow \quad 785 \times 800 - R \times 125 = 0$$

$$R = 785 \times \frac{800}{125} = 5023 \text{ N} \quad (\text{Fuerza de compactado a partir de la fuerza ejercida por la persona sobre la palanca sin tener en cuenta la fuerza de un resorte que restituye la posición inicial de la palanca}).$$

Para las reacciones en los apoyos:

$$\Sigma F_x = 0 \quad \rightarrow \quad -2R_x + R \times \text{Sen}30^\circ = 0$$

$$R_x = 5023 \times \frac{0.5}{2} = 1255.8 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \rightarrow \quad -2R_y - F + R \times \text{Cos}30^\circ = 0$$

$$R_y = \frac{5023 \times 0.87 - 785}{2} = 1792.5 \text{ N}$$

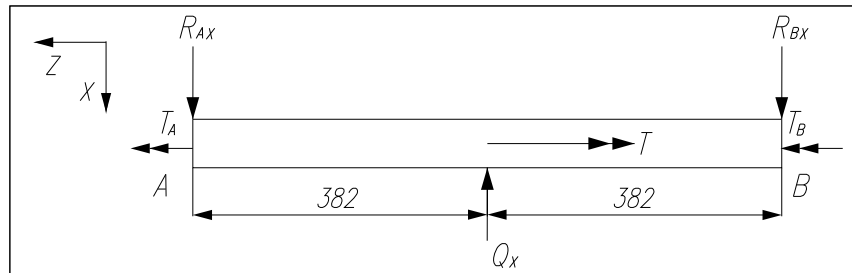


Figura 3.4 Distancias y fuerzas en el eje sobre el eje coordenado X.

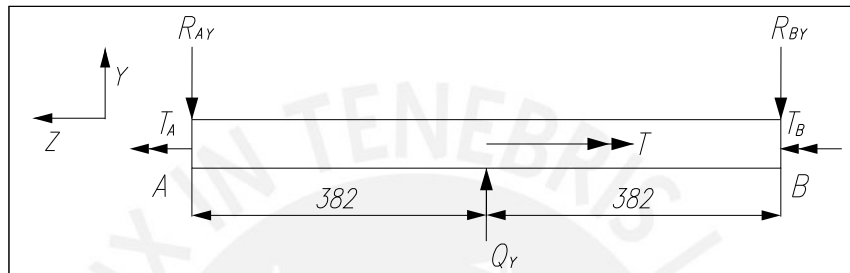


Figura 3.5 Distancias y fuerzas en el eje sobre el eje coordenado Y.

$$R_x = Q_x = 1255.8N$$

$$R_y = Q_y = 1792.5N$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{Q_x}{2} = 627.9N$$

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{Q_y}{2} = 896.3N$$

$$T = 5023 \times 125 = 627875N \times mm$$

$$T_A = T_B = T / 2 = 313938N \times mm$$

3.1.1.2 Diagrama de Fuerzas Internas.

En las figuras 3.6 al 3.10 se muestran los diagramas de fuerzas y momentos entre los puntos A y B(ver figura 3.3):

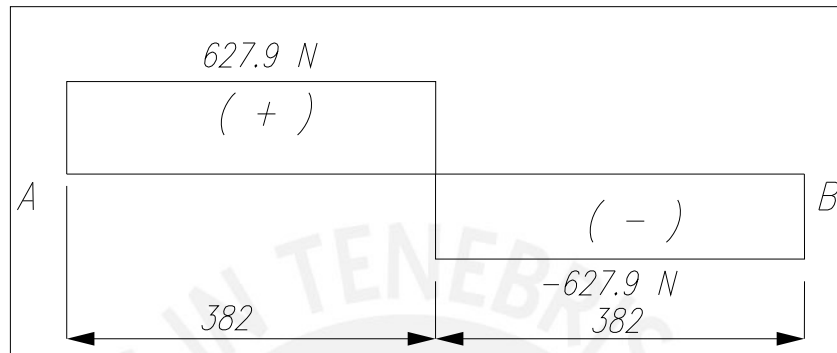


Figura 3.6 Diagrama de fuerzas normales sobre el eje coordenado X.

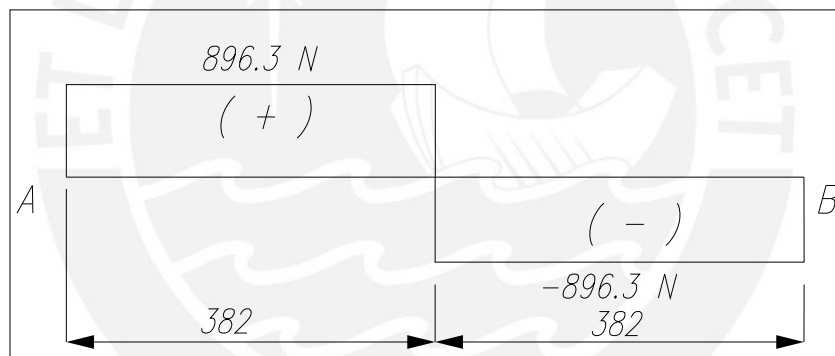


Figura 3.7 Diagrama de fuerzas normales sobre el eje coordenado Y.

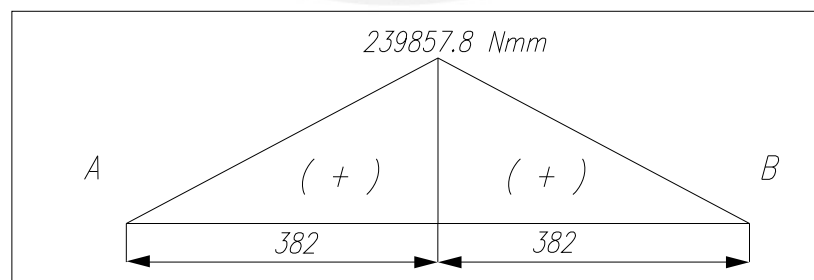


Figura 3.8 Diagrama de momentos flectores sobre el eje coordenado X.

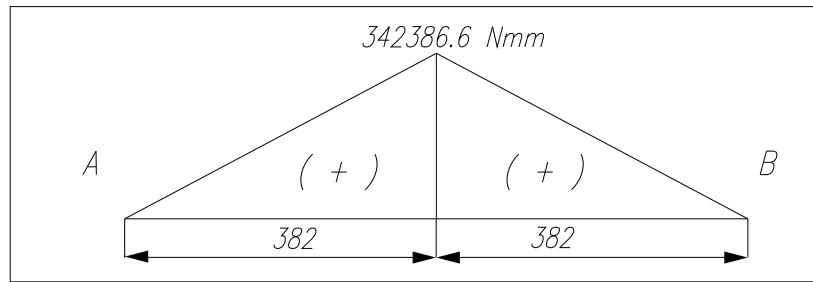


Figura 3.9 Diagrama de momentos flectores sobre el eje coordinado Y.

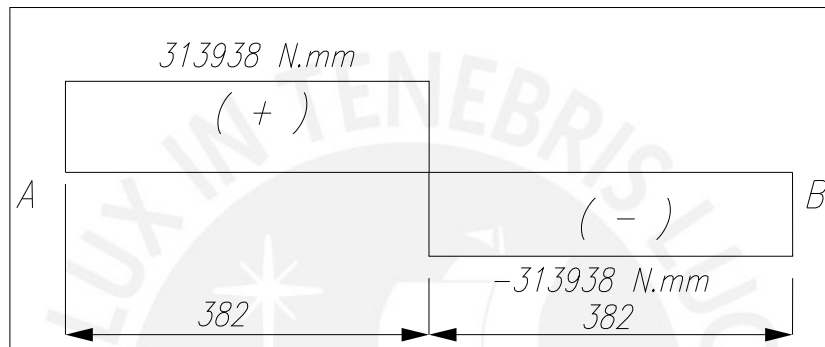


Figura 3.10 Diagrama aproximado de los momentos torsores.

3.1.2 Cálculo del Eje de la Palanca.

El eje esta hecho de un tubo de acero ASTM A53 de medida nominal 2 pulgadas Schedule 40. La medida del diámetro exterior es 60.3 milímetros con un espesor de pared de 3.9 milímetros dándonos un diámetro interior de 52.5 milímetros.

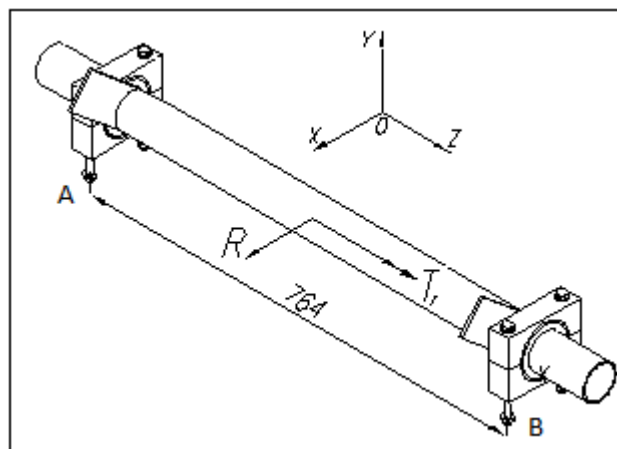


Figura 3.11 Eje de la palanca.

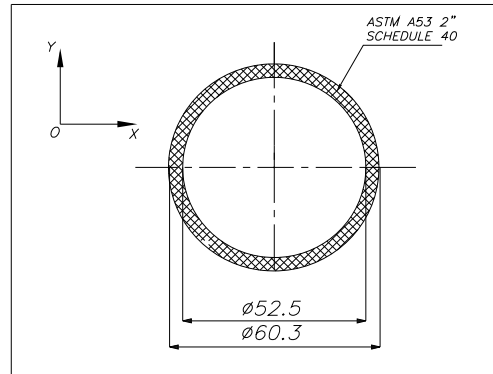


Figura 3.12 Sección del eje.

3.1.2.1 Cálculo del Esfuerzo Torsor sobre el Eje.

Del diagrama de la figura 3.10 obtenemos el momento torsor de la zona media (zona crítica).

$$\tau = \frac{M_t \times r}{I_o}$$

$$I_o = \frac{\pi \times (60.3^4 - 52.5^4)}{32} = 551878.2 \text{ mm}^4$$

$$r = 30.15 \text{ mm} ; \quad M_t = 313938 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\tau = \frac{313938 \times 30.15}{551878.2} = 17.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.1.2.2 Cálculo del Esfuerzo Flector sobre el Eje.

Del diagrama de la figuras 3.8 y 3.9 obtenemos los momentos flectores en la zona media para cada uno de los planos coordenados X-Z ; Y-Z

$$\sigma_{fX} = \frac{M_{fX} \times X}{I_x}$$

$$I_x = \frac{\pi \times (60.3^4 - 52.5^4)}{64} = 275939.1 \text{ mm}^4$$

$$X = 30.15\text{mm} \quad ; \quad M_{fX} = 239857.8\text{N} \times \text{mm}$$

$$\sigma_{fX} = \frac{239857.8 \times 30.15}{275939} = 26.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{fY} = \frac{M_{fY} \times Y}{I_Y}$$

$$I_Y = I_X = 275939\text{mm}^4$$

$$Y = 30.15\text{mm} \quad ; \quad M_{fY} = 342386.6\text{N} \times \text{mm}$$

$$\sigma_{fY} = \frac{342386.6 \times 30.15}{275939} = 37.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo flector será la resultante de los esfuerzos flectores sobre los ejes X e Y:

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma_{fX}^2 + \sigma_{fY}^2} = \sqrt{26.2^2 + 37.4^2} = 45.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.1.2.3 Verificación por Carga Estática.

Comprobaremos la resistencia del eje por el análisis de carga estática (según Von Mises):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{lim}$$

$$\sigma_{lim} = 240 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{Esfuerzo limite a la fluencia para el tubo de acero ASTM A53})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{45.7^2 + 3 \times 17.2^2} = 54.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Comparando la tensión de fluencia con la tensión equivalente tenemos el factor de seguridad FS.

$$FS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{eq}} = \frac{240}{54.6} = 4.4$$

El eje no fallará bajo la carga de diseño dándonos un margen de sobrecarga muy amplio según el resultado del factor de seguridad encontrado.

3.1.2.4 Verificación por Fatiga.

Comprobaremos la resistencia del eje por el análisis de fatiga bajo una carga de característica pulsante.

$$\text{Esfuerzo alternante de corte } \tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{17.2}{2} = 8.6 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Esfuerzo alternante flector } \sigma_{fa} = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{45.7}{2} = 22.9 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 3\tau_a^2} \leq \sigma_{lim_a}$$

$$\sigma_{lim_a} = 170 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia bajo carga pulsante para el tubo de acero ASTM A53).}$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{22.9^2 + 3 \times 8.6^2} = 27.3 \frac{N}{mm^2}$$

Para los esfuerzos alternantes medios flector y de corte tenemos:

$$\sigma_{fm} = 22.9 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_m = 17.2 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3\tau_m^2}$$

Reemplazando los valores tenemos:

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{22.9^2 + 3 \times 17.2^2} = 27.3 \frac{N}{mm^2}$$

Comparando este valor con los esfuerzos alternantes y de rotura del material:

$$\sigma_{lim_a} = 170 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia bajo carga pulsante para el tubo de acero ASTM A53).}$$

$$\sigma_b = 410 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la rotura para el tubo de acero ASTM A53).}$$

Hallamos el factor de seguridad:

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{eq_a}}{\sigma'_{lim_a}} + \frac{\sigma_{eq_m}}{\sigma_b}} = \frac{1}{\frac{27.3}{170} + \frac{27.3}{410}} = 4.4$$

Comprobamos que el eje no fallara por fatiga bajo la carga de diseño teniendo un margen de sobrecarga muy grande según el resultado del factor de seguridad.

3.1.3 Cálculo de la Palanca.

Al igual que el eje, la palanca esta hecha de un tubo de acero ASTM A53 pero de un diámetro menor teniendo este como medida nominal de 1 pulgada Schedule 40. La medida del diámetro exterior es 33.4 milímetros con un espesor de pared de 3.4 milímetros dando un diámetro interior de 26.6 milímetros.

La elección de un tubo de diámetro al del eje es por la necesidad de que la persona que accione la maquina pueda asir con comodidad la palanca para que pueda aplicar la fuerza necesaria para compactar la botella que ha introducido en esta.

