

DISEÑO DE UN MECANISMO AUTOMATIZABLE PARA LA LIMPIEZA INTERIOR  
DE LA CÁMARA DE SECADO DE LA PLANTA DE COLANTA EN PLANETA RICA  
- CÓRDOBA

JAMES GIOVANI DÍAZ PÉREZ  
RONALDO ROLANDO RENDÓN SILGADO

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA  
ESCUELA DE INGENIERÍAS Y ARQUITECTURA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
MONTERÍA  
2021

DISEÑO DE UN MECANISMO AUTOMATIZABLE PARA LA LIMPIEZA INTERIOR  
DE LA CÁMARA DE SECADO DE LA PLANTA DE COLANTA EN PLANETA RICA  
– CÓRDOBA

JAMES GIOVANI DÍAZ PÉREZ  
RONALDO ROLANDO RENDÓN SILGADO

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesores

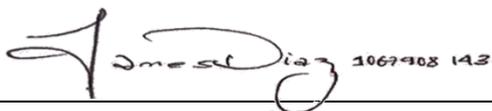
KATERIN OSORIO BARRERA  
Ingeniero Mecánico, MBA  
CLAUDIA MARCELA PÉREZ MADRID  
Ingeniero Mecánico, Msc

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA  
ESCUELA DE INGENIERÍAS Y ARQUITECTURA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
MONTERÍA  
2021

27 abril 2021

**JAMES GIOVANI DÍAZ PÉREZ y RONALDO ROLANDO RENDÓN  
SILGADO**

“Declaramos que este trabajo de grado no ha sido presentado con anterioridad para optar a un título, ya sea en igual forma o con variaciones, en esta o en cualquiera otra universidad”. Art. 92, parágrafo, Régimen Estudiantil de Formación Avanzada.



---

James G. Diaz Pérez



---

Ronaldo R. Rendón Silgado

**AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a Dios por su ayuda continua en nuestras vidas, a nuestras familias por el acompañamiento y el apoyo incondicional, y a la familia UPB Montería por nuestra formación profesional.

TABLA DE CONTENIDO

<b>LISTA DE TABLAS</b>	<b>6</b>
<b>LISTA DE ILUSTRACIONES</b>	<b>7</b>
<b>LISTA DE DIAGRAMAS</b>	<b>8</b>
<b>RESUMEN:</b>	<b>9</b>
<b>ABSTRACT:</b>	<b>11</b>
<b>1 INTRODUCCIÓN</b>	<b>12</b>
<b>1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b>	<b>13</b>
<b>1.2 JUSTIFICACIÓN</b>	<b>15</b>
<b>1.3 OBJETIVOS</b>	<b>16</b>
1.3.1 OBJETIVO GENERAL	16
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
<b>2 ESTADO DEL ARTE</b>	<b>17</b>
<b>3. MÉTODOLÓGÍA</b>	<b>21</b>
<b>4 DESARROLLO</b>	<b>25</b>
<b>4.1 PRESENTACIÓN DE OPCIONES DE PROYECTO</b>	<b>25</b>
4.1.1 PROTOTIPO INICIAL	25
4.1.2 SOPORTE VERTICAL GRADUADO GIRATORIO CON DOBLE CANASTA DE LIMPIEZA	26
4.1.3 COLUMNA TELESCÓPICA MÓVIL CON EJES DE SOPORTE PARA BRAZOS BARREDORES	26
4.1.4 BRAZO BARREDOR ARTICULADO MÓVIL	30
<b>4.2 SELECCIÓN DEL PROTOTIPO POTENCIAL EN FUNCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO</b>	<b>33</b>
4.2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO	33
4.2.1.1 MANTENIBILIDAD	33

4.2.1.2	TIEMPO DE INGRESO A LA CÁMARA Y TIEMPO DE LIMPIEZA	33
4.2.1.3	ESTABILIDAD APARENTE DEL DISEÑO	34
4.2.1.4	ECONOMIA	34
4.2.1.5	AUTOMATIZACIÓN	34
<b>4.3</b>	<b>SELECCIÓN DE PARTES COMERCIALES Y ANÁLISIS ESTÁTICO DEL PROTOTIPO FINAL</b>	<b>36</b>
	PARTES COMERCIALES Y NO COMERCIALES	37
	ANÁLISIS ESTÁTICO	41
	ESTUDIO ESTÁTICO UNIÓN TELESCÓPICO-CORONA	42
	ESTUDIO ESTÁTICO BASE DE CORONA	44
	ESTUDIO ESTÁTICO CHASIS - BASE DE CORONA	45
	ESTUDIO ESTÁTICO EJE PARA RODAMIENTOS	47
	ESTUDIO ESTÁTICO ESTRUCTURA EJE PARA LLANTAS	48
	ESTUDIO ESTÁTICO PLATAFORMA-RIEL	50
	EDICIÓN PLATAFORMA-RIEL	51
<b>4.4</b>	<b>TIEMPO DE LIMPIEZA TEÓRICA</b>	<b>55</b>
<b>4.5</b>	<b>MANTENIMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO</b>	<b>57</b>
<b>5.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>58</b>
<b>6</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>60</b>
<b>7</b>	<b>ANEXOS</b>	<b>62</b>
<b>7.1</b>	<b>PLANOS Y CAD</b>	<b>62</b>
<b>7.2</b>	<b>ANEXO DE FIGURAS</b>	<b>62</b>
<b>7.3</b>	<b>ANEXO DE CÁLCULOS</b>	<b>63</b>

**LISTA DE TABLAS**

Tabla 1: Condiciones primarias de diseño .....	22
Tabla 2: Descripción de los prototipos según sus componentes <b>¡Error! Marcador no definido.</b>	
Tabla 3: Descripción de la cámara de secado (no incluye el cono inferior).....	23
Tabla 4. Evaluación de parámetros para la elección del prototipo .....	35
Tabla 5. Cuadro comparativo edición de la estructura riel .....	55

**LISTA DE ILUSTRACIONES**

Figura 1. Etapas de procesos fabricación de leche en polvo. (Planta Colanta)	¡Error! Marcador no definido.
Figura 2. Cámara de secado	14
Figura 3. Idea principal de diseño. Tomado de Ing. Rafael Mestra.	25
Figura 4. doble canasta de limpieza. Editado de Ingeniero Rafael Mestra	26
Figura 5. Estructura-riel, suspensión de ballestas, tornillo de bolas o actuador lineal husillo y estructura-eje para llantas (Diseño propio).	27
Figura 6. Columna telescópica, plataforma móvil con rodamientos, corona de orientación con tornillo sin fin, unión telescópico-corona y estructura-riel. (Diseño propio).	27
Figura 7. Vista enfoque en posición de anclaje	28
Figura 8. Posición de anclaje a la entrada de la cámara	28
Figura 9. Posición 1 dentro de la cámara de secado (retraída)	29
Figura 10. Posición 2 dentro de la cámara de secado (retraída)	29
Figura 11. Posición para iniciar limpieza a la cámara de secado (Extendida)	30
Figura 12. Dimensionamiento del brazo articulado. Altura mínima.	31
Figura 13. izquierda: posición de anclaje; Derecha: vista transparencia de unión brazo-corona	31
Figura 14. Posiciones al interior y exterior de la cámara (retraída)	32
Figura 15. Posiciones al interior de la cámara; semi extendida y totalmente extendida.	32
Figura 16. Vistas principales del mecanismo (planta, alzado, lateral)	36
Figura 17. Columna telescópica comercial. Tomado de. <a href="https://www.hydrauliccylindersinc.com/product/s85dc-66-197-commercial-parker-replacement-sat-dump-hoist-cylinder/">https://www.hydrauliccylindersinc.com/product/s85dc-66-197-commercial-parker-replacement-sat-dump-hoist-cylinder/</a>	38
Figura 18. (Izquierda) Vista interna del rodamiento. Derecha) Rodamiento KS B 2025 S32 – 2311. Tomado de SolidWorks	40
Figura 19. Estudio de tensiones en pieza Unión telescópico-corona.	42
Figura 20. Estudio de deformaciones en pieza Unión telescópico-corona	43
Figura 21. Estudio de factor de seguridad en pieza Unión telescópico-corona.	43
Figura 22. Estudio de tensiones en pieza Base de corona.	44
Figura 23. Estudio de deformaciones en pieza Base de corona.	44
Figura 24. Estudio de factor de seguridad en pieza Base de corona.	45
Figura 25. Estudio de tensiones en pieza Chasis - Base de corona.	45
Figura 26. Estudio de deformaciones en pieza Chasis - Base de corona.	46
Figura 27. Estudio del factor de seguridad en pieza Chasis - Base de corona	46
Figura 28. Estudio de tensiones en pieza eje para rodamientos	47
Figura 29. Estudio de deformaciones en pieza eje para rodamientos	47
Figura 30. Estudio de deformaciones en pieza eje para rodamientos	48
Figura 31. Estudio de tensiones en pieza eje para llantas	48
Figura 32. Estudio de deformaciones en pieza eje para llantas.	49
Figura 33. Estudio del factor de seguridad en pieza eje para llantas.	49

<b>Figura 34. Estudio de tensiones en pieza plataforma-riel.....</b>	<b>50</b>
<b>Figura 35. Estudio de tensiones en pieza plataforma-riel.....</b>	<b>50</b>
<b>Figura 36. Estudio del factor de seguridad en pieza plataforma-riel .....</b>	<b>51</b>
<b>Figura 37. Sección transversal estructura-riel 1 de la zona de mayor tensión .....</b>	<b>52</b>
<b>Figura 38. Valor máximo de tensión en la estructura-riel 1.....</b>	<b>52</b>
<b>Figura 39. Sección transversal estructura-riel 2 de la zona de mayor tensión .....</b>	<b>53</b>
<b>Figura 40. Valor máximo de tensión en la estructura-riel 2.....</b>	<b>53</b>
<b>Figura 41. Estudio de deformaciones en pieza plataforma-riel 2.....</b>	<b>54</b>
<b>Figura 42. Estudio del factor de seguridad en pieza plataforma-riel 2.....</b>	<b>54</b>
 <b>LISTA DE DIAGRAMAS</b>	
<b>Diagrama 1. Etapas de la metodología .....</b>	<b>21</b>

## **RESUMEN**

En este proyecto se realizó un estudio para poder desarrollar un mecanismo para la limpieza interna de la cámara secadora por pulverización, de la planta láctea Colanta, en la región de Córdoba-Colombia, con la finalidad de reducir los tiempos destinados a la limpieza de la cámara y reemplazar el mecanismo antiguo (andamio-estructura tubular). Planteamos 3 prototipos para llevar a cabo esta tarea, de los cuales se eligió uno mediante la evaluación en los Parámetros de diseño, los cuales son, mantenibilidad (20%), automatización (40%), estabilidad aparente del diseño (5%), tiempo de ingreso y de limpieza a la cámara (20%); cada uno tiene una valoración que le fue asignada al prototipo que cumplió con las condiciones (aspectos). El primero es un prototipo mecánico con dos componentes automatizables, giro y elevación, se llamó SOPORTE VERTICAL GRADUADO GIRATORIO CON DOBLE CANASTA DE LIMPIEZA, es desmontable y fue diseñado para mantenibilidad; el segundo fue llamado, COLUMNA TELESCÓPICA MÓVIL CON BRAZOS BARREDORES, tiene los 3 componentes automatizables (ingreso, giro y elevación), fue diseñado para eliminar el uso de personal al interior de la cámara. Y, con la misma finalidad de diseño que el anterior, el tercer y último llamado BRAZO BARREDOR ARTICULADO MÓVIL, el cual es una estructura extensible con una escobilla en su último eslabón. Después de la evaluación, la COLUMNA TELESCÓPICA MÓVIL CON BRAZOS BARREDORES obtuvo el mayor puntaje, 0.7 a diferencia de los otros dos 0.65 y 0.5, sumando el puntaje obtenido en cada parámetro. Hay que mencionar que los prototipos son funcionales gracias a la implementación de sistemas hidráulicos y electromecánicos. Después de esto, se desarrolló el prototipo seleccionado, que consta principalmente de una estructura-riel, una plataforma móvil (estructuras en acero inoxidable, Rodamiento KS B 2025 S32 – 2311 DC SELF ALIGNING BALL BEARING 23 y actuador lineal husillo de bolas) donde va anclada la corona de orientación y la columna telescópica con los brazos barredores que son una barra de acero inoxidable y una escobilla en cada extremo. Se seleccionaron las partes comerciales en función del dimensionamiento inicial, que fue básicamente medir el prototipo para lograr el ingreso por la compuerta lateral de la cámara, y, las partes no comerciales (diseño propio) se editaron en función de las comerciales después de su elección para poder ensamblarlas. Entre las partes comerciales están, la corona de orientación con tornillo sin fin (SG 342-25), su motorreductor de 0.5 HP y relación de transmisión 6.37 (caja F00T2), la columna telescópica (S85DC-66-197 Comercial/Parker) con su bomba de 10 GPM y depósito hidráulico de 52 galones; un motorreductor de 5.5 HP y relación de transmisión de 7.34 (caja F1T2) para el actuador lineal husillo (roscado: 4843mm); y, dos sistemas de eslinga de cadena de una sola pierna, 5/8 in de tamaño de la cadena y 22600 lb de carga máxima. Finalmente, se hicieron análisis estáticos a las partes no comerciales, las cuales, sometidas a una carga de 6000N, dieron los siguientes resultados para el factor de seguridad, 11 para la pieza BASE PARA CORONA; 10 para la pieza CHASIS-BASE DE CORONA; 7.6 para la pieza EJE PARA RODAMIENTOS. Para la pieza UNIÓN TELESCÓPICO-CORONA

el resultado fue 11; para la pieza EJE PARA LLANTAS fue 15; y, para la pieza ESTRUCTURA-RIEL fue 1 lo que obligó a editarla hasta que se logró un factor de seguridad de 2.2. Fueron los datos obtenidos en SolidWorks, lo cual, garantizó la seguridad del diseño.

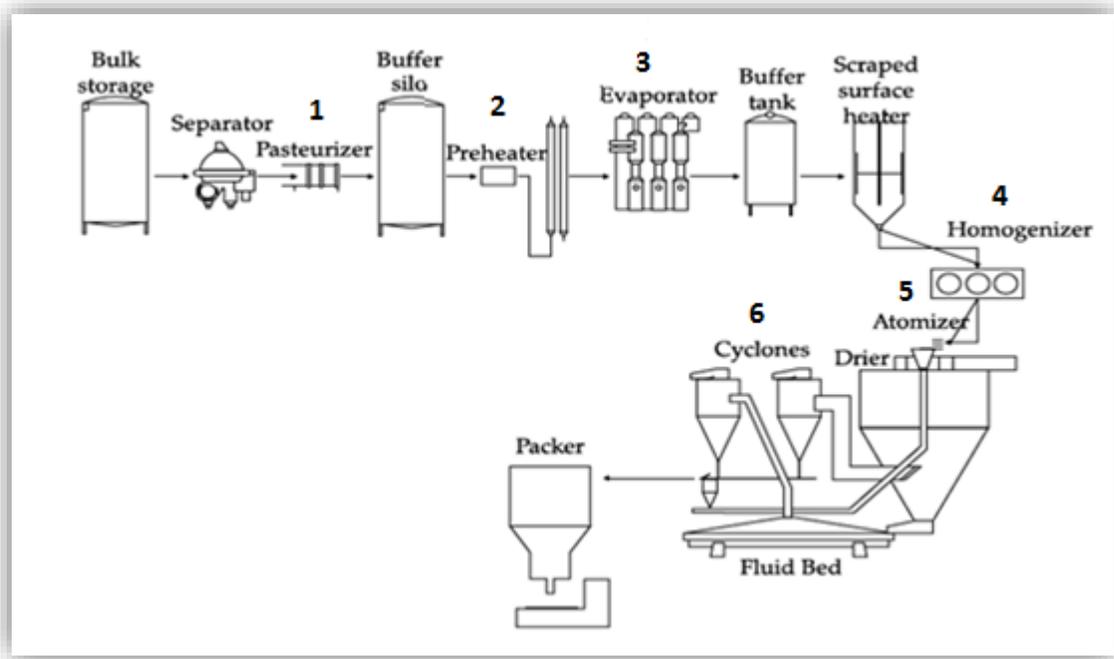
**ABSTRACT**

In this project, a study was carried out to develop a mechanism for the internal cleaning of the drying chamber of the Colanta plant in the Córdoba-Colombia region, to reduce the time allocated to cleaning the chamber and replace the old mechanism (scaffold-tubular structure). We proposed 3 prototypes to carry out this task, of which one was chosen by evaluating the Design Parameters, which are, maintainability (20%), automation (40%), apparent design stability (5%), time of entry and cleaning to the chamber (20%); each one has an assessment that was assigned to the prototype that met the conditions (aspects). The first is a mechanical prototype with two automatable components, turning and lifting, it was called ROTATING GRADUATED VERTICAL SUPPORT WITH DOUBLE CLEANING BASKET, it is removable and was designed for maintainability; the second was called, MOBILE TELESCOPIC COLUMN WITH SWEEPING ARMS, it has the 3 automatable components (entry, turn and elevation), it was designed to eliminate the use of personnel inside the chamber. And, with the same design purpose as the previous one, the third and last one called MOBILE ARTICULATED SWEEPER ARM, which is an extensible structure with a brush in its last link. After the evaluation, the MOBILE TELESCOPIC COLUMN WITH SWEEPING ARMS obtained the highest score, 0.7 unlike the other two 0.65 and 0.5, adding the score obtained in each parameter. It should be mentioned that the prototypes are functional thanks to the implementation of hydraulic and electromechanical systems. After this, the selected prototype was developed, which mainly consists of a rail-frame, a mobile platform (stainless steel structures, KS B 2025 S32 - 2311 DC SELF ALIGNING BALL BEARING 23 bearing and ball screw linear actuator) where it goes the orientation crown and the telescopic column are anchored with the sweeping arms that are a stainless-steel bar and a brush at each end. The commercial parts were selected based on the initial sizing, which was basically to measure the prototype to achieve the entrance through the side hatch of the chamber, and the non-commercial parts (own design) were edited based on the commercial ones after their election to be able to assemble them. Among the commercial parts are, Slewing gear (SG 342-25) and its 0.5 HP gearmotor and 6.37 gear ratio (F00T2 box), Telescopic hydraulic cylinder (S85DC-66-197 Commercial / Parker) with its 10 GPM pump and hydraulic tank of 52 Gallons; 5.5 HP gearmotor and gear ratio of 7.34 (F1T2 box) for Ball spindle linear actuator (thread length: 190 in); and two Single leg chain sling systems, 5/8 in chain size and 22,600 lb. max load. Finally, static analyzes were made to the non-commercial parts, which, subjected to a load of 6000N, gave the following results for the safety factor, 11 for the BASE PARA CORONA part; 10 for part CHASIS-BASE CORONA; 7.6 for the part EJE PARA RODAMIENTOS. For the UNIÓN TELESCOPICO-CORONA piece the result was 11; for the piece EJE PARA LLANTAS it was 15; and, for the piece ESTRUCTURA-RIEL, it was 1 which made it necessary to edit it until a safety factor of 2.2 was achieved. It was the data obtained in SolidWorks, which guaranteed the safety of the design.

## 1 INTRODUCCIÓN

La planta de producción de Colanta ubicada en la Carrera 5 Nro. 7 – 100, carretera troncal vía Medellín, Planeta Rica, Córdoba, lleva a cabo su proceso de evaporación de leche, y, luego de esto, procede con el secado de las pequeñas partículas atomizadas, obteniendo diversidad de productos que comercializan. Estas fases del proceso se desarrollan bajo condiciones de operación muy específicas.

En el proceso de fabricación de subproductos tales como leche en polvo, leche condensada y mantequilla intervienen varias etapas mostradas en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**



*Figura 1. Etapas de procesos fabricación de leche en polvo. Tomado de (Rafael Mestra Colanta, 2019)*

Luego de ser recolectada la leche, llega a la planta de secado y es depositada en grandes silos de almacenamiento con capacidad para 500.000 mil litros diarios. En la primera se procede con la pasteurización donde se hace separación de la nata y la leche desnatada a través de separadores centrífugos. Como la finalidad de esta es producir leche en polvo, pequeñas fracciones de esa nata es añadida a la leche desnatada, con porcentajes de grasa típicos del 27% ya estandarizados. El porcentaje restante de grasa, la planta la utiliza para elaboración de otros subproductos como mantequillas.

El siguiente paso es precalentar la leche, a temperaturas que van desde los 75 y 120°C, durante tiempos específicos, que varían entre unos pocos segundo y varios minutos. Las relaciones calor/tiempo dependen del tipo de producto que se quiera

obtener, es decir para la elaboración de leche en polvo, un precalentamiento alto para este proceso se asocia a una menor solubilidad del producto. Para esta etapa el precalentamiento es realizado mediante métodos directos como inyección de vapor al producto, o métodos indirectos como implementación de intercambiadores de calor.

Luego la leche pasa al evaporador de la planta, donde realizan vacíos del producto con temperaturas alrededor de los 72°C, en estas condiciones la leche hierve y el agua se transforma en vapor, el cual se comprime en el paso siguiente para calentar la leche. En esta etapa del proceso se alcanza a extraer hasta el 85% del agua de la leche.

Anticipado al secado final, el producto resultante pasa a través de un homogeneizador. El objetivo de la etapa es intervenir el producto mediante la presencia de presiones que varían entre los 50 y 300kg/cm<sup>2</sup>, esto con el fin de conseguir tamaños de partículas iguales antes de la atomización en la cámara de secado.

La siguiente etapa es la atomización, como fue llamada con anterioridad; donde se realiza una transformación del concentrado de leche en pequeñas gotas o partículas de polvo, logrando facilitar el secado de este, por contacto directo con un flujo de aire caliente circulante en la cámara. Este aire caliente es inyectado a temperaturas alrededor de los 200°C, utilizando atomizadores de discos rotativos.

En la cámara se logra reducir la humedad hasta en un 6% para lograr alcanzar valores típicos necesarios de hasta un 4% de humedad. En la elaboración de este producto falta mencionar esta última etapa de aglomeración, la cual consiste en filtrar esas partículas pequeñas de polvo que salen del secador, a través de ciclones para ser devueltas a la cámara de secado, cerca al atomizador. Es allí donde esas gotas de humedad logran colisionar con las partículas de leche en polvo, generando aglomerados de forma irregular.

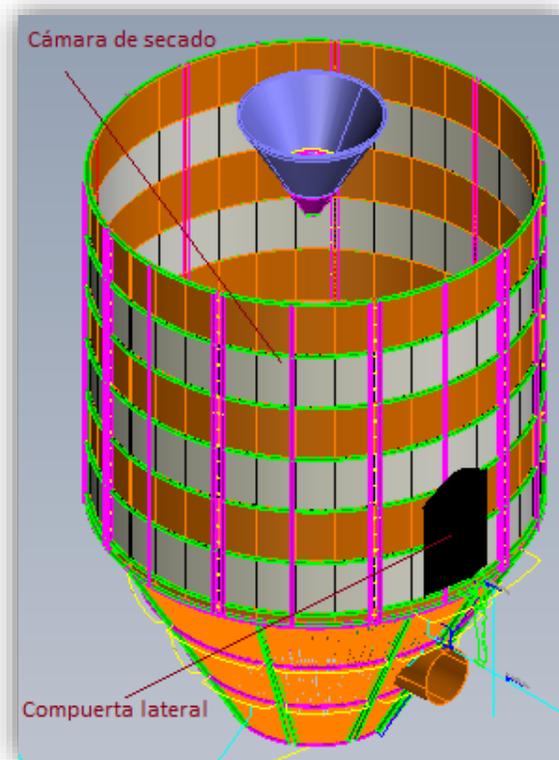
Debido a la atomización realizada en la cámara de secado, se tienden a generar aglomerados del producto en las paredes de la cámara. Por tal se requiere de un mantenimiento periódico de la misma.

Se estima que después de una producción intensa de cuarenta horas en la planta, se sigue con actividades de limpieza y mantenimiento que duran aproximadamente cinco horas. Esta propuesta de grado radica en dar una solución que logre optimizar estos procesos de remoción de aglomerados irregulares de leche semi húmeda en las paredes de forma controlada y eficiente, llegando de alguna forma lograr reducir este tiempo estimado a tres horas de limpieza sin intervención de operarios de la planta al interior de la cámara de secado.

## **1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

En la industria del secado de alimentos, específicamente en la industria láctea, la optimización de los procesos dentro de la planta es fundamental, gracias a los avances tecnológicos de los últimos años se pueden conocer e identificar los factores que delimitan el funcionamiento ideal de la misma, entre estos, el clima, el diseño de la planta, el mantenimiento, y muchos otros factores que caracterizan a

una planta de secado dentro de la industria láctea totalmente diferente a cualquier otra existente. En la planta de pulverización de Colanta ubicada en la Carrera 5 Nro. 7 – 100 Planeta Rica – troncal Medellín, se transforma leche en otros productos derivados de ella como, leche condensada, leche en polvo, mantequilla y otros, como se mencionó anteriormente. Teniendo en cuenta los fenómenos que transcurren durante la etapa de producción, al interior de la cámara de secado de la planta.



