



Informe de diseño de volcador hidráulico de totes de maíz

Brayan Soto Espriella

Informe de práctica presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesor

Carlos Andrés Trujillo Suarez, Doctor (PhD) en Ingeniería Mecánica

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería
Ingeniería Mecánica
Medellín, Antioquia, Colombia
2023

Referencia

[1] B. Soto Espriella, "Informe de diseño de volcadora hidráulica de totes", Trabajo de grado profesional, Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2023.

Estilo IEEE (2020)



Repositorio Institucional: <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes.

Decano/Director: Julio César Saldarriaga Molina.

Jefe departamento: Pedro León Simanca.

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

Dedicatoria

Quiero dedicar este título a mis papás, Piedad y Ramón, unos padres excepcionales los cuales podrán ver a todos sus hijos convirtiéndose en profesionales, un sueño que han tenido y han aportado todo a su disposición por hacerlo realidad. También le quiero dedicar este título a mis hermanas Lina y Ginna, que han aportado su granito de arena para que yo pueda cumplir con este objetivo.

Agradecimientos

Quiero agradecer primeramente a mi familia, quienes me han ayudado en todo este proceso dándome mucho apoyo emocional para poder afrontar cada día de este recorrido, doy gracias a los nuevos amigos que he hecho a lo largo de la carrera y con los cuales he disfrutado y afrontado todas las etapas de la universidad hasta el día final, también doy gracias a mis compañeros y profesores que han aportado su granito de arena para hacer mucho más ameno este proceso.

Finalmente quiero agradecer a la empresa SAMCO S.A., y a todos sus trabajadores por brindarme la oportunidad de poner en práctica todos los conocimientos adquiridos durante la carrera y darme cuenta de la linda profesión que estudié.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	8
ABSTRACT	9
I. INTRODUCCIÓN	10
II. OBJETIVOS	11
A. Objetivo general	11
B. Objetivos específicos	11
III. MARCO TEÓRICO	12
IV. METODOLOGÍA	16
A. Toma de medidas y realización del entorno.	16
B. Diseño de la máquina y análisis estructural con EF.	18
C. Realización de planos.	24
D. Órdenes de compra y fabricación de piezas.	25
E. Preensamble y puesta a punto de la máquina.	25
V. RESULTADOS Y ANÁLISIS	26
VI. CONCLUSIONES	33
VII. RECOMENDACIONES.....	34
REFERENCIAS	35

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Volcador de la empresa <i>Voran Machinery</i>	12
Figura 2. Volcador de la empresa <i>Backsaver</i>	13
Figura 3. Principio de transmisión de fuerza.....	14
Figura 4. Medidas del tote de maíz.....	16
Figura 5. Medidas del área de trabajo.....	16
Figura 6. Medidas de la nueva tolva en programa <i>Inventor</i>	17
Figura 7. Entorno en el software <i>Inventor</i>	17
Figura 8. Diseño de la base del volcador.....	18
Figura 9. Resultado análisis estructural mediante elementos finitos.....	19
Figura 10. Diseño de la plataforma.....	19
Figura 11. Resultado del análisis estructura mediante EF de la plataforma, factor de seguridad.....	20
Figura 12. Barra de acero inoxidable y bloques de duraluminio.....	20
Figura 13. Ensamble de la máquina.....	21
Figura 14. Máquina ubicada en el entorno con el tote en su posición de operación.....	21
Figura 15. Diagrama de cuerpo libre del volcador y ecuaciones a utilizar.....	22
Figura 16. Resultados ecuaciones.....	22
Figura 17. Rodamiento 62309 RS.....	23
Figura 18. Carga en el punto del rodamiento dependiendo el ángulo de rotación.....	23
Figura 19. Fuerza aplicada en el rodamiento en cada ángulo.....	23
Figura 20. Plano de corte laser.....	24
Figura 21. Plano de soldadura.....	24
Figura 22. Plano de maquinado.....	25
Figura 23. Láminas de refuerzo en los puntos críticos.....	26
Figura 24. Doble PTR en la base.....	27
Figura 25. Lámina soporte barra y anclajes actuadores.....	27
Figura 26. Ruedas seleccionadas para la estructura.....	28
Figura 27. Comando bimanual y botonera.....	29
Figura 28. Micro de seguridad inferior.....	29
Figura 29. Características de la unidad hidráulica.....	30

Figura 30. Topología eléctrica30

Figura 31. Soldadura de la base.31

Figura 32. Soldadura de la plataforma.31

SIGLAS, ACRÓNIMOS Y ABREVIATURAS

UdeA	Universidad de Antioquia
PTR	Perfil de Tubería Rectangular
EF	Elementos Finitos
CAD	Diseño Asistido por Computadora
AISI	American Iron and Steel Institute

RESUMEN

En el presente informe de práctica, se desarrolló el diseño mecánico de un volcador hidráulico de totes de maíz para la empresa **PANAMERICANA DE ALIMENTOS S.A.S. (PANAL)**. En la actualidad, la empresa PANAL en su línea de producción de enlatados presenta nula ayuda mecánica para realizar el trabajo de suministro de alimentos a la línea, por lo que, son los operarios que con fuerza bruta se encargan de suministrar el alimento (maíz, en este caso), aclarando que este viene empacado en grandes totes de cartón cuyo peso llega a 750 kilogramos, por lo que la manera más eficiente que se cuenta en la planta para esta actividad es con la ayuda de baldes coger poco a poco el maíz y suministrarlo en una tolva con bandeja vibratoria que es el inicio de la línea. Esta actividad además de ser poco eficiente presenta un riesgo para los operarios, y genera desgaste de salud excesivo obligando a solo hacer turnos de 2h.

Para mejorar la eficiencia del proceso y evitar fatiga y desgaste de salud en los operarios, se llevó a cabo el diseño de un volcador hidráulico de totes, haciendo uso del software *Inventor [1]*, en el cual se diseñaron todas las piezas de la máquina y luego se realizó el análisis de elementos finitos para finalmente ensamblar el diseño final. Diseño aprobado por la empresa PANAL, iniciando así con su fabricación y posterior ensamble para realizar pruebas.

Palabras clave: fuerza bruta, totes, eficiencia, salud, diseño, elementos finitos.

ABSTRACT

In this practice report, the mechanical design of a hydraulic corn tote dumper was developed for the company PANAMERICANA DE ALIMENTOS S.A.S. (PANAL). At present, the company PANAL in its canned food production line has no mechanical assistance to perform the work of supplying food to the line, so, the operators are responsible for supplying the food (corn, in this case) with brute force, clarifying that this comes packed in large cardboard totes weighing up to 750 kilograms, so the most efficient way that is available in the plant for this activity is with the help of buckets to pick up the corn little by little and supply it in a hopper with a vibrating tray which is the beginning of the line. This activity, in addition to being inefficient, presents a risk for the operators and generates excessive wear and tear on their health, forcing them to work only 2-hour shifts.

To improve the efficiency of the process and avoid fatigue and health wear in the operators, the design of a hydraulic tote dumper was carried out, using Inventor software [1], in which all the parts of the machine were designed and then the finite element analysis was performed to finally assemble the final design. The design was approved by the company PANAL, thus beginning with its manufacture and subsequent assembly for testing.

Key words: brute force, totes, efficiency, health, design, finite elements.

I. INTRODUCCIÓN

SAMCO INGENIERIA S.A. es una empresa dedicada a ofrecer soluciones de automatización y seguridad a las demás empresas del país y fuera del mismo. Dentro de los contratos existentes actualmente en la empresa se encuentra el solicitado por la empresa PANAMERICANA DE ALIMENTOS S.A.S. (PANAL), cuyo requerimiento es un volcador de totes de maíz para apoyar en el proceso de lavado y enlatado en su planta, ya que actualmente este proceso pone en riesgo la salud de los operarios al ser necesario arrojar el producto a una tolva cuya altura actual de 163 cm obliga a levantar mucho peso por encima del hombro y además es poco eficiente para la empresa. SAMCO se hizo cargo del proyecto, adjuntándolo en un proyecto general para esta empresa donde también se comprometió a fabricar una tolva más grande de la que posee actualmente PANAL, con el fin de no generar un cuello de botella en el nuevo proceso.

Dentro de las prácticas académicas, se puso como objetivo de estas acompañar el diseño de del volcador hasta la puesta a punto en la empresa PANAL, por lo que para llevar a cabo esto primero se revisaron diseños actuales a nivel mundial de máquinas con estas características, para luego en base a esas ideas ir diseñando pieza por pieza la máquina que se ajustara a las necesidades de la empresa. Junto con las piezas se diseñó también la estructura en tubería cuadrada y rectangular, para ser sometida a análisis de elementos finitos, pues esta debe ser capaz de soportar todo el peso sin comprometer la integridad de la máquina ni de los operarios encargados de manipularla, análisis exitoso por lo que se recibió el aval de la empresa PANAL para fabricar la máquina

II. OBJETIVOS

A. Objetivo general

Con el diseño de la máquina volcador hidráulico de totes se busca disminuir la cantidad de esfuerzo físico realizado por los operarios en la planta de PANAL, por consiguiente, se espera disminuir el desgaste de salud, de la misma forma, se espera mejorar la productividad de la línea con respecto al proceso actual que se emplea.

B. Objetivos específicos

- Reducir lesiones y problemas de salud en los operarios.
- Poner en práctica los conocimientos adquiridos durante el ciclo académico en cuanto a diseño aplicado a máquinas.
- Realizar análisis de esfuerzos mediante la implementación de métodos de elementos finitos para garantizar la integridad estructural.
- Acompañar en la implementación de un sistema de control adecuado para el uso seguro de la maquina por los operarios.