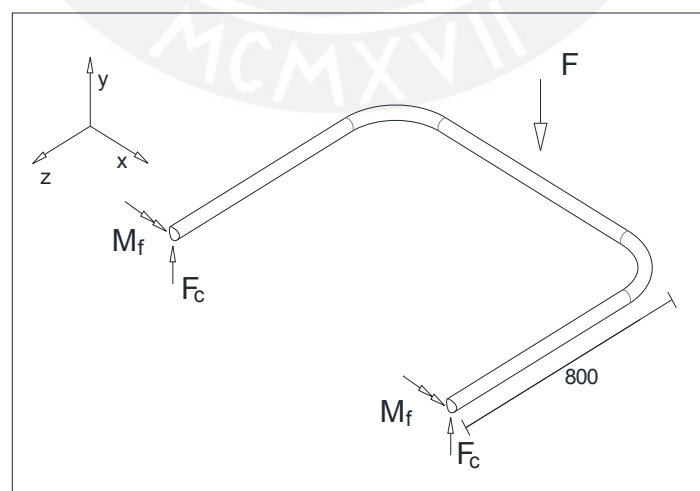


Figura 3.13 Fuerzas sobre la sección de la palanca.

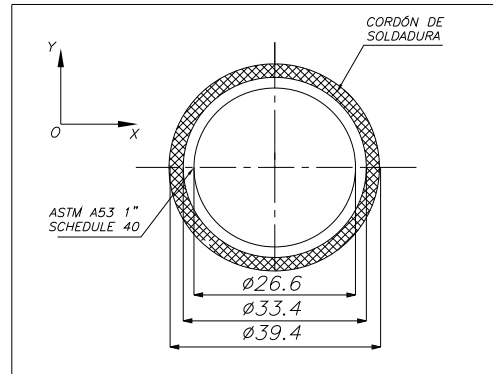


Figura 3.14 Corte transversal de la palanca.

Las fuerzas y momentos sobre los extremos de la palanca (sobre el eje) son:

$$M_f = \frac{785N \times 800mm}{2} = 313938N \times mm \quad ; \quad F_c = \frac{F_{diseño}}{2} = \frac{785N}{2} = 392.5N$$

3.1.3.1 Cálculo de Esfuerzos sobre la Palanca.

Obtendremos los esfuerzos de tracción-compresión y corte debido a las fuerzas y momentos actuantes en la palanca sobre el punto más crítico ubicado sobre el eje de la palanca.

$$\sigma_f = \frac{M_f \times y}{I_x} \quad ; \quad \tau = \frac{F_c}{A_{seccion}}$$

$$I_x = \frac{\pi \times (33.4^4 - 26.6^4)}{64} = 36494.3mm^4 \quad ; \quad y = 16.7mm \quad ;$$

$$M_f = 313938N \times mm \quad ; \quad A_{seccion} = \frac{\pi \times (33.4^2 - 26.6^2)}{4} = 320mm^2$$

$$\sigma_f = \frac{313938 \times 16.7}{36494} = 143.7 \frac{N}{mm^2} \quad \tau = \frac{392.5N}{320mm^2} = 1.3 \frac{N}{mm^2}$$

3.1.3.2 Verificación por Carga Estática.

Comprobaremos la resistencia de la palanca bajo el análisis de carga estática.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{lim}$$

$$\sigma_{lim} = 240 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia para el tubo de acero ASTM A53)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{143.7^2 + 3 \times 1.3^2} = 143.8 \frac{N}{mm^2}$$

Comparando la tensión de fluencia con la tensión equivalente tenemos el factor de seguridad FS.

$$FS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{eq}} = \frac{240}{143.8} = 1.7$$

La palanca no fallara bajo la carga de diseño pudiendo soportar hasta un 70 por ciento de sobrecarga.

3.1.3.3 Cálculo de Esfuerzos sobre el Cordón de Soldadura.

Dentro de las consideraciones para realizar nuestro cálculo del cordón de soldadura que sujeta la palanca al eje, esta el tomar como sección efectiva solo la mitad de la sección real del cordón vista en la figura 3.15 para el cálculo del esfuerzo de corte. Se ha tomado como medida de espesor de cordón de soldadura 3 milímetros.

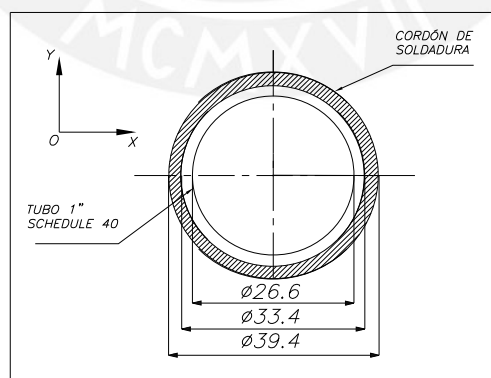


Figura 3.15 Sección del cordón de soldadura.

$$\sigma_f = \frac{M_f \times y}{I_x} \quad ; \quad F_C = \frac{F_{diseño}}{2} = \frac{785N}{2} = 392.5N \quad ; \quad \tau = \frac{F_C}{0.5 \times A_{seccion}}$$

$$I_x = \frac{\pi \times (39.4^4 - 33.4^4)}{64} = 57175 \text{ mm}^4 ; \quad y = 19.7 \text{ mm}$$

$$M_f = 313938 \text{ N} \times \text{mm} ; \quad A_{\text{Seccion}} = \frac{\pi \times (39.4^2 - 33.4^2)}{4} = 342.8 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_f = \frac{313938 \times 19.7}{57175} = 108.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} ; \quad \tau = \frac{392.5 \text{ N}}{171.4 \text{ mm}} = 2.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.1.3.4 Verificación por Carga Estática.

Comprobaremos la resistencia del cordón de soldadura por el análisis de carga estática.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 1.8\tau^2} \leq \sigma_{Adm} = \sigma_{lim} \times \nu \times \nu_2$$

$$\sigma_{lim} = 240 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{Esfuerzo limite a la fluencia para el acero ASTM A53})$$

$$\nu = 0.8 \quad (\text{Soldadura en ángulo y esfuerzos combinados}).$$

$$\nu_2 = 0.8 \quad (\text{Calidad II})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{108^2 + 1.8 \times 2.3^2} \leq \sigma_{Adm} = 240 \times 0.8 \times 0.8 = 154 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{eq} = 108.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 154 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Comparando la tensión admisible con la tensión equivalente tenemos el factor de seguridad FS.

$$FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{154}{108.1} = 1.4$$

Se verifica que la soldadura no falla con la carga de diseño en el análisis bajo carga estática, solo se puede admitir una moderada sobrecarga. Se deberá tomar

algunas medidas para reforzar esta área para evitar que falle por alguna sobrecarga mayor.

3.1.3.5 Verificación por Fatiga.

Comprobaremos la resistencia del cordón de soldadura por el análisis de fatiga bajo una carga de característica pulsante.

$$\text{Esfuerzo alternante flexor} \quad \sigma_{fa} = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{108}{2} = 54 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Esfuerzo alternante de corte} \quad \tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{2.3}{2} = 1.2 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 1.8\tau_a^2} \leq \sigma_{Adm}$$

$$\sigma_{Adm} = \sigma_{lim_a} \times v \times v_2 = 170 \times 0.8 \times 0.8 = 108.8 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{lim_a} = 170 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia bajo carga pulsante para el acero ASTM A53).}$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{54^2 + 1.8 \times 1.2^2} = 54.1 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{Adm} = 108.8 \frac{N}{mm^2}$$

Para los esfuerzos alternantes medios flexor y de corte por ser una carga de característica pulsante (pulsante pura para simplificar nuestro análisis) tenemos:

$$\sigma_{fm} = \sigma_{fa} = 54 \frac{N}{mm^2} ; \quad \tau_m = \tau_a = 1.2 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{\sigma_m^2 + 1.8\tau_m^2}$$

Reemplazando los valores tenemos:

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{54^2 + 1.8 \times 1.2^2} = 54.1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_b = 410 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la rotura para el acero ASTM A53).}$$

Hallamos el factor de seguridad:

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{eq_a}}{\sigma_{Adm}} + \frac{\sigma_{eq_m}}{\sigma_b}} = \frac{1}{\frac{54.1}{108.8} + \frac{54.1}{410}} = 1.5$$

Se verifica que no falla bajo la carga de diseño y puede soportar una moderada sobrecarga.

3.1.4 Cálculo de la Placa Compactadora.

La placa esta compuesta por una plancha de unos 5 milímetros de espesor, el mismo que los refuerzos que le dan rigidez. Nuestro objetivo en este punto es analizar las soldaduras que unen la placa y el eje y verificar que estas no fallen.

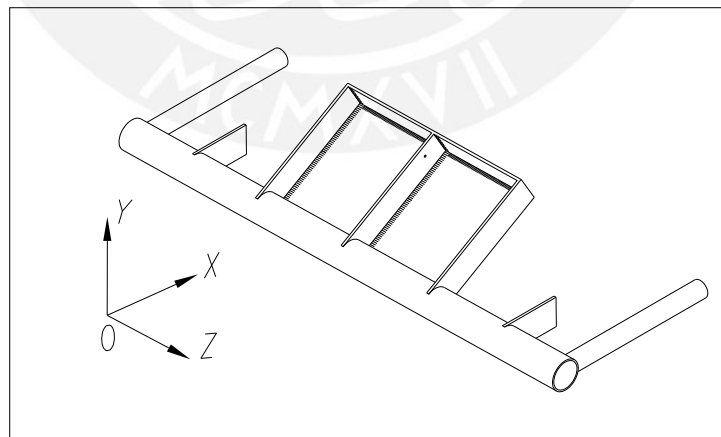


Figura 3.16 Esquema de la palanca.

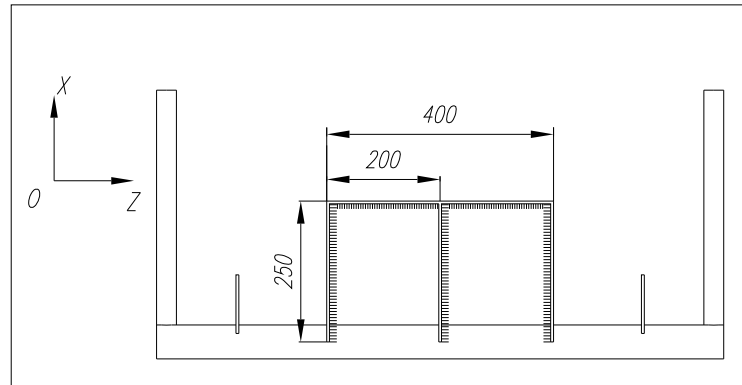


Figura 3.17 Dimensiones sobre la placa de la palanca.

3.1.4.1 Cálculo de Uniones Soldadas.

Entre la placa y el eje hay 6 cordones de soldadura en ángulo.

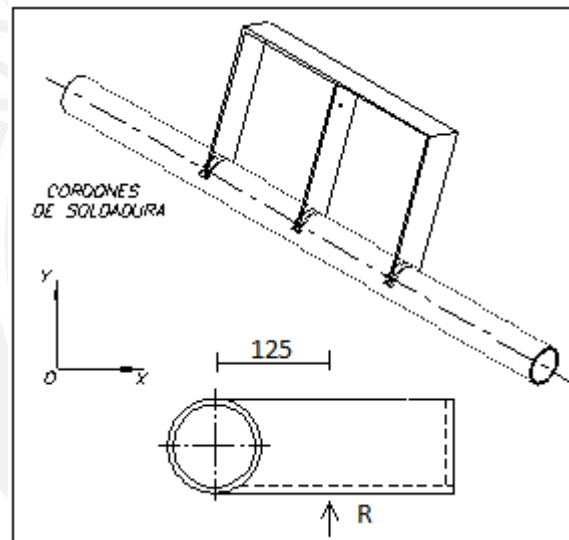


Figura 3.18 Esquema de la unión entre la placa y el eje.

Según recomendaciones:

Espesor mínimo de garganta = 3 mm

Espesor máximo de garganta = $0.7t$ (t = espesor de pared)

Tipo de cordón: Doble cordón en ángulo abombado.

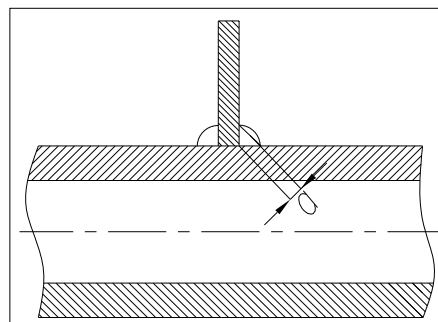


Figura 3.19 Tipo de cordón en la soldadura.

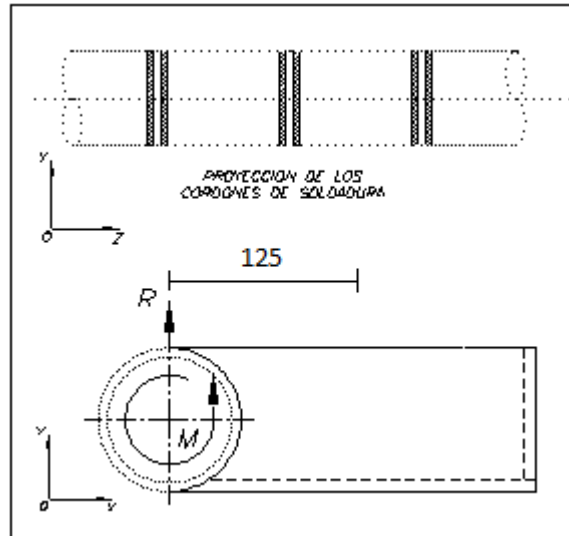


Figura 3.20 Geometría y fuerzas sobre los cordones de soldadura

$$R = 5023 \text{ N} ; \text{ Momento flector } M_f = 5023 \text{ N} \times 125 \text{ mm} = 627875 \text{ N} \times \text{mm}$$

3.1.4.2 Cálculo de los Esfuerzo sobre los Cordones de Soldadura.

Al igual que en el caso del cordón de soldadura que une la palanca y el eje, tomaremos como área efectiva solo la mitad del área total de las proyecciones de los cordones sobre el eje exclusivamente para el cálculo del esfuerzo de corte.

$$\sigma_f = \frac{M_f \times y}{I_{\text{proy}} \times n} ; n = \text{Número de cordones de soldadura.}$$

$$I_{\text{proy}} = \frac{3 \times 60.3^3}{12} = 54814 \text{ mm}^4 ; y = 30.15 \text{ mm}$$

$$\sigma_f = \frac{627875 \times 30.15}{6 \times 54814} = 57.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} ; A_{\text{Seccion}} = 6 \times 60.3 \times 3 = 1085.4 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{R}{0.5 \times A_{\text{seccion}}} = \frac{5023 \text{ N}}{0.5 \times 1085.4 \text{ mm}^2} = 9.2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Esfuerzo alternante de corte } \tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{9.2}{2} = 4.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Esfuerzo alternante flector} \quad \sigma_{fa} = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{57.6}{2} = 28.8 \frac{N}{mm^2}$$

Para el cálculo de uniones soldadas de máquinas:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 1.8\tau^2} \leq \sigma_{Adm}$$

3.1.4.3 Verificación por Carga Estática.

Comprobaremos la resistencia de los cordones de soldadura por el análisis de carga estática.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 1.8\tau^2} \leq \sigma_{Adm} = \sigma_{lim} \times \nu \times \nu_2$$

$\nu = 0.8$ (Soldadura en ángulo y esfuerzos combinados).