**Figura 1.** Cámara de secado. Tomado de (Rafael Mestra Colanta, 2019)

El problema principal radica, en que la materia prima pulverizada se adhiere a las paredes internas de esta a lo largo del proceso de secado, ocasionando paradas de producción. Desde la práctica y el día a día del proceso, se tienden a establecer limpiezas periódicas establecidas desde la pericia ingenieril y, ensayo - error. La literatura recomienda la construcción de un andamio colgante o algún mecanismo que permita realizar esta labor de manera segura, además de la implementación de otros mecanismos externos, que logren reducir un poco el tiempo en el cual se para la producción para limpiar. El más común es el de remoción por vibración. Actualmente dentro de la planta se usa un andamio fijo con estructura tubular, que, en primer lugar, ejerce esfuerzos desconocidos sobre la cámara de secado, lo cual

no está permitido. Como segunda observación, se logró evidenciar que, con el pasar del tiempo se han ido presentando problemas físicos, como lesiones en el manguito rotatorio de los hombros, en los empleados destinados y dispuestos para labores de raspado o limpieza al interior de la cámara de secado, todo esto, en consecuencia, al diseño empírico del andamio. Como última observación, la estructura del andamio presentó una deformación permanente, pero sin llegar a la fractura, lo cual genera inseguridad entre el personal encargado al momento de hacer el trabajo. Consecuente a todo lo anterior, el diseño, fabricación y puesta en marcha del mecanismo especializado para la limpieza es una labor del ingeniero mecánico a cargo en cada empresa, por la particularidad de cada situación debe caracterizarse la cámara de secado y analizar cuáles son sus variables restrictivas, como las zonas que hay que limpiar y de qué manera se llevará cabo esta labor; siempre y cuando pueda sustentar que la implementación del mecanismo de limpieza es rentable para la empresa. Pensando en las alternativas para resolver el problema se enfatizó en lograr optimizar el tiempo destinado a la limpieza, sumado a un mecanismo compacto, ergonómico y en lo posible económico, para lograr recuperar la inversión en el menor tiempo posible. Finalmente, de manera indirecta el tiempo que se dedica para limpiar la cámara es un factor clave, en la búsqueda del aumento del rendimiento general de la planta, ya que, a la larga generaría un aumento en las horas destinadas a producción durante el año. Que, en congruencia, se vería reflejado en la competitividad de la empresa.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN**

La propuesta del diseño conceptual y de detalle de un mecanismo para el raspado periódico de la cámara de secado de la planta de producción de Colanta es un proyecto que busca cumplir con todos los requerimientos impuestos desde las directivas de la empresa para la aprobación de esta, desarrollado con la colaboración del señor Rafael Mestra, ingeniero mecánico interno en Colanta, quien es nuestra conexión directa con la empresa.

El proyecto busca de manera indirecta darle a la empresa mejor rendimiento desde la solución de una situación que se presentó en la planta, inicialmente solo se buscaba reemplazar el mecanismo existente por uno más seguro, pero, durante el desarrollo, se decidió editar esta idea para ofrecer una solución a largo plazo, más comprometida con la filosofía de la empresa. Lograr ahorrar dos horas de las destinadas a la limpieza para convertirlas en horas de producción, lo que aumentaría las ganancias y con eso poder amortizar el gasto inicial en 2 años aproximadamente.

Por tanto, en este proyecto se diseñará un mecanismo automatizable que se adapte a las condiciones de la planta de Colanta (Córdoba-Colombia), buscando reducir el tiempo destinado a la limpieza de la cámara de secado. Para esto, se cuenta con el software de diseño SolidWorks® 2018, además de lo aprendido en los cursos de

Estática, Resistencia de materiales, Diseño en ingeniería mecánica, Mecanismos, Procesos de Manufactura, los cuales son esenciales para el diseño de este.

## **1.3 OBJETIVOS**

### **1.3.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar conceptualmente y a detalle un mecanismo para optimizar el proceso de raspado de la cámara de secado para la planta de producción de Colanta, ubicada en Planeta Rica, Córdoba.

### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar los parámetros de diseño de acuerdo con los requerimientos de la planta de producción de Colanta y sus condiciones de operación.
- Generar 3 alternativas para el diseño conceptual del mecanismo de acuerdo con las necesidades identificadas dentro de la planta de producción.
- Seleccionar una alternativa para el diseño conceptual del mecanismo de acuerdo con los parámetros de diseño definidos y el criterio del ingeniero a cargo del proyecto.
- Dimensionar cada uno de los componentes mecánicos a partir de criterios de resistencia de materiales, ergonomía y mantenibilidad.
- Verificar el comportamiento de cada uno de los componentes a partir de un análisis por elementos finitos usando SolidWorks 2018.

## **2 ESTADO DEL ARTE**

La industria alimentaria converge con el secado de sólidos, la fabricación de productos novedosos a partir de materia prima animal, vegetal o mineral gracias a los secadores. Estos sirven para más de un producto, dentro de las características generales y clasificación expuesta en (“DRYERS AND COOLING TOWERS,” 2010) los secadores por pulverización son para el procesamiento de algunos productos como café, leche desnatada, levadura, huevos, productos farmacéuticos y otros. En otro rango de productos son usados los Liofilizadores, entre ellos, carne, mariscos, frutas, medicamentos veterinarios, plasma sanguíneo y más. En el apartado de selección y especificación de equipos salen a relucir dos preguntas importantes relacionadas con la seguridad antes de escoger un secador, la primera, tiene como foco la liberación de humos tóxicos o peligrosos y también el peligro de explosión o incendio. Y, la segunda, gira en torno a la salud del personal operativo durante el secado de un material húmedo.

El secado de sólidos es la base para procesar la leche como materia prima hasta el producto final (polvo); en la industria química este tema es descrito por (Nonhebel & Moss, 1971), quienes tienen una teoría de secado de sólidos, clasificó los secadores según su tipo y dio pautas para la selección de una planta de secado. De su estudio se hará énfasis en los secadores por aspersion, también llamados atomizadores. Este proceso de secado por aspersion está conformado por 5 factores inamovibles, los cuales son: una cámara de secado, un atomizador, la introducción de aire caliente a la cámara, la expulsión de aire caliente de la cámara y al menos un método para separar el aire expulsado y el producto final. (Nonhebel & Moss, 1971)

La producción de leche en polvo ha venido evolucionando en torno a sus métodos de fabricación con el paso del tiempo, desde su primera producción en 1802 (*Leche En Polvo - Infoalimenta - Biblioteca de Alimentos*, n.d.). Hoy en día los datos estadísticos referentes a la producción de leche en polvo estiman que más de 2 toneladas de leche entera en polvo y 1.5 toneladas de leche desnatada en polvo se producen en la unión europea, usando secadores con rodillos o por aspersion, de lo cual se resalta la peligrosidad de los secadores por aspersion, la historia data acerca de 14 incendios o explosiones en la industria láctea en Francia a finales del siglo XIX y en las últimas dos décadas 16. (Trávníček et al., 2020) enfocaron su trabajo de investigación a identificar las principales causas de los accidentes relacionados al secado por aspersion industrial, con la finalidad de utilizar la información para crear instructivos de seguridad y prevención de accidentes. Encontraron información acerca de una lesión por inhalación de vapores HNO<sub>3</sub>, y, otras como, heridas leves y graves a causa de una explosión, donde los costos ascendieron a cientos de miles de dólares. Investigaron las zonas de mayor riesgo donde estos accidentes ocurren, de eso notaron que, ocurren mayormente en la torre o cámara de secado y en los silos de almacenamiento de leche en polvo, otros menos recurrentes son, el secador de lecho fluidizado y el tanque de HNO<sub>3</sub>.

Consecuente a lo anterior, encontraron información particular de un accidente donde ocurrió una explosión debida a desequilibrio térmico, los datos obtenidos acerca del fallo en la torre de secado acusan que a raíz de una caída de temperatura al interior (fallo de la caldera), la leche en polvo se adhirió a las paredes internas formando un película gruesa, la cual tiene relación directa con el equilibrio térmico, entonces, al momento de volver a suministrar calor, la temperatura aumentó por encima de lo permitido incendiando la nube de polvo. Por último, tabularon la relación entre el espesor de la película y la temperatura para que ocurra autoignición, esto, para varios productos derivados de la leche, como desnatada, entera y suero de leche; la autoignición para ellos ocurre entre espesores de 100 y 170 milímetros a temperaturas de 100 °C, que es la mitad de la temperatura de trabajo, y, con una temperatura de 200 °C, la autoignición se da con espesores entre 7 y 17 milímetros.

Siguiendo la idea de deposición de partículas de polvo, estudios como el de (Rennie et al., 1998), caracterizaron la adhesión de leche entera a una placa de acero inoxidable. Sabiendo que este suceso es el causante de problemas, retrasos y perdidas de dinero en el proceso de secado, encontraron que los factores que juegan un papel importante en la adhesión son, la composición del polvo y el tamaño de la partícula, para lo que necesitaron técnicas de adquisición de imágenes y microscopio para obtener los datos de la centrifugación. Trabajaron con tamaños de 20 y 250  $\mu\text{m}$  de partícula de leche entera aglomerada, en los resultados obtuvieron un aumento de la adhesión a temperaturas de polvo entre 40 y 60 °C.

Ahora bien, como en cualquier planta de producción, se debe estar al día con el mantenimiento, la supervisión y la mano de obra son piezas fundamentales para la tarea. (Nonhebel & Moss, 1971) postularon la “limpieza periódica”, dijeron que la limpieza de la cámara debe ser llevada a cabo por dos hombres; esto en función de los tiempos de producción y de la dificultad de remover la materia prima pegada en las paredes internas de la cámara de secado. Además, se implementan, brazos barredores, equipos de remoción por vibración, entre otros, para reducir pérdidas del producto durante la producción. (Nonhebel & Moss, 1971)

El ensuciamiento de los equipos de secado y la falta de control sobre este factor, sumado a una limpieza de baja calidad, afecta directamente a la economía, por lo cual, se propone el monitoreo de la formación de depósitos de producto en los equipos de secado. (Ellen & Tudos, 2003) afirman que el monitoreo temprano de esta acumulación es una solución a este problema, por medio del análisis de la transferencia de calor y la ayuda de termopares se puede detectar la resistencia térmica que produce este material acumulado; con la inteligente ubicación de estos termopares se busca generar un gradiente de temperatura, que a su vez generen un delta de voltaje. Se hicieron pruebas en dos plantas, una comercial y una piloto, para establecer una relación entre el espesor del depósito y el flujo de calor.

Asimismo, en otro estudio, (Woo et al., 2009). Donde, mediante la manipulación de la energía de la superficie se busca controlar la deposición de polvo de alimentos en atomizadores. En la búsqueda de una pared menos pegajosa, llevaron a cabo su investigación experimental trabajando a temperaturas como las de las plantas industriales de secado, usaron placas de teflón y acero inoxidable para recoger el polvo. Encontraron que una energía de pared inferior disminuye la formación de depósitos de polvo, mediante la reducción de puentes de líquido entre la cara de cámara de secado y las partículas amorfas, además, se encontró que los depósitos adquieren una tendencia a deslizarse, en otras palabras, una disminución en la resistencia del depósito, que se describieron como mini avalanchas aleatorias. Aunque, también dijeron que la energía de la superficie no es un parámetro principal en lo referente a la resistencia de la deposición como lo es la temperatura de trabajo, lo que lo hace funcional solo en un lapso limitado.

Ahora, también, teniendo en cuenta otros productos, nos encontramos con la leche de soya en polvo instantánea. Sabiendo que las propiedades de la leche de soya (leche vegetal) son similares a la leche de vaca (leche animal) en cuanto a contenido de hierro, niacina, ácidos grasos y proteínas, lo que nos dice que en su proceso de secado se deben presentar fenómenos similares. Los estudios realizados por (Jinapong et al., 2008) encontraron que los polvos de leche de soya (contenido total de sólidos=5.2% p/p) secados por aspersion son muy cohesivos y debido a su tamaño reducido, su fluidez es mala. Para dar solución a eso, en la fase de aglomeración por pulverización usaron un lecho fluidizado para aumentar la propiedad de manipulación del polvo añadiendo una solución acuosa aglutinante (maltodextrina). Los resultados fueron buena fluidez gracias a un aumento del tamaño de la partícula de 25  $\mu\text{m}$  antes de usar maltodextrina en concentración de 10% p/v (óptima), hasta 260  $\mu\text{m}$  después de eso, junto a una reducción de la cohesión.

Entonces, ante el ensuciamiento inminente de los equipos de secado, se debe limpiar para reiniciar la producción, aunque, según (Adhikari et al., 2001) a lo largo del desarrollo de la industria alimentaria, se han puesto en práctica métodos para este problema de adhesión en las operaciones de secado por aspersion, buscando mejorar el proceso, en cuanto a paradas de producción y calidad de producto, la primera tiene que ver con la introducción de una cantidad limitada de aire frío en el fondo de la cámara, lo que resulta contraproducente porque con esto se aumenta la humedad relativa del aire redundando en el problema. En cambio, para la producción de pasta de tomate, se usó una cámara de secado de superficie raspada para la remoción constante de los depósitos, donde se observó aumento en la calidad del producto y el rendimiento del proceso. Por último, lo más efectivo es el control de los parámetros de secado individuales de cada planta, entre estos, la cinética de raspado y la temperatura de transición vítrea que son principales actores en la pegajosidad, se puede lograr un proceso de secado óptimo y seguro.

Finalmente, para dar garantía de calidad, en la industria láctea en algunos casos se requiere la limpieza diaria. (Nonhebel & Moss, 1971), propusieron la construcción de un andamio colgante o una jaula, si se cuenta con un riel fijo en la parte superior de la cámara de secado, buscando una alternativa sencilla en caso de que sea necesario raspar (limpiar) la cámara.

### **3. MÉTODOLÓGÍA**

La metodología usada en este proyecto está dentro de una investigación de tipo exploratorio; inductiva y aplicada, de tipo analítico utilizando el método de modelación, ya que, se trata un estudio de un caso particular, en el cual se parte de encontrar posibles soluciones a un problema en la industria del secado de alimentos, mediante el modelado de un prototipo potencial en SolidWorks 2018 para que simulara su comportamiento en servicio. Se buscó que fuera factible para su manufactura y que supliera la necesidad (raspado de la cámara de secado). Se propusieron 4 fases para llevar a cabo el proyecto: Levantamiento de criterios de diseño ligados a las condiciones iniciales expuestas anteriormente, seguido del planteamiento de posibles soluciones y la elección de un prototipo potencial, modelado y análisis del prototipo final, y, por último, el diseño detallado enfocado al ensamblaje de cada una de sus partes. Se desglosará cada ítem a continuación.



*Diagrama 1. Etapas de la metodología*

**Paso 1: Levantamiento de criterios de diseño ligados a las condiciones iniciales que faciliten la evaluación de cualquier prototipo aplicable de forma específica a esta problemática.**

Inicialmente, se escuchó la propuesta del proyecto en consecuencia al problema que presenta la empresa. Entonces, el grupo de trabajo hizo una visita a la empresa para aclarar con el ingeniero encargado las condiciones iniciales que debe cumplir el prototipo a diseñar, ligadas a la resistencia, al esfuerzo de la cámara, materiales de diseño permitidos y las condiciones de salubridad mínimas enfocadas al prototipo que se deben tener al interior de la cámara.

**Tabla 1**

*Condiciones Primarias de Diseño*

No se debe aplicar ningún esfuerzo que deforme la cámara de secado.
No se debe caer ningún elemento del prototipo dentro de la cámara (Para elementos de sujeción).
El mecanismo debe ser desmontable y diseñado para su mantenibilidad.
El material principal del prototipo debe ser Acero inoxidable (Salubridad).
Se debe eliminar el riesgo al que están sometidos los operarios que trabajan dentro de la cámara.

Para establecer las condiciones primarias de diseño se tuvo en cuenta tanto las condiciones de salubridad de los productos procesados por la empresa, como también la información proporcionada por el Ing. Rafael Mestra para el correcto proceder en las labores dentro y fuera de la cámara de secado.

**Paso 2: Planteamiento de posibles soluciones y la elección de un prototipo potencial.**

En este paso se hizo una investigación variada, se inició editando las ideas dadas por el ingeniero a cargo del proyecto, y también, se incursionó en posibles soluciones a otros problemas dentro y fuera de esta industria (secado de sólidos) que de alguna manera sirvieran para ser aplicados en esta situación, por otro lado, se describieron los movimientos básicos que se deben realizar para limpiar la cámara de secado. Cuando culminó el proceso de investigación se programó una reunión para exponer ante el ingeniero Rafael la investigación realizada en presencia del grupo de trabajo y asesor, finalizada esta, se aprobaron los prototipos a evaluar.

## PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO

**Tabla 2**

*Descripción de los Prototipos Según sus Componentes*

Nombre del prototipo	Componente	
	Electromecánico	Hidráulico
Soporte vertical graduado giratorio con doble canasta de limpieza	Motorreductor (winche eléctrico)	No aplica
Columna telescópica Móvil con brazos barredores	Motorreductor	Motor, bomba y columna telescópica multifase
Brazo barredor articulado móvil	Motorreductor	Motor, bomba y cilindros de accionamiento

El procedimiento descriptivo para el raspado de la cámara está relacionado con su geometría, por tanto, los prototipos deben ser capaces de realizar los movimientos necesarios para llegar a todas las zonas de la cámara. A continuación, las medidas de la cámara.

**Tabla 3**

*Descripción de la Cámara de Secado*

Cámara	Radio de la cámara	Alto de la cámara	Ancho de la compuerta lateral	Alto de la compuerta lateral
Medida (m)	3.5	6.5	1.2	1.9

**Nota:** No Incluye el Cono Inferior

### **Paso 3: Selección analítica de partes comerciales y análisis de piezas no comerciales utilizando la herramienta de diseño SolidWorks® 2018.**

En este ítem, en primer lugar, se preparó una presentación que contiene una vista generalizada del prototipo (prototipo inicial), también la visualización de cómo se debe llevar a cabo el proceso de limpieza después del montaje particularmente para

el prototipo final. En segundo lugar, progresivamente se modeló el prototipo en función de los elementos que lo conforman, iniciando por, medir los elementos no comerciales (diseño propio) en función de los comerciales escogidos, principalmente la corona de orientación, los rodamientos y la columna telescópica, que, fueron elegidos según, la dimensión de la cámara para el telescópico, y según la carga a soportar para la corona y los rodamientos. Todo lo anterior, sustentado gráfica y analíticamente (cálculos); tercero, se evaluó el prototipo mediante un análisis estático de las piezas no comerciales (simulación en el software SolidWorks® 2018); se usaron los datos proporcionados por el simulador para ubicar los puntos más críticos con variables como; factor de seguridad mínimo, tensiones de Von Mises y deformación máxima, para verificar si había riesgo de falla y tomar acción para corregir el defecto. Finalmente, se redimensionó las piezas que presentaron falla estática en las condiciones de trabajo, y se repitió el análisis para verificar que se solucionó mediante un cuadro comparativo con los datos referentes a la edición.

**Paso 4: Definición del tiempo teórico de limpieza y el diseño detallado enfocado al ensamblaje de cada una de sus partes utilizando la herramienta de diseño SolidWorks® 2018.**

En la parte final del proyecto, con un prototipo final definido y analizado, listo para el cálculo del tiempo de ejecución de los movimientos realizados por el prototipo, que sumados son el tiempo de limpieza teórica, usado como referencia para definir el tiempo de ahorro. El anexo de planos detallando cada elemento y la elaboración del plano de ensamble (vista explosionada), finalizaron con el proceso diseño.

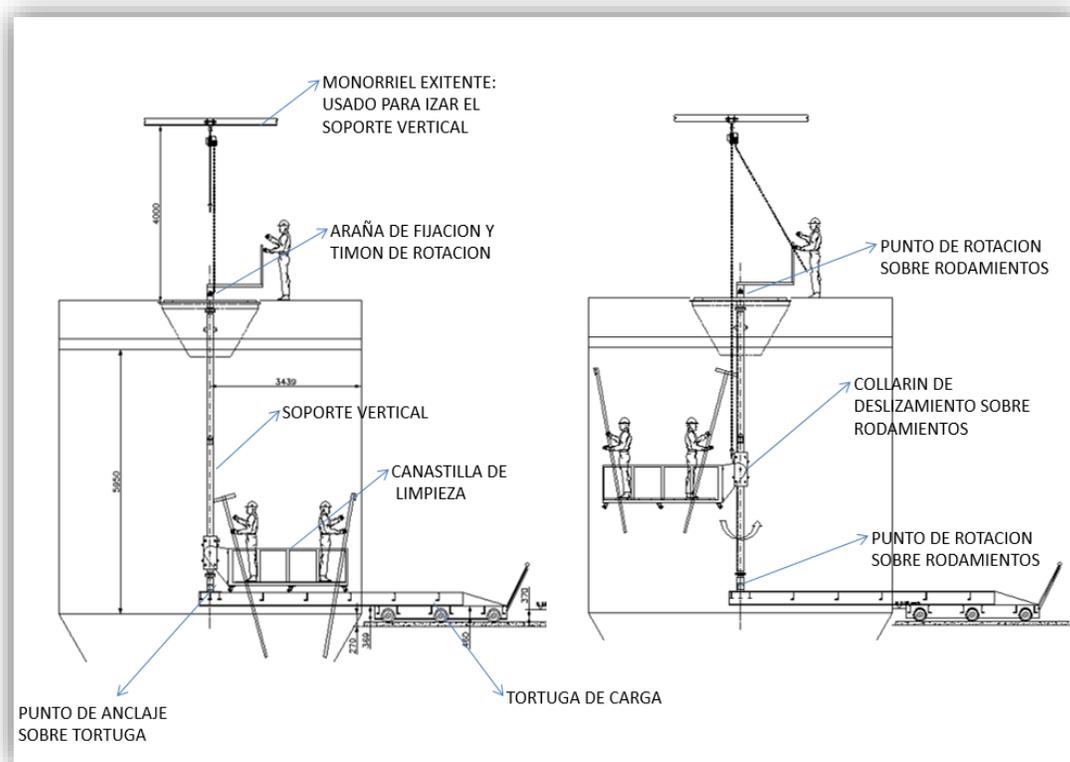
## **4 DESARROLLO**

### **4.1 PRESENTACIÓN DE OPCIONES DE PROYECTO**

Se plantearon 3 soluciones, cada una con sus características específicas, todo en función de encontrar la mejor alternativa de solución, haciendo una evaluación sobre los parámetros de diseño. Los tres prototipos por evaluar se verán a continuación. El prototipo inicial (sección 4.1.1) no fue evaluado, ya que se editó y nombró en la sección 4.1.2. Los otros dos están en las secciones 4.1.3 y 4.1.4.

#### **4.1.1 PROTOTIPO INICIAL**

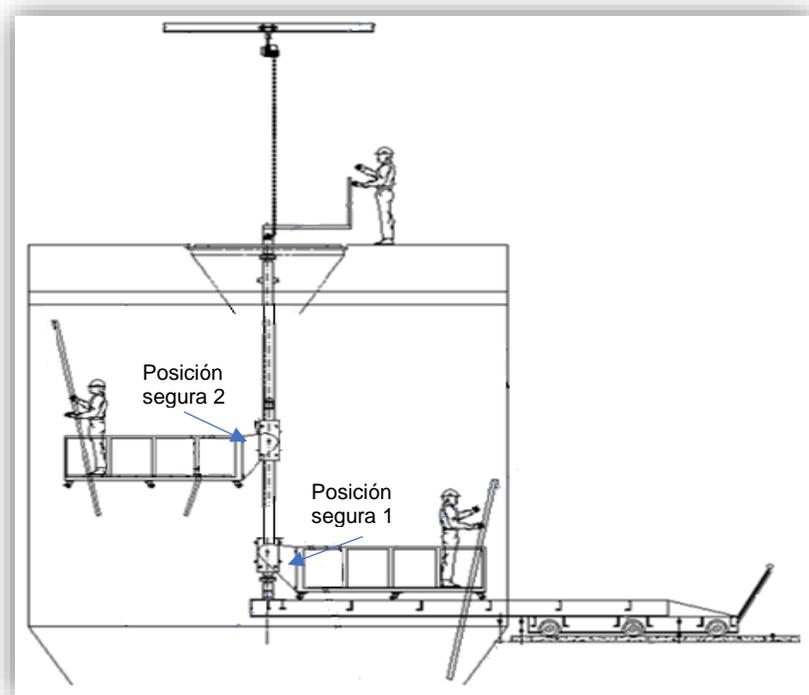
Consta de una canasta de limpieza móvil, tortuga de carga y un soporte vertical de dos secciones, descrito a grosso modo, el cual, cubre las necesidades que se tienen en cuanto a la limpieza. Su principal característica es que es desmontable y de fácil ensamble, además, para este mecanismo se debe contar con una araña de fijación para el riel en la parte superior de la cámara.