III. MARCO TEÓRICO

En la actualidad cada vez son más empresas colombianas las que están añadiendo máquinas dentro de sus plantas de trabajos para ayudar a optimizar procesos, mejorar productividad, evitar desgaste en los operarios y sobre todo prevenir accidentes laborales que pueden comprometer la vida de estos. Entre todas estas máquinas, el volcador de totes de maíz para este caso en específico es una máquina que ya ha sido inventada, y que dentro de las opciones que se ven a nivel mundial tenemos dos que han sido de mucha ayuda para poder realizar este diseño.

Primeramente, está la empresa **Voran Machinery**, una empresa austriaca de ingeniería, cuyo diseño de volcador se observa en la figura 1, y resalta a simple vista por su parte estética, pues está fabricado en su mayoría por laminas de acero inoxidable AISI 304, capaz de levantar cargas de hasta 550 kg en un tiempo de 20 segundos.

Figura 1. Volcador de la empresa **Voran Machinery**.



Foto tomada de [2]

Por otro lado, la empresa **Backsaver**, que tiene su sede en Países Bajos, presenta su volcador el cual a diferencia de la anterior marca hace menos uso de las laminas de acero inoxidable y se concentra más en construcción de una plataforma más estructural, con la posibilidad de ser desplazado por poseer ruedas, y que es capaz de levantar cargas de hasta 1500 kg, el material en el que está hecho es acero inoxidable.

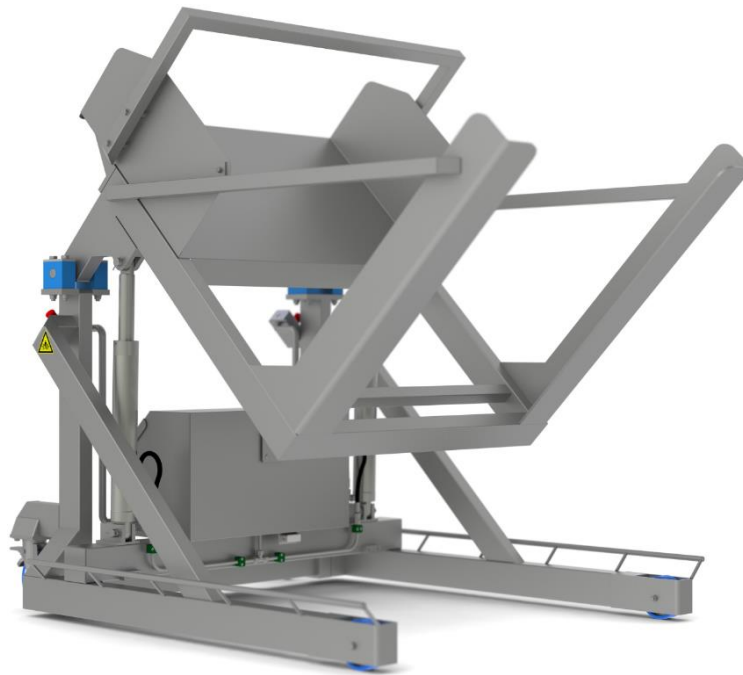
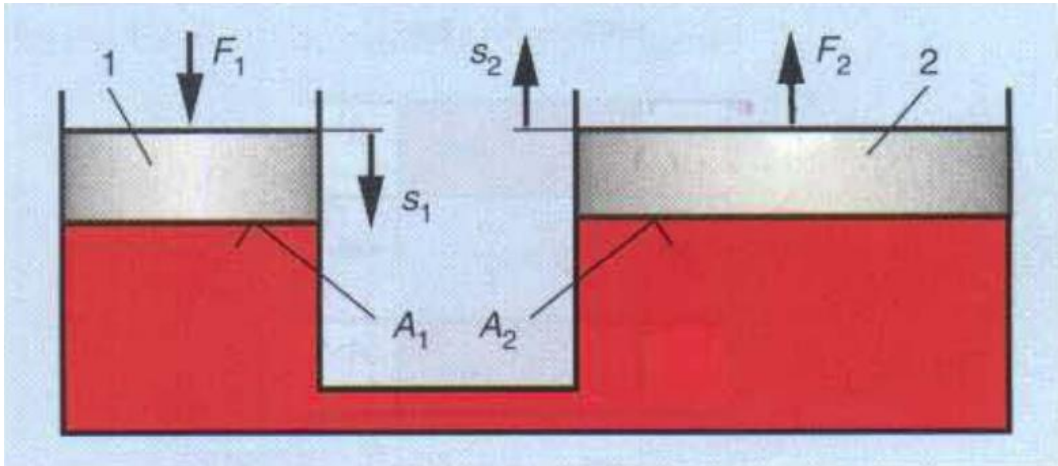
Figura 2. Volcador de la empresa *Backsaver*.

Foto tomada de [3]

Si bien las dos empresas presentan productos distintos, ambos concuerdan con la utilización de una unidad hidráulica como fuente de energía para el movimiento de la máquina. La transmisión de energía hidráulica se caracteriza por hacer uso de un fluido, generalmente aceite, para ser impulsado con la ayuda de una bomba hidráulica que hace que desplace un embolo al interior de un actuador hidráulico [4], esto genera un movimiento lineal que dependiendo de cómo se configure con otras piezas puede generar una rotación, como en el caso del volcador. La hidráulica se puede definir bajo las leyes de la presión hidrostática, la cual indica que la presión de un fluido dentro de un recipiente actúa en todas las direcciones, por lo que la fuerza aplicada al fluido en un área podrá ser transmitida mediante esta hacia otra área que esté en contacto con otra pieza, como se observa en la figura 3, este principio es de mucha ayuda para poder conocer cuanta fuerza es capaz de ejercer el actuador hidráulico. La ecuación que se obtiene es la siguiente.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

Figura 3. Principio de transmisión de fuerza.



Otro aspecto fundamental al momento de diseñar el volcador es realizar un análisis estático de toda la máquina, la estática es la ciencia que se encarga del estudio de los cuerpos en reposo o que se mueven a velocidad constante para llegar al equilibrio [5], para llevar a cabo este análisis, se hace necesario de la elaboración de un diagrama de cuerpo libre, el cual es un bosquejo de la máquina en el que se dibujan las fuerzas que son aplicadas en un punto seleccionado, y luego con ayuda de la primera ley de movimiento de Newton, la cual indica que la sumatoria de fuerzas que actúan sobre un punto deben ser igual a 0 para poder garantizar que este se encuentra en equilibrio [4].

Este análisis es muy importante al momento de diseñar, pues mediante la resolución del equilibrio de la máquina se obtiene las fuerzas necesarias para soportar toda la carga, con lo que ya se puede seleccionar las dimensiones de las tuberías con la que se fabricará la estructura principal, y de esta forma evitar que esta llegue al esfuerzo de fluencia y comprometa la integridad de la máquina, el esfuerzo de fluencia es aquel esfuerzo máximo que puede soportar un material, en este caso el acero, antes de perder sus propiedades elásticas y sufrir una deformación permanente o inclusive llegar a la rotura [6], actualmente con la ayuda de los programas de computadora es posible chequear el comportamiento de las estructuras ante cargas, y así confirmar que la estructura será capaz de cumplir con su función sin ningún tipo de riesgo, para esto se utiliza el análisis estructural mediante el método de elementos finitos, el cual es un método numérico desarrollado capaz de resolver sistemas de ecuaciones complejas que serían muy difíciles de obtener de forma analítica,

este método ha sido aplicado a varios campos de la ingeniería incluyendo problemas de transferencia de calor, o en este caso, esfuerzos generados en piezas mecánicas [7]. Continuando con el tema del análisis estructural, para poder realizar este es necesario primero definir el tema del factor de seguridad a utilizar en los cálculos, este factor es importante al momento de diseñar elementos mecánicos, pues no siempre se van a cumplir con las condiciones de diseño en la práctica, puede que una máquina diseñada para cargar con cierto peso en algún punto este cargando más ya sea por error humano o por intención del operario de la máquina, para este tipo de situaciones es que al momento de diseñar siempre se suele aumentar la carga que debe soportar la máquina, para evitar daños o pérdidas humanas por sobrecarga, hay muchos criterios para definir el factor de seguridad en una máquina, entre los más importantes están la pérdida de vidas humanas y la afectación directa de la línea de producción a la que pertenece la máquina [8], entre los criterios más importantes está el criterio de Pugsley, el cual relaciona dos coeficientes que dependen del material, y del riesgo de vidas o económico que se tenga, la ecuación que la rige es la siguiente:

$$N = N_x N_y$$

El coeficiente N_x está relacionado con la calidad del material, el control sobre la carga de la máquina y la exactitud de los análisis de esfuerzo, mientras que el coeficiente N_y se relaciona con el riesgo de pérdidas de vidas humanas y el impacto económico en caso de daño.