$\nu_2 = 0.8$ (Calidad II).

$$\sigma_f = 57.6 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = 9.2 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{lim} = 240 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Esfuerzo limite a la fluencia para el acero St-37})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{57.6^2 + 1.8 \times 9.2^2} = 57.9 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Adm} = 240 \times 0.8 \times 0.8 = 153.6 \frac{N}{mm^2}$$

Comparando la tensión admisible con la tensión equivalente tenemos el factor de seguridad FS.

$$FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{153.6}{57.9} = 2.7$$

Se verifica lo mismo que el caso del análisis por carga estática los cordones soportan la carga de diseño y se tiene una buena capacidad de soportar sobrecarga si se diera el caso.

3.1.4.4 Verificación por Fatiga.

Comprobaremos la resistencia de los cordones de soldadura por el análisis a la fatiga bajo una carga de característica pulsante.

$$\sigma e q_a = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 1.8\tau_a^2} \leq \sigma_{Adm} = \sigma_{lima} \times \nu_1 \times \nu_2$$

$$\sigma_{lima} = 170 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia bajo carga pulsante para el acero St-37).}$$

$$\text{Factor por corte} = 0.32$$

$$\nu_2 = 0.8 \text{ (Calidad II)}$$

$$\text{Factor por flexión} = 0.69$$

$$\nu_1 = \frac{0.32 + 0.69}{2} = 0.5$$

$$\sigma e q_a = \sqrt{28.8^2 + 1.8 \times 4.6^2} \leq \sigma_{Adm} = 170 \times 0.5 \times 0.8 = 68 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma e q_a = 29.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma e q_m = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 1.8\tau_m^2}$$

$$\sigma_{fm} = 28.8 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_m = 4.6 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma e q_m = \sqrt{28.8^2 + 1.8 \times 4.6^2} = 29.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_b = 370 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la rotura para el acero St-37)}$$

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{eq_a}}{\sigma'_{lim_a}} + \frac{\sigma_{eq_m}}{\sigma_b}} = \frac{1}{\frac{29.5}{68} + \frac{29.5}{370}} = 2$$

Los cordones de soldadura no fallan ante la carga de diseño y podrían soportar una sobrecarga del 100 por ciento de llegar a darse el caso.

3.1.5 Cálculo de los Tornillos del Soporte.

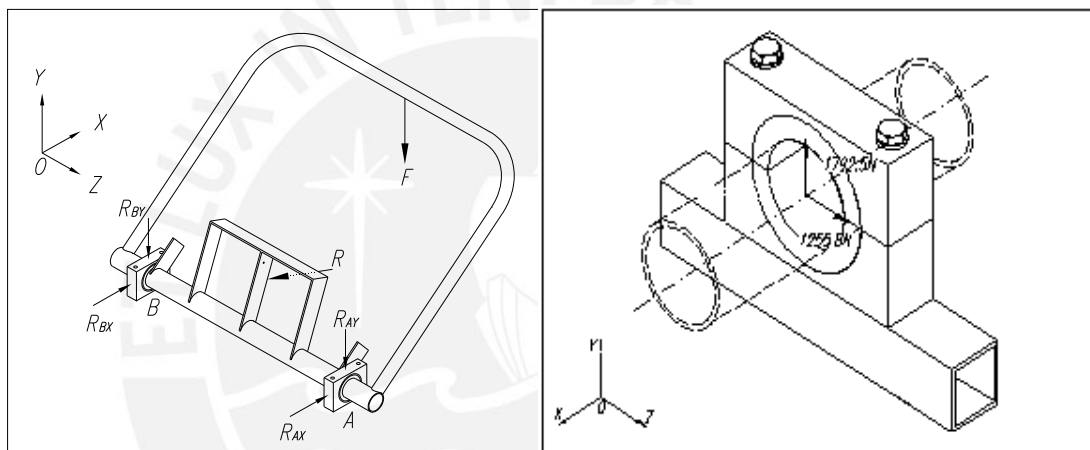


Figura 3.21 Fuerzas sobre los tornillos del soporte.

Para la estimación del diámetro nominal aproximado del tornillo tendremos presente las indicaciones dadas en la tabla número 7 de la sección de anexos la cual ayudara en dicha estimación, no siendo el resultado definitivo debiendo verificarse mediante cálculos de resistencia que dicho diámetro de tornillo soportara las cargas a las que estará sometida y si es el mas indicado a ser usado (sobredimensionado). El valor de las cargas sobre los apoyos fueron calculadas en el punto 3.1.1.1

Tipo de cargas = Axiales y transversales, dinámicas y centradas.

$$\text{Fuerzas sobre cada tornillo} = \text{Axial} = \frac{R_{AY}}{2} = \frac{1792.5}{2} = 896.3N$$

$$\text{Transversal} = \frac{R_{AX}}{2} = \frac{1255.8}{2} = 627.9N$$

Ajuste = Ajuste manual con atornilladores simples.

Resultado obtenido de la selección inicial: Tornillo hexagonal $M10 \times 150 \text{ DIN} 931 - 8.8$

3.1.5.1 Elasticidad del Tornillo (δ_s).

$$\delta_s = \sum \frac{l_i}{E_s A_i}$$

d	d_k	b	D_b	$l_{s/r}$	l_r	$A_s \text{ mm}^2$	$A_3 \text{ mm}^2$
M10	17	20	10.5	130	10	58	52.3

$$\delta_s = \frac{1}{E} \left[\frac{0.4d}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{l_{s/r}}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{l_r}{A_3} + \frac{0.5d}{A_3} + \frac{0.4d}{\frac{\pi d^2}{4}} \right]$$

$$\delta_s = \frac{1}{2.1 \times 10^5} \left[\frac{4}{78.5} + \frac{130}{78.5} + \frac{10}{52.3} + \frac{4}{78.5} \right] = 0.974 \times 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

3.1.5.2 Elasticidad del Soporte (δ_p).

$$\delta_p = \frac{l_k}{EA_{eq}} \quad D_a = 18 \text{ mm} \quad d_k = 17 \text{ mm} \quad D_a \leq d_k + l_k = 117 \text{ mm}$$

$$x = \left(\frac{l_k d_k}{D_a^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{130 \times 17}{18^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.9$$

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - D_b^2) + \frac{\pi}{8} d_k (D_a - d_k) ((x+1)^2 - 1)$$

$$A_{eq} = 0.785(289 - 110.3) + 0.393(17)(1)(7.41) = 189.76 \text{ mm}^2$$

$$\delta_p = \frac{130}{2.1 \times 10^5 \times 189.76} = 0.35 \times 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

3.1.5.3 Relación de Fuerzas (Φ).

$$\phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \frac{0.35 \times 10^{-5}}{0.974 \times 10^{-5} + 0.35 \times 10^{-5}} = 0.26$$

3.1.5.4 Asentamiento (f_z).

$$f_z = 3.25 \left(\frac{l_k}{d} \right)^{0.34} 10^{-3} \text{ mm} \quad ; \quad \frac{l_k}{d} = \frac{130}{13} = 13$$

$$f_z = 3.25(13)^{0.34} \cdot 10^{-3} = 7.8 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

3.1.5.5 Pérdida de Pretensión (F_z).

$$F_z = f_z \frac{\phi}{S_p} = 7.8 \cdot 10^{-3} \frac{0.26}{0.35 \times 10^{-5}} = 579.4 \text{ N}$$

3.1.5.6 Fuerza de Pretensión en Montaje (F_m).

$$F_m = \alpha_a [F_{kr} + (1 - n\phi)F_A + F_z]$$

$$\alpha_a = 1.6 \quad ; \quad n = \frac{l_1}{l_k} = \frac{85}{130} = 0.65$$

$$F_{kr} = \mu_{acero} \times 627.9 \text{ N} = 0.2 \times 627.9 = 125.6 \text{ N} \quad ; \quad F_A = 896.3 \text{ N}$$

$$F_m = 1.6 [125.6 + 0.83 \times 896.3 + 579.4] = 2318.3 \text{ N} \leq 25000 \text{ N}$$

(Menor a la fuerza de pretensión de montaje máxima para tornillo DIN 931-8.8)

3.1.5.7 Verificación por Fatiga.

Comprobaremos la resistencia de los tornillos por el análisis de fatiga bajo carga de característica pulsante.

$$F_{SAa} = n\phi \frac{F_{Ao} - F_{Au}}{2} = n\phi \frac{F_{Ao}}{2} = 0.65 \times 0.26 \times \frac{896.3}{2} = 448.2N$$

$$\sigma_A = \frac{F_{SAa}}{A_3} = \frac{448.2}{52.3} = 8.6 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Alt} = \pm 53 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad FS = \frac{\sigma_{Alt}}{\sigma_A} = \frac{53}{8.6} = 6.2$$

El tornillo no fallara por fatiga.

3.1.5.8 Verificación por Presión Superficial.

La zona a evaluar es conformada por el apoyo de la cabeza del tornillo sobre el soporte.

$$F_{S\max} = F_m + n\phi F_A = 2318.3 + 0.65 \times 0.26 \times 896.3 = 2469.8N$$

$$P = \frac{F_{S\max}}{A_k} = \frac{2469.8}{96} = 25.7 \frac{N}{mm^2}$$

$$P_G = 240 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia para el acero St-37)}$$

$$FS = \frac{240}{25.7} = 9.3$$

No fallara debido a la presión de la cabeza del tornillo sobre la superficie del soporte.

3.1.5.9 Verificación por Fluencia.

Comprobaremos la resistencia del tornillo por el análisis de carga estática.

Según Von Mises $\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_M^2 + 3\tau^2)}$

$$\sigma_M = \frac{F_m}{A_s} = \frac{2318.3}{58} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

$$M_t = F_m \left(\frac{d_2}{2} \right) \operatorname{tg}(\varphi + \rho)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P}{\pi d_2} = \frac{1.5}{3.14 \times 9.25} = 0.059 \quad \varphi = 3.35^\circ$$

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{u_G}{\cos 30^\circ} = \frac{0.16}{0.866} = 0.185 \quad \rho = 10.47^\circ$$

$$M_t = 2318.3 \left(\frac{9.25}{2} \right) \operatorname{tg} 13.82^\circ = 2637.6 \text{ Nmm}$$

$$W_t = \frac{I_0}{\left(\frac{d_s}{2} \right)} = \frac{\pi d_s^3}{16} = 3.14 (8.7)^3 \frac{1}{16} = 112.2 \text{ mm}^2 \quad ; \quad d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{2637.6}{112.2} = 23.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(40^2 + 3 \times 23.5^2)} = 57.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$FS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{eq}} = \frac{640}{57.1} = 11.2 \quad \text{No fallara por fluencia.}$$

3.1.5.10 Momento de ajuste (M_a).

$$M_a = M_t + F_m u_k \left(\frac{d_k + D_b}{4} \right)$$

$$M_a = 2637.6 + 2318.3 \times 0.18 \left(\frac{27.5}{4} \right) = 5506.5 \text{ Nmm} = 5.5 \text{ Nm}$$

$$M_a = 5.5 \text{ Nm} \leq 58 \text{ Nm} (\text{admisible})$$

(Menor al momento de ajuste máximo para tornillo DIN 931-8.8)

3.1.6 Cálculo del Soporte.

Mantienen al eje en su posición posibilitando a que gire y transmita el torque proveniente de la palanca. Debido a la robustez de estos apoyos, las tensiones producidas por las cargas resultado de la operación de compactado no resultan ser lo suficientemente grandes como para hacerlos fallar, siendo comprobada dicha afirmación con el resultado obtenido en el punto 3.1.5.8. donde se calcula la presión superficial de contacto entre la cabeza del tornillo y el soporte.

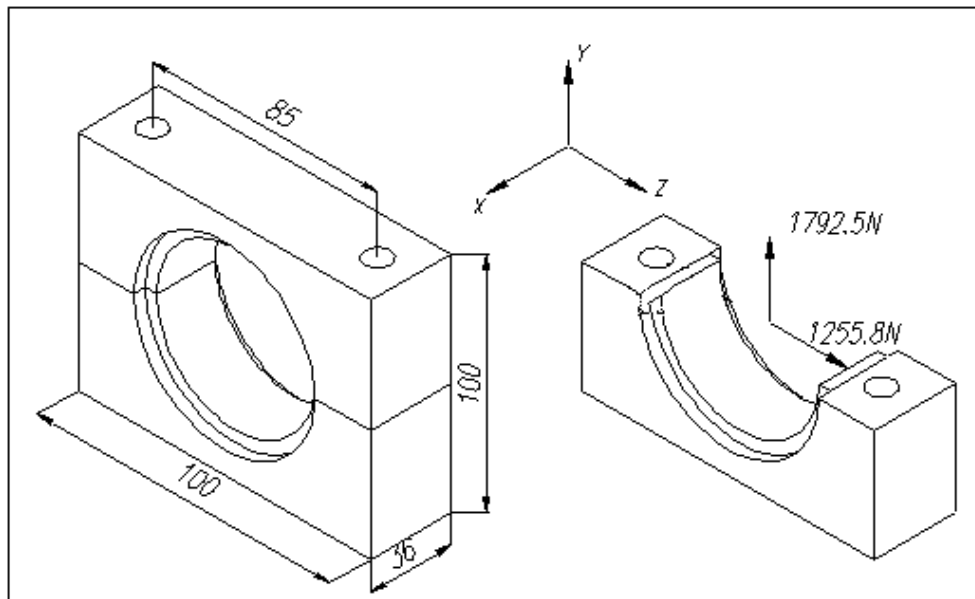


Figura 3.22 Dimensiones y Fuerzas sobre el soporte de la palanca.