*Figura 2. Idea principal de diseño. Tomado de (Rafael Mestra Colanta, 2019)*

#### **4.1.2 SOPORTE VERTICAL GRADUADO GIRATORIO CON DOBLE CANASTA DE LIMPIEZA**

Se pensó en utilizar dos canastas en lugar de una, ya que, primero ¿Podrían trabajar los dos operarios de forma eficiente en una canasta? Dos canastas podrían proporcionar agilidad y comodidad al momento de la limpieza (raspado), como vemos en la Figura 4. El proceso de ingreso a la cámara sería: un operario entra a la cámara (posición segura 1), se gira 180° la canasta y anclada sube hasta una posición segura 2, después, entra el segundo para iniciar las labores de limpieza, finalmente se gira el soporte vertical (columna) 360° gradualmente para culminar.

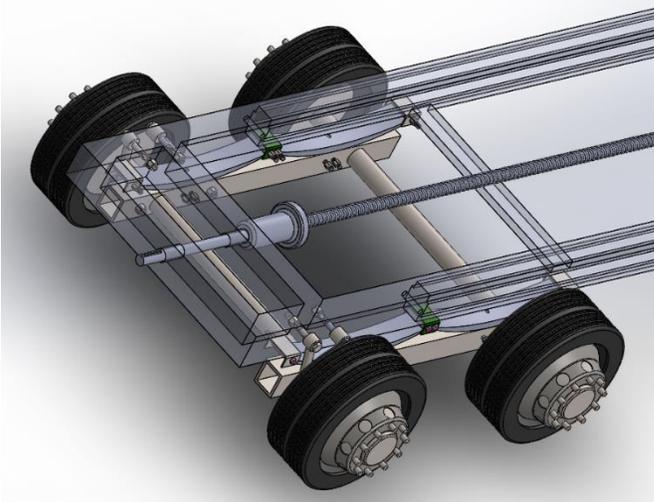


*Figura 3. Doble canasta de limpieza. Editado de Ingeniero Rafael Mestra*

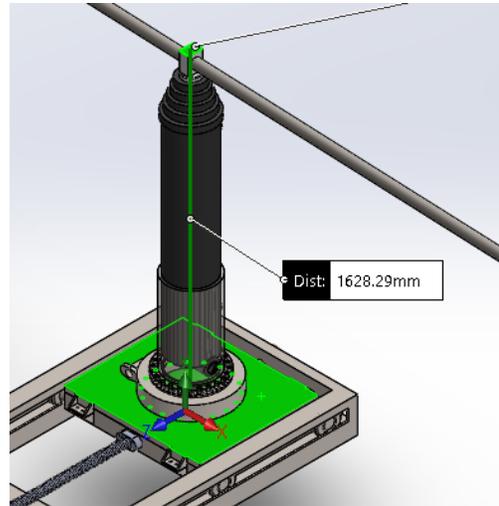
#### **4.1.3 COLUMNA TELESCÓPICA MÓVIL CON BRAZOS BARREDORES**

Desde la observación de las plataformas de elevación de personal usadas en labores de limpieza en lugares muy altos, se notó la compatibilidad del problema con esta, ya que, algunas tienen la característica principal de entrar en lugares de difícil acceso, tal como lo es la cámara de secado.

La característica principal de este prototipo es su capacidad de retraerse hasta los 1.63 m de altura, entrando con facilidad por la compuerta de la cámara. Por otro lado, se pensó en una estructura con ruedas (ver Figura 5) para darle movilidad a todo el mecanismo (estructura-riel, columna telescópica con brazos barreadores); dicha estructura sirve de riel para dar movilidad a la plataforma donde va la columna telescópica (Figura 6). Ver 7.2 ANEXO DE FIGURAS.



**Figura 4.** Estructura-riel, suspensión de ballestas, tornillo de bolas o actuador lineal husillo y estructura-eje para llantas (Diseño propio).



**Figura 5.** Columna telescópica, plataforma móvil con rodamientos, corona de orientación con tornillo sin fin, unión telescópico-corona y estructura-riel. (Diseño propio).

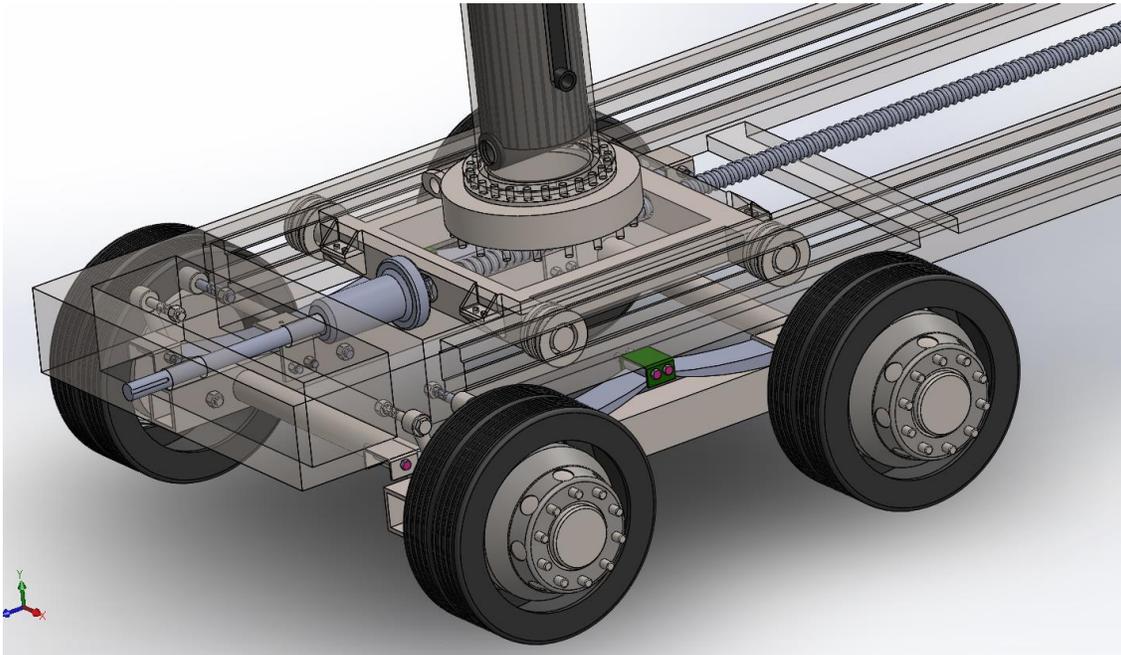
En 7 ANEXOS se puede encontrar el CAD del mecanismo.

## **PROCESO DE INGRESO A LA CÁMARA Y POSICIONES DE LIMPIEZA**

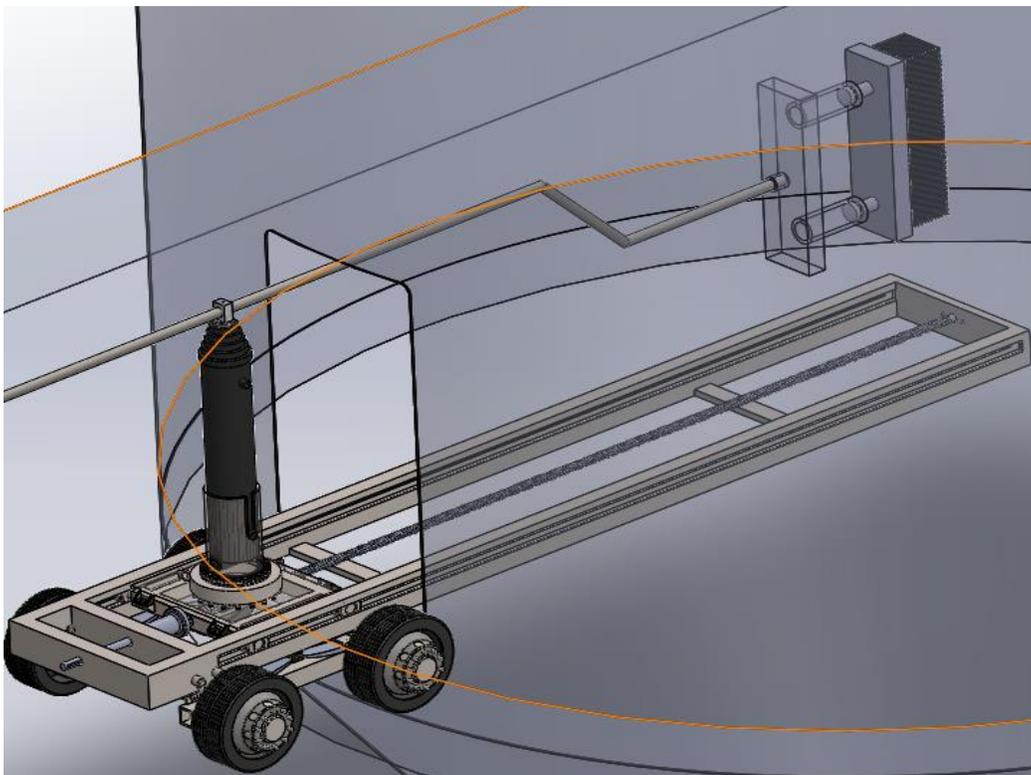
Ahora, se mostrará cómo sería el funcionamiento del prototipo. Para llevar a cabo la limpieza, se llevarán a cabo mediante 3 movimientos básicos de la Columna telescópica.

El primer paso antes de mover la columna telescópica hacia el interior de la cámara es anclarla al suelo de la planta para evitar volcamiento cuando salga del equilibrio estático (en reposo), que es cuando la columna está ubicada al del inicio de la estructura-riel, o también se puede decir, en la parte superior de la estructura con ruedas (llantas), la cual cuenta con un sistema de amortiguación de ballestas y un

par de tornillos de laterales. Todo esto anterior, con el objetivo de brindar seguridad durante la limpieza. (ver Figura 7 y Figura 7).

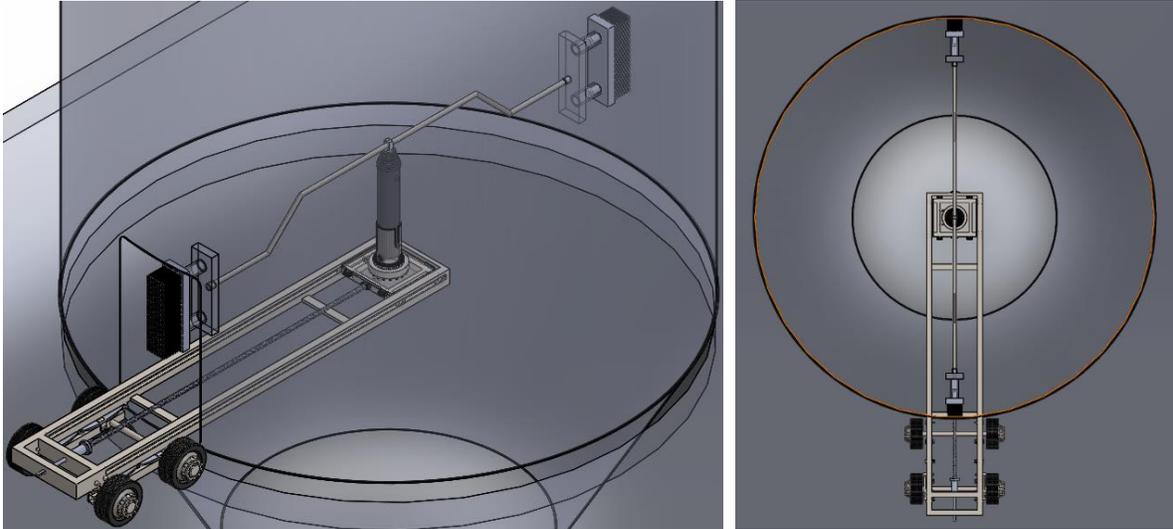


**Figura 6.** Vista enfoque en posición de anclaje. (Diseño propio).

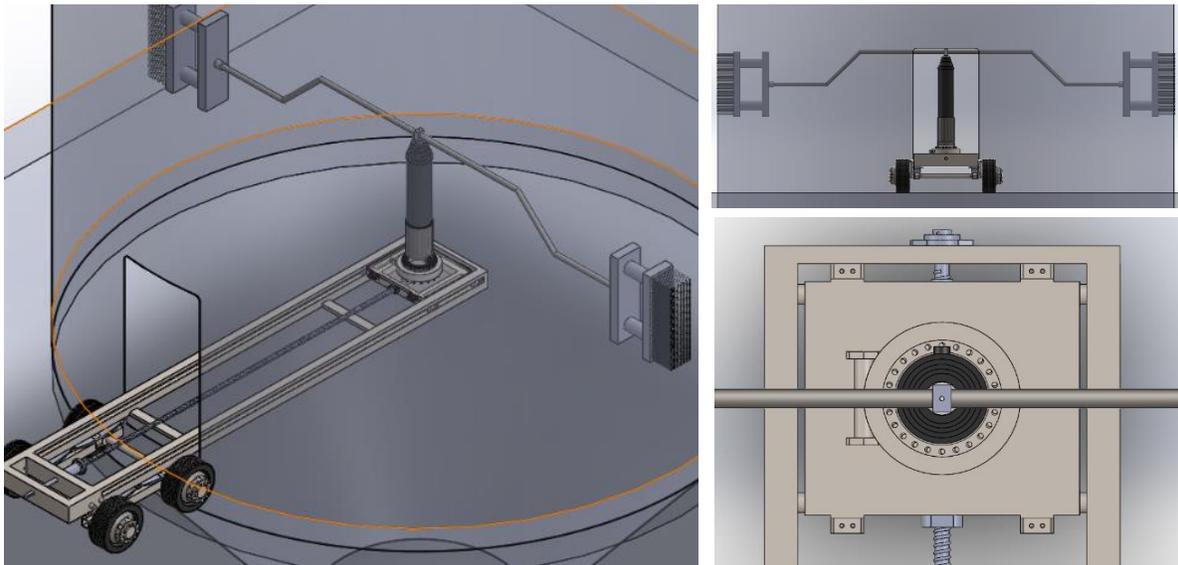


**Figura 7.** Posición de anclaje a la entrada de la cámara. (Diseño propio).

El segundo paso es mover hacia el interior de la cámara la columna telescópica, mediante un actuador lineal husillo de bolas y motorreductor eléctrico, hasta llegar a la posición final del riel. Ver Figura 9 y Figura 10.



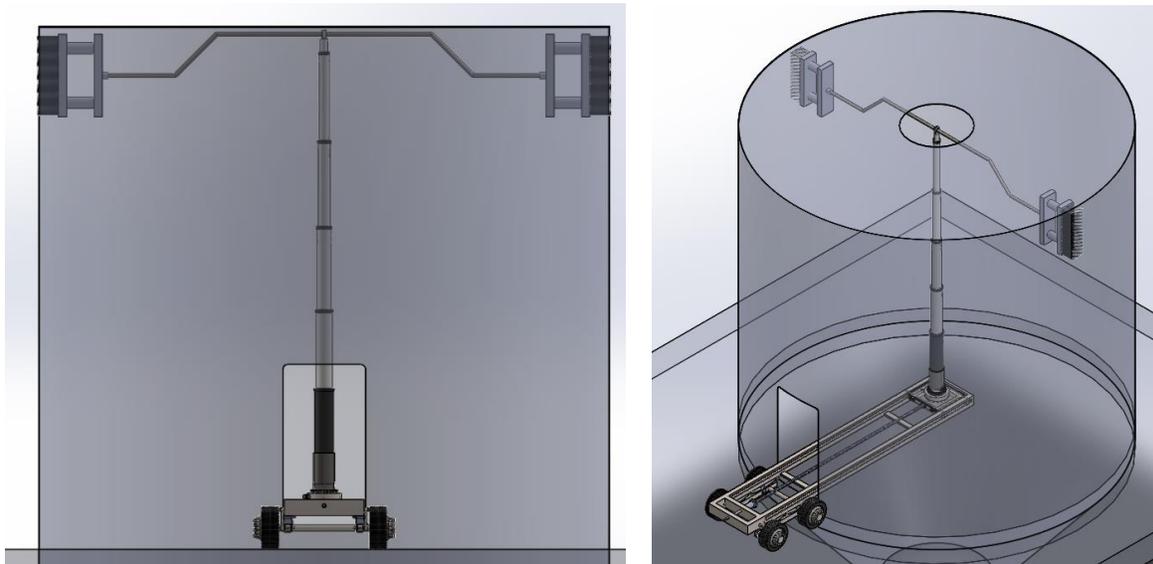
**Figura 8.** Posición 1 al interior de la cámara de secado retraída. (Diseño propio).



**Figura 9.** Posición 2 dentro de la cámara de secado (retraída)

El último paso antes de iniciar labores de limpieza es extender las fases de la columna telescópica hasta alcanzar la altura máxima de la cámara; esto mediante

un sistema hidráulico compuesto principalmente por, una bomba y un depósito hidráulicos. Ver Figura 11.



*Figura 10. Posición para iniciar limpieza a la cámara de secado (Extendida)*

Finalmente, las labores de limpieza se llevan a cabo mediante movimientos semicirculares de 180°, en sentido de las manecillas del reloj y en sentido contrario usando la corona de orientación, la cual es accionada eléctricamente, y, permitiendo el descenso del telescópico se logra limpiar todas las zonas de la cámara.

#### **4.1.4 BRAZO BARREDOR ARTICULADO MÓVIL**

Para el brazo barredor articulado móvil, se utilizaron los componentes descritos en la sección 4.1.3, excepto la columna telescópica y los brazos barredores (barra eje para escobillas) (Ver Figura 9 y Figura 10). su característica principal es que en su forma retraída alcanza una altura mínima de 1.61 metros, lo que le permite el ingreso a la cámara de secado, igualmente se tiene la misma estructura-riel con ruedas de la Figura 5 y una plataforma móvil para fijar el brazo extensible (Figura 6).

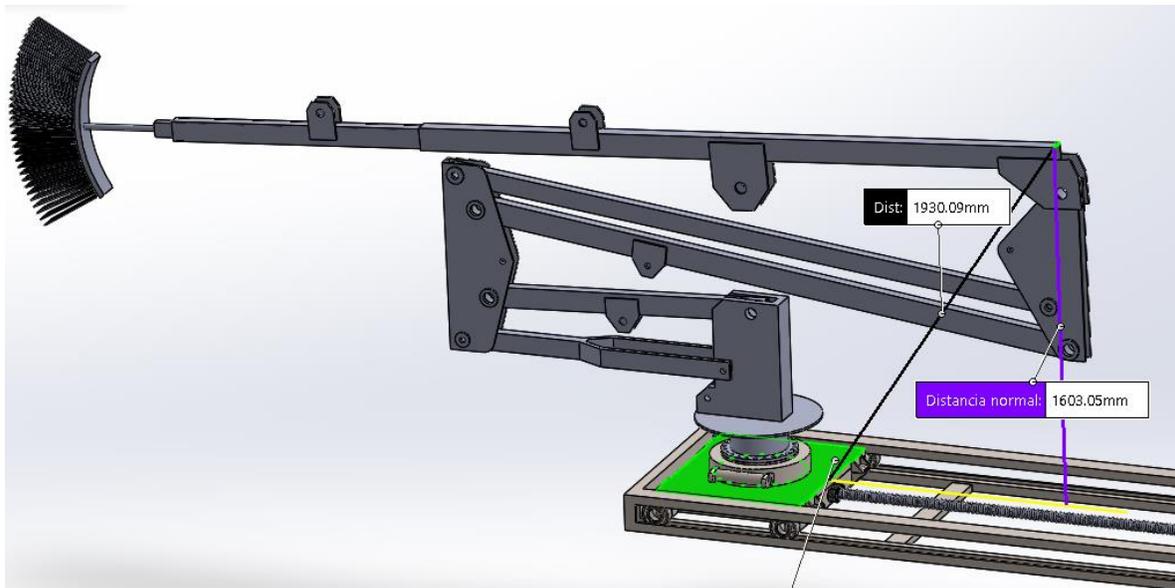


Figura 11. Dimensionamiento del brazo articulado altura mínima. (Diseño propio).

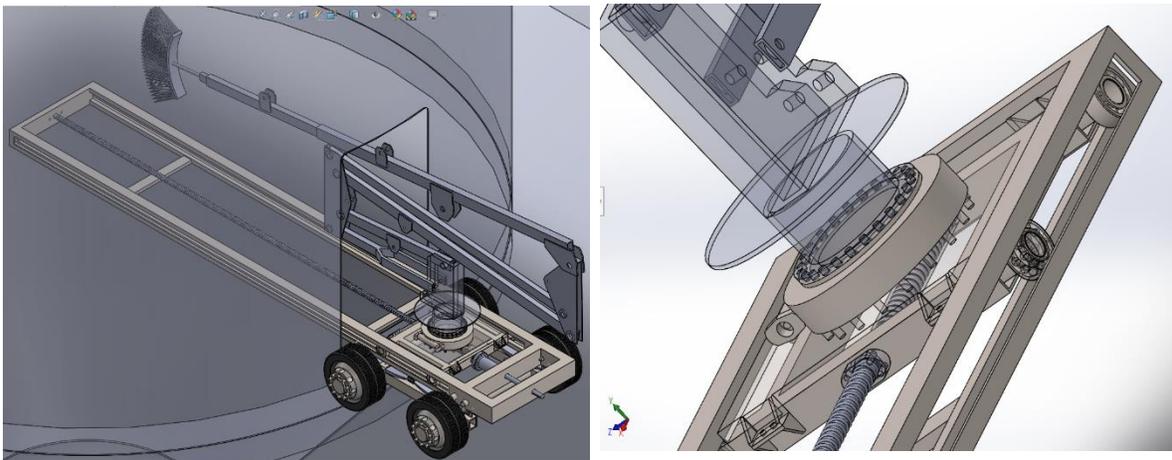


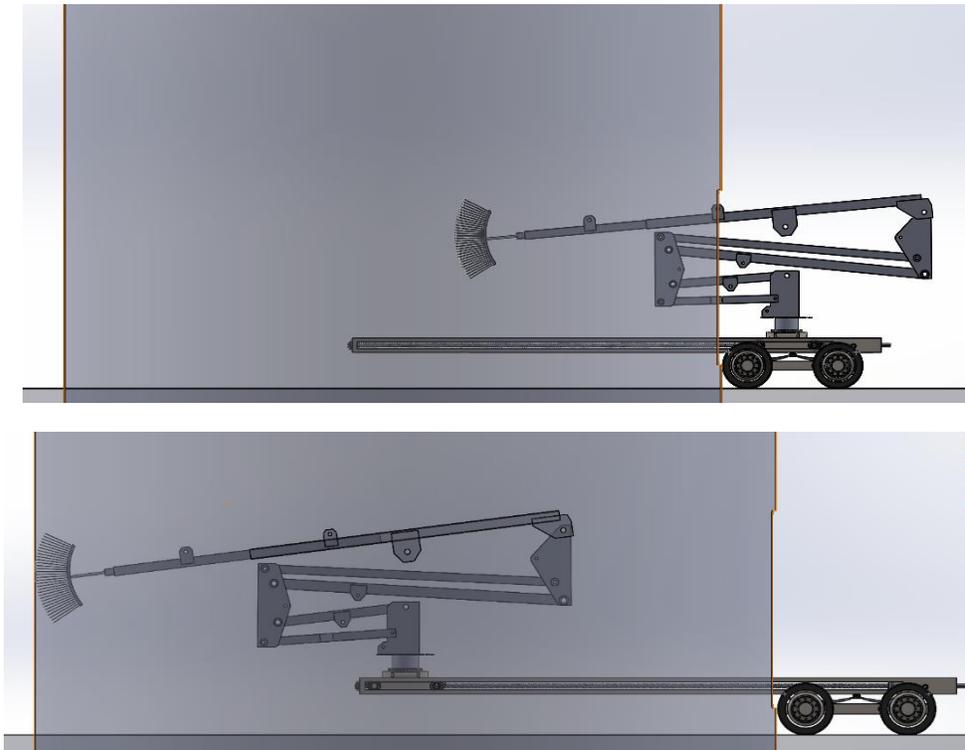
Figura 12. Izquierda: Posición de anclaje; Derecha: Vista transparencia de unión brazo-corona.

En 7 ANEXOS se puede encontrar el CAD del mecanismo.

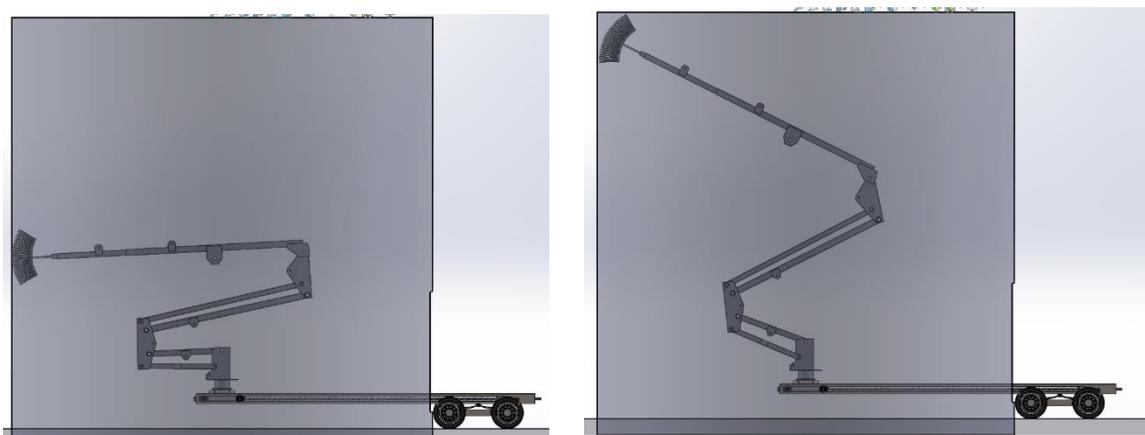
## PROCESO DE INGRESO A LA CÁMARA Y POSICIONES DE LIMPIEZA

Ahora, se mostrará cómo sería el funcionamiento del prototipo. Para llevar a cabo el proceso de limpieza y remoción, se llevarán a cabo mediante 3 movimientos básicos de la estructura extensible.