IV. METODOLOGÍA

El proceso de diseño de esta máquina constó de 5 etapas, las cuales son las siguientes:

A. Toma de medidas y realización del entorno.

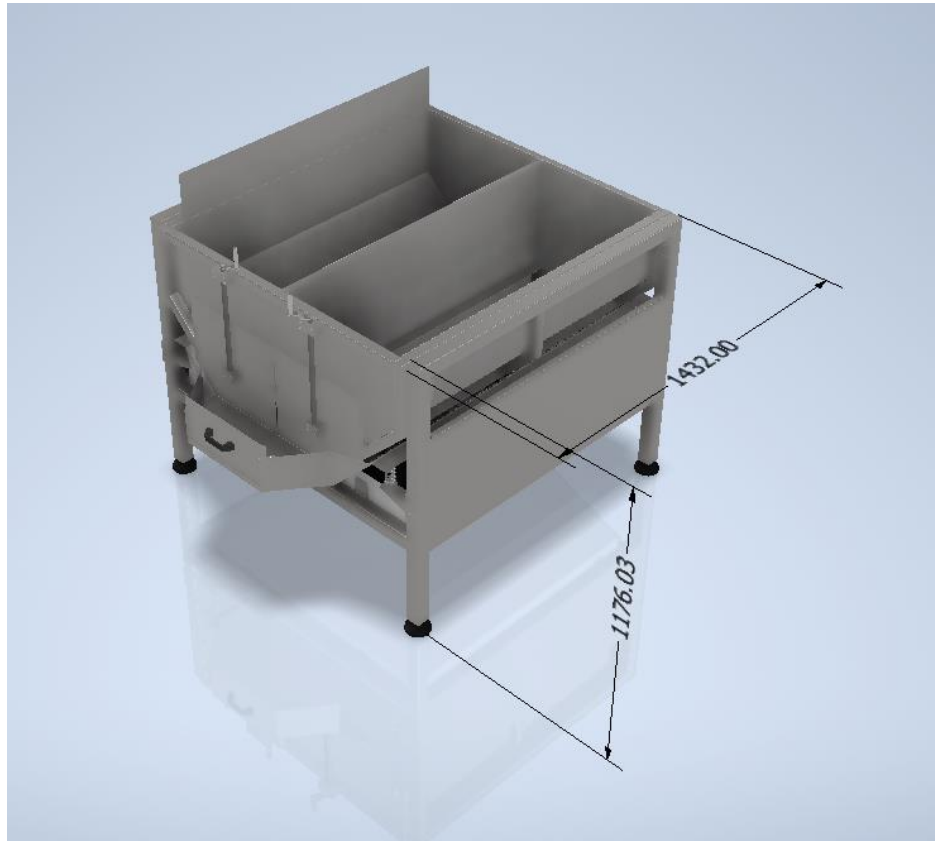
En esta etapa se realizó un viaje a las instalaciones de la empresa contratante, para tomar medidas del entorno de trabajo donde se ubicará la máquina, además de tomar medidas de otras máquinas o piezas con la cual entrará en contacto. En este caso en específico, la máquina volcadora tendrá que adecuarse a las dimensiones de una tolva que se encontrará en la línea de trabajo, esta tolva también está siendo diseñada de forma paralela por SAMCO, por lo que las medidas se mostraran en el modelo CAD. Por otro lado, se tomaron medidas del tote de maíz que será cargado por el volcador.

Figura 4. Medidas del tote de maíz.

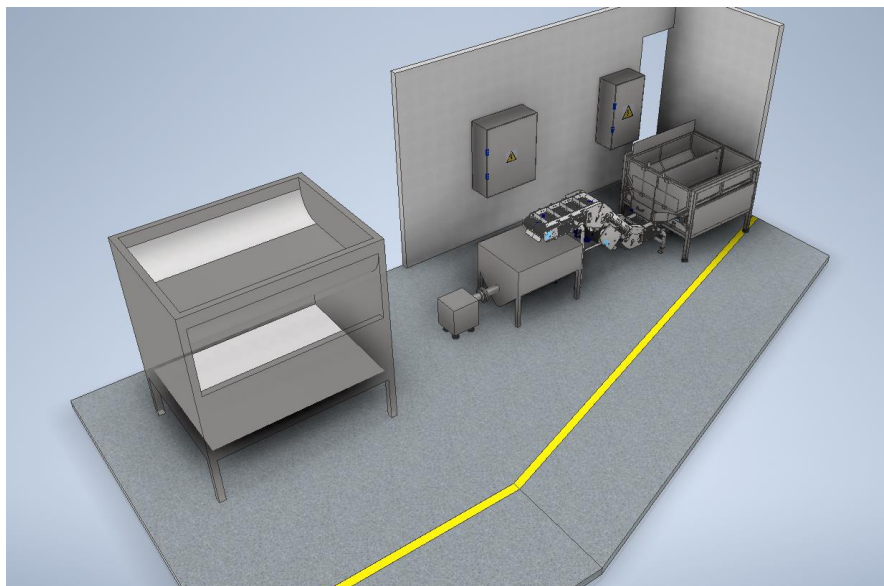


Figura 5. Medidas del área de trabajo.



Figura 6. Medidas de la nueva tolva en programa *Inventor*.

Luego de tomar todas las medidas necesarias, como el área de trabajo, algunos objetos cercanos que puedan obstruir, el tote de maíz indispensable para el diseño, entre otros. Se procede a realizar el dibujo de estas piezas en el software, para poder dimensionar e ir ajustando de forma más óptima el diseño de la máquina.

Figura 7. Entorno en el software *Inventor*.

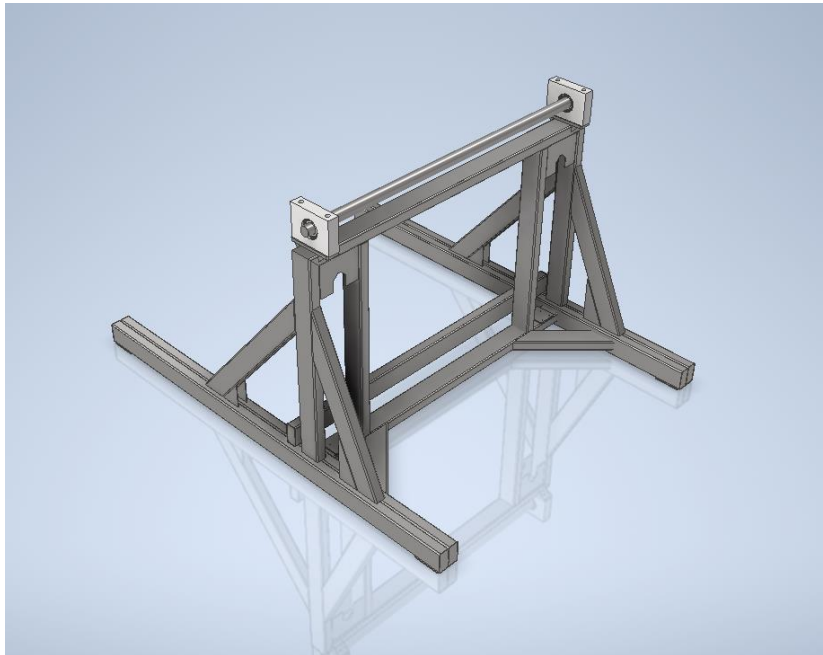
Con el entorno completo, se puede proceder a la siguiente etapa del diseño.

B. Diseño de la máquina y análisis estructural con EF.

Luego de tener el entorno realizado en el software, se procede a diseñar la máquina en su totalidad. Para este caso, el volcador se dividió en dos componentes principales, la base, que será la estructura que siempre tendrá contacto con el piso, y soportará todo el peso y rotación. Para esta base, y para toda la máquina en general, se utilizó acero inoxidable, pues al operar en un entorno con proceso de alimentos se debe cumplir con criterios de sanidad.

El diseño de la base, al igual que otros componentes, se sometió a rediseños debido a disponibilidad de material en el mercado colombiano, debido a resultados comprometedores en el análisis estructural, entre otros. En la figura 5 se observa el diseño final de la base, donde destaca el uso de varias laminas soldadas para mejorar la rigidez, el uso de dos PTR soldados a cada lado para el mismo objetivo, y la implementación de dos PTR verticales en los puntos de sujeción de las chumaceras para soportar mejor la rotación.

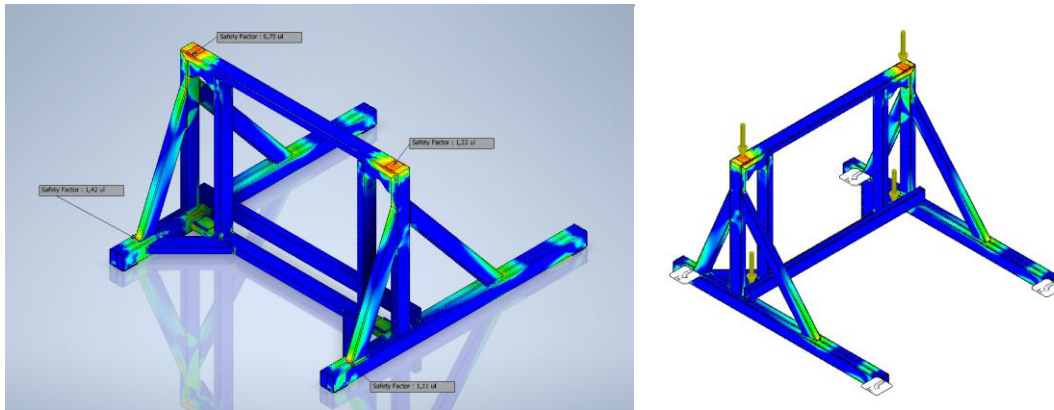
Figura 8. Diseño de la base del volcador.