3.1.6.1. Verificación para la Bocina.

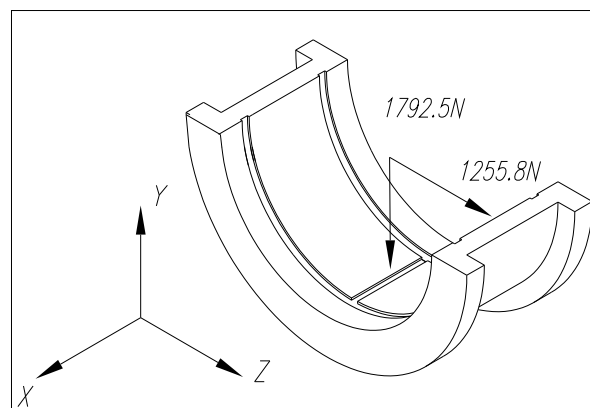


Figura 3.23 Fuerzas sobre la bocina.

Comprobaremos la resistencia de las bocinas por el análisis de carga estática.

Cargas $P_x = 1255.8N$; $P_y = 1792.5N$

La resultante de las cargas será:

$$\text{Carga } P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$$

$$P = \sqrt{1255.8^2 + 1792.5^2} = 2188.6N$$

Calculando la presión media:

$$P_m = \frac{P}{d \times b}$$

Donde:

d: Diámetro interior de la bocina.

b: Ancho de la bocina.

$$P_m = \frac{2188.6}{60 \times 36} = 1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_b = 80 \frac{N}{mm^2} \text{ (Resistencia máxima para el bronce SAE 64)}$$

$$FS = \frac{\sigma_b}{P_m} = \frac{80}{1} = 80 \text{ La bocina no fallara bajo la carga de servicio.}$$

3.1.7 Cálculo del Resorte de Retorno.

El resorte es un elemento que nos servirá para colocar la palanca compactadora en la posición de trabajo. El peso de toda la palanca tiende a colocar todo el sistema en la parte inferior, el resorte contrarresta el peso de la palanca para que este siempre en la posición superior (posición de trabajo).

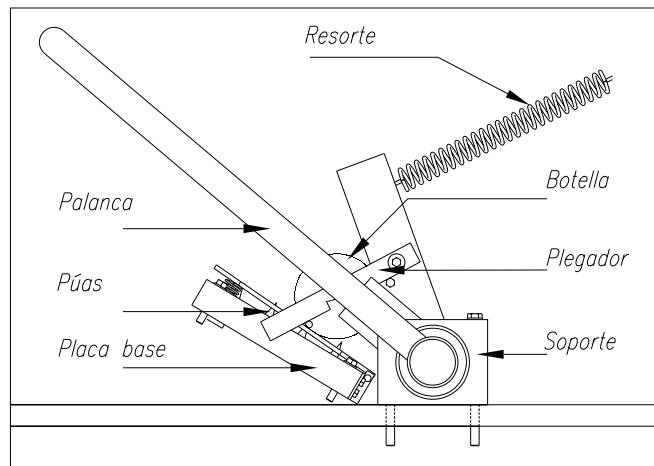


Figura 3.24 Esquema del sistema de compactado.

3.1.7.1 Cálculo de la Longitud del Resorte.

La longitud del resorte es clave para poder posicionar la palanca en su punto de operación.

Posición 1:

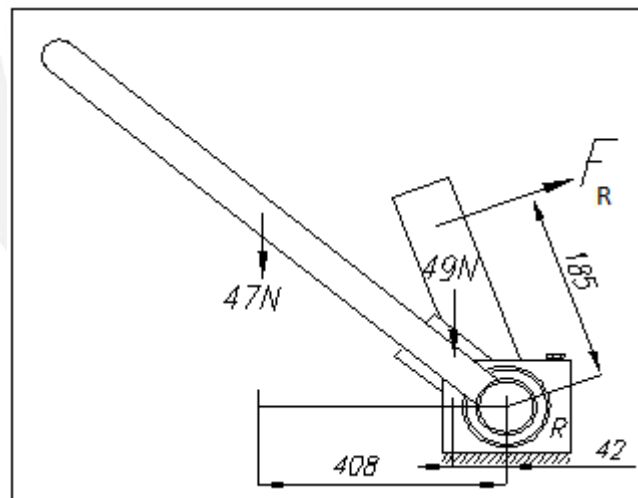


Figura 3.25 Palanca en posición inicial

Peso de la palanca = 47N ; Peso de la placa = 49N

F_R = Fuerza aplicada por el resorte.

$\sum M_R = 0$ Entonces:

$$47 \times 408 + 49 \times 42 = F_R \times 180$$

$$19176 + 2058 = F_R \times 180 \rightarrow F_R = \frac{21234}{180} = 118N$$

Tenemos para los resortes: $F_R = K \times \Delta L$

Donde: F_R = Fuerza del resorte (N).

K = Constante elástica del resorte ($\frac{N}{m}$).

ΔL = Alargamiento (m).

Longitud del resorte deformado en la posición 1 = 0.320m

Para un valor de $K = 1500 \frac{N}{m}$ entonces

$$\Delta L = \frac{F_R}{K} \rightarrow \Delta L = \frac{115}{1500} = 0.08m$$

Longitud del resorte no deformado = 0.32 – 0.08 = 0.240m = $K \times \Delta L$

Requerimos de un resorte de 0.24 metros de longitud y un K igual a 1500 N/m.

3.1.7.2 Fuerza Necesaria para Equilibrar el Resorte.

Posición 2:

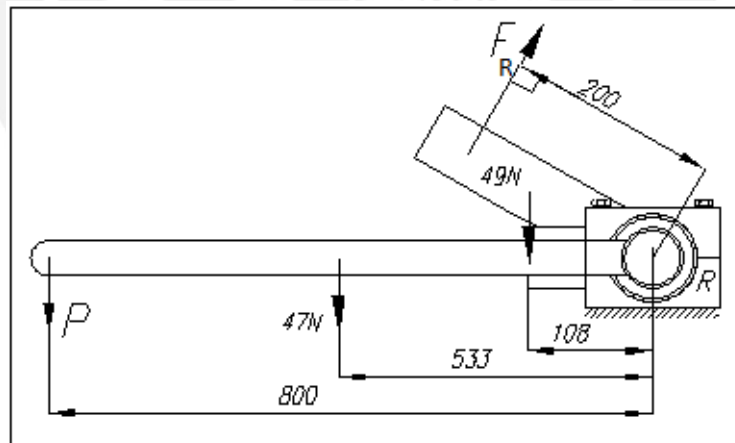


Figura 3.26 Palanca en posición final.

P = La fuerza necesaria para equilibrar la fuerza del resorte.

Longitud del resorte deformado en la posición 2 = 0.440m

$$\sum M_R = 0 \quad \text{Entonces:}$$

$$47 \times 0.533 + 49 \times 0.108 + P \times 0.80 = F \times 180$$

$$F \times 0.2 = 1500 \times (0.44 - 0.24) \times 0.2$$

$$P = 60 - 30.34 = 37.1N \rightarrow P = 37.1N$$

Aparte de la fuerza utilizada para compactar las botellas o fuerza principal, se requiere una fuerza adicional para poder vencer la fuerza de oposición del resorte la cual es pequeña en comparación con la fuerza principal.

3.2 Bastidor de la Máquina.

El bastidor es la base de la máquina, en su diseño se tuvo en cuenta las dimensiones necesarias que debía tener para ubicar los diversos mecanismos de los que esta compuesto la máquina.

3.2.1 Análisis del Bastidor.

El bastidor fue diseñado de tal manera que soporte el peso de todos los componentes de la máquina sin fallar, y a su vez tengan las dimensiones necesarias para permitir un adecuado funcionamiento.

En la figura 3.27 y 3.28 podemos observar las fuerzas principales sobre el bastidor, las cuales sirvieron para el análisis de los cálculos correspondientes.

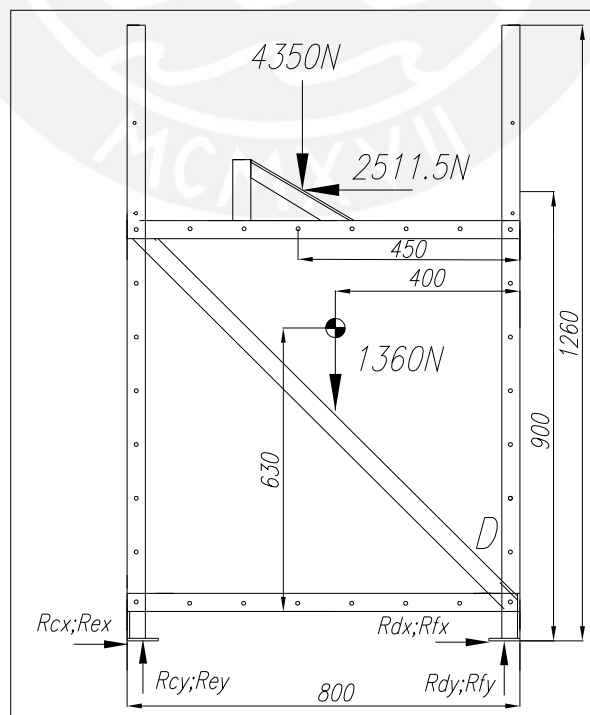


Figura 3.27 Dimensiones y fuerzas en el bastidor (vista lateral).

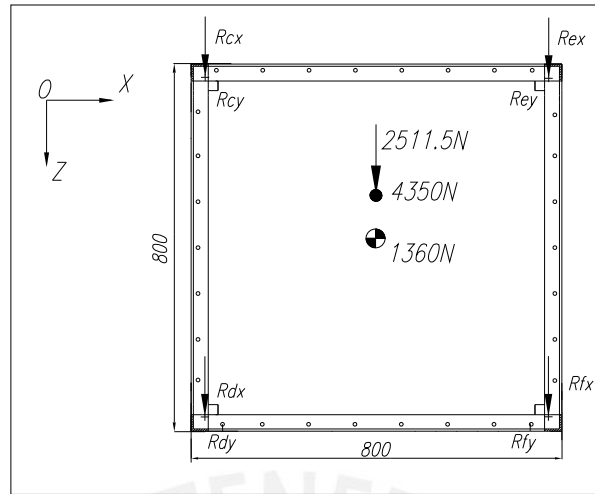


Figura 3.28 Dimensiones y fuerzas en el bastidor (vista de corte).

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{cx} + R_{dx} + R_{ex} + R_{fx} - 2511.5 = 0 \dots\dots\dots 1$$

$$R_{cx} = R_{ex}; R_{dx} = R_{fx} \dots\dots\dots 2$$

$$2R_{cx} + 2R_{dx} - 2511.5 = 0 \dots\dots\dots 3$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{cy} + R_{dy} + R_{ey} + R_{fy} - 5710 = 0 \dots\dots\dots 4$$

$$R_{cy} = R_{ey}; R_{dy} = R_{fy} \dots\dots\dots 5$$

$$2R_{cy} + 2R_{dy} - 5710 = 0 \dots\dots\dots 6$$

$$\sum M_{df} = 0$$

$$1360 \times 400 + 4350 \times 450 + 2511.5 \times 1260 - 1600R_{cy} = 0 \dots\dots\dots 7$$

$$R_{cy} = \frac{5665990}{1600} = 3541.2N$$

De 5:

$$R_{ey} = 3541.2N$$

De 6:

$$R_{dy} = -686.2N$$

De 5:

$$R_{fy} = -686.2N$$

Las reacciones con signo negativo dan cuenta de que la máquina al recibir la carga de diseño tiende a volcarse, es por eso que se contempla sujetarla al suelo mediante tornillos de anclaje.

3.2.2 Cálculo de las Vigas.

Estos elementos sirven de apoyo a la placa base y la fijan al bastidor para recibir la carga proveniente de la palanca compactadora. Ambos elementos hechos de tubos cuadrados de $1\frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$ de espesor.

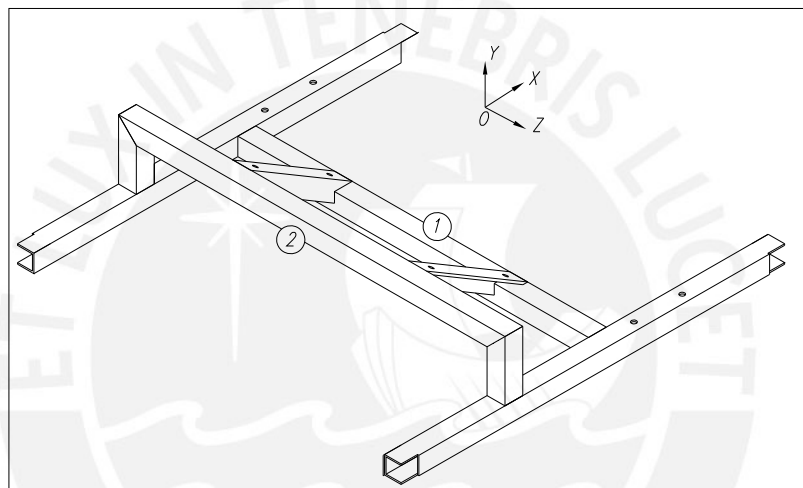


Figura 3.29 Esquema las vigas 1 y 2.

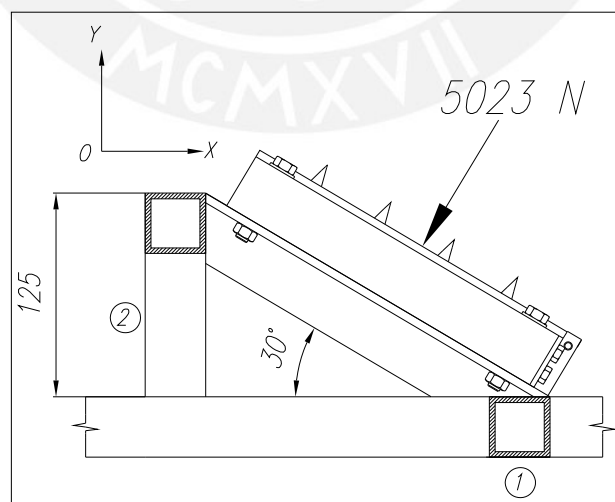


Figura 3.30 Dimensiones y fuerzas en la placa base.