La estructura extensible consta de una prolonga en su articulación que llega más alto para permitir a la escobilla alcanzar las zonas más altas de la cámara, después de eso, se debe descender la escobilla mediante control del brazo articulado hasta llegar a la zona inferior. Cabe mencionar que el proceso de raspado se debe realizar con movimientos rotacionales, controlados por la corona de orientación, y, de esta manera, llevar a finalidad el proceso de limpieza (raspado).



**Figura 13.** Posiciones al interior y exterior de la cámara (retraída).



**Figura 14.** Posiciones al interior de la cámara; semi extendida y totalmente extendida.

## **4.2 SELECCIÓN DEL PROTOTIPO POTENCIAL EN FUNCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO**

Este apartado se iniciará con unos puntos estratégicos que hay que definir para dar con el prototipo. Después presentar varias ideas para el proyecto; se concluyó que la opción más prometedora sería una en la cual el prototipo siempre esté ensamblado y solo fuese necesario ingresarlo a la cámara para ponerlo en funcionamiento, además, que el procedimiento de raspado debe hacerse por etapas (de arriba hacia abajo) y debe ser en lo posible automatizable.

A continuación, se definirán los parámetros de diseño ligados a las condiciones iniciales (*Tabla 1*), sobre los cuales se evaluaron las opciones propuestas.

### **4.2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO**

A continuación, se explicará cada parámetro de diseño escogido, denotando la importancia de cada uno.

#### **4.2.1.1 MANTENIBILIDAD**

El mantenimiento del prototipo es importante, con el paso del tiempo se pueden necesitar reparaciones en algún componente, por tanto, pensar en ello es vital para el proyecto. Su fácil desmontaje y montaje proporcionará a los encargados del mantenimiento la facilidad al reparar algún componente de forma rápida para que esté disponible cuando se necesite. Postulamos los siguientes aspectos de evaluación, a) Si se tienen componentes hidráulicos (suma 0%; de lo contrario suma 10%); b) Si se tienen componentes electromecánicos (suma 0%; de lo contrario suma 10%). Este punto tuvo porcentaje de importancia de 20%.

#### **4.2.1.2 TIEMPO DE INGRESO A LA CÁMARA Y TIEMPO DE LIMPIEZA**

El tiempo de ingreso del prototipo a la cámara de secado para proceder con la limpieza, es un tiempo valioso que se puede minimizar para usarlo como tiempo de producción, que es uno de los objetivos indirectos del proyecto. Además, el tiempo de limpieza también es un valor para reducir. Entonces, se postulan los siguientes aspectos a evaluar a) NO es necesario quitar el atomizador para limpiar la cámara (suma 10%; de lo contrario suma 0%); b) La limpieza NO es realizada por operarios al interior de la cámara (suma 10%; de lo contrario suma 0%) bajo la suposición de

que una persona (material humano) tarda más en llevar a cabo el raspado total de la cámara (ver sección 4.1). Este punto tuvo porcentaje de importancia de 20%.

#### **4.2.1.3 ESTABILIDAD APARENTE DEL DISEÑO**

Se postula la estabilidad aparente teniendo en cuenta dos factores, la estabilidad en funcionamiento y la estabilidad en reposo. La importancia de este parámetro radica en la necesidad de usar contrapesos u otro mecanismo para estabilizar el prototipo en reposo, y, la estabilidad en funcionamiento está enfocada en las vibraciones supuestas que pueda tener, ya que, trabaja mediante movimientos, la estabilidad se puede ver afectada en algunas configuraciones o posiciones de limpieza. Aspecto para evaluar a) Si aparenta estabilidad en todas las posiciones suma 5%, de lo contrario suma 0%. Este punto tuvo porcentaje de importancia de 5%.

#### **4.2.1.4 ECONOMÍA**

Desde el punto de vista monetario, se deben considerar algunos aspectos como, a) el uso de corriente eléctrica para la puesta en marcha 5% (accionamiento intermitente suma 5%; accionamiento continuo suma 0%); b) el costo general del prototipo 5% (el más económico suma 5%; los dos restantes suman 0%); y, c) el número de personas necesarias para llevar a cabo la limpieza (si son 2 o menos suma 5%; si son 3 o más suma 0%). Este punto tuvo como porcentaje de importancia de 15%.

#### **4.2.1.5 AUTOMATIZACIÓN**

Automatizar el proceso de raspado sería una gran ventaja en lo referente al tiempo que se utiliza para esta labor; este parámetro se divide en 3 movimientos fundamentales dentro de la cámara de secado, entonces procedemos a postular los siguientes aspectos a) ingreso del dispositivo limpiador a la cámara por la compuerta lateral automático (suma 10; de lo contrario suma 0%); b) movimiento de elevación y descenso dentro de la cámara automático (suma 10%; de lo contrario suma 0%) y c) movimiento de giro dentro de la cámara automático (suma 10%; de lo contrario suma 0%). Cada movimiento automatizado tiene un valor de 10%, y si el prototipo tiene los 3 entonces, d) debe sumarse 10% por ser totalmente automático. Este punto tuvo como porcentaje de importancia de 40%.

**PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO**

**Tabla 4**

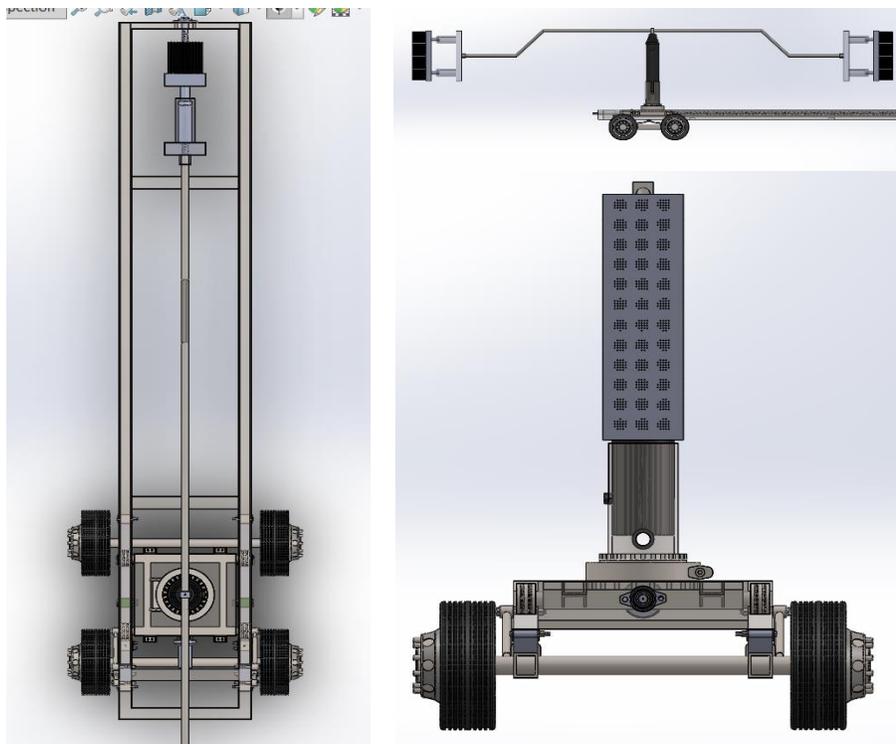
*Evaluación de Parámetros Para la Elección del Prototipo*

Parámetros /opciones	Mantenibilidad (20%)		Tiempo de ingreso a la cámara y tiempo de limpieza* (20%)		Estabilidad aparente del diseño (5%)	Economía (15%)			Automatización (40%)				Valoración
	Aspectos de la mantenibilidad. Ver 4.2.1.1		Aspectos del Tiempo de ingreso a la cámara y tiempo de limpieza. Ver 4.2.1.2		Aspecto de la estabilidad aparente del diseño. Ver 4.2.1.3	Aspectos de la economía. ver 4.2.1.4			Aspectos de la automatización Ver 4.2.1.5				Máximo acumulable 100%
	a	b	a	b	a	a	b	c	a	b	c	d	totales
Soporte vertical graduado giratorio con doble canasta de limpieza	10	0	0	0	5	5	5	5	0	0	10	10	50
Columna telescópica móvil con brazos barredores	0	0	10	10	5	0	0	5	10	10	10	10	70
Brazo barredor articulado móvil	0	0	10	10	0	0	0	5	10	10	10	10	65

La sumatoria de valores para la “Columna telescópica móvil con brazos barreadores” fue la mayor, sumando un 70%, se destaca por la total automatización de sus procesos, al igual que el “Brazo barreador articulado móvil” que obtuvo 65% de valoración, ya que no aparenta estar en equilibrio cuando está en funcionamiento dentro de la cámara, aunque cualquiera de los dos prototipos puede ser desarrollable. En las secciones siguientes se detalla y conceptualiza el prototipo escogido.

#### **4.3 SELECCIÓN DE PARTES COMERCIALES Y ANÁLISIS ESTÁTICO DEL PROTOTIPO FINAL**

A continuación, se describirá cada parte que conforma el mecanismo, mostrando su funcionalidad. Primero, vistas principales del prototipo (Figura 16).



*Figura 15. Vistas principales del mecanismo. (Planta, alzado, lateral).*

## **PARTES COMERCIALES Y NO COMERCIALES**

A continuación, se nombrarán las partes que conforman el prototipo. Las partes no comerciales son las diseñadas por el equipo de trabajo, y las partes comerciales son las elegidas del mercado. Ver 7.2 ANEXO DE FIGURAS.

Se seleccionaron las siguientes.

- 1) COLUMNA TELESCÓPICA MULTIFASE
- 2) CORONA DE ORIENTACIÓN
- 3) BOMBA HIDRÁULICA PARA CILINDRO TELESCÓPICO
- 4) DEPOSITO HIDRÁULICO
- 5) MOTORREDUCTOR PARA LA CORONA DE ORIENTACIÓN
- 6) MOTORREDUCTOR PARA ACTUADOR LINEAL HUSILLO
- 7) MOTOR ELÉCTRICO PARA BOMBA HIDRÁULICA
- 8) RODAMIENTOS
- 9) HUSILLO DE BOLAS
- 10) SISTEMA DE ANCLAJE

En este punto, se tenía dimensionadas la mayoría de las partes, pero, aun así, se debía escoger una columna telescópica comercial en función de las dimensiones de la cámara, con una carrera, dimensiones y número de fases similar para no afectar la funcionalidad del mecanismo; también, una corona de orientación que tenga el diámetro del anillo interno mayor al de la primera fase de la columna telescópica, ya que, la pieza UNIÓN CORONA-TELESCÓPICO fue dimensionada para sujetarse (con pernos) al anillo interno de la corona y, para que el telescópico encajara perfectamente y se bloqueara mediante la pieza PIN DE SEGURIDAD TELESCÓPICO-UNIÓN, y, además, esté diseñada para resistir una carga mayor a 450 kg (peso del telescópico lleno con el fluido hidráulico, sumado al peso de la barra y las escobillas); y lo mismo para los rodamientos. Incluso, después de todo lo anterior, se tuvo comprobar que las piezas no comerciales no fallan bajo el estado de carga y su aplicabilidad. En el siguiente punto se muestra la elección de las partes mencionadas.

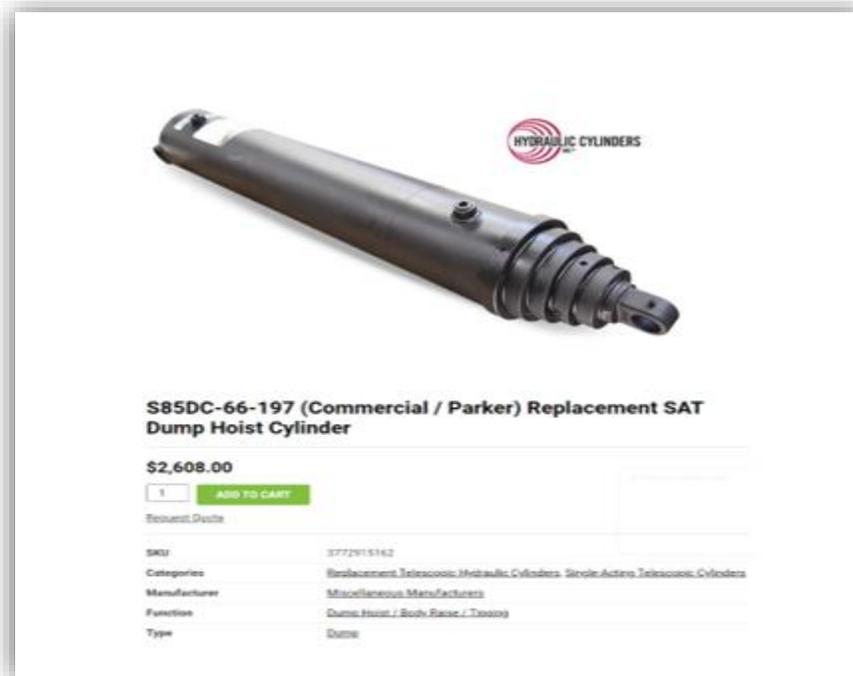
## **SELECCIÓN DE PARTES COMERCIALES**

Se seleccionó una columna telescópica comercial basados en el diámetro del vástago de la última fase (91 mm) y el número de fases de esta (5 fases), con lo cual se realizaron cálculos para verificar y encontrar uno comercial que fuera similar, los cálculos realizados se encuentran en la sección de anexos.

Se seleccionó una corona de orientación con freno (SG325-25) y un motorreductor (0.5 HP) para darle movimiento al prototipo (giro), y, siguiente de esto, un depósito (52 galones) y una bomba (10 GPM) hidráulicos para completar el ciclo y, que haya movimiento. Se seleccionó un rodamiento de medidas 120x55x43mm (Diámetro exterior; Diámetro interior y Espesor), escogido desde la biblioteca de diseño de SolidWorks 2018, guiados por el diámetro de la sección circular de la pieza EJE PARA RODAMIENTOS. Se seleccionó un motorreductor para hacer avanzar el husillo de bolas y mover el peso del telescópico, la corona de orientación y los brazos barredores hasta su posición final al interior de la cámara.

### 1) COLUMNA TELESCÓPICA MULTIFASE

Se seleccionó una columna telescópica hidráulica de 5 fases de un solo efecto referenciado comercialmente como S85DC-66-197 (Parker), con carrera efectiva de 195 in, alcance máximo 250 in y altura mínima (recogido) 55 in. Para comprobar lo anterior se tienen los cálculos en la sección 7.3 ANEXO DE CÁLCULOS. A continuación, un ejemplo.



**Figura 16.** Columna telescópica comercial. Tomado de <https://www.hydrauliccylindersinc.com/product/s85dc-66-197-commercial-parker-replacement-sat-dump-hoist-cylinder/>

## 2) CORONA DE ORIENTACIÓN

Un módulo de giro (Corona de orientación) es una unidad rotacional compacta integrada en una carcasa que contiene una corona de giro con un engranaje. El engranaje hace rotar la corona de giro con una alta precisión y permite una rotación suave y un esfuerzo máximo.

Los módulos de giro pueden soportar cargas axiales, radiales e inclinadas y están completamente sellados. Un módulo de giro (corona de orientación) está diseñado para trabajar tanto en posición horizontal como vertical en equipos de rotación lenta. (*Módulos de Giro | Slewing Drives | TGB Group Technologies, n.d.*)

Para esta aplicación se seleccionó la corona de orientación con tornillo sinfín, conocida comercialmente como SG 342-25 (*Catalogo - Tavole Girevoli Con Vite Senza Fine | ISB Industries, n.d.*) (los planos se encuentran en la sección 7.3 ANEXO DE CÁLCULOS). En el anexo se pueden encontrar los cálculos de la comprobación de la corona de orientación.

## 3) BOMBA HIDRÁULICA PARA CILINDRO TELESCÓPICO

Se seleccionó una bomba hidráulica de 10 GPM de flujo volumétrico, para el correcto funcionamiento de los componentes hidráulicos del sistema. Ver sección 7.3 ANEXO DE CÁLCULOS.

## 4) DEPOSITO HIDRÁULICO

Se seleccionó un depósito hidráulico con capacidad de 200 litros, para alimentar el sistema (Volumen tuberías del sistema, volumen columna telescópica (102 litros), gasto volumétrico de la bomba hidráulica). Ver sección 7.3 ANEXO DE CÁLCULOS.

## 5) MOTORREDUCTOR PARA LA CORONA DE ORIENTACIÓN

Se seleccionó un motor de 0.5 HP, velocidad de salida de 220 RPM y una caja reductora de referencia F00T2 con relación de transmisión 6.37, para dar movimiento a la corona de orientación. Los cálculos se encuentran en la sección 7.3 ANEXO DE CÁLCULOS.

Donde,

F00T2.....Modelo de la caja reductora.

0.50 ..... caballos de fuerza (potencia).

220.....velocidad de salida(rpm).

**6) MOTORREDUCTOR PARA ACTUADOR LINEAL HUSILLO**

Se seleccionó un motor de 5.5 HP, velocidad de salida de 194 RPM y una caja reductora de referencia F1T2 con relación de transmisión 7.34, para dar movimiento al husillo. Los cálculos se encuentran en la sección

7.3 ANEXO DE CÁLCULOS.

Donde,

F1T2.....Modelo de la caja reductora.

5.50 .....caballos de fuerza (potencia).

194.....velocidad de salida(rpm).

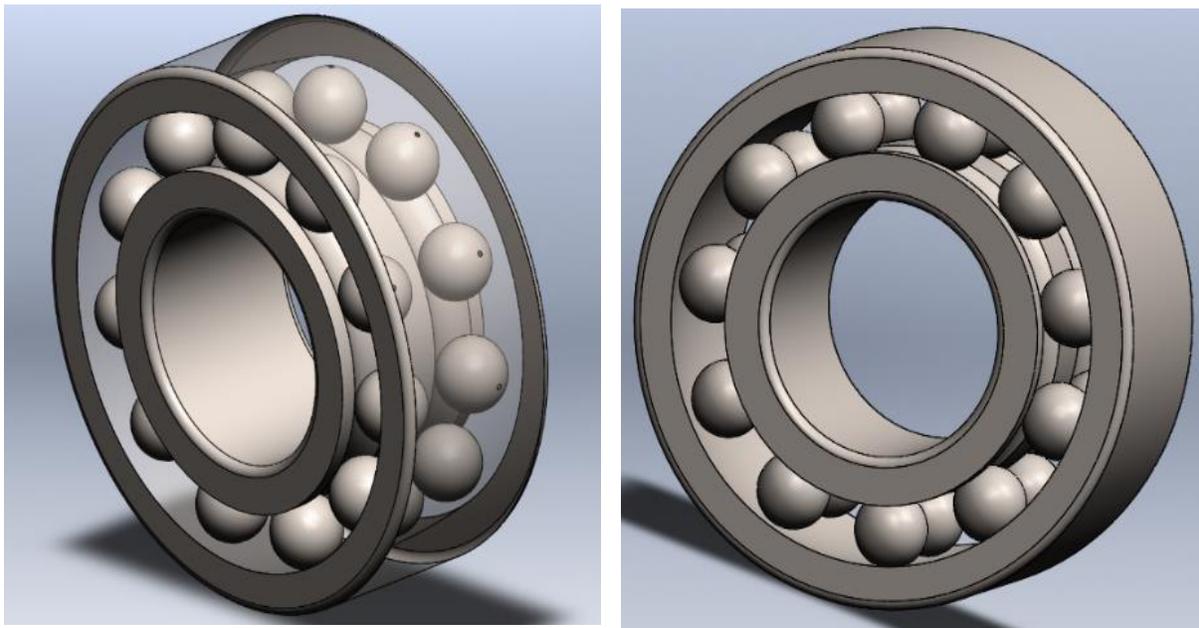
**7) MOTOR ELÉCTRICO PARA BOMBA HIDRÁULICA**

Se eligió el motor eléctrico de 15HP (siemens), que es la potencia necesaria para el accionamiento de la bomba hidráulica. Ver sección

7.3 ANEXO DE CÁLCULOS.

**8) RODAMIENTOS**

Se seleccionó un rodamiento de bolas de doble hilera, KS B 2025 S32 – 2311 DC SELF ALIGNING BALL BEARING 23\_KS (D\_EXT; D\_INT; GROSOR) 120x55x43mm. La carga de trabajo que el rodamiento debe soportar está dentro del



*Figura 17. (Izquierda) Vista interna del rodamiento. (Derecha) Rodamiento KS B 2025 S32 – 2311. Tomado de SolidWorks 2018*

rango propuesto por el fabricante (24KN).(2311 2311K-Self-Aligning Ball Bearings Open Type-Self-Aligning Ball Bearings-Self-Aligning Ball Bearings-WD Bearing Group, n.d.) . Ver sección

7.3 ANEXO DE CÁLCULOS.

#### 9) HUSILLO DE BOLAS

Se diseño un actuador lineal husillo con 2 roscas/in (paso: 12mm), diámetro de 1-1/2in (38.1 mm). Longitud total de 224.13in (5692,90mm) y longitud de rosca 190.67in (4843mm). Ver sección

7.3 ANEXO DE CÁLCULOS.

#### 10) SISTEMA DE ANCLAJE

Se seleccionó el sistema Herc-Alloy 1000 Chain Slings single leg (eslinga de cadena de una sola pierna) 5/8 in de tamaño de la cadena - 22600 lb de carga máxima. Se seleccionaron 2 para el equilibrio del mecanismo. Ver sección 7.3 ANEXO DE CÁLCULOS.

Los componentes del sistema de anclaje son:

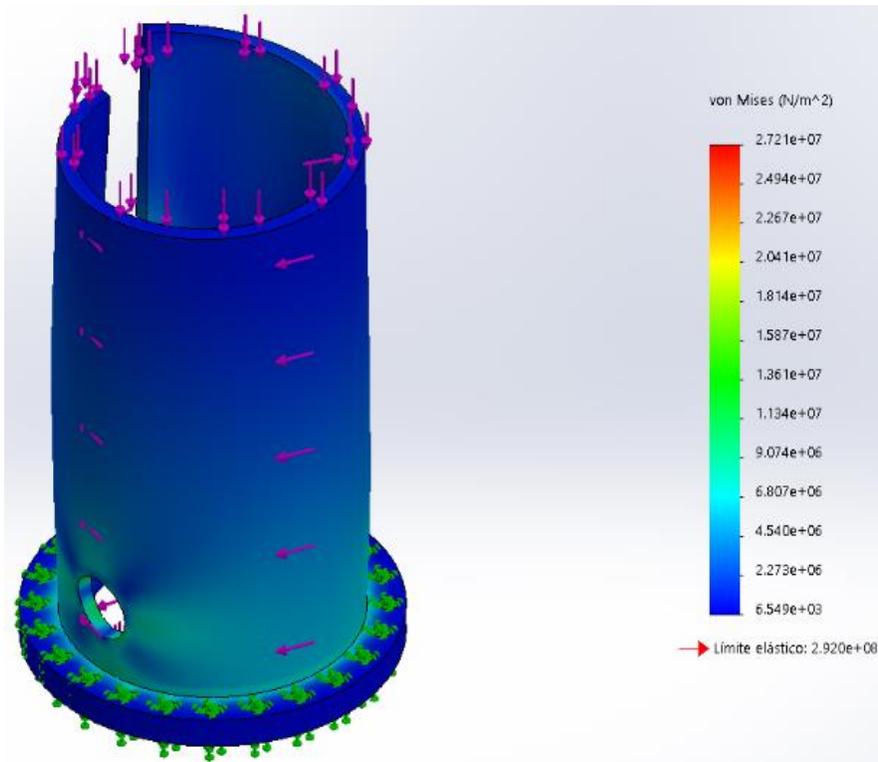
- ✓ Shoulder eye bolts (Perno de ojo) ref 456929- diámetro del vástago 1-1/2in - 21000 lb carga máxima.
- ✓ Herc-Alloy 1000 Chain (cadena) 5/8 in - carga máxima 22600 lb.
- ✓ Master Link (Eslabón maestro) 1in #catalogo HA100 - ref 555238 - 30000 lb de carga máxima.
- ✓ Rigging hook (Gancho de aparejo con pestillo) 5/8 in - ref M7509A - 22600 lb carga máxima.

### ANÁLISIS ESTÁTICO

En esta parte se realizaron estudios estáticos a las piezas no comerciales, se inició estudiando la resistencia a las cargas a las que el mecanismo está sometido, para esto, sometimos cada pieza a la carga total (6000N). A continuación, se mostrarán los resultados de tensiones, deformaciones y el factor de seguridad para cada componente.