Para llegar a este diseño, como se mencionó anteriormente tuvo que pasar por un proceso de análisis estructural mediante EF, esto debido al riesgo que representa un fallo en operación dado a la alta carga que este soporta. A continuación, se presenta el resultado del análisis realizado en el software *inventor*, donde se observa buena reacción a las cargas y un factor de seguridad en su mayoría de 15, pero con puntos en específicos que estaban en 1, por lo que se ajustaron y más adelante se comentaran. Al momento de introducir la carga se asignó un factor de seguridad de 2.5, esto basándonos en el criterio de Pugsley el cual desarrollándolo dio un resultado de 1.7, pero como

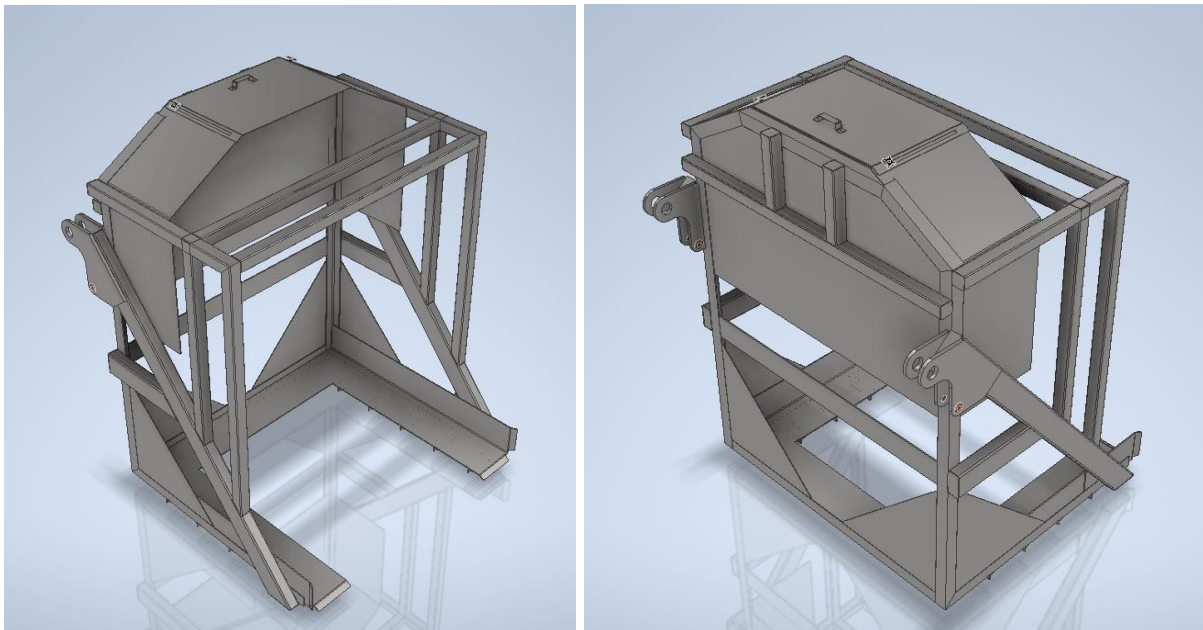
subir un poco el factor no repercutía en un aumento considerable de dinero en materiales, se optó por dejarlo en 2.5.

Figura 9. Resultado análisis estructural mediante elementos finitos.



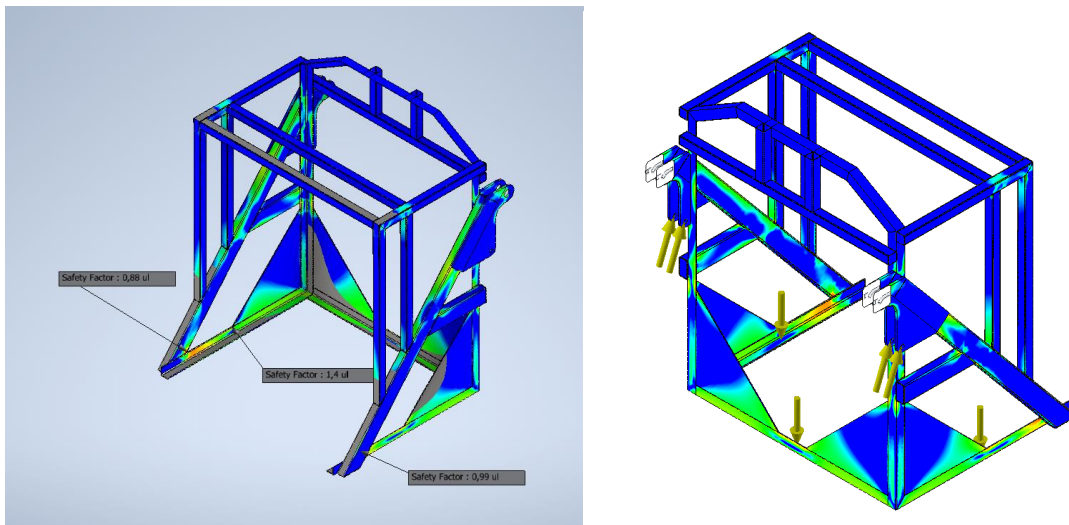
Por consiguiente, luego del diseño de la base, se comenzó a realizar el diseño de la plataforma, la cual entre los parámetros de diseños debe contar con una compuerta superior para poder suministrar el maíz de forma controlada. Esta plataforma se realizó con una combinación de láminas de acero inoxidable y tubería de acero inoxidable, para brindar una rigidez confiable y evitar el alto costo. De igual forma que la base, esta plataforma pasó por rediseños debido a puntos en específicos que se debieron reforzar por posibilidad de falla en el resultado de EF.

Figura 10. Diseño de la plataforma.



Para el punto de anclaje de la plataforma con la base, y con los pistones hidráulicos, se decidió implementar láminas de espesor media pulgada, esto debido a que son los puntos críticos en la rotación, y además de eso, se observan varias láminas de refuerzos que mejoran demasiado la rigidez y garantizan la integridad de la estructura.

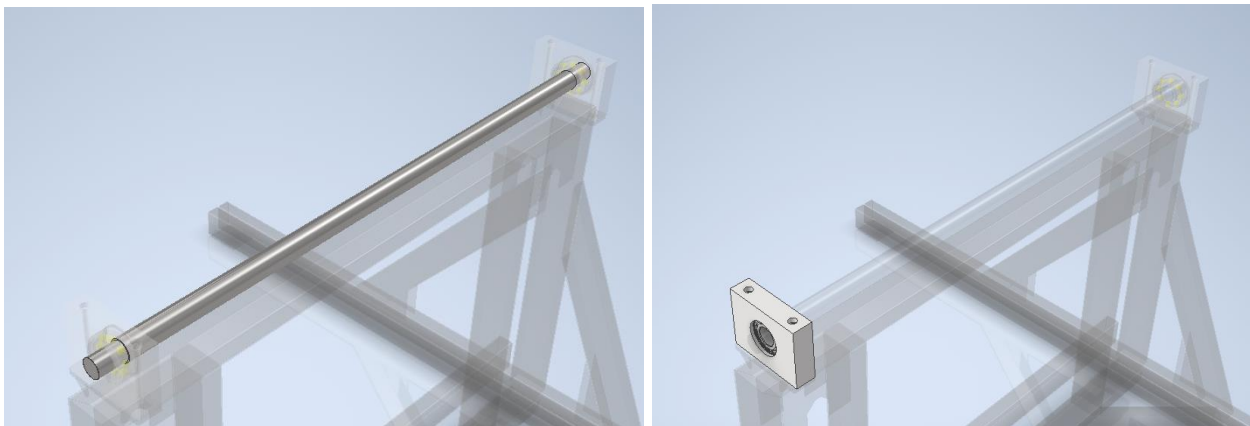
Figura 11. Resultado del análisis estructura mediante EF de la plataforma, factor de seguridad.



En el resultado del análisis estructural, se observa un óptimo funcionamiento aclarando que las simulaciones se hicieron con el doble de carga para el que está diseñado la máquina.

Continuando con el diseño, se tiene el método de unión para la rotación de la plataforma, para este caso se decidió por una barra de acero inoxidable soldada a la plataforma, que se soportará en dos bloques de duraluminio a cada costado de la base, los bloques de duraluminio tendrán rodamientos en su interior, esta barra será de 2 pulgadas en el centro y de 45 mm en la parte que se encuentra dentro del bloque, la forma de sujeción en el rodamiento será mediante un anillo de retención interno.

Figura 12. Barra de acero inoxidable y bloques de duraluminio.



Finalmente, en el área de diseño de piezas mecánicas, luego del diseño de cada componente, se realiza el ensamble en el software, y se comprueban dimensiones para garantizar que no haya interferencias en el área de trabajo y si sea adecuado para el tote que se utiliza en la empresa.

Figura 13. Ensamble de la máquina.