3.2.2.1 Cálculo de la viga 1.

La fuerza en la viga se genera debido a la fuerza que aplica la palanca sobre la placa base, como podemos observar en la figura 3.31.

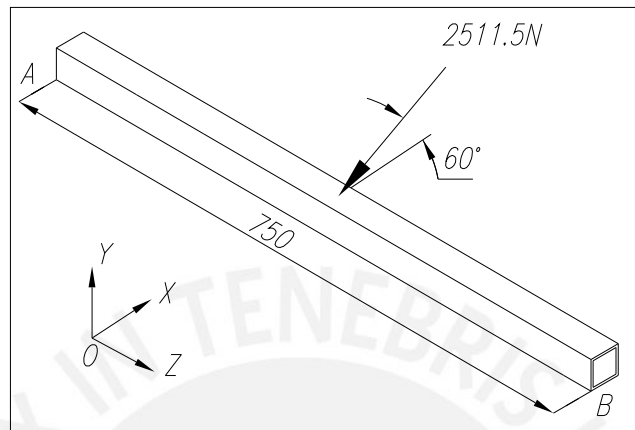


Figura 3.31 Fuerza sobre la viga 1.

Como los extremos se encuentran soldados al bastidor, asumimos un empotramiento.

Fuerzas en el eje Y

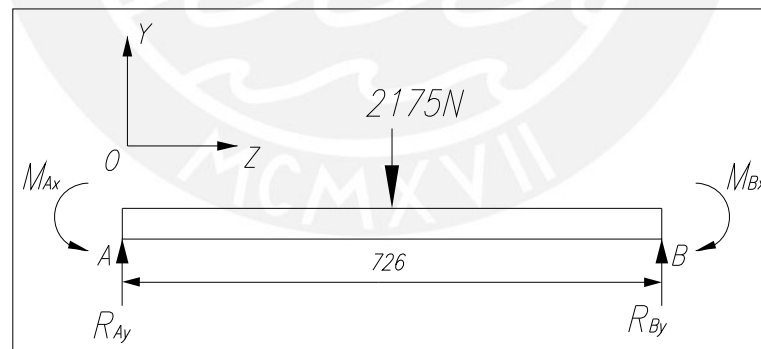


Figura 3.32 Fuerzas sobre la viga 1 en el plano YZ.

Calculamos las reacciones en los extremos, para lo cual utilizaremos sumatoria de fuerzas sobre el eje Y:

$$\sum F_Y = R_{AY} + R_{BY} = 2175N$$

Por simetría: $R_{AY} = R_{BY} = 1087.5N$

Aplicamos el teorema de Castigliano:

$$\phi_a = \frac{\partial U}{\partial a} = \int_0^L \frac{M}{EI} \times \frac{\partial M}{\partial Ma} \times dx$$

Se puede observar en la figura 3.33 que hay simetría respecto a la fuerza sobre la viga 1, por lo que haremos el cálculo solo de la primera mitad ($L = 375mm$)

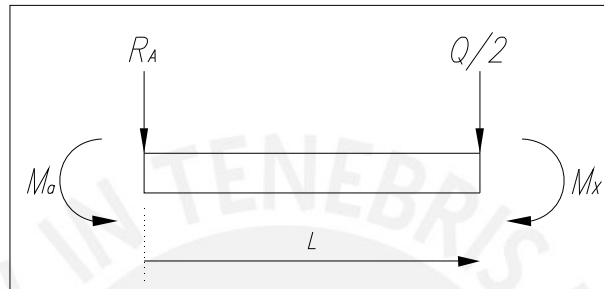


Figura 3.33 Fuerzas sobre la viga 1.

$$Mx = Ma + 0.5Qx \rightarrow \frac{\partial Mx}{\partial Ma} = 1$$

$$\phi_a = \int_0^L (Ma + 0.5Qx) \times EI \times dx = \frac{1}{EI} \times (Ma_x + 0.25Qx^2)_0^L = \frac{1}{EI} \times (Ma \times L + 0.25Q \times L^2)$$

Pero $\phi_a = 0$ (empotrado)

$$\frac{1}{EI} \times (Ma \times L + 0.25Q \times L^2) = 0 \rightarrow Ma + 0.25Q \times L = 0$$

Donde $Ma_x = 0.25Q \times L = 0.25 \times 2175 \times 375 = 203906.3N \times mm$

3.2.2.1.1 Diagrama de Fuerzas Internas.

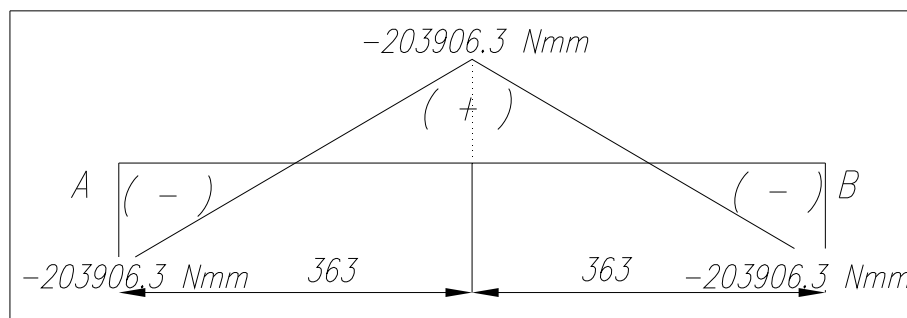


Figura 3.34 Diagrama de momento flector plano YZ.

Fuerzas en el eje X

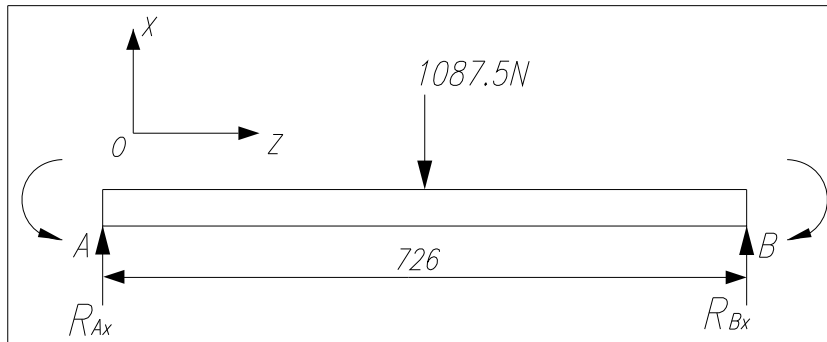


Figura 3.35 Fuerzas sobre la viga 1 en el plano XZ.

Igual que el caso anterior:

$$\sum F_x = R_{Ax} + R_{Bx} = 1087.5N$$

Por simetría: $R_{Ax} = R_{Bx} = 543.8N$

$$Ma_y = 0.25Q \times L = 0.25 \times 1087.5 \times 375 = 101953N \times mm$$

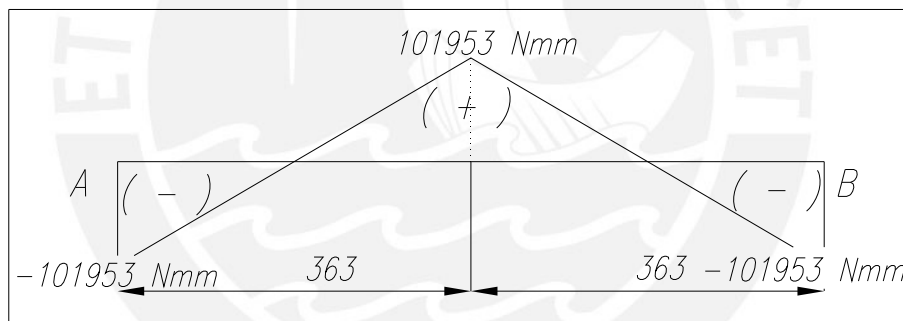


Figura 3.36 Diagrama de momento flector plano XZ.

3.2.2.1.2 Cálculo de Uniones Soldadas.

A continuación, en la figura 3.37 se muestra la disposición del cordón de soldadura.

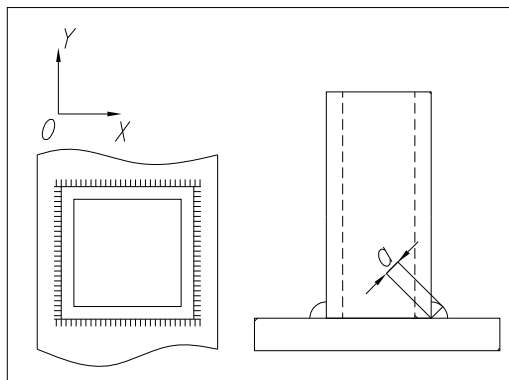


Figura 3.37 Diagramas de la soldadura.

3.2.2.1.3 Cálculo de los Esfuerzos sobre el Cordón de Soldadura.

Para la sección mostrada en la figura 3.38 calculamos el momento de inercia:

Espesor de garganta para el cordón de soldadura: 3mm

$$I_x = I_y = \frac{43 \times 43^3}{12} + \frac{37 \times 37^3}{12} = 128720 \text{mm}^4$$

$$A_{\text{seccion}} = 480 \text{mm}^2$$

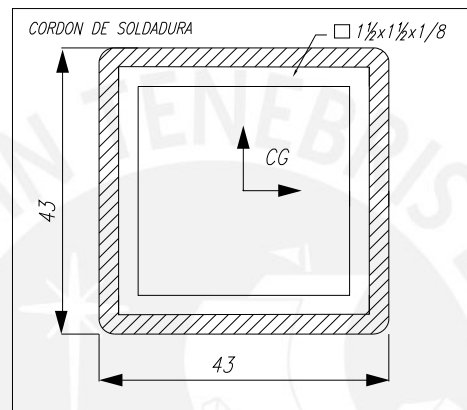


Figura 3.38 Sección de la unión soldada.

Calculamos el esfuerzo flector: $\sigma_f = \frac{M_f \times y}{I}$

$$\sigma_{fx} = \frac{203906 \times 21.5}{128720} = 34.1 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{fy} = \frac{101953 \times 21.5}{128720} = 17 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo flector será la resultante de los esfuerzos flectores sobre los ejes X e Y:

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma_{fx}^2 + \sigma_{fy}^2} \rightarrow \sigma_f = \sqrt{34.1^2 + 17^2} = 38.1 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Calculamos el esfuerzo de corte: $\tau = \frac{F}{0.5 \times A_{\text{seccion}}}$

$$\tau_x = \frac{R_{AX}}{0.5 \times 480} = \frac{543.8}{240} = 2.3 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_y = \frac{R_{AY}}{0.5 \times 480} = \frac{1087.5}{240} = 4.5 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo de corte será la resultante de los esfuerzos cortantes sobre los ejes X e Y:

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \rightarrow \tau = \sqrt{2.3^2 + 4.5^2} = 5 \frac{N}{mm^2}$$

3.2.2.1.4 Verificación por Carga Estática.

Comprobaremos los cordones de soldadura de la viga 1 por el análisis de carga estática (según Von Mises).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{Adm} = \sigma_{lim} \times U \times U_2$$

$U = 0.8$ (Soldadura en ángulo y esfuerzos combinados).

$U_2 = 0.8$ (Calidad II)

$$\sigma_{lim} = 240 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia para el acero St-37)}$$

$$\sigma_f = 38.1 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = 5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{38.1^2 + 3 \times 5^2} \leq \sigma_{Adm} = 240 \times 0.8 \times 0.8 = 153.6 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq} = 39.1 \frac{N}{mm^2} \rightarrow FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{153.6}{39.1} = 3.9$$

Se verifica que los cordones de soldadura no fallan bajo la carga de diseño con capacidad de resistir una gran sobrecarga.

3.2.2.1.5 Verificación por Fatiga.

Comprobaremos la resistencia de los cordones de soldadura de la viga 1 por análisis de fatiga bajo carga de característica pulsante.

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{38.1}{2} = 19 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_a = \frac{5}{2} = 2.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 1.8\tau_a^2} \leq \sigma_{Adm} = \sigma_{lim_a} \times v_1 \times v_2$$

$$\sigma_{lim_a} = 170 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia bajo carga pulsante para el acero St-37)}$$

$$v_1 = 0.69 \quad ; \quad v_2 = 0.8(\text{calidad III})$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{19^2 + 1.8 \times 2.5^2} \leq \sigma_{Adm} = 170 \times 0.69 \times 0.8 = 93.8 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_a} = 19.3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 1.8\tau_m^2}$$

$$\sigma_{fm} = 19 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_m = 2.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{19^2 + 1.8 \times 2.5^2} = 19.3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_b = 370 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la rotura para el acero St-37)}$$

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{eq_a}}{\sigma_{Adm}} + \frac{\sigma_{eq_m}}{\sigma_b}} = \frac{1}{\frac{19.3}{93.8} + \frac{19.3}{370}} = 3.9$$

Los cordones de soldadura resistirán la carga de diseño además de una gran sobrecarga de darse el caso.

3.2.2.2 Cálculo de la Viga 2.

Al igual que con la viga 1 pasaremos a evaluar la resistencia de la viga 2, para ser mas precisos los cordones de soldadura que unen dicha viga al bastidor en los puntos A y B.

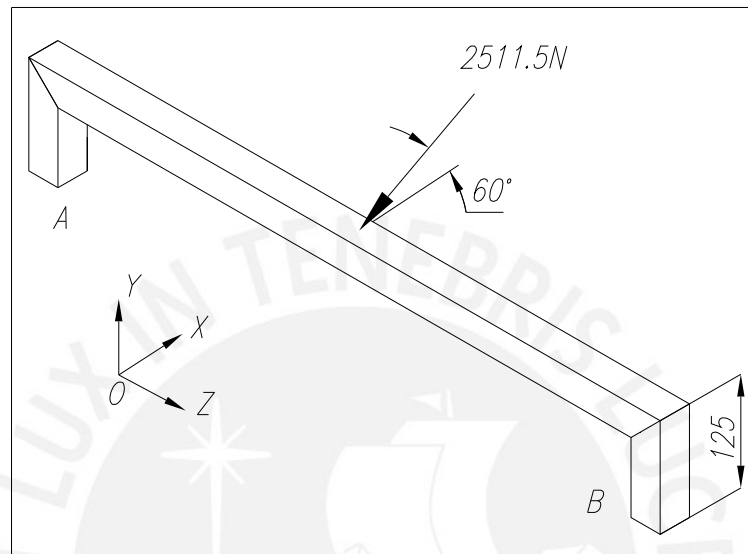


Figura 3.39 Fuerza sobre la viga 2.