## **ESTUDIO ESTÁTICO UNIÓN TELESCÓPICO-CORONA**

Los resultados obtenidos fueron, una tensión máxima de  $2.72 \text{ N/m}^2$ , deformación máxima de  $5.169\text{E-}02 \text{ mm}$ , y un factor de seguridad de 11, esto quiere decir, que la pieza es segura la aplicación y no fallará estáticamente.



*Figura 18. Estudio de tensiones en pieza Unión telescópico-corona.*

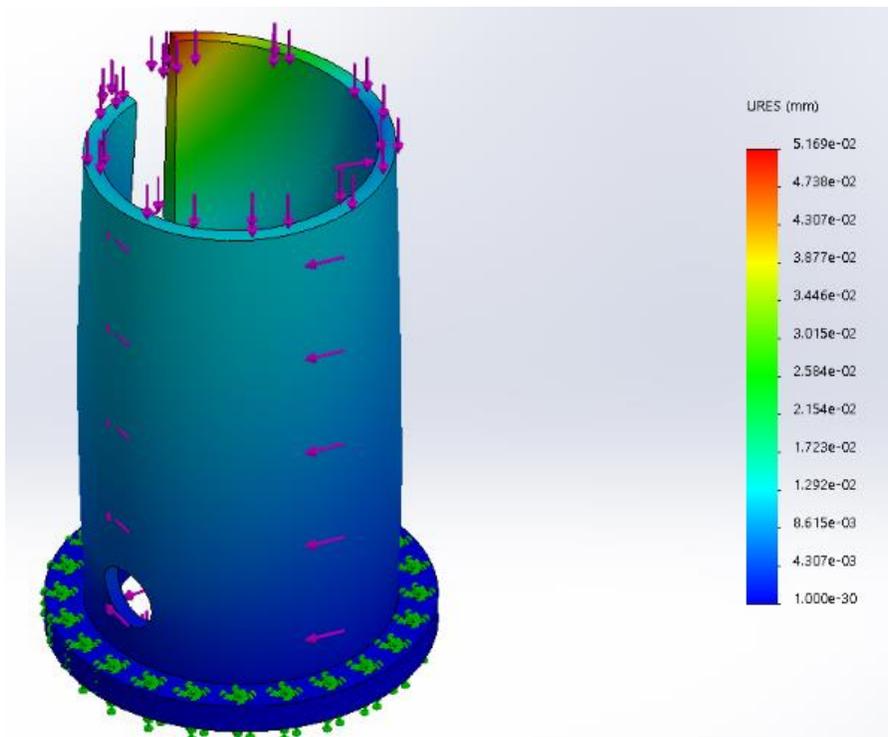


Figura 19. Estudio de deformaciones en pieza Unión telescópico-corona.

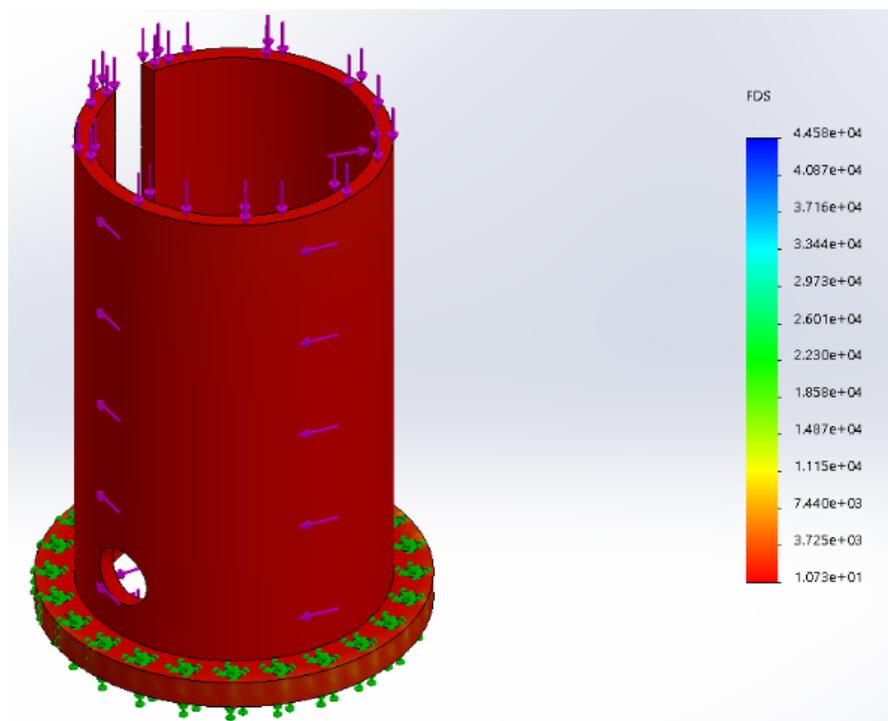


Figura 20. Estudio de factor de seguridad en pieza Unión telescópico-corona.

## ESTUDIO ESTÁTICO BASE DE CORONA

Los resultados obtenidos fueron, una tensión máxima de  $2.49 \text{ E}7 \text{ N/m}^2$ , deformación máxima de  $3.737\text{E}-02 \text{ mm}$ , y un factor de seguridad de 12, esto quiere decir, que la pieza es segura para la aplicación y no fallará estáticamente.

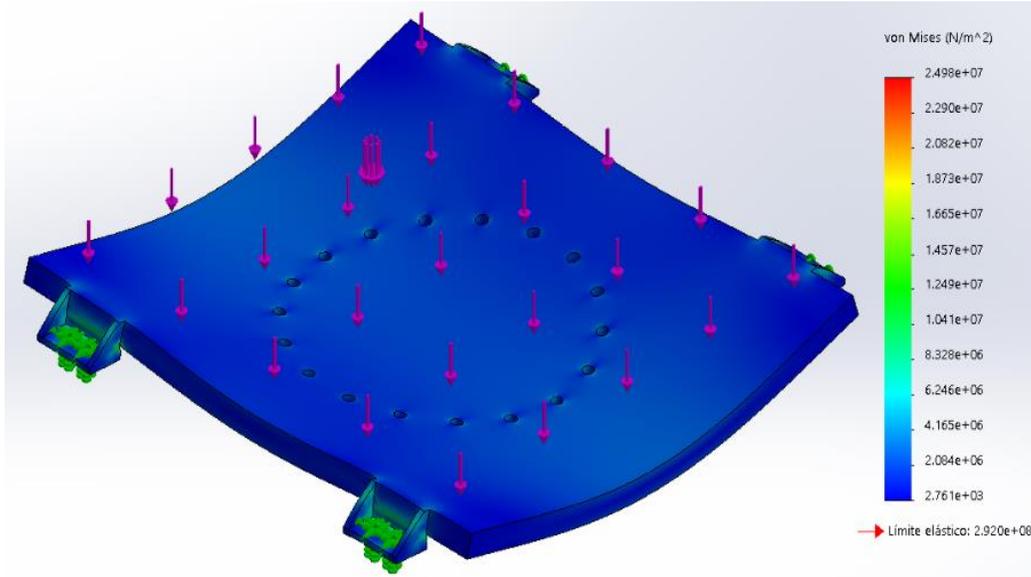


Figura 21. Estudio de tensiones en pieza Base de corona.

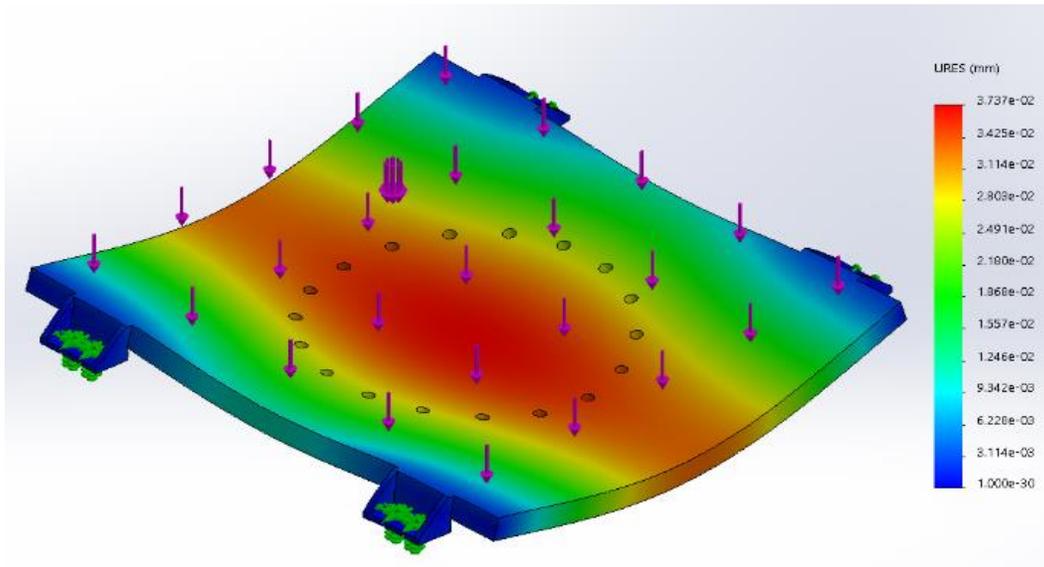


Figura 22. Estudio de deformaciones en pieza Base de corona.

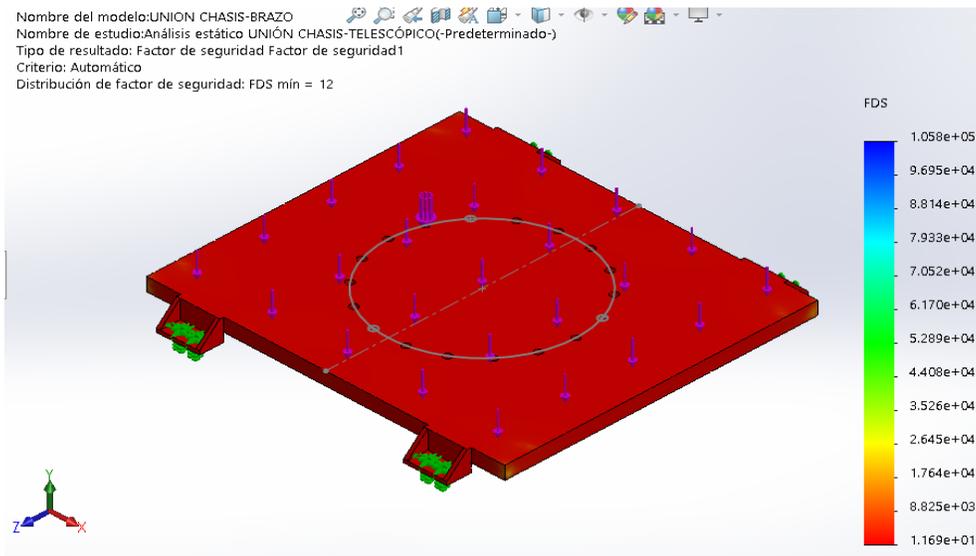


Figura 23. Estudio de factor de seguridad en pieza Base de corona.

## ESTUDIO ESTÁTICO CHASIS - BASE DE CORONA

Los resultados obtenidos fueron, una tensión máxima de  $2.871E7$  N/m<sup>2</sup>, deformación máxima de  $4.473E-02$  mm, y un factor de seguridad de 10, esto quiere decir, que la pieza es segura para la aplicación y no fallará estáticamente

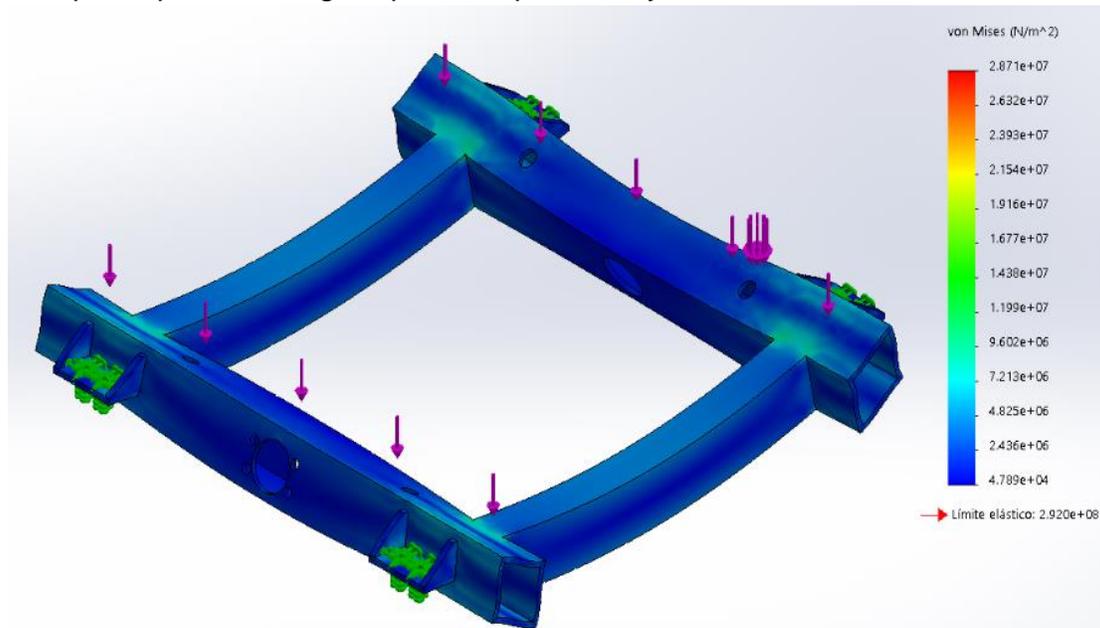


Figura 24. Estudio de tensiones en pieza Chasis - Base de corona.

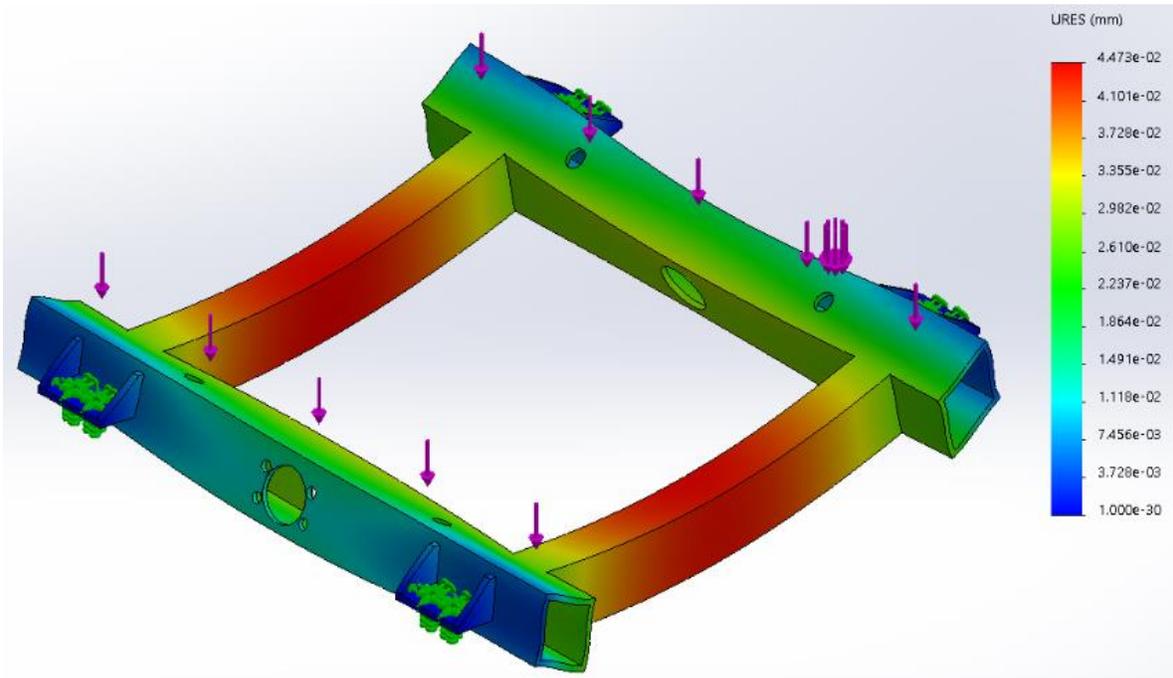


Figura 25. Estudio de deformaciones en pieza Chasis - Base de corona.

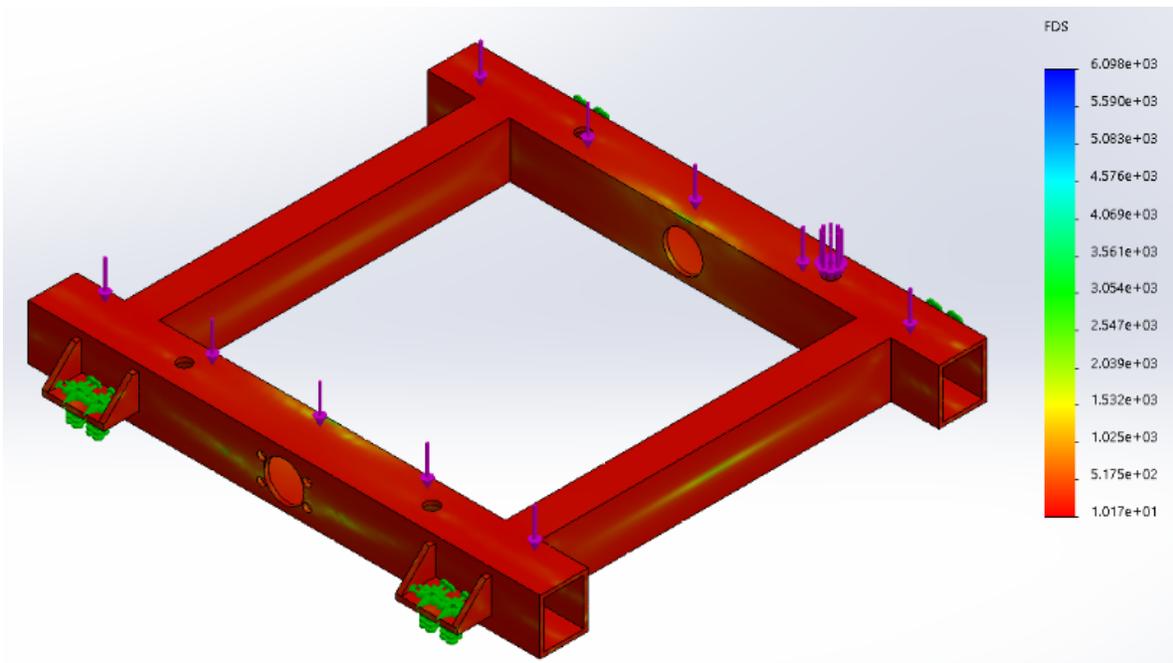


Figura 26. Estudio del factor de seguridad en pieza Chasis - Base de corona.

## ESTUDIO ESTÁTICO EJE PARA RODAMIENTOS

Los resultados obtenidos fueron, una tensión máxima de  $4.1 \text{ E}7 \text{ N/m}^2$ , deformación máxima de  $1.179\text{E}-01 \text{ mm}$  y un factor de seguridad de 7.1, esto quiere decir, que la pieza es segura para la aplicación y no fallará estáticamente.

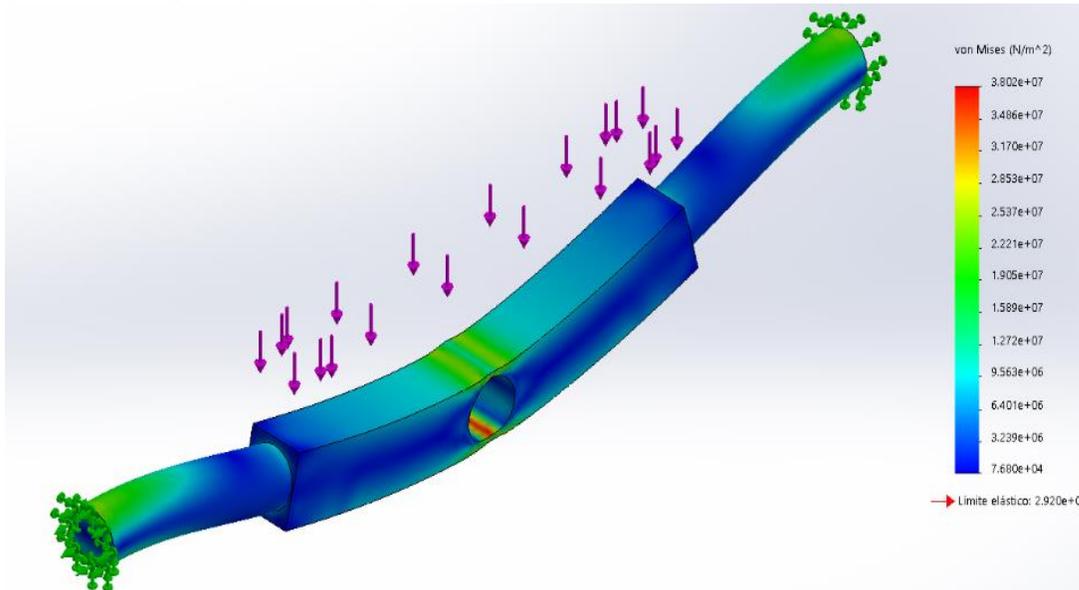


Figura 27. Estudio de tensiones en pieza eje para rodamientos.

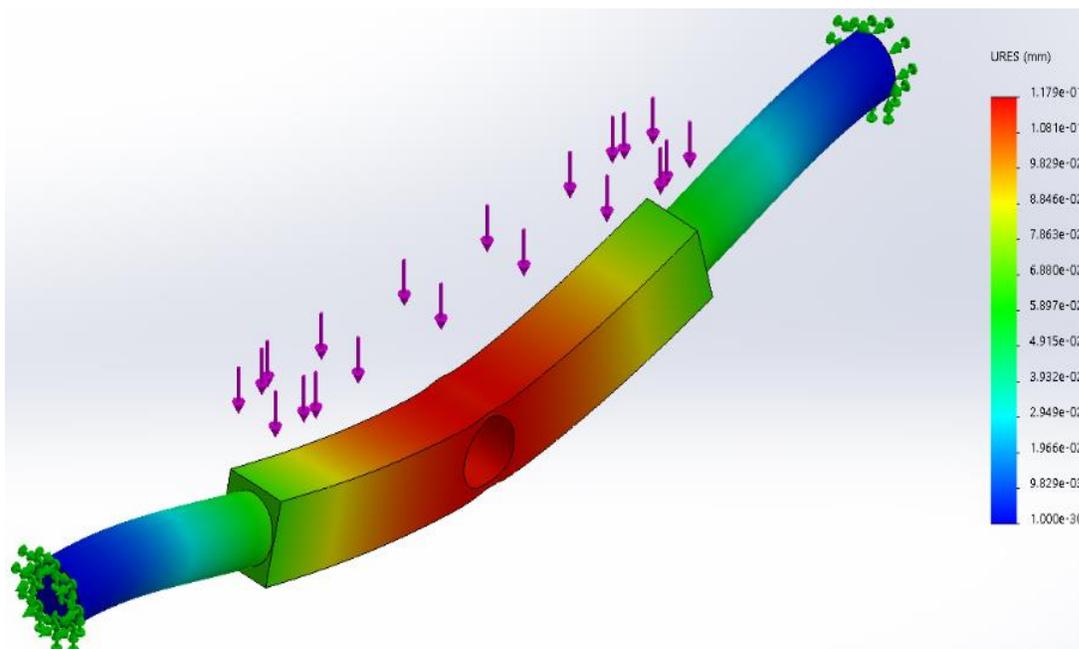


Figura 28. Estudio de deformaciones en pieza eje para rodamientos.

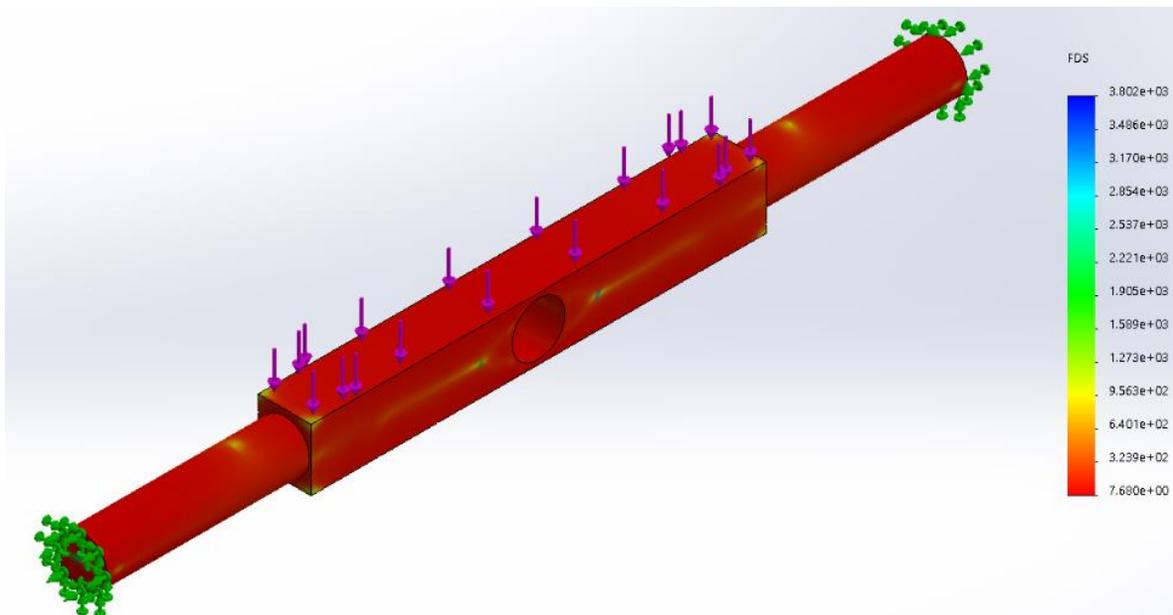


Figura 29. Estudio de deformaciones en pieza eje para rodamientos.