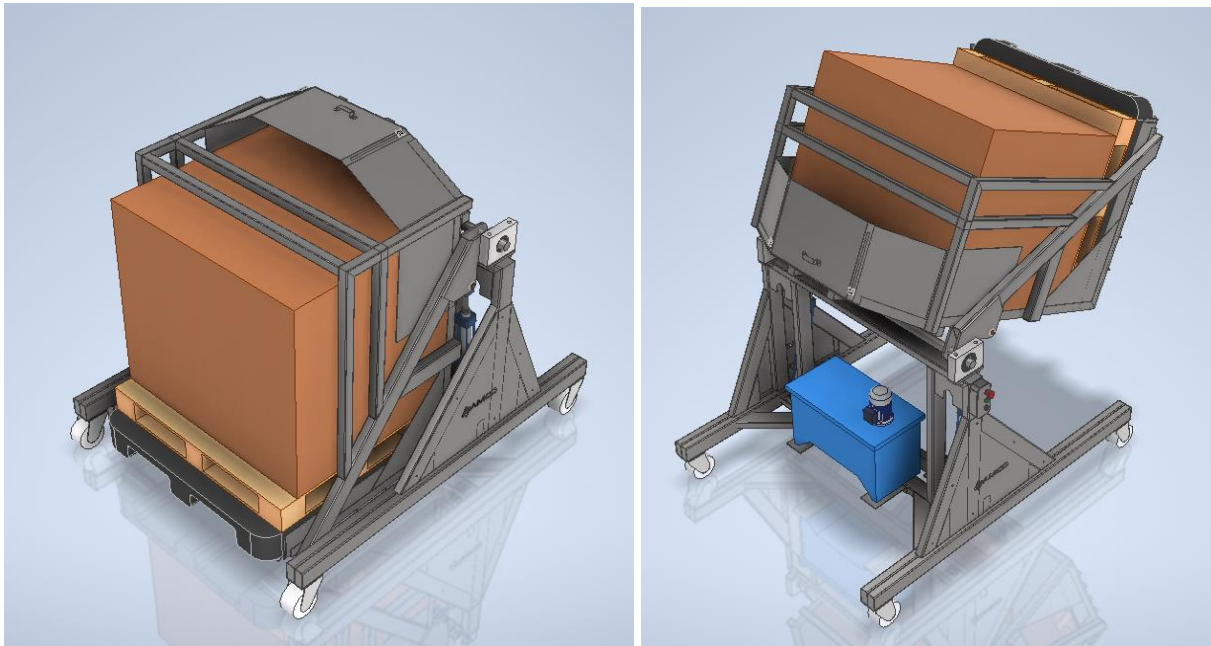
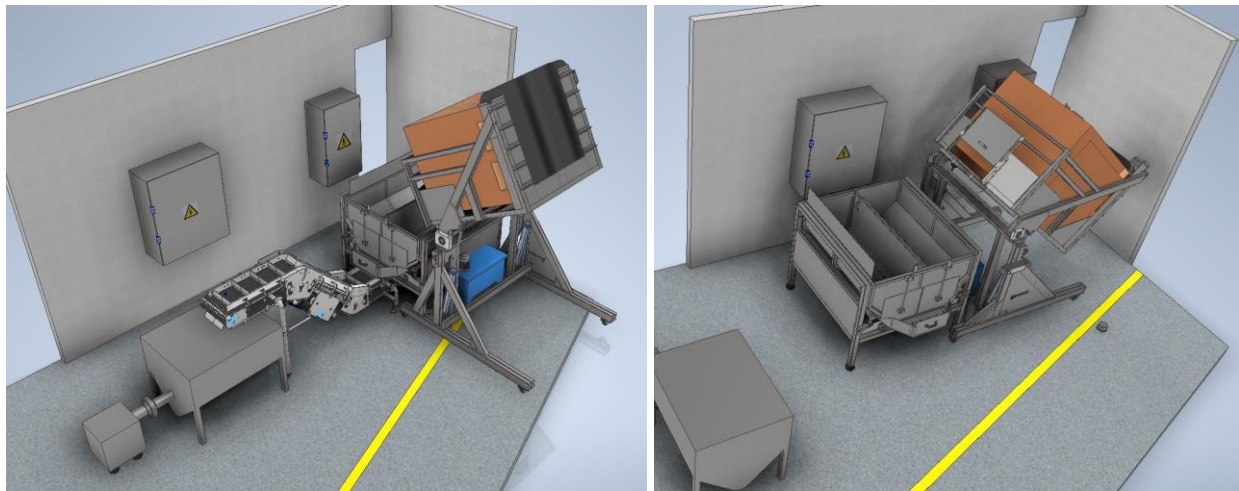


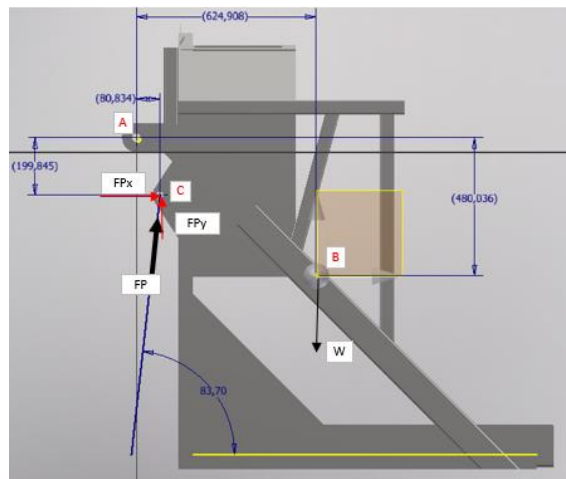
Figura 14. Máquina ubicada en el entorno con el tote en su posición de operación.



Se presentan dos configuraciones de la máquina en el entorno, esto a petición de la empresa contratante, pues ellos necesitan dimensionar toda la línea de operación para decidir de qué forma es mejor ubicar las máquinas, sin tener que modificar demasiado el área de trabajo.

La unidad hidráulica fue calculada con la ayuda de Excel y de datos obtenidos gracias a las propiedades de la máquina en inventor, para esto se desarrolló un diagrama de cuerpo libre con la intención de saber cuánta fuerza debe realizar cada pistón para poder levantar todo el peso del tote más el peso de la propia estructura, las ecuaciones se muestran a continuación, junto con el diagrama de cuerpo libre.

Figura 15. Diagrama de cuerpo libre del volcador y ecuaciones a utilizar.



$$Ma = -WxABx + FPyxACx + FPxxACy = 0$$

$$FPx = FP \cdot \cos(Bi)$$

$$FPy = FP \cdot \sin(Bi)$$

$$-WxABx + FP(\sin(Bi) \cdot ACx + \cos(Bi) \cdot ACy) = 0$$

$$FP = \frac{W \cdot ABx}{(\sin(Bi) \cdot ACx + \cos(Bi) \cdot ACy)}$$

$$FP = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$Carga\ piston\ (kg) = \frac{FP(Lbf)}{2,2(\frac{Lbf}{kg})}$$

Para desarrollar las ecuaciones, se necesitó de ayuda del programa inventor, ya que parámetros como el centro de gravedad de un cuerpo o el peso de este se pueden hallar sabiendo el material. Así, se continuó con el desarrollo de las ecuaciones las cuales arrojaron un resultado de 3656 kg por cada pistón, teniendo en cuenta que se utilizó un factor de seguridad de 2.5 al momento de introducir el peso del tote de maíz.

Figura 16. Resultados ecuaciones.

Variable	Valor	Unidades
Peso tote	1875	Kg
Peso estructura	322	Kg
ABx	639	mm
Acx	120	mm
Acy	278	mm
W	2197	Kg
Angulo Bi	74	Grados
Sin(Bi)	0,96126	
Cos(Bi)	0,27564	
FP	7313	Kg
Fuerza de piston	3656	Kg

Luego de tener los resultados, se procedió a cotizar una unidad hidráulica que cumpla con los requisitos de diseños, entre los ofertados se encuentra uno que es capaz de suministrar 3570 kg de fuerza, si bien está por debajo de lo necesitado, se recurrió a esta dado que los cálculos se hicieron con un factor de seguridad de 2.5 por lo que aun siendo menor sigue cumpliendo con las condiciones de operación real.

Continuando con el diseño de las piezas, los rodamientos que soportaran la rotación de la plataforma con el tote fueron seleccionado haciendo un estudio de la carga que se soportará a lo largo de todo el movimiento, es decir, variando el ángulo de rotación Bi, con esta variación se obtuvo el punto máximo de reacción en los rodamientos siendo de 23185 N, por lo que el rodamiento que se seleccionó fue el 62309 RS, un rodamiento rígido de bolas con una capacidad de carga estática de 31500 N, suficiente para esta aplicación.

Figura 17. Rodamiento 62309 RS.



Figura 18. Carga en el punto del rodamiento dependiendo el ángulo de rotación.

Distancia ACx	Distancia ACy	Angulo AC	Piston Y	Carrera piston	Angulo piston	Distancia ABx	Distancia ABy	Angulo AB	Sin(Bi)	Cos(Bi)	Fuerza por piston (kg)	Fuerza max
202	-278	-53,99714342	689	718,0006964	73,65999621	639	-480	-36,91291	0,95961	0,28134	2580	2580
206,821003	-274,4322732	-52,99714342	692,5677268	722,789723	73,37283459	647,2798323	-468,774806	-35,91291	0,95819	0,28614	2570	
211,579007	-270,7809516	-51,99714342	696,2190484	727,6583262	73,09612099	655,3624969	-457,406819	-34,91291	0,95679	0,29077	2560	
216,272562	-267,0471475	-50,99714342	699,9528525	732,6034512	72,82981263	663,2455317	-445,899501	-33,91291	0,95543	0,29521	2552	
220,900238	-263,2319983	-49,99714342	703,7680017	737,6220681	72,57385611	670,9265355	-434,256357	-32,91291	0,95410	0,29948	2545	
225,460625	-259,336666	-48,99714342	707,6633334	742,7111739	72,32818815	678,4031686	-422,480935	-31,91291	0,95281	0,30356	2539	
229,952336	-255,3623373	-47,99714342	711,6376627	747,8677955	72,09273635	685,6731535	-410,576822	-30,91291	0,95156	0,30748	2533	
234,374	-251,3102228	-46,99714342	715,6897772	753,0889915	71,86741986	692,7342757	-398,547642	-29,91291	0,95034	0,31122	2529	
238,724272	-247,1815567	-45,99714342	719,8184433	758,3718542	71,65215012	699,5843844	-386,397061	-28,91291	0,94916	0,31479	2525	
243,001826	-242,9775967	-44,99714342	724,0224033	763,7135117	71,44683147	706,2213929	-374,12878	-27,91291	0,94803	0,31818	2521	
247,205359	-238,6996234	-43,99714342	728,3003766	769,1111287	71,25136183	712,6432795	-361,746536	-26,91291	0,94694	0,32142	2519	
251,333592	-234,3489399	-42,99714342	732,6510601	774,5619085	71,0656333	718,848088	-349,2541	-25,91291	0,94589	0,32448	2517	
255,385265	-229,9268715	-41,99714342	737,0731285	780,063094	70,88953275	724,8339285	-336,655278	-24,91291	0,94489	0,32739	2515	
259,359146	-225,434765	-40,99714342	741,565235	785,6119681	70,72294235	730,5989775	-323,953907	-23,91291	0,94393	0,33014	2514	
263,254024	-220,873989	-39,99714342	746,126011	791,2058552	70,56574013	736,141479	-311,153857	-22,91291	0,94302	0,33273	2513	
267,068711	-216,2459326	-38,99714342	750,7540674	796,8421213	70,41780047	741,4597446	-298,259027	-21,91291	0,94216	0,33516	2513	
270,802047	-211,5520056	-37,99714342	755,4479944	802,518175	70,27899457	746,5521545	-285,273344	-20,91291	0,94135	0,33744	2513	
274,452895	-206,7936378	-36,99714342	760,2063622	808,2314671	70,14919089	751,4171573	-272,200764	-19,91291	0,94058	0,33957	2514	
278,020141	-201,9722787	-35,99714342	765,0277213	813,9794918	70,02825557	756,0532712	-259,045268	-18,91291	0,93986	0,34156	2515	
281,502699	-197,0893968	-34,99714342	769,9106032	819,7597859	69,91605283	760,4590839	-245,810866	-17,91291	0,93919	0,34340	2516	
284,899509	-192,1464796	-33,99714342	774,8535204	825,5699294	69,81244531	764,6332535	-232,501586	-16,91291	0,93857	0,34509	2517	

Figura 19. Fuerza aplicada en el rodamiento en cada ángulo.