Fuerzas en el eje X

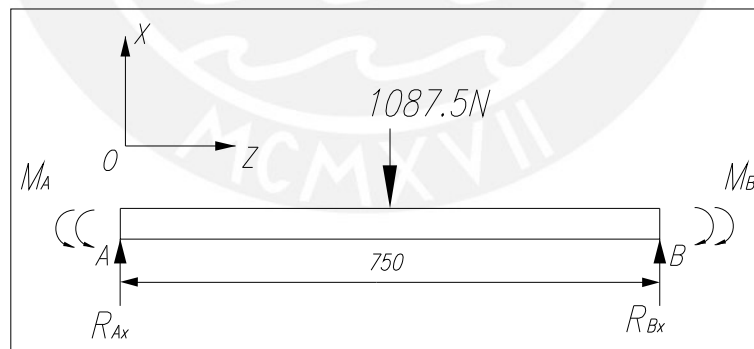


Figura 3.40 Fuerzas sobre la viga 2 en el plano XZ.

Calculamos las reacciones en los extremos, para lo cual utilizaremos sumatoria de fuerzas sobre el eje X:

$$\sum F_x = R_{Ax} + R_{Bx} = 1087.5N$$

Por simetría: $R_{Ax} = R_{Bx} = 543.8N$

$$M_{AZ} = M_{BZ} = 0.5 \times 2511.5 \times \cos(60) \times 125 = 78487.5 N \times mm$$

Fuerzas en el eje Y

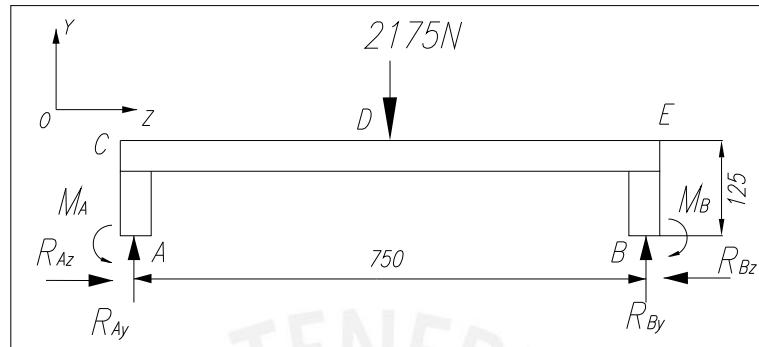


Figura 3.41 Fuerzas sobre la viga 2 en el plano YZ.

Al igual que para la viga 1 nos valemos del teorema de Castigliano para hallar los momentos en A y B sobre el plano YZ.

$$\sum F_Y = R_{AY} + R_{BY} = 2175 N$$

Por simetría: $R_{AY} = R_{BY} = 1087.5 N$

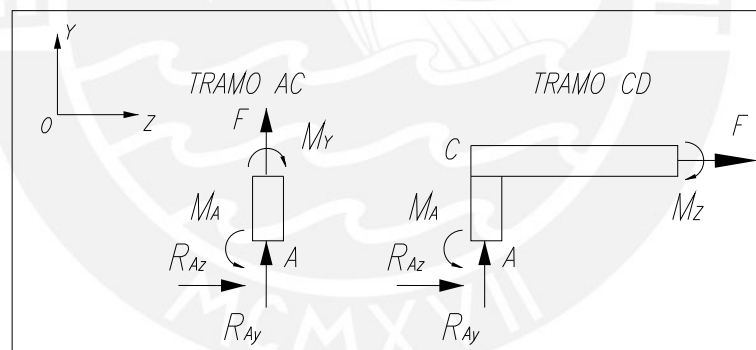


Figura 3.42 Fuerzas sobre los tramos AC y CD de la viga 2.

Dada la simetría evaluaremos la primera mitad de la viga 2.

Para el tramo AC:

$$F = -1087.5 N \quad ; \quad M_Y = R_{AZ} y + M_A$$

$$\frac{\partial F}{\partial M_A} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial M_Y}{\partial M_A} = 1$$

Para el tramo CD:

$$F = -R_{AZ} \quad ; \quad M_Z = R_{AZ} 125 + M_A - 1087.5 z$$

$$\frac{\partial F}{\partial M_A} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial M_Z}{\partial M_A} = 1$$

Para la deflexión angular en el punto A igual a cero la ecuación queda de la siguiente manera:

$$\phi_A = \frac{\partial U}{\partial M_A} = 2 \int_A^C \frac{F}{EA} \left(\frac{\partial F}{\partial M_A} \right) dy + 2 \int_A^C \frac{M_Y}{EI} \left(\frac{\partial M_Y}{\partial M_A} \right) dy + 2 \int_C^D \frac{F}{EA} \left(\frac{\partial F}{\partial M_A} \right) dz + 2 \int_C^D \frac{M_Z}{EI} \left(\frac{\partial M_Z}{\partial M_A} \right) dz$$

$$\phi_A = 2 \int_A^C \frac{M_Y}{EI} \left(\frac{\partial M_Y}{\partial M_A} \right) dy + 2 \int_C^D \frac{M_Z}{EI} \left(\frac{\partial M_Z}{\partial M_A} \right) dz = 2 \int_0^{125} \frac{(R_{AZ}y + M_A)}{EI} dy + 2 \int_0^{375} \frac{(R_{AZ}125 + M_A - 10875z)}{EI} dz$$

Como $\phi_A = 0$ entonces:

$$R_{AZ} \frac{125^2}{2} + M_A 125 + R_{AZ} 125 \times 375 + M_A 375 - 1087.5 \times \frac{375^2}{2} = 0$$

$$4M_A + 437.5R_{AZ} - 611718.8 = 0 \dots\dots\dots \text{ecuación 1}$$

Además el desplazamiento horizontal del punto A es cero y la ecuación queda de la siguiente manera:

$$\delta_A = \frac{\partial U}{\partial R_{AZ}} = 2 \int_A^C \frac{F}{EA} \left(\frac{\partial F}{\partial R_{AZ}} \right) dy + 2 \int_A^C \frac{M_Y}{EI} \left(\frac{\partial M_Y}{\partial R_{AZ}} \right) dy + 2 \int_C^D \frac{F}{EA} \left(\frac{\partial F}{\partial R_{AZ}} \right) dz + 2 \int_C^D \frac{M_Z}{EI} \left(\frac{\partial M_Z}{\partial R_{AZ}} \right) dz$$

Para el tramo AC:

$$\frac{\partial F}{\partial R_{AZ}} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial M_Y}{\partial R_{AZ}} = y$$

Para el tramo CD:

$$\frac{\partial F}{\partial R_{AZ}} = -1 \quad ; \quad \frac{\partial M_Z}{\partial R_{AZ}} = 125$$

$$\delta_A = -2 \int_0^{375} \frac{10875}{EA} dy + 2 \int_0^{125} \frac{(R_{AZ}y + M_A)}{EI} y dy + 2 \int_0^{375} \frac{(R_{AZ}125 + M_A - 10875z)}{EI} 125 dz$$

Como $\delta_A = 0$ entonces:

$$R_{AZ} \frac{125^2}{3} + M_A \frac{125}{2} + R_{AZ} 125 \times 375 + M_A 375 - 1087.5 \times \frac{375^2}{2} - 1087.5 \times 3 \frac{I}{A} = 0$$

$$M_A + 119.5R_{AZ} - 176224.7 = 0 \dots\dots\dots\text{ecuación 2}$$

De las ecuaciones 1 y 2

$$R_{AZ} = 2300N \quad ; \quad M_A = 98713.8N \times mm$$

$$A_{seccion} = 480mm^2 \text{ (la misma para las secciones A y B)}$$

$$I_x = I_y = 128720mm^4 \text{ (sección del cordón de soldadura)}$$

$$\sigma_{fz} = \frac{M_{fz} \times y}{I} = \frac{78487.5 \times 21.5}{128720} = 13.1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{fx} = \frac{M_{fx} \times z}{I} = \frac{98713.8 \times 21.5}{128720} = 16.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma_{fz}^2 + \sigma_{fx}^2} = 21.1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_x = \frac{F_x}{0.5 \times A_{seccion}} = \frac{0.5 \times 2511.5 \times \text{Sen}(60)}{0.5 \times 480} = 2.6 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_z = \frac{F_z}{0.5 \times A_{seccion}} = \frac{2300}{0.5 \times 480} = 9.6 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo de corte será la resultante de los esfuerzos cortantes sobre los ejes X y Z:

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_z^2} = \sqrt{2.6^2 + 9.6^2} = 10 \frac{N}{mm^2}$$

3.2.2.2.1 Verificación por Carga Estática.

Comprobaremos los cordones de soldadura de la viga 2 por el análisis de carga estática.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{Adm} = \sigma_{lim} \times \nu \times \nu_2$$

$$\nu = 0.8 \text{ (Soldadura en ángulo y esfuerzos combinados).}$$

$$\nu_2 = 0.8 \text{ (Calidad II)}$$

$$\sigma_{lim} = 240 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia para el acero St-37)}$$

$$\sigma_f = 21.1 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau = 10 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{21.1^2 + 3 \times 10^2} \leq \sigma_{Adm} = 240 \times 0.8 \times 0.8 = 153.6 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq} = 27.3 \frac{N}{mm^2} \rightarrow FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{153.6}{27.3} = 5.6$$

Se verifica que los cordones de soldadura no fallan bajo la carga de diseño con capacidad de resistir una gran sobrecarga.

3.2.2.2.2 Verificación por Fatiga.

Comprobaremos la resistencia de los cordones de soldadura de la viga 2 por análisis de fatiga bajo carga de característica pulsante.

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{21.1}{2} = 10.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_a = \frac{10}{2} = 5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 1.8 \tau_a^2} \leq \sigma_{Adm} = \sigma_{lim_a} \times \nu_1 \times \nu_2$$

$$\sigma_{lim_a} = 170 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la fluencia bajo carga pulsante para el acero St-37)}$$

$$\nu_1 = 0.69 \quad ; \quad \nu_2 = 0.8(\text{calidad III})$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{10.5^2 + 1.8 \times 5^2} \leq \sigma_{Adm} = 170 \times 0.69 \times 0.8 = 93.8 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_a} = 12.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 1.8\tau_m^2}$$

$$\sigma_{fm} = 10.5 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \tau_m = 5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{10.5^2 + 1.8 \times 5^2} = 12.5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_b = 370 \frac{N}{mm^2} \text{ (Esfuerzo limite a la rotura para el acero St-37)}$$

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{eq_a}}{\sigma_{Adm}} + \frac{\sigma_{eq_m}}{\sigma_b}} = \frac{1}{\frac{12.5}{93.8} + \frac{12.5}{370}} = 6$$

Los cordones de soldadura resistirán la carga de diseño además de una gran sobrecarga de darse el caso.

3.2.3 Cálculo del Perfil Transversal.

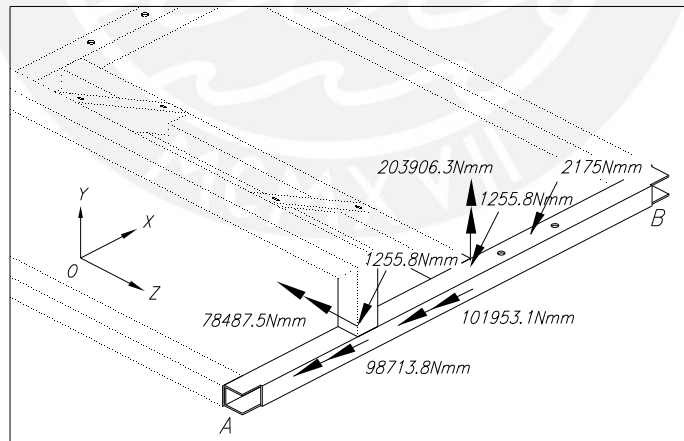


Figura 3.43 Fuerzas que actúan sobre los perfiles.

En este caso verificaremos la rigidez del perfil mediante el cálculo de deflexiones y torsiones.

3.2.3.1 Análisis de Deflexiones.

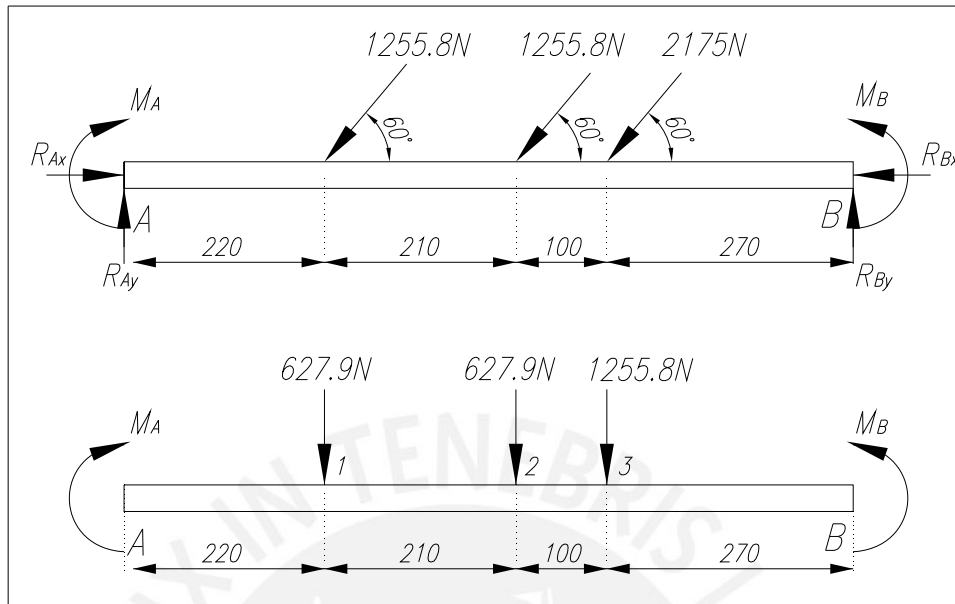


Figura 3.44 Fuerzas sobre el perfil AB.