## ESTUDIO ESTÁTICO ESTRUCTURA EJE PARA LLANTAS

Los resultados obtenidos fueron, una tensión máxima de  $5.04 \text{ E}4 \text{ N/m}^2$ , deformación máxima de  $5.604 \text{ E}-02 \text{ mm}$  y un factor de seguridad de 15, esto quiere decir, que la pieza es segura para la aplicación y no fallará estáticamente.

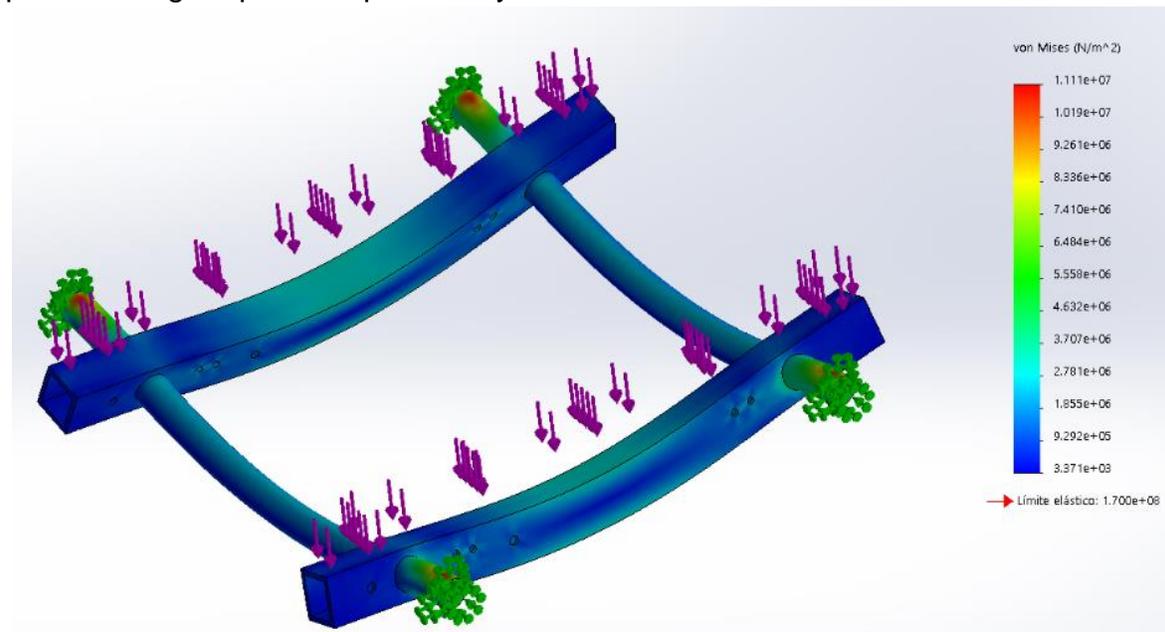


Figura 30. Estudio de tensiones en pieza eje para llantas.

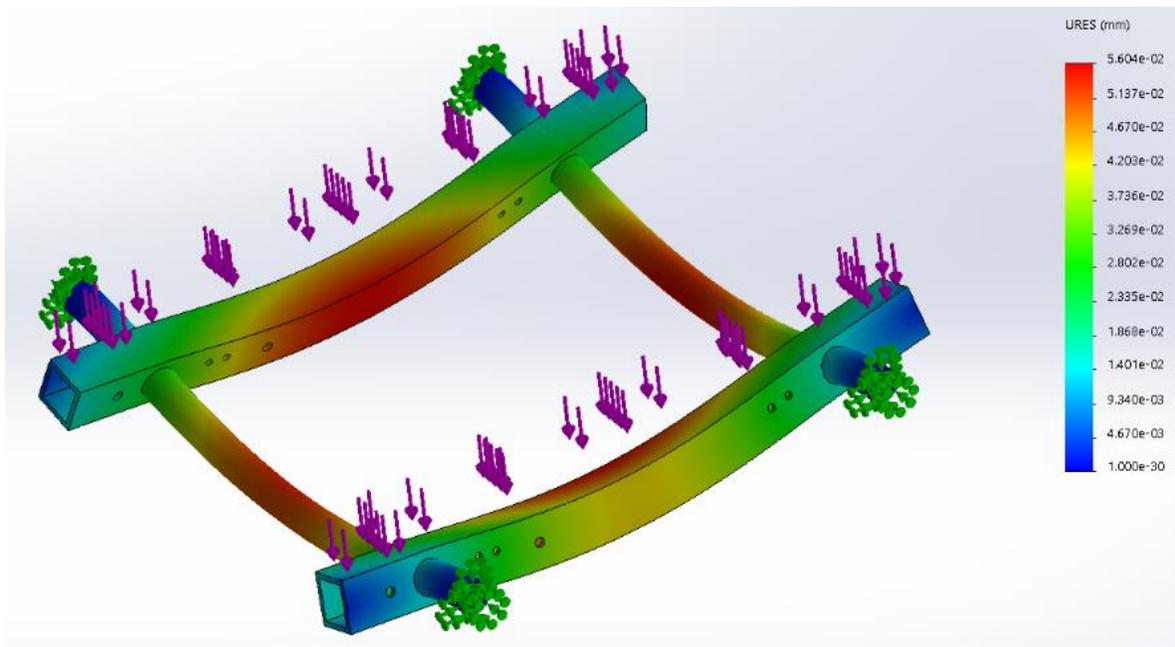


Figura 31. Estudio de deformaciones en pieza eje para llantas.

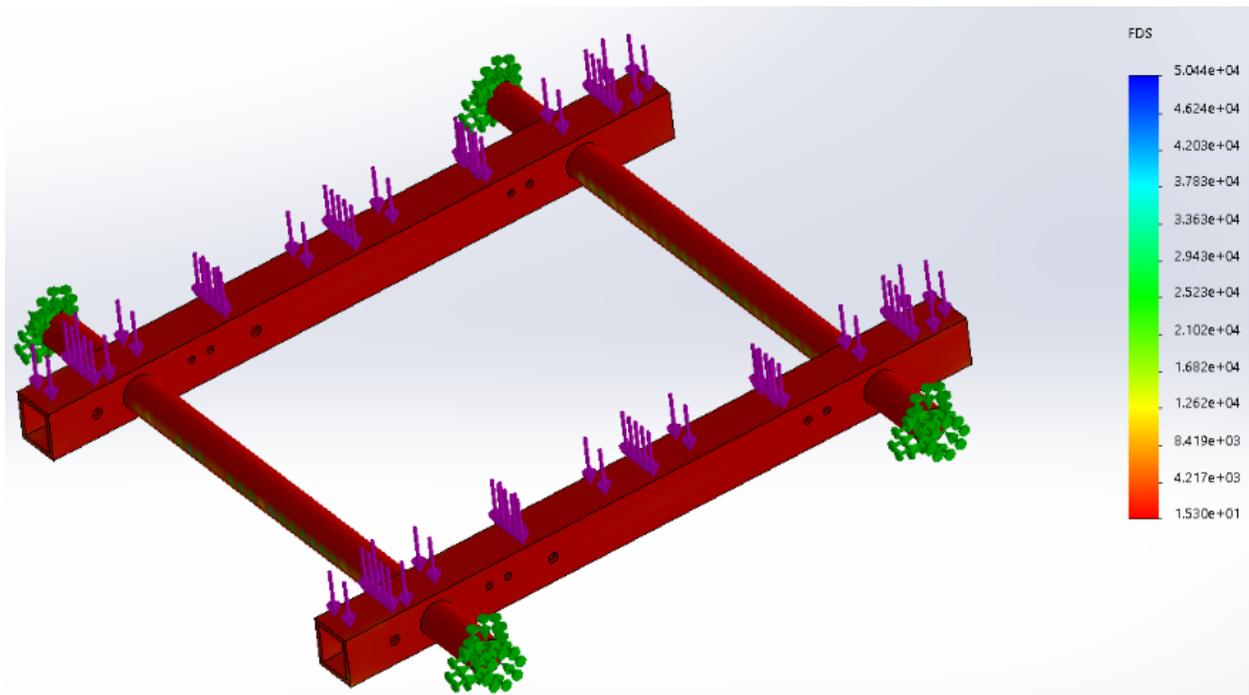


Figura 32. Estudio del factor de seguridad en pieza eje para llantas.

## ESTUDIO ESTÁTICO PLATAFORMA-RIEL

Los resultados obtenidos fueron, una tensión máxima de  $2.853 \text{ E}8 \text{ N/m}^2$ , deformación máxima de  $2.230 \text{ E} 02 \text{ mm}$  y un factor de seguridad de 1, todo esto con una carga de  $6000 \text{ N}$ , tal como se ve en la Figura 33, esto quiere decir, que la pieza se encuentra en el estado de esfuerzo máximo permisible, lo que la hace inviable para esta aplicación y aunque no falle estáticamente, se decidió redimensionarlo hasta lograr un factor de seguridad mayor o igual a 2.

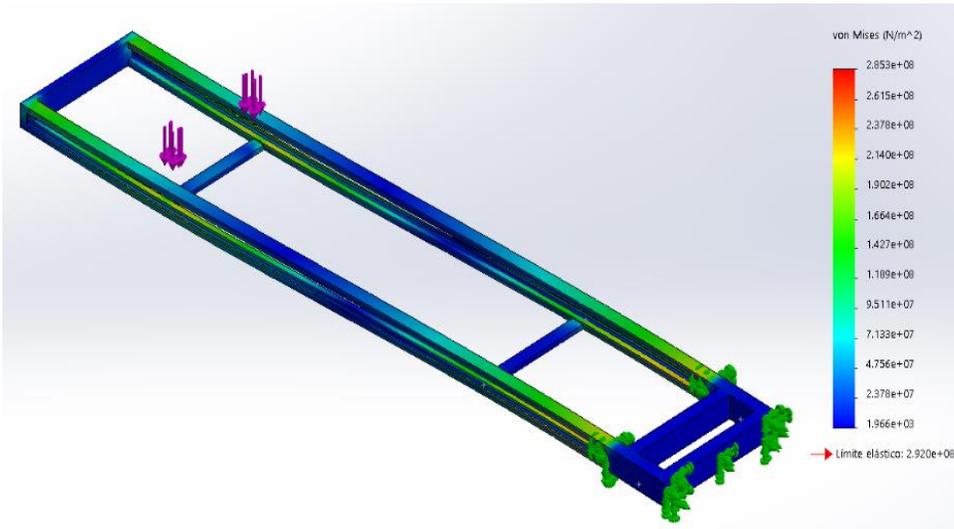


Figura 33. Estudio de tensiones en pieza plataforma-riel.

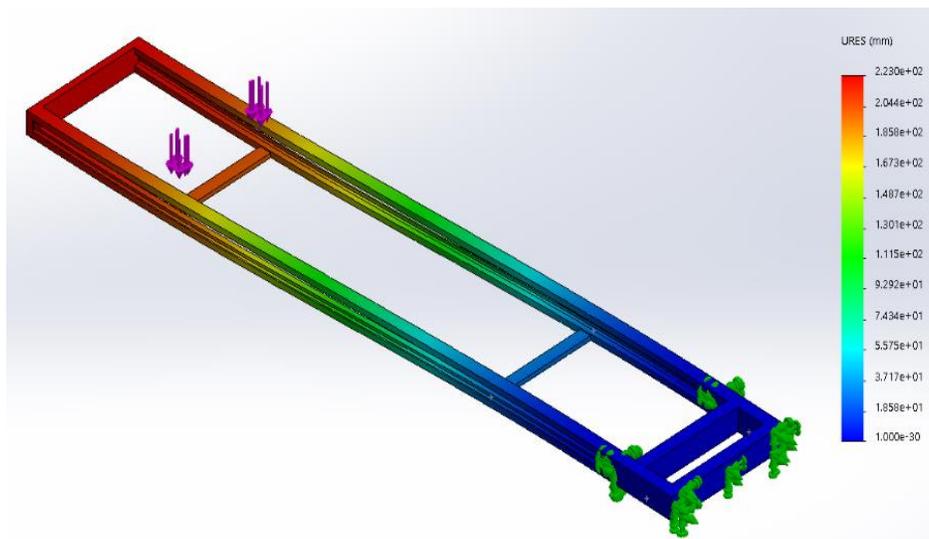


Figura 34. Estudio de tensiones en pieza plataforma-riel.

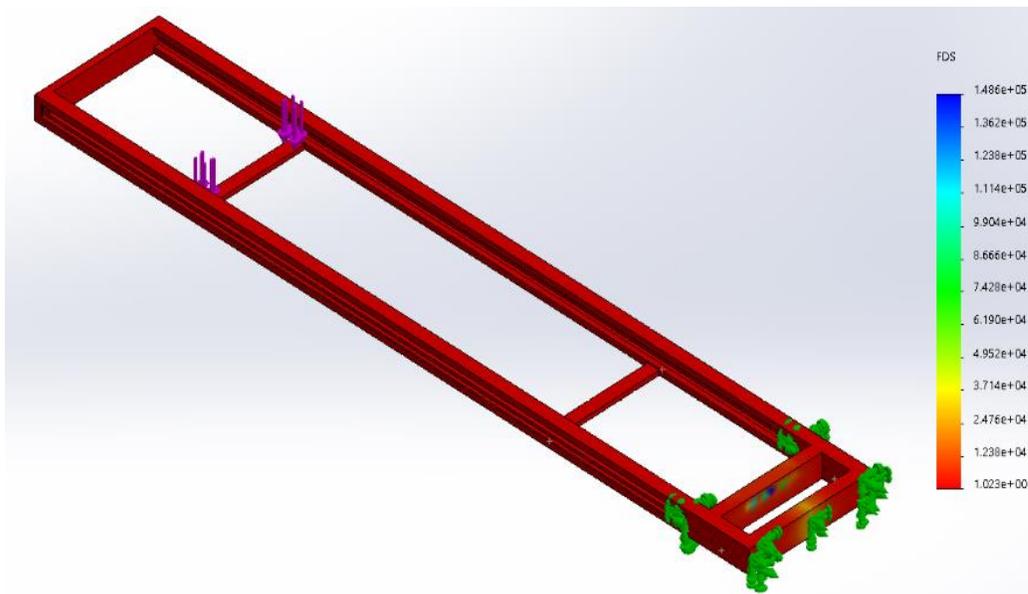
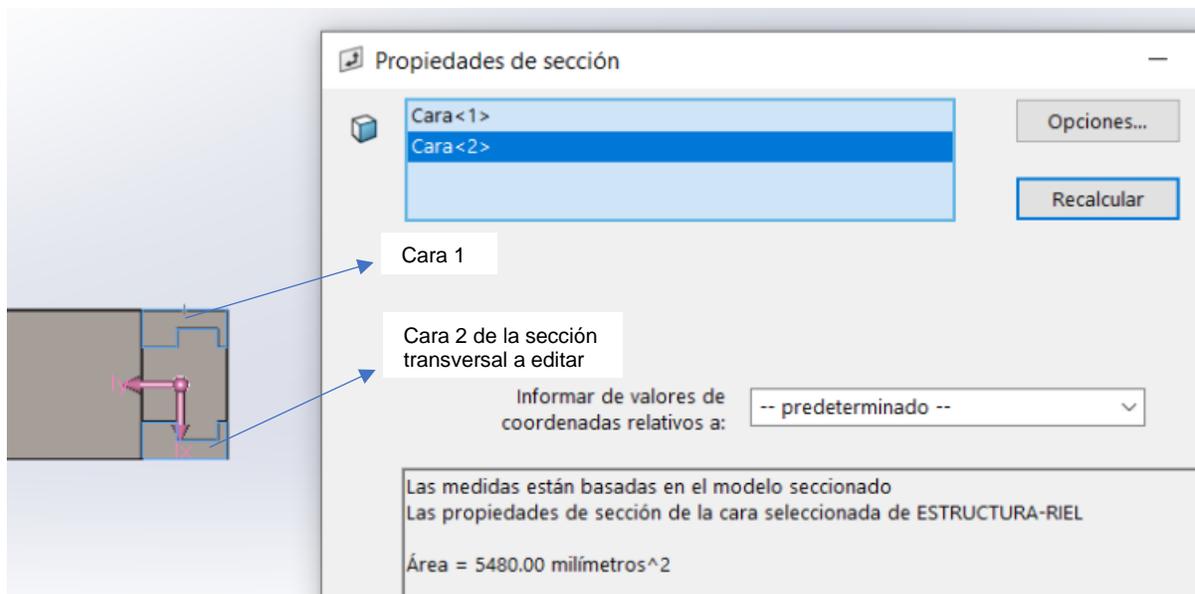


Figura 35. Estudio del factor de seguridad en pieza plataforma-riel.

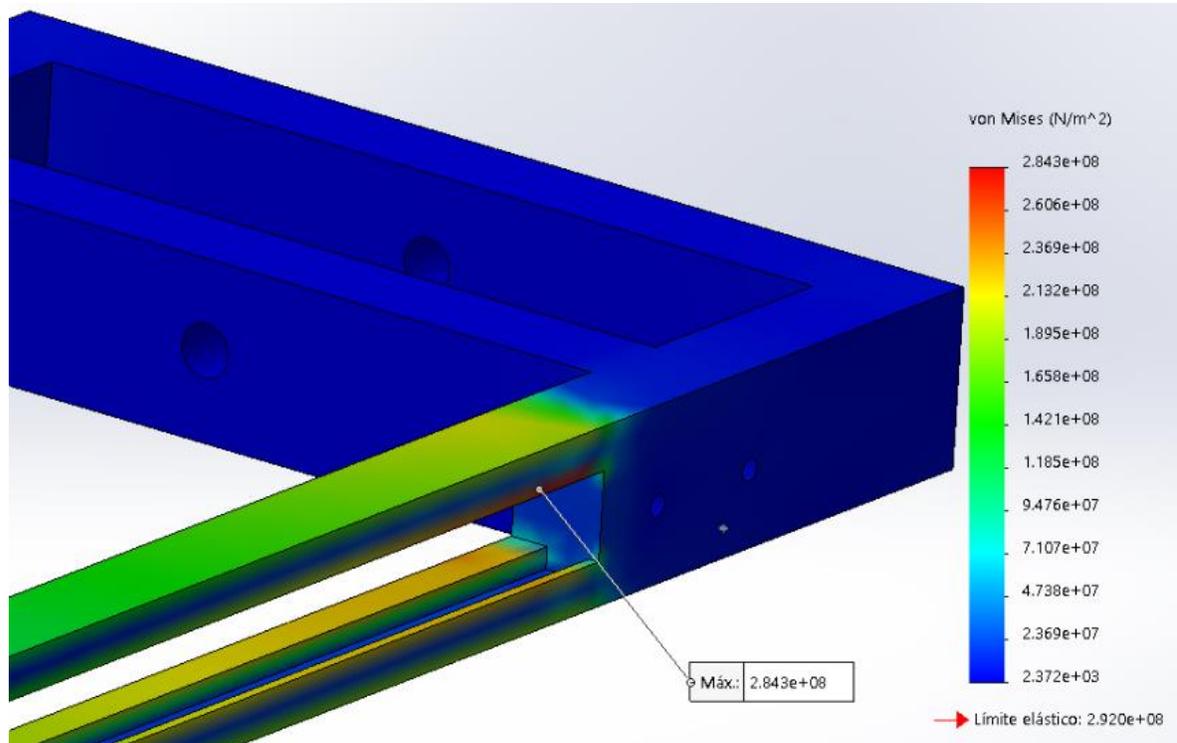
## EDICIÓN PLATAFORMA-RIEL

Se redimensionó la estructura-riel del punto anterior haciéndolo más robusto en la cara 2 (cara inferior) de la sección transversal de la estructura-riel (ver Figura 36). Se buscó que la nueva plataforma-riel fuera resistente al estado de esfuerzos al que está sometido, por tanto, se aumentó el área transversal de la sección en cuestión. (Figura 38). En las siguientes figuras se puede ver la zona de tensión



máxima para la estructura-riel 1. En esta zona el esfuerzo es máximo, debido al valor del momento de flexión al que está sometido. Como se vio anteriormente el factor de seguridad fue 1 y la deforma, lo cual hizo que se editaran las dimensiones de la sección transversal para conseguir una estructura-riel más robusta y resistente.

*Figura 36. Sección transversal estructura-riel 1 de la zona de mayor tensión.*



*Figura 37. Valor máximo de tensión en la estructura-riel 1.*

Ahora, la sección transversal de la plataforma-riel 2, con un área transversal mayor, mostró cambios en la ubicación de la zona de máximo esfuerzo, pasó de estar en la cara 1 ha estar en la cara 2.

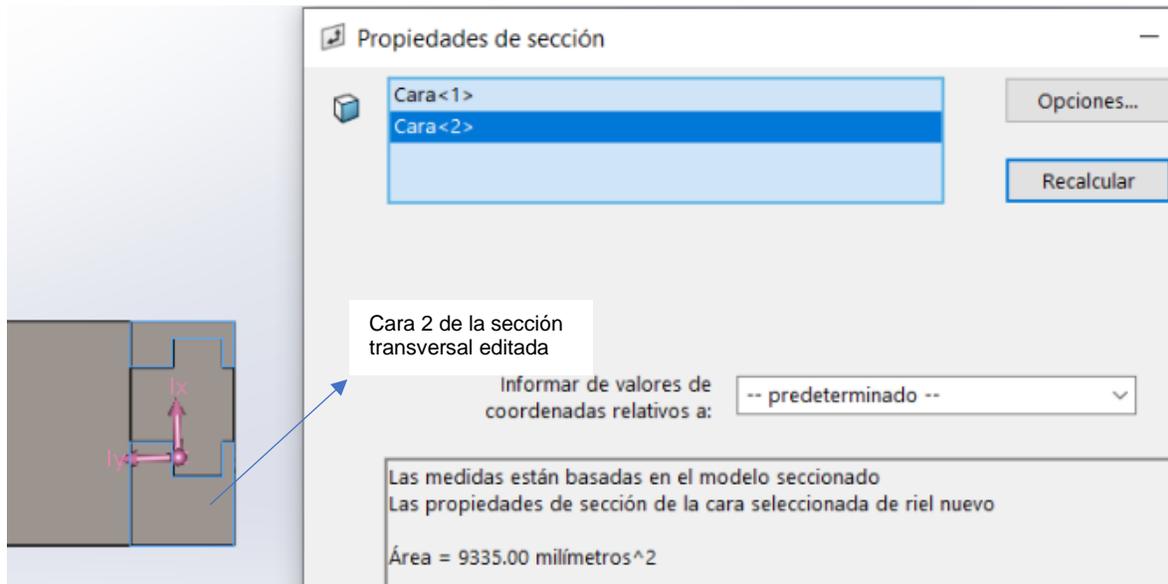


Figura 38. Sección transversal estructura-riel 2 de la zona de mayor tensión.