Ang	Fuerza por piston (N)	Max			
		DFY (N)	DFX (N)	AFY (N)	AFX (N)
73,659996	25286	24264	8897	22067	8897
73,372835	25183	24130	7206	21933	7206
73,096121	25092	24008	7296	21811	7296
72,829813	25012	23897	7384	21700	7384
72,573856	24941	23796	7469	21599	7469
72,328188	24879	23705	7552	21508	7552
72,092736	24826	23623	7633	21426	7633
71,86742	24780	23550	7712	21353	7712
71,65215	24741	23484	7788	21287	7788
71,446831	24709	23425	7862	21228	7862
71,251362	24683	23374	7934	21177	7934
71,065633	24663	23328	8003	21131	8003
70,889533	24647	23289	8069	21092	8069
70,722942	24637	23256	8134	21059	8134
70,56574	24631	23227	8195	21030	8195
70,4178	24628	23204	8254	21007	8254
70,278995	24630	23185	8311	20988	8311
70,149191	24635	23171	8365	20974	8365
70,028256	24643	23161	8417	20964	8417
69,916053	24654	23154	8466	20957	8466
69,812445	24667	23152	8512	20955	8512
69,717294	24683	23152	8556	20955	8556
69,630461	24700	23156	8598	20959	8598
69,551804	24720	23162	8636	20965	8636
69,481184	24741	23172	8672	20975	8672
69,418461	24764	23184	8706	20987	8706
69,363493	24788	23198	8736	21001	8736

C. Realización de planos.

En la realización de planos, estos se clasifican dependiendo del proceso que se vaya a realizar con las piezas, para este caso, se realizaron 3 tipos de planos; planos de corte laser, planos de soldadura y planos de maquinado. Estos planos son revisados primeramente por el coordinador de proyecto y finalmente aprobado por el jefe, con la intención de ser enviado a las empresas terceras que realizan los procesos de fabricación. A continuación, se muestra un ejemplo de cada tipo de plano.

Figura 20. Plano de corte laser.

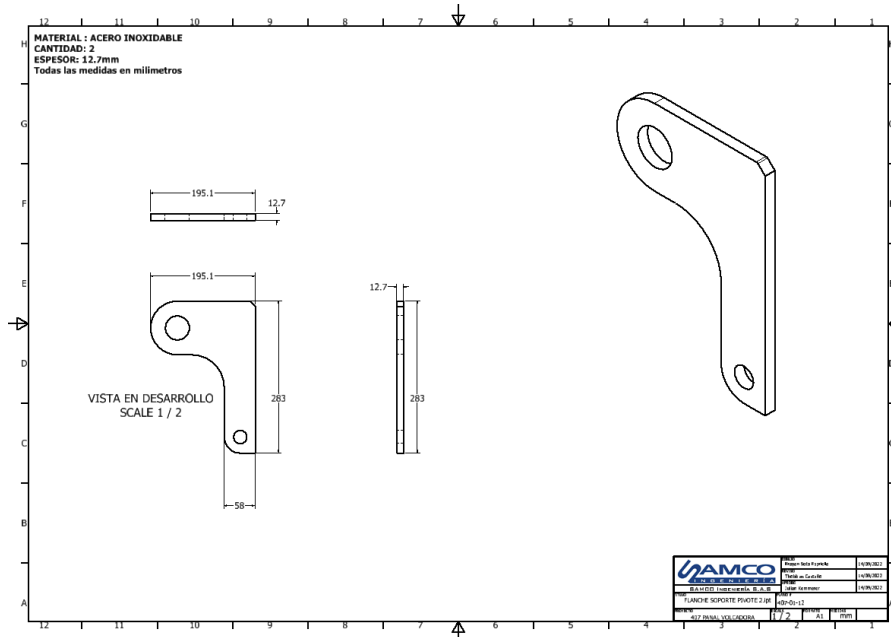


Figura 21. Plano de soldadura.

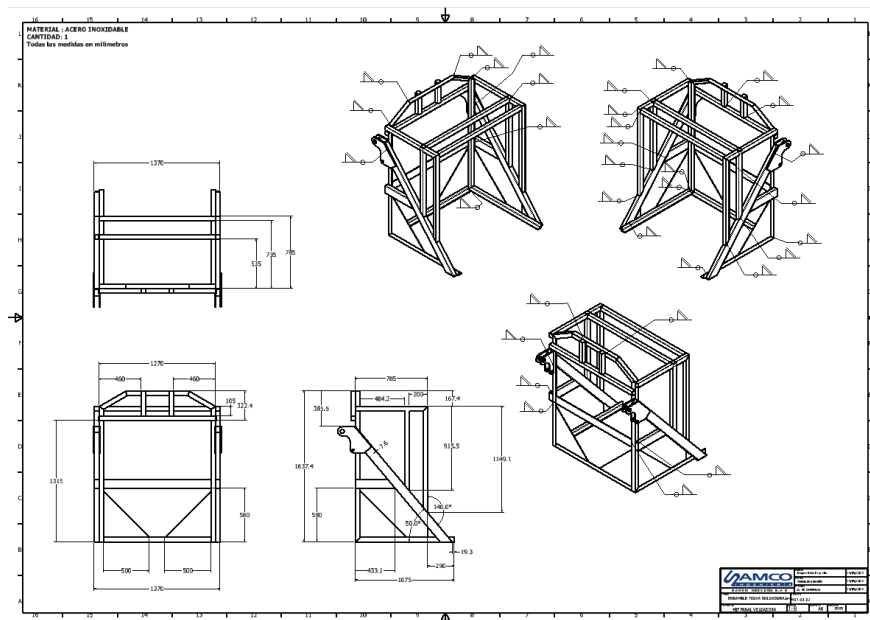
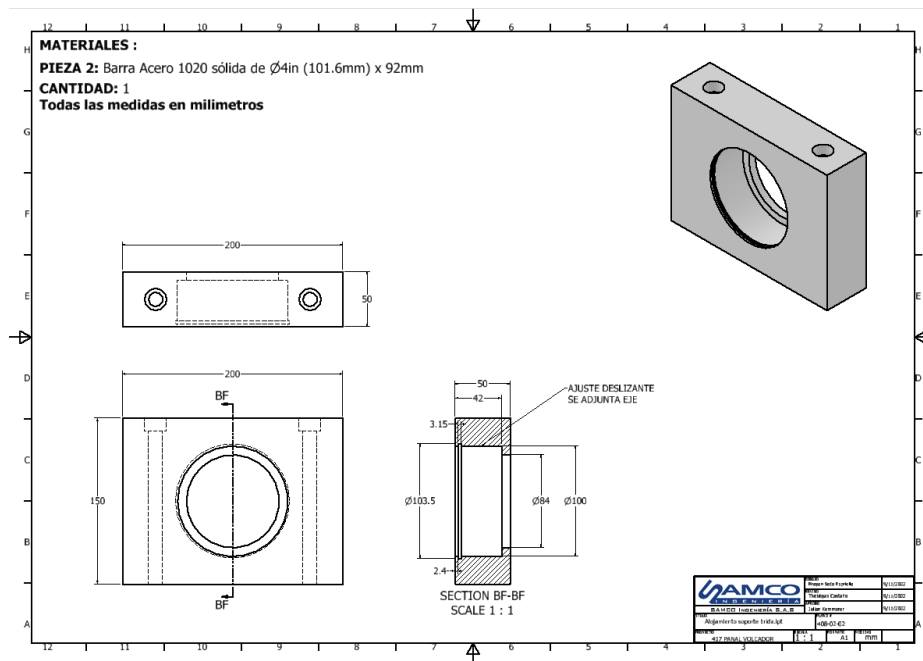


Figura 22. Plano de maquinado.



D. Órdenes de compra y fabricación de piezas.

Luego de la realización de planos, se comprende que la etapa de diseño y dibujo se ha concretado a un 100%, por lo que el siguiente paso es cotización de precios de manufactura y procesos y luego informar al área de compras de la empresa para realizar los pagos. En SAMCO se necesita de tres cotizaciones para cada proceso para poder autorizar una compra, esto para evitar sobrecostos en la producción de los proyectos. Una vez realizado el pago, se hace seguimiento a fabricación el cual puede tomar entre 2-4 semanas dependiendo de la fecha y disponibilidad de las empresas que ofrecen los servicios de corte laser, soldadura y maquinado.

En el caso de este proyecto, el corte láser se trabajó con la empresa **Acinox**, esto debido a que entre los cotizantes fue la empresa con menor costo en material acero inoxidable, por otro lado, la soldadura fue trabajada con la empresa **Servicios industriales LB**, no necesariamente por el precio del servicio si no por el buen desempeño de esta empresa desarrollando soldadura en acero inoxidable, y por último para el caso del maquinado, se optó por las empresas **Fameltec** y **Pinhurt**.