Por superposición de efectos, tenemos:

$$M_A : \phi_A = \frac{M_a \times L}{3 \times EI} = \frac{M_a \times 800}{3 \times EI} = \frac{266.7 \times M_a}{EI}$$

$$\phi_B = \frac{M_b \times L}{6 \times EI} = \frac{M_b \times 800}{6 \times EI} = \frac{133.3 \times M_a}{EI}$$

$$M_B : \phi_A = \frac{M_a \times L}{6 \times EI} = \frac{M_a \times 800}{6 \times EI} = \frac{133.3 \times M_a}{EI}$$

$$\phi_B = \frac{M_b \times L}{3 \times EI} = \frac{M_b \times 800}{3 \times EI} = \frac{266.7 \times M_a}{EI}$$

$$\text{En 1: } \phi_A = \frac{P \times b \times (L^2 - b^2)}{6 \times EIL} = \frac{628 \times 580 \times (800^2 - 580^2)}{6 \times EI \times 800} = \frac{23034512}{EI}$$

$$\phi_B = \frac{P \times a \times (L^2 - a^2)}{6 \times EIL} = \frac{628 \times 220 \times (800^2 - 220^2)}{6 \times EI \times 800} = \frac{17025509}{EI}$$

$$\text{En 2: } \phi_A = \frac{P \times b \times (L^2 - b^2)}{6 \times EIL} = \frac{628 \times 370 \times (800^2 - 370^2)}{6 \times EI \times 800} = \frac{24350356}{EI}$$

$$\phi_B = \frac{P \times a \times (L^2 - a^2)}{6 \times EIL} = \frac{680 \times 430 \times (800^2 - 430^2)}{6 \times EI \times 800} = \frac{25599090}{EI}$$

$$\text{En 3: } \phi_A = \frac{P \times b \times (L^2 - b^2)}{6 \times EIL} = \frac{1256 \times 270 \times (800^2 - 270^2)}{6 \times EI \times 800} = \frac{40059237}{EI}$$

$$\phi_B = \frac{P \times a \times (L^2 - a^2)}{6 \times EIL} = \frac{1256 \times 530 \times (800^2 - 530^2)}{6 \times EI \times 800} = \frac{49973257}{EI}$$

Por estar el perfil soldado (se asume muy rígido):

$$\phi_A = 0$$

$$400 \times \frac{M_a}{EI} = \frac{23034512}{EI} + \frac{24350356}{EI} + \frac{40059237}{EI}$$

$$400 \times M_a = 87444104 \rightarrow M_a = 218610 N \times mm$$

$$\phi_B = 0$$

$$400 \times \frac{M_b}{EI} = \frac{17025509}{EI} + \frac{25599090}{EI} + \frac{49793257}{EI}$$

$$400 \times M_b = 92417854 \rightarrow M_b = 231046 N \times mm$$

Deflexión máxima:

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad I = 79220 mm^4$$

$$M_a : Y_a = \frac{M_a \times L^2}{9\sqrt{3} \times EI} = \frac{218610 \times 800^2}{9\sqrt{3} \times 210000 \times 79220} = 0.540 mm$$

$$M_b : Y_b = \frac{M_b \times L^2}{9\sqrt{3} \times EI} = \frac{231046 \times 800^2}{9\sqrt{3} \times 210000 \times 79220} = 0.570mm$$

En 1:

$$Y_1 = \frac{-P \times b \times (L^2 - b^2)^{\frac{3}{2}}}{9\sqrt{3} \times EIL} = \frac{-628 \times 220 \times (800^2 - 220^2)^{\frac{3}{2}}}{9\sqrt{3} \times 210000 \times 79220 \times 800} = -0.310mm$$

En 2:

$$Y_2 = \frac{-P \times b \times (L^2 - b^2)^{\frac{3}{2}}}{9\sqrt{3} \times EIL} = \frac{-628 \times 370 \times (800^2 - 370^2)^{\frac{3}{2}}}{9\sqrt{3} \times 210000 \times 79220 \times 800} = -0.400mm$$

En 3:

$$Y_3 = \frac{-P \times b \times (L^2 - b^2)^{\frac{3}{2}}}{9\sqrt{3} \times EIL} = \frac{-1256 \times 270 \times (800^2 - 270^2)^{\frac{3}{2}}}{9\sqrt{3} \times 2100000 \times 79220 \times 800} = -0.700mm$$

$$\sum deflexiones = 0.540 + 0.570 - 0.310 - 0.400 - 0.700 = -0.300mm$$

Deflexión por metro: $\frac{0.300mm}{0.8m} = 0.380 \frac{mm}{m}$

Deflexión por metro recomendada: $0.5 \frac{mm}{m}$

La deflexión de la viga transversal se encontraría dentro de los límites permitidos.

3.2.3.2 Análisis de torsiones.

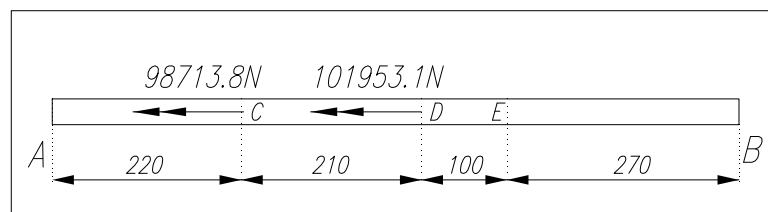


Figura 3.45 Torsiones sobre el perfil AB.

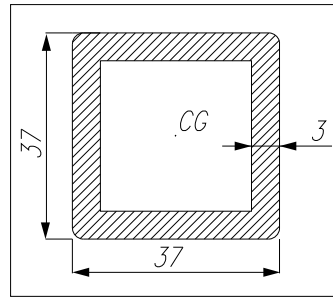


Figura 3.46 Sección de la viga transversal.

$$G = 80000 \frac{N}{mm^2} \quad ; \quad \phi = \frac{TL}{G \times 4A^2 t}$$

$$\phi_A = 0 \quad ; \quad \phi_C = \phi_{C/A} + \phi_A$$

$$\phi_C = 0 + \frac{220 \times 98713.8 \times 128}{80000 \times 1024^2 \times 20} = 0.0016 rad$$

$$\phi_D = \phi_{D/C} + \phi_C = 0.0016 + \frac{210 \times 101953 \times 128}{80000 \times 1024^2 \times 20} = 0.0016 + 0.0016 = 0.0032 rad$$

$$\phi_B = 0$$

$$\text{Torsión angular} = 0.0032 rad = 3.2 \times 10^{-3} rad$$

$$\text{Torsión angular máxima recomendada} = 4 \times 10^{-3} rad$$

La torsión angular de la viga transversal se encontraría dentro de los límites permitidos.

3.3 Sistema de Selección.

Conformada por una placa doblada con un ángulo de 90 grados, es reforzada en sus extremos para que mantenga la perpendicularidad. Pivota a través de un eje que la atraviesa de manera longitudinal y la fija a la maquina en su parte media y superior.

En uno de sus extremos se encuentra sujeta una serie de flejes metálicos que llamaremos contrapesos que mantienen la placa girando en una dirección determinada, en este caso hacia la placa compactadora cuando esta se posiciona según la figura 3.47, permitiendo conducir la botella de plástico para ser compactadas.

El contrapeso también tiene la función de diferenciar las botellas de plástico de entre otros objetos que sean introducidos al sistema. La diferenciación se determina por el peso de las botellas una de cuyas características es ser livianas, cualquier objeto diferente a una botella de plástico tiende a ser en su mayoría más pesado que esta, por esta razón la placa de selección no girará una vez ubicada en la posición inicial con dirección a la placa compactadora sino en sentido contrario donde se ubica el contenedor que almacenará estos objetos extraños.

3.3.1. Cálculo del contrapeso.

Como mencionamos anteriormente, los contrapesos permiten conducir las botellas con dirección a la placa compactadora, determinar la cantidad de estos es de suma importancia para que el sistema trabaje satisfactoriamente.

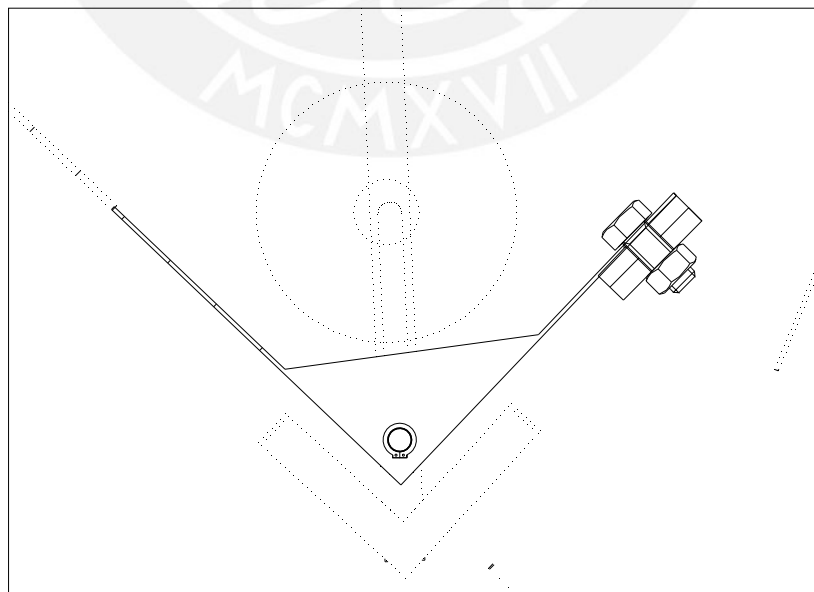


Figura 3.47 Esquema del sistema de selección.

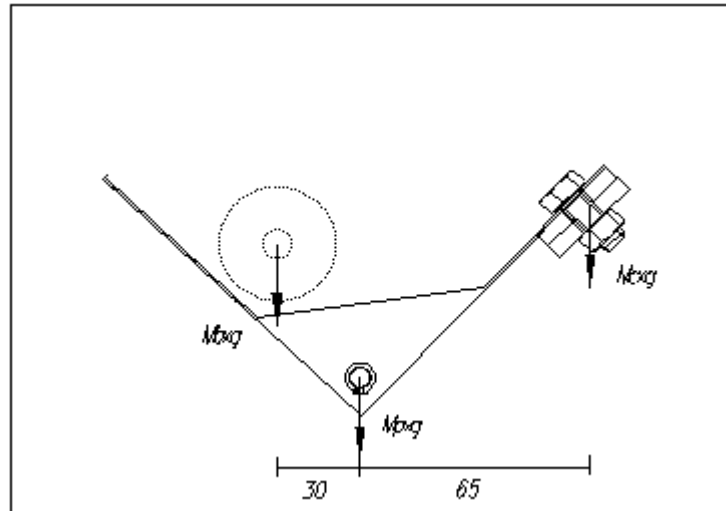


Figura 3.48 Cargas sobre el sistema de selección.

Se tiene el sistema de selección de la botella para la cual se realizan los cálculos del contrapeso.

Tenemos: M_B - masa de la botella.
 M_P - masa de la placa.
 M_C - masa del contrapeso.

Para la botella de plástico: $M_P = 75\text{gr.} = 0.075\text{Kg}$

Para la botella de vidrio: $M_V = 300\text{gr.} = 0.3\text{Kg}$

No tendremos presente la masa de la placa ya que se encuentra casi equilibrada en el punto pivotante.

Para calcular la masa del contrapeso, realizamos sumatoria de momentos respecto del punto A. La masa de la botella a utilizar será la de vidrio:

$$\sum M_A = 0$$

$$M_C \times g \times 65 = M_B \times g \times 30$$

$$M_C \times 65 = 0.3 \times 30 \rightarrow M_C = 0.14\text{Kg.}$$

3.4 Sistema de Entrega de Premio

Como mencionamos en el capítulo 1 en la búsqueda del estado tecnológico, nuestro diseño del sistema de entrega de premio será la adaptación de un sistema de entrega de chicle en bola (gumball), pero en nuestro caso utilizaremos chicles empaquetados en pequeñas cajas ya que su geometría nos es de gran ayuda a la hora de diseñar los mecanismos que almacenen, dosifiquen y controlen la cantidad de premio a entregar.

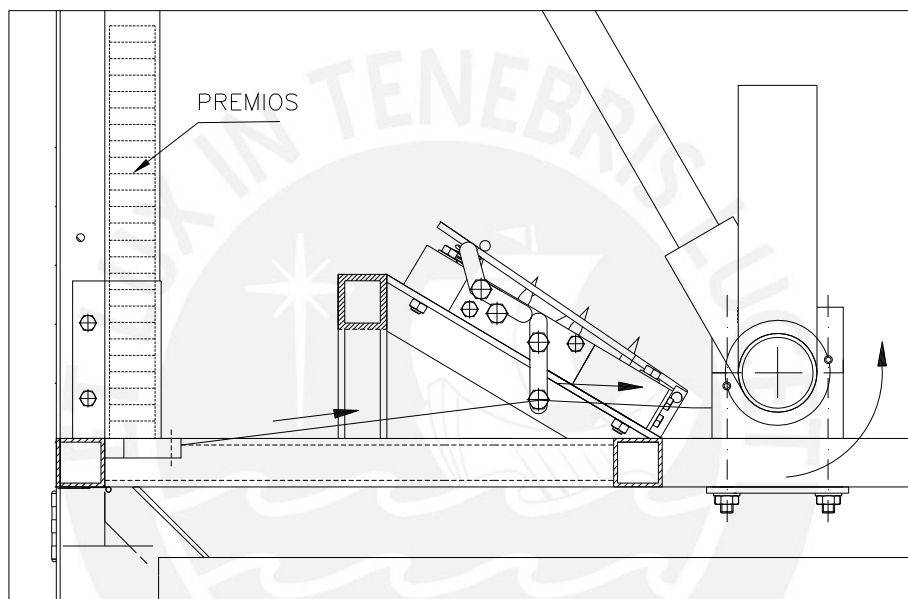


Figura 3.49 Esquema completo del sistema de entrega de premio.

La acción de la palanca compactadora provee del movimiento que requiere el sistema para trabajar y la placa base libera el premio una vez que ingresa una botella ha ser compactada.

El liberador solo actúa cuando una botella pasa a ser compactada; esto es, la placa base desciende accionando el liberador que deja mover libremente el cable que une la palanca compactadora con el actuador que entrega los chicles.