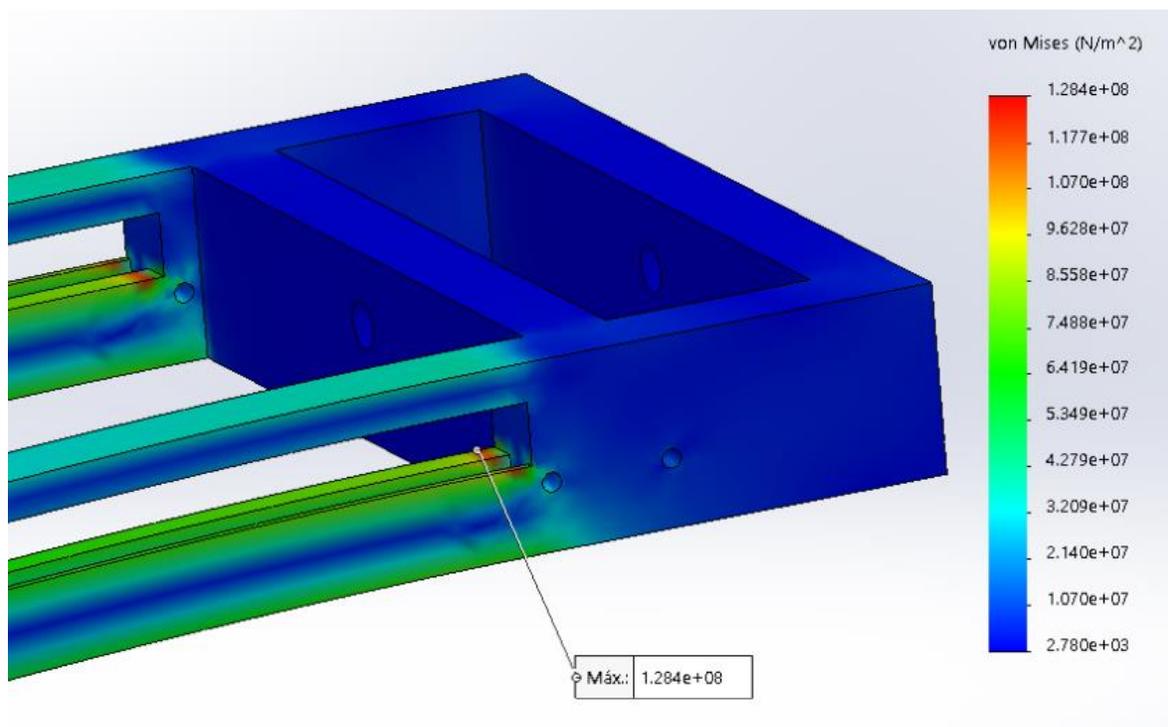
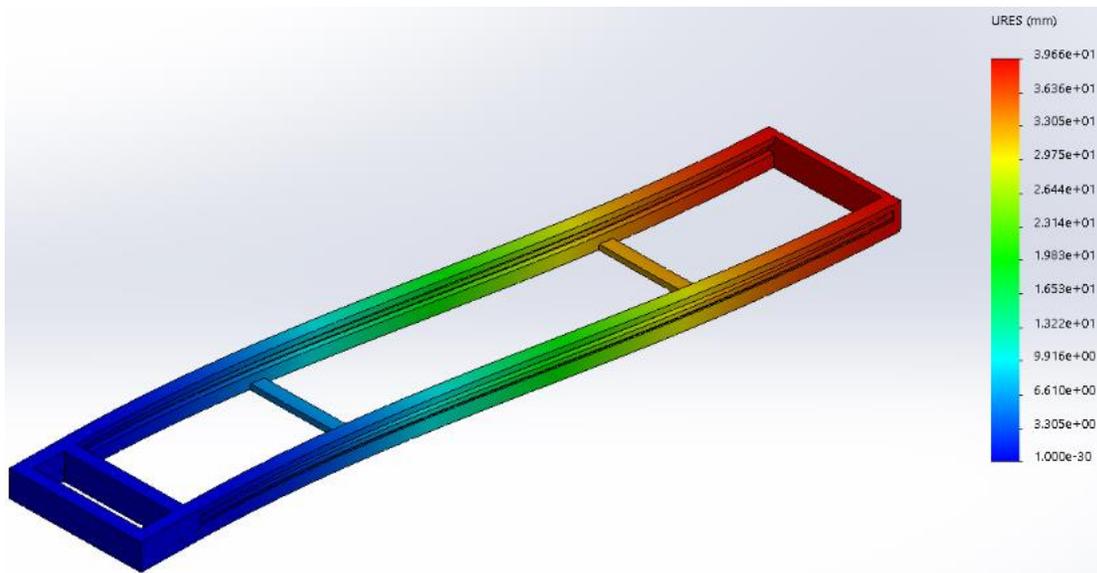


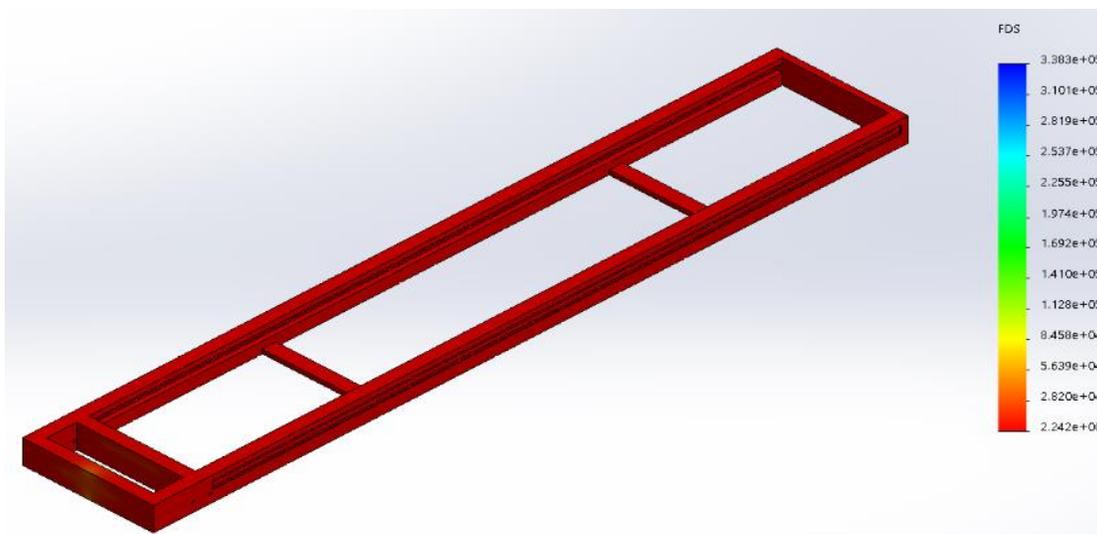
Figura 39. Valor máximo de tensión en la estructura-riel 2.

El resultado de aumentar el área de la sección transversal es una disminución del valor de la tensión máxima de  $2.853 \text{ E}8 \text{ N/m}^2$  a  $1.284 \text{ E}8 \text{ N/m}^2$ , lo cual significó una reducción en el punto de deformación máxima de  $183 \text{ mm}$  y un aumento en el factor de seguridad de  $50 \%$ . Ver *Tabla 5*.

Los otros resultados obtenidos para la estructura riel 2 fueron, deformación máxima de  $3.966 \text{ E}01 \text{ mm}$  y un factor de seguridad de  $2.2$ , esto quiere decir, que la pieza es segura para la aplicación y no fallará estáticamente.



*Figura 40. Estudio de deformaciones en pieza plataforma-riel 2.*



*Figura 41. Estudio del factor de seguridad en pieza plataforma-riel 2.*

**Tabla 5***Cuadro comparativo edición de la estructura riel*

Propiedad/Objeto	Estructura-Riel 1	Estructura-Riel 2
Área sección (mm <sup>2</sup> )	5480	9335
Tensión (N/m <sup>2</sup> )	2.843 E8	1.284 E8
Deformación (mm)	223.0	39.66
Factor de seguridad	1.023	2.242

#### **4.4 TIEMPO DE LIMPIEZA TEÓRICA**

El tiempo de limpieza teórica es la suma de los siguientes tiempos, a) Tiempo de ingreso a la cámara; b) Tiempo de ascenso del telescópico; y c) Tiempo de giro 180° de la corona de orientación y tiempo de retroceso del cilindro.

Se definió el tiempo total de limpieza como, 2 veces el tiempo de ingreso, sumado a, dos veces el tiempo de ascenso, sumado a 15 veces el tiempo de giro 180° por 6 (las alturas de limpieza) esto quiere decir que, el telescópico debe descender 6 veces (0,75 m) desde la posición máxima dentro de la cámara hasta la posición retraída. A continuación, se calculó cada uno.

##### **a) Tiempo de ingreso a la cámara**

Este tiempo está asociado con la velocidad de giro de salida de caja reductora del motor elegido anteriormente (motor 5.5 HP) para llevar el cilindro telescópico dentro de la cámara, avanzando linealmente en un actuador lineal husillo de bolas con un paso de rosca de 12mm. Entonces, se obtuvo.

Velocidad angular de salida del reductor:

Paso de rosca: 12mm

Velocidad angular: 177 rpm

Longitud de rosca del husillo: 4843 mm

Velocidad lineal: paso \* velocidad angular: 12 mm \* 177 rpm = 2124 mm/min

Tiempo de ingreso: Longitud de rosca / Velocidad lineal=4843 mm/2124 mm/min

Entonces el tiempo de ingreso es 2.28 minutos

##### **b) Tiempo de ascenso del cilindro telescópico**

Este tiempo está asociado con el caudal que propina la bomba hidráulica (10 GPM) impulsada por su motorreductor (15HP), ambos elegidos anteriormente. (página 39) para extender las fases del cilindro. Entonces, se obtuvo.

Del área del cilindro más grande de nuestra columna telescópica y cuyo diámetro es de 8 pulgadas es de  $50.27in^2$ .

Entonces,

$$\frac{GPM \times 231}{Area_M} = \text{velocidad de extensión del cilindro}$$

$$\frac{10GPM \times 231}{50.27pulg^2} = 45.95pulg/min$$

Lo anterior brindó información necesaria para obtener el tiempo que tarda el cilindro en extenderse.

La carrera del cilindro es de 193.13pulg. De lo anterior.

Tiempo de extensión del cilindro:

$$v = \frac{\text{Carrera}}{t}$$

$$t = \frac{196.13pulg}{45.95pulg/min}$$

$$t = 4.268 \text{ min}$$

### **c) Tiempo de giro**

Este tiempo es del giro de la corona  $180^\circ$  y de regreso, mientras desciende en la cámara. Con el motor seleccionado (1/2 HP) la velocidad de salida es de 2.5 RPM bajo las condiciones de trabajo. Por tanto, se tiene.

$$2,5 \text{ revoluciones} \longrightarrow 1 \text{ minuto}$$

$$\frac{1}{2} \text{ Revolución} \longrightarrow X$$

$$X = 0,2 \text{ minutos} = 12 \text{ segundos}$$

$$\text{Tiempo de giro} = 12 \text{ segundos} \times 2 \times 15 \times 6 = 1440 \text{ segundos} = 36 \text{ minutos}$$

El tiempo total de limpieza es,  $2.28 \text{ min} \cdot 2 + 4.268 \cdot 2 + 36 \text{ minutos} = 49,96 \text{ min}$

El tiempo de limpieza teórico es un intervalo de tiempo [tiempo total; 2\*tiempo total].

Tiempo teórico de limpieza esta entre [50 min -100 min] [0.83 h – 1.67 h]

#### **4.5 MANTENIMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO**

Los trabajos de mantenimiento son aquellos trabajos que se realizan para conservar el buen estado y funcionamiento del sistema minimizando así los riesgos de averías y aumentando su vida útil. En muchos casos estos trabajos pueden realizarse al mismo tiempo que los trabajos de inspección. Algunos de los trabajos de mantenimiento más importantes podrían ser: El cambio de aceite hidráulico, la limpieza de los componentes, el reemplazo de elementos hidráulicos, la sustitución de los filtros, etc.

Es importante mantener el sistema hidráulico de una máquina en las condiciones óptimas, para lograr así un funcionamiento eficiente y una máxima productividad al menor coste posible. El mantenimiento apropiado de una máquina da como resultado una máquina productiva. Si no se la mantiene correctamente, podría ofrecer poca seguridad y sufrir averías. Un programa de mantenimiento periódico asegurará una vida útil y prolongada del sistema y la seguridad del ambiente de trabajo.

En resumen, el mantenimiento preventivo de un sistema hidráulico ayuda a reducir el mantenimiento correctivo de éste, reduciendo así los costes de reparación. Es importante, realizar los respectivos cambios de aceite después de las 3000 horas de operación, que es lo recomendado por los fabricantes, para mantener la vida útil de nuestra máquina. Por lo cual se recomienda realizar estos trabajos de inspección periódicamente, una vez por semana y así verificar el comportamiento, de los componentes electromecánicos del prototipo verificando que se encuentren en las mejores condiciones para operar, teniendo en cuenta siempre, que el enemigo numero uno de las maquinas hidráulicas es la suciedad.

## **5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

- Con la manufactura del prototipo final es posible reemplazar el mecanismo actual de limpieza y eliminar riesgos como, lesiones en el manguito rotatorio de los hombros y algunos problemas osteomusculares al que están expuestos los operarios de la planta destinados a las labores de limpieza posproducción.
- Con los sistemas electromecánicos e hidráulicos escogidos se estima que la labor de limpieza se puede realizar en un lapso de 90 a 120 minutos. Ahorrando el 50 % del tiempo que se destina actualmente para esta labor de limpieza y remoción en las paredes internas de la cámara.
- El diseño estructural e hidráulico concernientes a la propuesta se logró de acuerdo con las necesidades exigidas en las condiciones de operación, como altura máxima y diámetro de la cámara de secado de la planta.
- El trabajo de investigación realizado es importante para la innovación y desarrollo de este tipo de máquinas. A esto se le añade la importancia de realizar pruebas y simulaciones de esfuerzos y deformación, para determinar el correcto comportamiento de las fuerzas que se utilizaron para estos fines.
- Los cilindros telescópicos se fabrican en longitudes que varían según las condiciones de trabajo y carrera total necesaria para las mismas.
- A la hora de diseñar la estructura riel principal, no se alcanzó el resultado esperado, como primera medida se rediseñó la sección transversal, y así, se pudo aumentar el factor de seguridad dos veces por encima del obtenido en primera instancia, lo que aseguró la seguridad del diseño.

## **RECOMENDACIONES**

- Estudiar la estabilidad general y la resistencia de la estructura-riel al momento rotacional del prototipo BRAZO BARREDOR ARTICULADO MÓVIL.
- Analizar la posibilidad de aplicar el prototipo COLUMNA TELESCÓPICA MÓVIL CON BRAZOS BARREDORES, contrastando costos en relación con los otros prototipos.
- Estudiar la posibilidad de usar contrapesos en lugar de anclaje a la planta.
- Realizar los cálculos de cilindros para el brazo articulado y comparar los resultados obtenidos con relación a la columna telescópica seleccionada.

## **6 BIBLIOGRAFÍA**

- 2311 2311K-Self-Aligning Ball Bearings Open Type-Self-Aligning Ball Bearings-Self-Aligning Ball Bearings-WD Bearing Group. (n.d.). Retrieved April 3, 2021, from <http://www.wd-bearings.com/en/product/xlDetail.php?id=53&dirID=216&pid=214>
- Adhikari, B., Howes, T., Bhandari, B. R., & Truong, V. (2001). STICKINESS IN FOODS: A REVIEW OF MECHANISMS AND TEST METHODS. *International Journal of Food Properties*, 4(1), 1–33. <https://doi.org/10.1081/JFP-100002186>
- *Catalogo - Tavole Girevoli Con Vite Senza Fine | ISB Industries*. (n.d.). Retrieved April 2, 2021, from <https://www.isb-industries.com/en/catalogo/catalogo-tavole-girevoli-con-vite-senza-fine/>
- DRYERS AND COOLING TOWERS. (2010). In *Chemical Process Equipment* (pp. 219–271). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-372506-6.00029-0>
- Ellen, G., & Tudos, A. J. (2003). On-line measurement of product quality in dairy processing. In *Dairy Processing: Improving Quality* (pp. 263–291). Elsevier Inc. <https://doi.org/10.1533/9781855737075.2.263>
- Jinapong, N., Suphantharika, M., & Jamnong, P. (2008). Production of instant soymilk powders by ultrafiltration, spray drying and fluidized bed agglomeration. *Journal of Food Engineering*, 84(2), 194–205. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2007.04.032>
- *Leche en polvo - Infoalimenta - Biblioteca de alimentos*. (n.d.). Retrieved April 2, 2021, from [http://infoalimenta.com/biblioteca-alimentos/51/67/leche-en-polvo/detail\\_templateSample/](http://infoalimenta.com/biblioteca-alimentos/51/67/leche-en-polvo/detail_templateSample/)
- *Módulos de Giro | Slewing Drives | TGB Group Technologies*. (n.d.). Retrieved April 2, 2021, from <https://www.tgb-group.com/modulos-de-giro/>

- Nonhebel, G., & Moss, A. (1971). *Drying of solids in the chemical industry*. <https://agris.fao.org/agris-search/search.do?recordID=US201300486803>
- Rennie, P. R., Chen, X. D., & Mackereth, A. R. (1998). Adhesion characteristics of whole milk powder to a stainless steel surface. *Powder Technology*, 97(3), 191–199. [https://doi.org/10.1016/S0032-5910\(97\)03402-5](https://doi.org/10.1016/S0032-5910(97)03402-5)
- Trávníček, P., Novotná, J., & Kotek, L. (2020). Industrial accidents in spray dryer plants for dairy products in Europe. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 68, 104327. <https://doi.org/10.1016/j.jlp.2020.104327>
- Woo, M. W., Daud, W. R. W., Tasirin, S. M., & Talib, M. Z. M. (2009). Controlling food powder deposition in spray dryers: Wall surface energy manipulation as an alternative. *Journal of Food Engineering*, 94(2), 192–198. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2008.10.001>

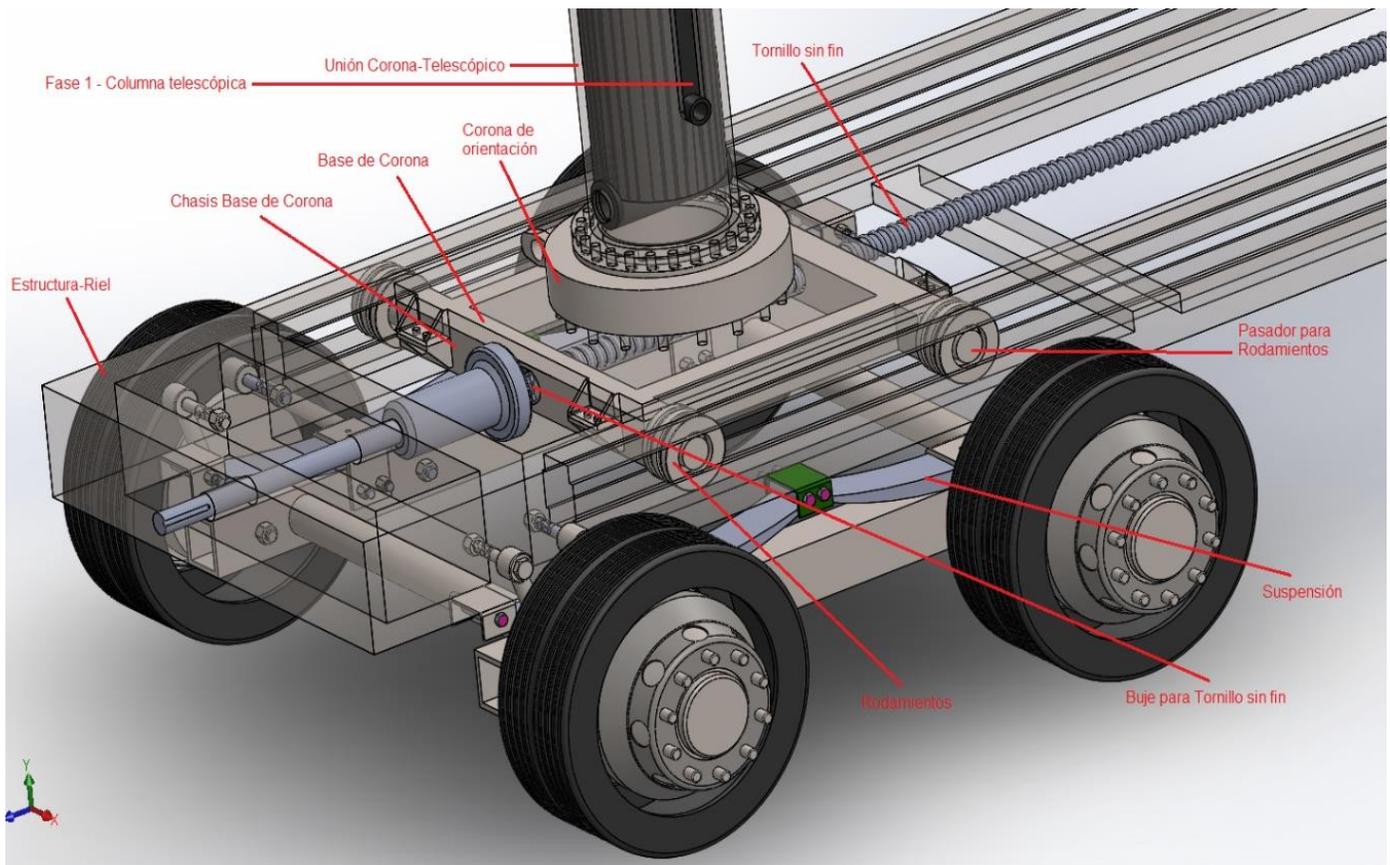
## 7 ANEXOS

### 7.1 PLANOS Y CAD

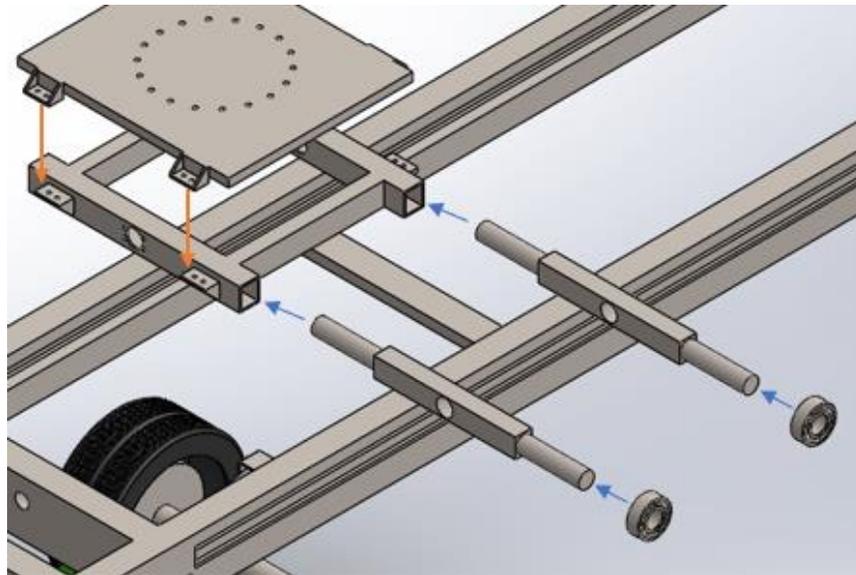
Solicitar archivos al correo [Ronaldo.rendons@upb.edu.co](mailto:Ronaldo.rendons@upb.edu.co)

Para ver los planos se requiere tener una versión de SolidWorks® 2018 en adelante.

### 7.2 ANEXO DE FIGURAS



*Mención de algunas partes del modelo. (Diseño propio).*



*Ensamble plataforma móvil.*

### **7.3 ANEXO DE CÁLCULOS**

El anexo de cálculos está en este orden:

- 1) COMPROBACIÓN CILINDRO HIDRÁULICO
- 2) COMPROBACIÓN DE LA CORONA DE ORIENTACIÓN (DOCUMENTO DE EXCEL).
- 3) COMPROBACION DE RODAMIENTOS.
- 4) CÁLCULO PARA SELECCIÓN DE MOTOR PARA LA CORONA.
- 5) SISTEMA DE ANCLAJE.
- 6) SELECCIÓN DE MOTOR PARA ACTUADOR LINEAL HUSILLO.
- 7) SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR PARA CORONA DE ORIENTACION.
- 8) CALCULO DE LA BOMBA HIDRÁULICA.
- 9) SELECCIÓN DEL DEPÓSITO HIDRÁULICO.

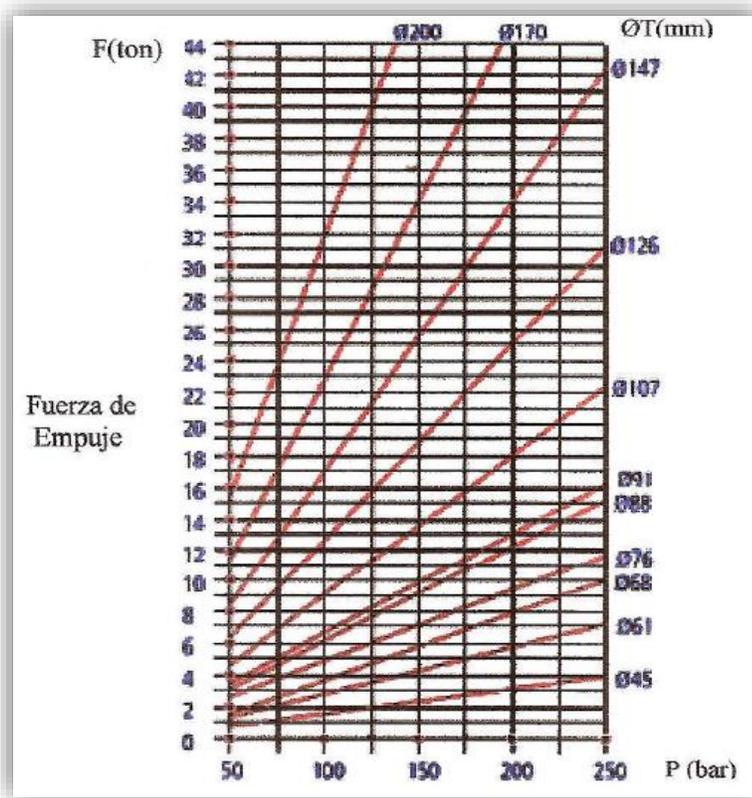
#### **1) COMPROBACIÓN CILINDRO HIDRÁULICO**

##### **CÁLCULO DEL DIAMETRO DEL CILINDRO**

Para conocer el diámetro del último vástago del cilindro telescópico hecho de acero tipo St 50-1, capaz de soportar una carga máxima compresiva de 12 toneladas, se supuso una presión de trabajo de 180 bar. Con esto se obtuvo.