E. Preensamble y puesta a punto de la máquina.

Finalmente, una vez han llegado todas las piezas y se han realizado todos los procesos de soldadura y maquinado de las mismas, con todas las piezas en el taller mecánico se procede a realizar un preensamble de la máquina para adecuar las piezas que lo necesiten y corroborar el óptimo funcionamiento de la máquina, para hacer correcciones de ser necesario. Luego, las piezas se mandan a pintura y son enviadas a la empresa de destino para realizar el montaje en punto. Para efectos de este informe, este paso de la metodología es proyectado, pues a fecha de la realización de este informe aún no se ha pre ensamblado la máquina, pero si se han obtenido algunas piezas, como se mostrará más adelante.

V. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Luego de seguir el proceso de diseño, finalmente se obtuvo una máquina lo suficientemente capaz para levantar totes de 750 kg en teoría, esto gracias al análisis realizado con el software inventor, obteniendo un factor de seguridad en las estructuras que ronda los 6 – 12 unidades al momento de agregar las láminas que soportaran los puntos críticos observados en las figuras 6 y 8.

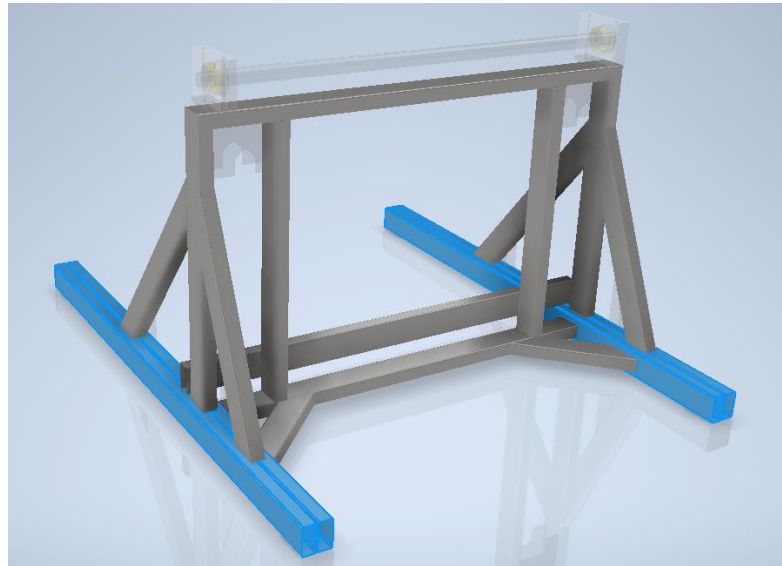
Figura 23. Láminas de refuerzo en los puntos críticos.



Si bien el proceso de diseño tuvo varios cambios a medida que iba avanzando, estos cambios se concentraron en su mayoría en la parte estructural de la base y de la plataforma, pues era un aspecto muy crítico que estas fueran capaces de soportar. Entre los cambios más importantes se encuentra la implementación de doble tubería rectangular a ambos lados de la base.

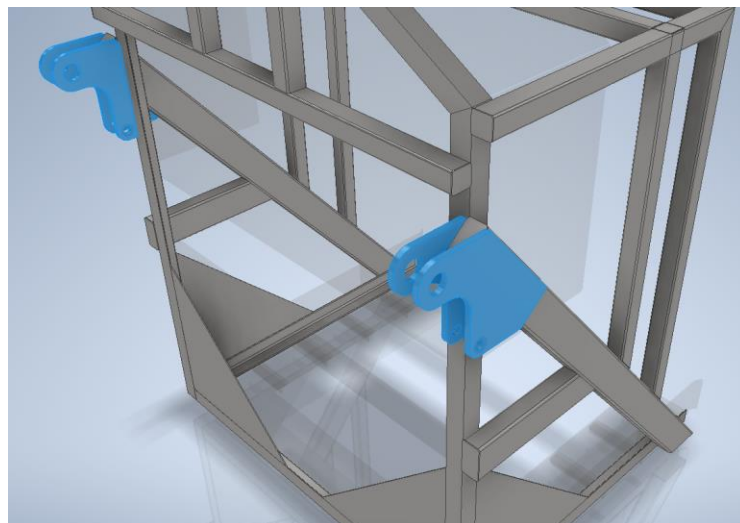
Anterior a esta idea, se había implementado una sola PTR de medida 100 mm x 50 mm, con la cara superficial de 100 mm ubicada de forma horizontal, esta se cambió para mejorar el momento de inercia de ese tramo de tubería, pues con esta nueva configuración se asemeja más a un perfil en I, dichos perfiles se caracterizan por mayor aguante a los esfuerzos cortantes en compresión. Al no estar disponibles en acero inoxidable se optó por realizarlo de esta forma.

Figura 24. Doble PTR en la base.



Por otro lado, en la estructura de la plataforma del volcador, los flanches encargados de soportar la barra de pivote y anclaje de los actuadores con la plataforma fueron rediseñados, en este caso la versión final se muestra a continuación.

Figura 25. Lámina soporte barra y anclajes actuadores.



Estos, finalmente se diseñaron con un espesor de media pulgada, además de ser diseñados de forma alargada para aumentar la superficie de contacto y distribuir mejor la fuerza concentrada. Se realizaron dos a cada lado, con la misma intención y estar mucho más seguro de que este no se convierta en un punto crítico de falla, cabe recalcar que son los únicos flanches realizados en espesor media pulgada.

Continuando con los resultados de diseño, el volcador es una máquina que no se encontrará fija en un solo punto, por lo que entre sus criterios estaba el poder ser desplazado con facilidad por las instalaciones. Para darle solución a esta característica se decidió optar por 4 ruedas en cada punta de la estructura, estas ruedas tienen que cumplir con el requisito de soportar todo el peso de la estructura, más el peso del tote, y además brindar la estabilidad necesaria al momento de ejecutar la rotación del tote por lo que deben contar con freno y buena adherencia al piso. Gracias a los cálculos de la fuerza en los actuadores hidráulicos se puede conocer que el peso total de la máquina con carga es de 1100 kg aproximadamente, por lo que las ruedas seleccionadas fueron las de la serie 07S, con capacidad máxima de 440 kg por rueda y hechas de un material de polipropileno que mejoran la adherencia en suelos húmedos.

Figura 26. Ruedas seleccionadas para la estructura.

SERIE 07S

Z07S-01D-122 Rodachina Giratoria con Freno - Capacidad 280 a 440 Kg

Rueda: Polipropileno (PP) con protector de color blanco leche, doble rodamiento. Dureza 65D.

Soporte: Zinc brillante soportado en doble hilera de esteras.

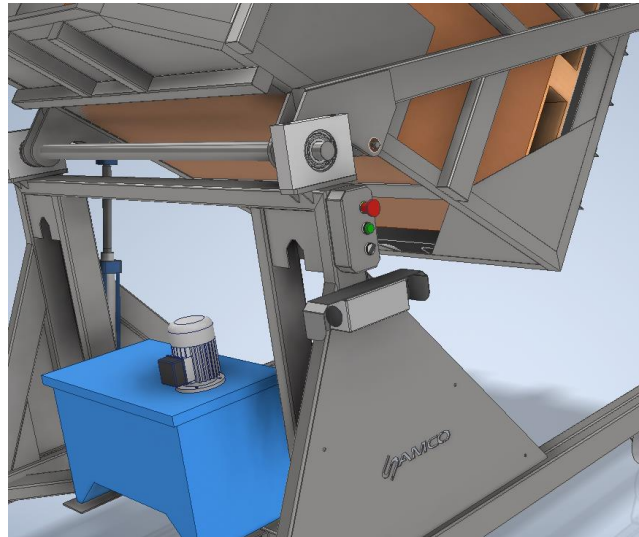
Sugerencias de uso: Ideal para pisos húmedos, aplicación en la industria, almacenes, hospitales, talleres, bodegas, fábricas y todo tipo de muebles.

Código	Referencia	Capacidad (kg)	Díametro (pulg)	Altura (mm)	Radio Giro (mm)	Freno	Sistema de Control	Plataforma (mm)	Orificios (mm)	Eje Orificios (mm)	Precio
08.0268	Z07S-01D-100-122	280	4"	143	87	BT	2R	115x100	11	76x76	
08.0347	Z07S-01D-125-122	340	5"	164	104	BT	2R	115x100	11	76x76	
08.0348	Z07S-01D-150-122	400	6"	190	121	BT	2R	115x100	11	76x76	
08.0349	Z07S-01D-200-122	440	8"	240	158	BT	2R	115x100	11	76x76	

J07S-01-262 Rodachina Giratoria - Capacidad 235 a 380 Kg

En la parte de control y seguridad al momento de operar la máquina, esta será operada mediante un comando bimanual, que se caracteriza por obligar al usuario a utilizar las dos manos para realizar el movimiento, esto con la intención de que el operario no pueda entrometer la mano en el espacio que queda libre cuando el volcador está en lo más alto y pueda sufrir aplastamiento. En adición a esto, la botonera tendrá un selector para elegir hacia donde rotar, ya sea hacia arriba o hacia abajo, contará con un paro de emergencia y con piloto de encendido.

Figura 27. Comando bimanual y botonera.



Para ayudar al control, también se instalarán dos micros de seguridad, los cuales actúan como finales de carrera, esto para que cuando sean activados impida que la máquina siga con el movimiento y pueda estropear la máquina o generar un accidente de trabajo.

Figura 28. Micro de seguridad inferior.