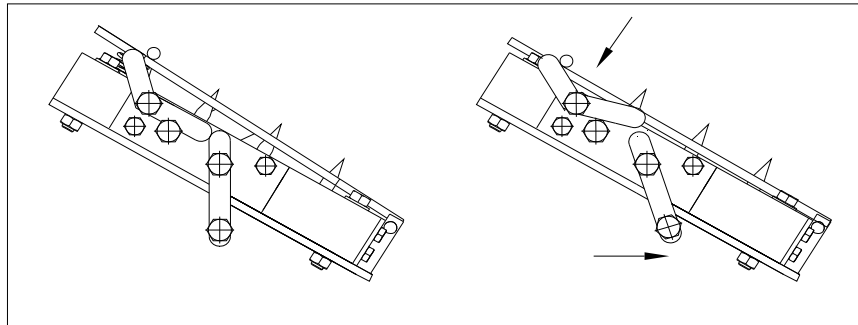


Figura 3.50 Esquema de funcionamiento del liberador.

El usar chicles empaquetados en pequeñas cajas y colocarlos unos encima de otros formando una columna nos proporciona una manera muy eficiente de almacenarlos, además de darnos una manera de dosificar una caja cada vez que se accione la palanca. Nuestro contenedor de almacenaje solo puede contener unas 50 de estas pequeñas cajas de chicles, pero puede ser ampliado y reubicado de manera que pueda abastecer con la demanda total requerida (para unas 200 botellas aproximadamente) y entregar una cajita de chicles por cada botella compactada.

El quedarse sin cajitas de chicles no impide que la máquina no deje de funcionar, el sistema de compactado es totalmente independiente del sistema de entrega de premio.

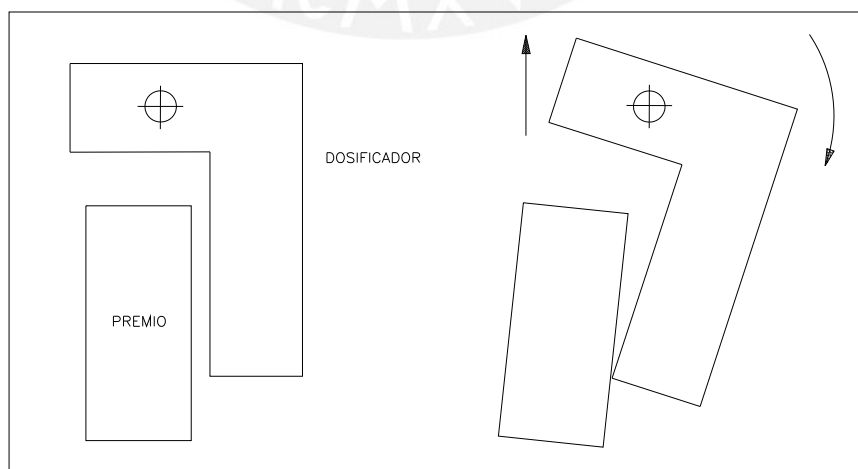


Figura 3.51 Esquema de la entrega del premio

CAPÍTULO 4

PLANOS

Se presentan a continuación los planos necesarios para la fabricación de la máquina compactadora, los cuales se encuentran ubicados en la sección destinada a los anexos de esta tesis y en el siguiente orden:

- Ensamble General (ENS-A1-01)
- Bastidor (DESP-A1-01)
- Palanca Compactadora (DESP-A3-02)
- Placa Base (DESP-A2-03)
- Soporte (DESP-A4-04)
- Bocina (DESP-A4-05)
- Puerta de Descarga (DESP-A3-06)
- Sistema de Selección (DESP-A3-07)
- Sistema de Entrega de Premio (DESP-A3-08)
- Liberador de Premio (DESP-A4-09)
- Deposito (DESP-A4-10)

CAPÍTULO 5

COSTOS DE FABRICACIÓN

La premisa en este capítulo es la elaboración de un presupuesto en base a los costos de fabricación para un prototipo de la máquina compactadora. La sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP construyó un prototipo de la máquina compactadora con recursos propios, pero no nos fue posible determinar algunos de los costos involucrados, es por eso que nos vimos en la necesidad de elaborar un presupuesto recurriendo a la información dada por un fabricante y proveedores de materiales distintos a la PUCP.

La importancia de determinar los costos de fabricación radica en dejar la información necesaria para poder culminar con el proyecto que, como sabemos, a tenido varios pasos anteriores que han ido dando forma y determinando las formas y funciones finales de nuestra máquina compactadora de botellas de plástico.

Nuestro primer paso en la determinación de los costos es obtener la información de los materiales necesarios para la fabricación de la máquina. Esta información es obtenida de los planos de diseño ya elaborados. Deben determinarse el tipo de material y la cantidad de este que se va a necesitar, para lo cual hemos realizado los metrados de los materiales necesarios obtenidos de los planos de fabricación.

Aceros San Carlos SRL fue la empresa a la que recurrimos para poder obtener la información de los costos de los materiales necesarios para la construcción de la máquina compactadora. Otra empresa a la que recurrimos fue a FAMMA SAC en donde obtuvimos la información necesaria con relación a los costos de mano de obra involucrados en la fabricación de los distintos componentes que conforman la máquina.

La elección de dos empresas y no solo una que nos cotizara de forma conjunta la parte de material y mano de obra fue el de poder tener la información diferenciada

y así establecer cual corresponde a cada una (material y mano de obra) lo que consideramos una información más precisa.

A continuación presentamos el resumen de los costos de fabricación de cada uno de los componentes de la máquina:

Componentes de la Maquina	Materiales	Costo Material (Inc. Transporte al taller)	Costo Mano de Obra	Total
Bastidor	L 1½x1½x3/16 3 perfiles	S/ 200.00	S/ 168.70	S/ 413.40
	□ 1½x1½x1/8 1 perfil	S/ 44.70		
Palanca Compactadora	2"x1/8 Sh 40 ½tubo(3m)	S/ 88.40	S/ 121.30	S/ 296.50
	1"x1/8 Sh 40 ½tubo(3m)	S/ 47.80		
	400x600x5mm 1 plancha	S/ 39.00		
Soportes	ST 37(soportes) SAE 64(bocinas)			S/ 280.00
Púas Perforadoras	ASTM 1045 8 piezas			S/ 80.00
Placa Base	400x800x5mm	S/ 52.00	S/ 36.00	S/ 88.00
Sistema de Selección	1200x2400x1mm ½ plancha	S/ 65.00	S/ 45.00	S/ 110.00
Sistema de Entrega de Premio				S/ 70.00
Cobertura total de la Maquina	1200x2400x1mm 3 planchas	S/ 390.00	S/ 270.00	S/ 660.00
Deposito	1200x2400x1mm 1 plancha	S/ 130.00	S/ 90.00	S/ 220.00
			Sub-total	S/ 2217.90
Desarrollo e Ingeniería				S/ 200.00
			Total costo por Máquina	S/ 2417.90

Presentamos algunas imágenes del proceso de construcción de algunos de los componentes que forman parte de la máquina compactadora y que corresponden al prototipo fabricado por la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP en el taller de manufactura.



Figura 3.52 Fabricación del bastidor.

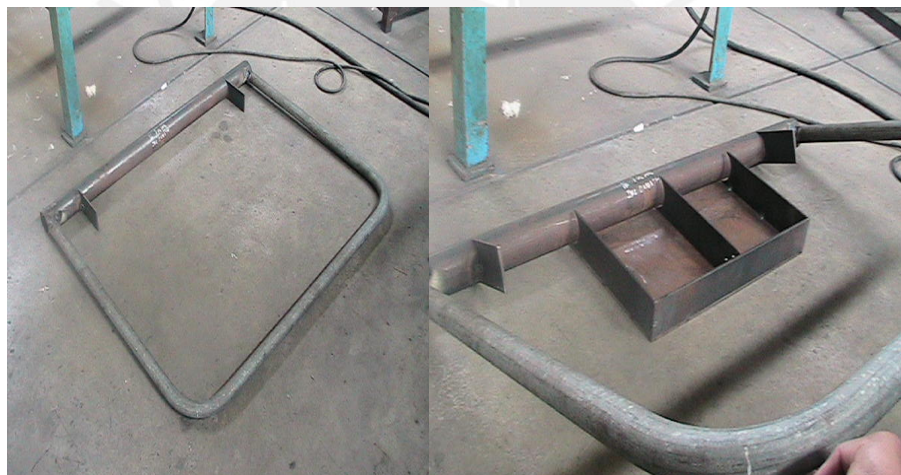


Figura 3.53 Construcción de la palanca compactadora.



Figura 3.54 Fabricación de la placa base.



Figura 3.55 Fabricación de los dientes perforadores.

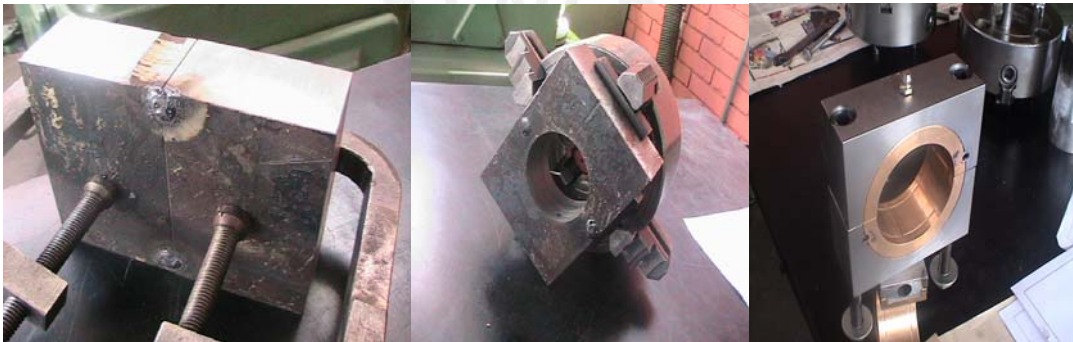


Figura 3.56 Fabricación de los soportes.



Figura 3.57 Montaje de los componentes de la máquina.



Figura 3.58 Máquina puesta en servicio para pruebas.



Figura 3.59 Imágenes del sistema de compactado.

CONCLUSIONES

- En resumen, pudimos diseñar una máquina compactadora de botellas de plástico descartables PET accionada por fuerza humana con el objetivo de procesar este tipo envases a fin de ser almacenados y transportados eficazmente para poder ser reciclados, además incluir un sistema de recompensa para alentar su uso. Esta máquina presta el servicio de modelo de estudio para poder desarrollar posteriores diseños de máquinas que mejoren la eficacia en el compactado (mayor reducción de volumen y mayor cantidad de botellas procesadas por hora) y cuenta con un presupuesto de construcción de 2417.90 nuevos soles.
- Considerar sistemas de seguridad contra accidentes fue de gran importancia debido a que nuestro principal público usuario son jóvenes. Esta consideración ha determinado la forma y funcionamiento de diversos componentes de la máquina.
- Ante el hecho de que la máquina pueda estar sometida a periodos de esfuerzos grandes, por encima de los necesarios para poder compactar botellas de plástico PET, se ha dotado de suficiente resistencia aquellos componentes directamente involucrados en estos sobre-esfuerzos (el sistema de compactado principalmente) a fin de garantizar su funcionamiento durante dichos periodos.
- Parte de los mecanismos diseñados para la máquina han sido probados y validados gracias a las pruebas realizadas en el prototipo fabricado por el área de manufactura de la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP.
- Dentro de las pruebas realizadas en el prototipo de la máquina se encuentra la verificación del aplastamiento realizado por el sistema de compactado a diferentes volúmenes de botellas descartables dando los siguientes resultados:

Capacidad (litros)	Reducción del volumen original (%)
Menos de 1.5	60
Entre 1.5 y 2.5	40
Más de 2.5	30

Las botellas de plástico con un volumen menor al litro y medio presentan un compactado aceptable; no siendo este el caso para las botellas con un volumen superior al litro y medio donde no se puede obtener el compactado deseado, debido en gran parte a las características propias del diseño del sistema que no permite un mayor aplastamiento para estos volúmenes, en cuyo caso se requerirá de algunas modificaciones y posteriores pruebas para lograr un compactado aceptable en este tipo de botellas.

- Por su sencillez de construcción, bajo costo y simplicidad de operación, el sistema basado en la acción de la palanca resulta ser una buena opción para el compactado de botellas descartables de plástico PET sin el uso de energía eléctrica.
- Los detalles, materiales, instrucciones y especificaciones necesarias para la construcción de la máquina compactadora se encuentran en los planos de diseño.

RECOMENDACIONES

- Dadas las limitaciones del compactado con fuerza humana, los futuros modelos de máquinas compactadoras deberán incorporar energía eléctrica de manera que se pueda obtener la suficiente energía para poder obtener un excelente compactado y un proceso con mayor cantidad de botellas compactadas por hora.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Bachmann – Forberg. Dibujo Técnico, Ed. Labor, Barcelona, 1982.
- [2] Beer F. and Johnston R. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Tomo 1 – Estática. Ed. McGraw Hill, México, 1990.
- [3] Feodosiev, V. Resistencia de Materiales. Ed. MIR, Moscú, 1972.
- [4] García Mateos, Abelardo. Dibujo de Proyectos, Ed. Urmo, Bilbao, 1974.
- [5] Gere J. and Timoshenko S. Mecánica de Materiales. Grupo editorial Iberoamericana, México, 1984.
- [6] Gómez – Senent, E. El Proyecto, Diseño en Ingeniería, Ed. Alfaomega, México, 2000.
- [7] Groover, Mikell P. Fundamento de la Manufactura Moderna, Ed. Prentice - Hall Hispanoamericana, México, 1977.
- [8] Hibbeler Russel C. Mecánica de Materiales, 1.^a Ed. CECSA, México, 1994, printed in México.
- [9] Hibbeler, Russel C. Ingeniería Mecánica - Estática, Ed. Prentice Hall Hispanoamericana, México, 1996.
- [10] Krick, E. Introducción a la Ingeniería y al Diseño en Ingeniería, Ed. Limusa, 2004.
- [11] Luzadder, Warren. Fundamentos de Dibujo en Ingeniería, 6ta edición, Ed. CECSA, México, 1972.
- [12] Niemann G. Elementos de Máquinas, Cálculos y diseño de construcción, 1.^a ed., 1967 (2.^a ed., 1973), editorial Labor S.A., Barcelona 1973, printed in Spain.
- [13] Norton, R. Diseño de Máquinas, Ed. Prentice Hall Hispanoamericana, México, 1999.
- [14] Shigley J. and Mitchell L. Diseño en Ingeniería Mecánica, Ed. Mc Graw-Hill, México, 1985.