Finalmente, habiendo realizado todos los cálculos para la unidad hidráulica y la fuerza necesaria en los actuadores, se realizó la compra de una unidad hidráulica con motor eléctrico de 5 hp a 1800 RPM y con alimentación a 220 vac de la marca SIEMENS, este acompañado de un tanque de depósito de 38 litros fabricado por HNSA y una bomba hidráulica de 12.5 Lpm a 1800 RPM, todo este conjunto capaz de realizar el movimiento deseado de punto inicial a máximo en un tiempo estimado de 12 segundos.

Figura 29. Características de la unidad hidráulica.

UNIDAD DE POTENCIA HIDRAULICA

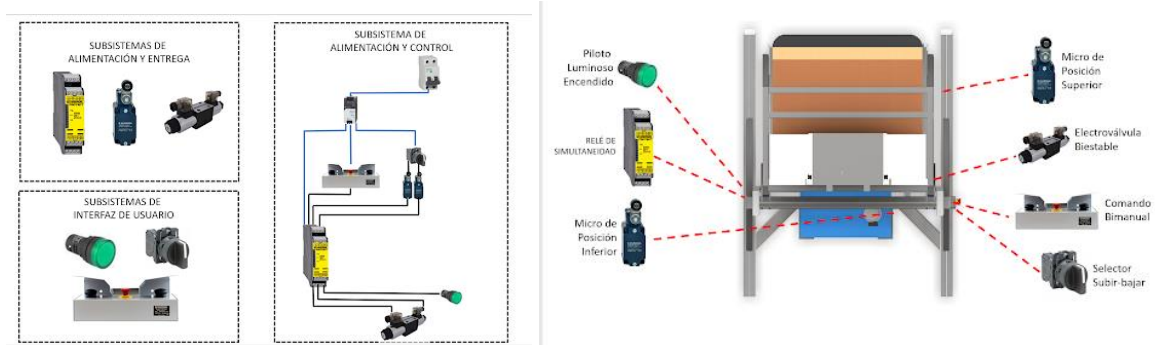
- (1) Tanque depósito de 38 Litros. Fabricación HNSA.
- (1) Motor eléctrico trifásico de 5 Hp a 1800 Rpm, alimentación a 220 vac. Siemens.
- (1) Bomba hidráulica de piñones externos de 12.5 Lpm a 1800 Rpm. Kompass.
- (1) Campana autocentrante en aluminio. Omt.
- (1) Acople flexible para montaje motor-bomba. Kompass.
- (1) Filtro de succión de ½ Npt. Kompass
- (1) Válvula antirretorno en línea. Kompass.
- (1) Válvula de alivio modular. Kompass.
- (1) Válvula direccional centro tándem, con solenoides a 220 vac. Kompass.
- (1) Manómetro de 0-3500 Psi. Kompass.
- (1) Tapa filtro de llenado. Kompass.
- (1) Visor de nivel y temperatura de 5". Kompass.
- (1) Válvula de bola para drenaje. Genebre.
- Kit de tubería, mangueras y accesorios de conexión hidráulica interna.
- **No incluye el aceite hidráulico ni instalación en sitio.**



Imagen de muestra.

A continuación se presenta la topología eléctrica de la máquina, junto con una vista superior indicando el lugar en dónde se ubicarán cada componente.

Figura 30. Topología eléctrica



Actualmente la máquina se encuentra en su proceso inicial de fabricación, por lo que es muy pronto para saber resultados de operación. Sin embargo, la estructura que es lo que se encuentra fabricado presenta muy buenos acabados y no se generó inconveniente alguno con los planos de soldadura para poder ser realizados en el taller. El procedimiento para seguir después de esta etapa es el ensamble en el taller de la empresa, en la cual se debe esperar por la entrega de la unidad hidráulica para poder realizar pruebas de funcionamiento y verificar interferencias o cualquier desperfecto de fabricación y/o diseño que se hayan presentado.

Figura 31. Soldadura de la base.

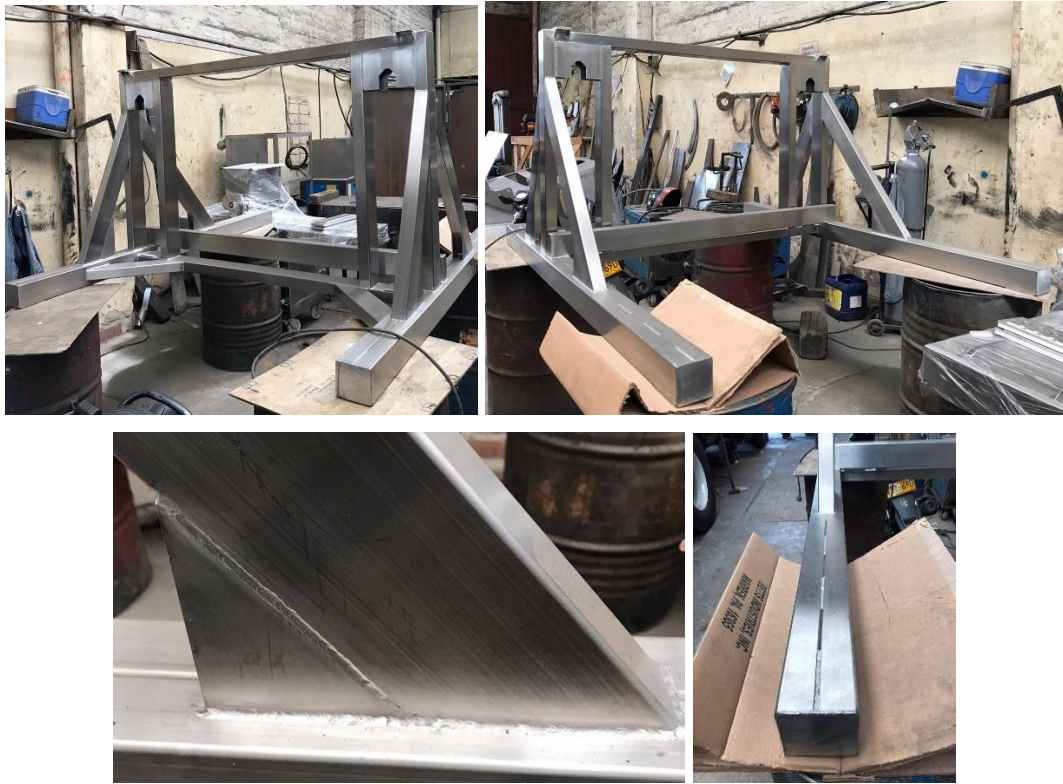


Figura 32. Soldadura de la plataforma.





VI. CONCLUSIONES

- Es bueno definir un concepto de diseño antes de empezar a diseñar las piezas de la máquina, ya que de esta forma el dibujo de las piezas se puede realizar de forma más específicas y evitar rediseños al final.
- Observar otros modelos disponibles en los mercados mundiales es una buena forma de empezar, ya que te da mejor claridad de como empezar a diseñar y te permite seleccionar componentes que ya han sido probados y garantizan un buen funcionamiento.
- Se sabe que realizar análisis estructurales mediante EF es un gran consumo de tiempo, pero en este caso en el que un fallo estructural puede significar poner en peligro la integridad física de una persona es un requisito obligatorio para llegar a un buen diseño final, como se observó en el informe, este fue necesario para reforzar varias zonas de la estructura.
- Si bien la realización de planos se presenta como una etapa corta en el informe, esta fase es de suma importancia, ya que se puede observar más a detalle cada pieza y sirve para verificar dimensiones y factibilidad de fabricación, evitando inconvenientes con las empresas encargadas de los procesos de manufactura lo cual se traduce en rediseños y pérdida de recursos por parte de la empresa SAMCO.
- Observando el estado actual de la fabricación de las estructuras, se logra apreciar una buena etapa de diseño, pues no se han presentado inconvenientes con las empresas de manufactura por interferencias de piezas o procesos imposibles de realizar, si bien es muy pronto para garantizar el buen diseño, se puede decir que va por buen camino y a priori se está cumpliendo con los objetivos planteados.

VII. RECOMENDACIONES

Para futuros desarrollos de máquinas con características similares a la presentada en este informe, se recomienda contar con la geometría de componentes comerciales tales como los actuadores hidráulicos o unidad hidráulica de forma muy temprana en el diseño, pues esto puede significar rediseñar piezas en un futuro, por otro lado, también se aconseja dejar claro parámetros de diseño como medidas máximas de piezas u otros dispositivos que se relacionaran con la máquina, ya que un mal diseño por esta razón comprometerá la funcionalidad de la máquina cuando esté fabricada.

REFERENCIAS

1. «Software Inventor | Consulta los precios y compra Inventor 2023 oficial». <https://latinoamerica.autodesk.com/products/inventor/overview> (accedido 16 de enero de 2023).
2. «Bulk bin tipper GKE for standard bulk bins». <https://www.voran.at/en/bereiche/maschinen/produkte/product-overview/bulk-bin-tipper-gke-for-standard-bulk-bins> (accedido 16 de enero de 2023).
3. «Backsaver CD», Backsaver. <https://www.backsaver.nl/products/back saver-cd-en/> (accedido 16 de enero de 2023).
4. The Hydraulics Trainer. (1993). Mannesmann Rexroth.
5. R. C. Hibbeler, Mecánica para ingenieros estática, Sexta edición. Mexico: Patria., 2011.
6. “EL DIAGRAMA ESFUERZO - DEFORMACIÓN DE MATERIALES.” <https://deingenierias.com/el-acero/diagrama-esfuerzo-deformacion/> (accessed Jan. 16, 2023).
7. G.R. Liu, S. S. Q. (2003). *Finite Element Method* (G.R. Liu & S.S. Quek, Eds.; Vol. 1). <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-5866-9.X5000-2>.
8. L. C. Ríos Q. y E. Roncancio H., « para diseño de elementos mecánicos», Sci. tech, vol. 1, n.º 35, ene. 2007.