DATOS:

**PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO**



F=12Ton=12000kg

P= 180 bar = 183,6 kg/cm<sup>2</sup>

1bar = 1,02 kg/cm<sup>2</sup>

Ingresando en la figura con los datos de fuerza y presión se obtiene el diámetro del vástago cuyo valor obtenido fue de 91 mm.

$$D_e = 91 \text{ mm} = 9,1 \text{ cm}$$

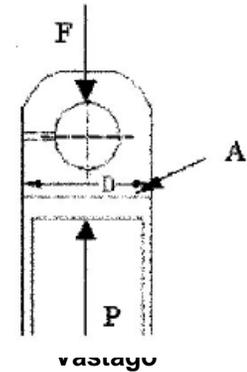
Si hacemos uso de la ecuación, obtenemos el diámetro

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{\pi}{4} D_e^2 \quad \text{en la ecuación anterior}$$

$$D_e = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \quad \text{Reemplazando datos}$$

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 12000 \text{ kg}}{\pi \cdot 183,6 \text{ kg/cm}^2}} = \sqrt{\frac{48000 \text{ kg}}{576,796 \text{ kg/cm}^2}} = \sqrt{83,218 \text{ cm}^2} = 9,122 \text{ cm} \cong 91 \text{ mm}$$



**CALCULO DEL ESPESOR DEL CILINDRO DEL VASTAGO**

Datos de esfuerzo a tracción del acero (St 50-1) es

$$\sigma_t = 19 \text{ kg/mm}^2$$

$$D_m = D_e - e$$

$$D_m = 91 \text{ mm} - e$$

$$P = 183,6 \text{ kg/cm}^2$$

De la ecuación para espesor del cilindro tenemos:

$$e = \frac{P \cdot D_m}{2 \sigma_{dt}}$$

$\sigma_t$  : Esfuerzo a tracción

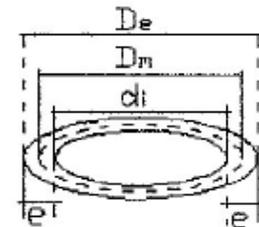
P : Presión de trabajo  $\text{kg/cm}^2$

$D_m$  : Diámetro medio (cm)

e: Espesor

Reemplazando

$$e = \frac{\frac{183,6 \text{ kg}}{\text{cm}^2} (91 \text{ mm} - e)}{2 \times 19 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times 100 \text{ mm/cm}^2}$$



Cilindro del vástago

$$e = \frac{183,6\text{kg/cm}^2(91\text{mm}-e)}{3800\text{kg/cm}^2}$$

$$(3800\text{kg/cm}^2)(e) = 183,6\text{kg/cm}^2(91\text{mm} - e)$$

$$(3800\text{kg/cm}^2)(e) = 1670,76\text{kg/cm} - (183,6\text{kg/cm}^2)(e)$$

$$(3800\text{kg/cm}^2)(e) + (183,6\text{kg/cm}^2)(e) = 1670,76 \text{ kg/cm}$$

$$(e)(3800\text{kg/cm}^2 + 183,6\text{kg/cm}^2) = 1670,76\text{kg/cm}$$

$$(e)(3983,6\text{kg/cm}^2) = 1670,76\text{kg/cm}$$

$$e = \frac{1670,76\text{kg/cm}}{3983,6\text{kg/cm}^2} = 0,419 \text{ cm} \times \frac{10\text{mm}}{1\text{cm}} = 4,19 \text{ mm.}$$

El espesor comercial  $e = 3/16'' = 4.76 \text{ mm}$ .

Se conoce el diámetro exterior 91mm y el diámetro interior 81 mm.

### **CALCULO DE LA LONGITUD DEL VASTAGO**

Dado que el vástago realiza el trabajo, se consideró como cilindro único, para calcular su longitud se utilizó la fórmula de Euler y debe cumplir con la condición de

$$\left(\frac{L}{r}\right)_{ac} \geq 89 \text{ de la Ecuación}$$

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{Cr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{(L/r)^2}$$

Datos:  $F = 12000\text{kg}$

$A = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - d_i^2)$  Área transversal del vástago

$D_e = 91\text{mm}$

$D_i = 81\text{mm}$



**Longitud del Cilindro**

$$A = \frac{\pi}{4} (9,1\text{cm}^2 - 8,1\text{cm}^2)$$

$$A = 13,50 \text{ cm}^2$$

$$E = 20,4 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Módulo de elasticidad del acero)}$$

$$k = 1$$

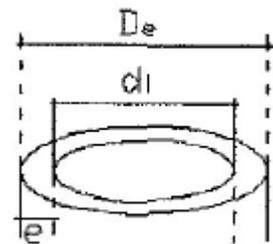
Reemplazando

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{Cr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{(L/r)^2}$$

$$\frac{12000\text{kg}}{13,50\text{cm}^2} = \frac{\pi^2 \times (20,4 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2)}{\left(\frac{L}{r}\right)^2}$$

$$\sqrt{\frac{\pi^2 \times (20,4 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2)}{888,88\text{kg/cm}^2}} = \left(\frac{L}{r}\right)$$

$$\frac{L}{r} = 150,50, \text{ relación de esbeltez.}$$



**Cilindro Vástago**

**PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO**

El valor hallado en la relación de esbeltez cumplió con la condición ya mencionada con anterioridad  $\left(\frac{L}{r}\right)_{ac} \geq 89$ , el cilindro tiene comportamiento elástico, por consiguiente, es válido el uso de la utilizada ecuación de Euler. Calculemos el radio de giro:

$$r = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_i^2}}{4} = \frac{\sqrt{9,1\text{cm}^2 + 8,1\text{cm}^2}}{4} = 3.04\text{cm}$$

**CALCULO DE LA LONGITUD DEL CILINDRO:**

Reemplazando el radio de giro en la relación de esbeltez hallada se obtuvo

$$\frac{L}{r} = 150,50$$

$$L = 150,50 \times 3,04 \text{ cm}$$

$$457,52 \text{ cm} \times \left(\frac{10\text{mm}}{1\text{cm}}\right)$$

$$L = 4575,2 \text{ mm}$$

También de la ecuación  $\sigma_{cr} = \left(\frac{F}{A}\right)_{Cr}$ , con  $F=12000\text{kg}$

$$A = 13,50 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{12000\text{kg}}{13,50\text{cm}^2}\right)_{Cr}$$

$$\sigma_{cr} = 888,88\text{kg/cm}^2$$



Caso 2, K = 1  
Caso 2 de Formula de Euler

Especificación DIN 17100	Esfuerzo Tracción (kg/mm <sup>2</sup> )	Esfuerzo Fluencia (kg/mm <sup>2</sup> )	Esfuerzo Fluencia de Diseño (kg/mm <sup>2</sup> )	Esfuerzo Tracción de Diseño (kg/mm <sup>2</sup> )
St 37 - 1	37	21	7.00	12.34
St 42 - 1	42	24	8.00	13.67
St 50 - 1	50	35	11.67	19

**Especificaciones del Acero**

De lo anterior el esfuerzo a fluencia de diseño  $\sigma_f = 1,167\text{kg/cm}^2$  , en la cual cumplió con la condición de Euler  $\sigma_{cr} \leq \sigma_f$

### **CALCULO DE LA CARGA CRITICA**

$$\sigma_f = \left(\frac{F}{A}\right)_{Cr} = F_{cr} = A\sigma_f$$

$$A = 13,50 \text{ cm}^2$$

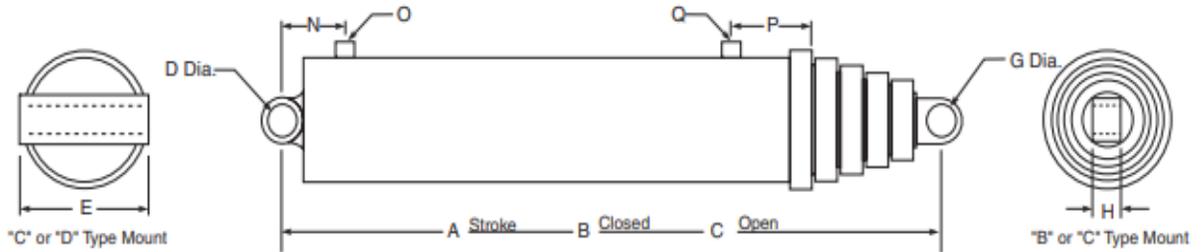
$$\sigma_f = 888,88\text{kg/cm}^2$$

$$F_{cr} = 13,50 \text{ cm}^2 \times 888,88\text{kg/cm}^2$$

$$F_{cr} = 11,900 \text{ kg}$$

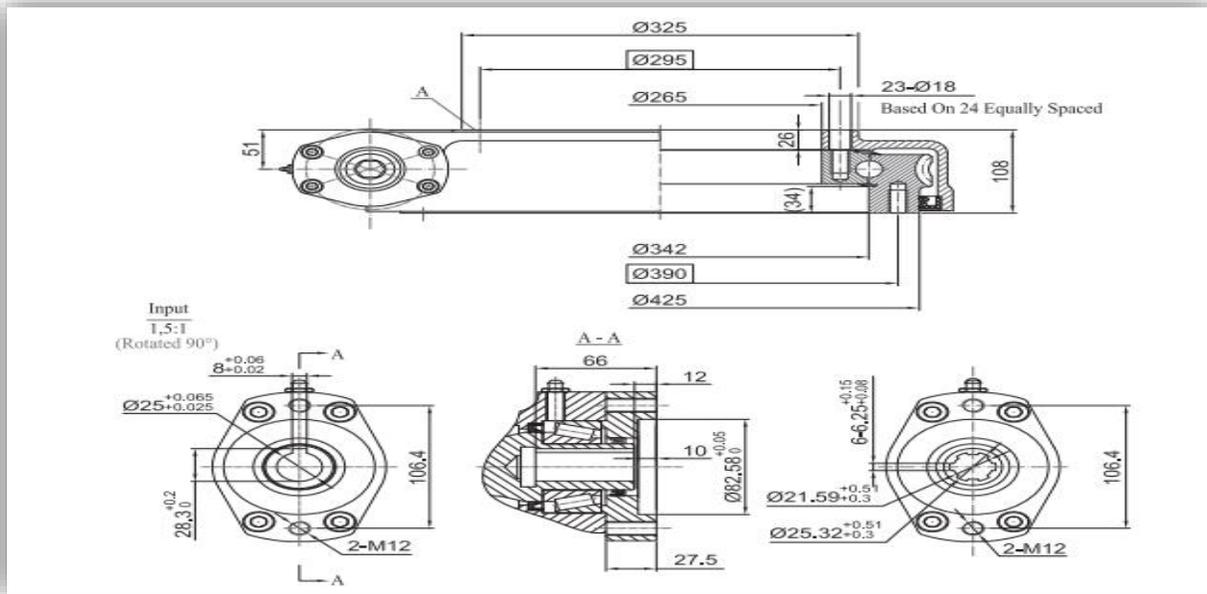
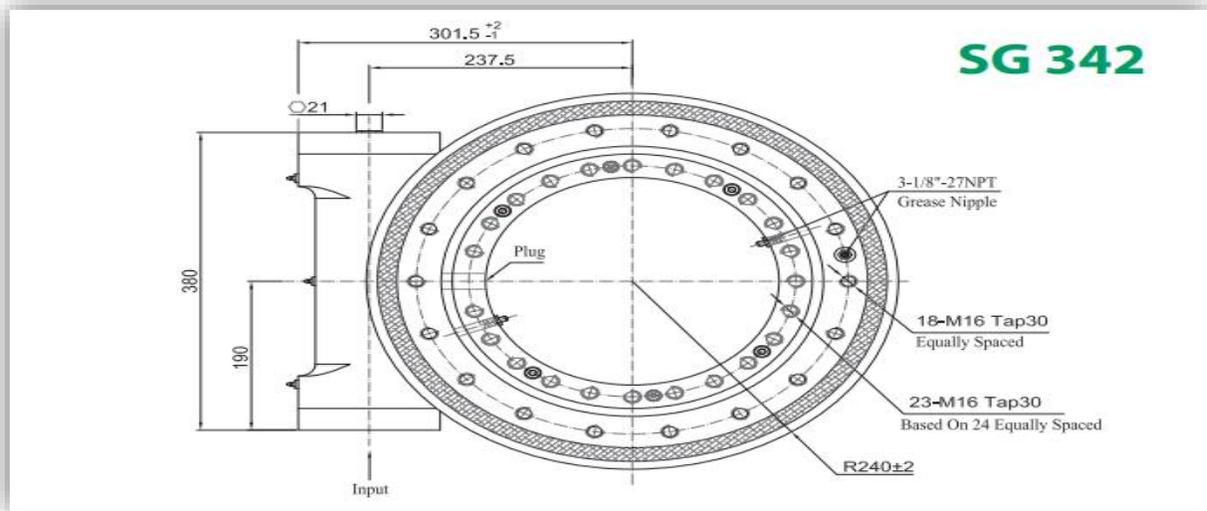
En esta sección de cálculos se logró alcanzar una longitud efectiva del cilindro de 4575,2mm, es decir, un poco más de 180 pulgadas. Para cumplir con los requerimientos y lograr la carrera necesaria se necesitó incrementar la longitud efectiva cuando estuviese en su forma totalmente extendida, más precisamente cerca a las 250 pulgadas. En la sección anterior se definió la longitud necesaria para cumplir con nuestro propósito de trabajo, lo que nos sirvió de guía para encontrar una columna telescópica que se acomodara a nuestras condiciones de operación y poder recrearla mediante el software de diseño para ingeniería SolidWorks 2018.

**Single-Acting Telescopic Cylinders With CC, DB, and DC Mounts**



ENGINEERING NUMBER	10 DIGIT NUMBER	NOMINAL STAGE OD	NUMBER STAGES	A STROKE	B CLOSED	C OPEN	D PIN	E WIDTH	G PIN	H WIDTH
S64DB-12-135	3771414058	6	4	135.00	47.19	182.19	1.75	8.00	1.50	2.69
S64DB-12-156	3771414056	6	4	156.00	53.19	209.19	1.75	8.00	1.50	2.69
S64DC-14-156	3771414059	6	4	156.00	53.62	209.62	2.00	7.25	2.00	1.75
S64DC-15-157	3771414061	6	4	157.00	58.56	215.56	1.50	7.00	1.50	2.00
S73DC-66-110	3772513127	7	3	110.63	50.06	160.69	2.00	8.25	2.00	2.00
S73DC-66-120	3772513132	7	3	120.00	53.12	173.12	2.00	8.25	2.00	2.00
S73DC-66-124	3772513128	7	3	124.88	54.81	179.69	2.00	8.25	2.00	2.00
S73DC-66-129	3772513135	7	3	129.00	56.50	185.50	2.00	8.25	2.00	2.00
S73DC-66-140	3772513129	7	3	140.44	60.00	200.44	2.00	8.25	2.00	2.00
S73DC-66-150	3772513131	7	3	150.00	63.50	213.50	2.00	8.25	2.00	2.00
S74DC-74-120	3772514124	7	4	120.00	44.12	164.12	2.00	8.25	2.00	2.00
S74DC-74-135	3772514125	7	4	135.00	48.44	183.44	2.00	8.25	2.00	2.00
S74DC-74-140	3772514122	7	4	140.00	49.75	189.75	2.00	8.25	2.00	2.00
S74DC-74-156	3772514123	7	4	156.00	53.75	209.75	2.00	8.25	2.00	2.00
S74DC-74-161	3772514120	7	4	161.75	55.31	217.06	2.00	8.25	2.00	2.00
S74DC-74-180	3772514126	7	4	180.00	61.12	241.12	2.00	8.25	2.00	2.00
S84DC-40-170	3772914050	8	4	170.00	57.25	227.25	2.00	9.50	2.00	2.00
S84DC-66-140	3772914080	8	4	140.00	49.75	189.75	2.00	9.50	2.00	2.00
S84DC-66-148	3772914081	8	4	147.75	51.50	199.25	2.00	9.50	2.00	2.00
S84DC-66-156	3772914086	8	4	156.00	53.75	209.75	2.00	9.50	2.00	2.00
S84DC-66-161	3772914082	8	4	160.00	55.75	215.75	2.00	9.50	2.00	2.00
S84DC-66-170	3772914083	8	4	170.00	57.25	227.25	2.00	9.50	2.00	2.00
S84DC-66-180	3772914084	8	4	180.00	59.75	239.75	2.00	9.50	2.00	2.00
S84DC-66-188	3772914085	8	4	188.00	61.75	249.75	2.00	9.50	2.00	2.00
S85DC-66-170	3772915164	8	5	170.00	49.88	219.88	2.00	9.50	2.00	2.00
S85DC-66-190	3772915166	8	5	189.00	54.62	243.62	2.00	9.50	2.00	2.00
S85DC-66-197	3772915162	8	5	196.13	55.25	251.38	2.00	9.50	2.00	2.00

2) COMPROBACIÓN DE LA CORONA DE ORIENTACIÓN (DOCUMENTO DE EXCEL)



Planos de la corona.

### 3) COMPROBACIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los 4 rodamientos deben resistir el peso total de las piezas de la plataforma móvil y el cilindro telescópico cuando está lleno, también, el peso de la barra y las escobillas, aproximadamente 6KN.



#### Designaciones

Agujero cilíndrico	2311
Agujero cónico	2311K

#### Dimensiones límite (mm)

d	55
D	120
B	43
r min.	2

#### Capacidades de carga básica (kN)

Cr	75,3
Cor	24

#### Velocidad límite (rpm)

Petróleo	6400
----------	------

#### Dimensiones del hombro (mm)

da min.	64
Da max.	111
ra max.	2

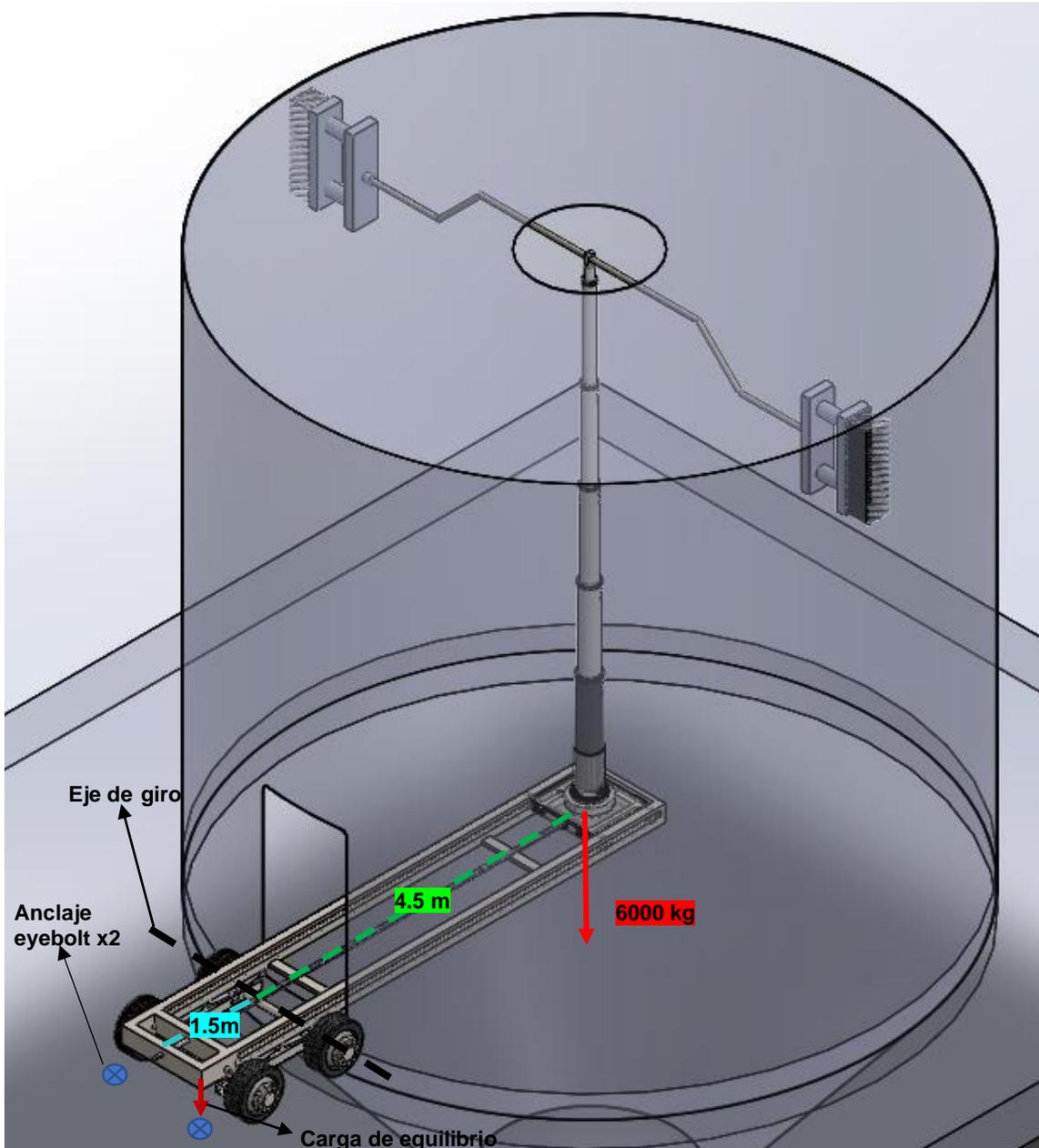
#### Masa (kg) Aprox.

Agujero cilíndrico	2.1
Agujero cónico	2,05

#### 4) CÁLCULO PARA SELECCIÓN DE MOTOR PARA LA CORONA

Ver documento de Excel. [Selección del motor](#)

#### 5) SISTEMA DE ANCLAJE



$$\text{Carga de equilibrio} = 6000\text{kg} \times 4.5\text{m} = 2 \times 1.5\text{m}$$

$$X = \frac{18000}{2} = 9000\text{kg} = 9\text{ton}$$

## PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO

Los elementos que conformen el sistema de anclaje deben soportar una carga de trabajo mayor a 9 toneladas. Se seleccionaron los elementos del sistema de anclaje de las fichas técnicas proporcionadas en <http://www.tecniyale.com/>.

9525.4398 Kg =21000 libras

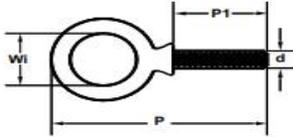
### SHOULDER EYE BOLTS

WORKING LOAD LIMIT: 500 TO 21,000 LBS.



**BENEFITS & FEATURES**

- Forged steel
- Heat treated, quenched and tempered
- Meets IFI standards, ASTM A489, ANSI/ASME, B18.15



Shank Diameter (in.)	Product Code	Working Load Limit (lbs.)	Dimensions (in.)				Weight (lbs.)
			Wi	P1	P	d Thread (UNC-2A)	
1/4	456920	500	0.75	1.00	2.39	1/4 - 20	0.06
5/16	456921	900	0.87	1.12	2.80	5/16 - 18	0.11
3/8	456922	1,300	1.00	1.25	3.22	3/8 - 16	0.18
7/16	496933	1,800	1.09	1.38	3.59	7/16 - 14	0.22
1/2	456923	2,400	1.19	1.50	3.96	1/2 - 13	0.35
5/8	456924	4,000	1.38	1.75	4.69	5/8 - 11	0.70
3/4	456925	5,000	1.50	2.00	5.28	3/4 - 10	1.10
7/8	456926	7,000	1.69	2.50	6.04	7/8 - 9	1.70
1	456927	9,000	1.81	2.50	6.67	1 - 8	2.36
1-1/8	456930	12,000	2.00	2.75	7.44	1-1/8 - 7	3.98
1-1/4	456928	15,000	2.18	3.00	8.12	1-1/4 - 7	4.68
1-1/2	456929	21,000	2.50	3.50	9.49	1-1/2 - 6	7.77



**PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO**

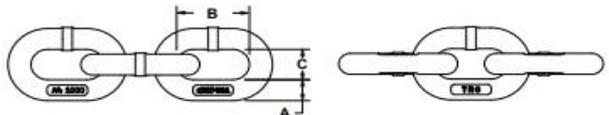
## HERC-ALLOY® 1000 CHAIN

**WORKING LOAD LIMIT: 2,700 TO 35,300 LBS.**



**BENEFITS & FEATURES**

- Meets ASTM A973 & NACM standards
- 25% higher working load limit when compared to Grade 80
- Environmentally friendly black coating for distinct appearance and ease of identification
- Certification included with every drum
- 100% proof tested


Chain Size (in.)	Working Load Limit (lbs.)	Nominal Chain Dimensions (in.)			Per Foot			Per Drum		
		Material Diameter A	Inside Length B	Inside Width C	Product Code	Weight (lbs./ft.)	Approximate Number of Links (per ft.)	Product Code	Length (ft.)	Weight (lbs.)
7/32	2,700	0.22	0.68	0.31	607321	0.44	17.8	677310	800	354
9/32	4,300	0.28	0.88	0.40	607328	0.73	13.6	677311	500	365
3/8	8,800	0.39	1.25	0.57	607339	1.44	9.6	677313	500	720
1/2	15,000	0.51	1.56	0.73	607351	2.46	7.7	677315	300	738
5/8	22,600	0.63	1.92	0.86	607363	3.70	6.3	677316	200	740
3/4	35,300	0.79	2.40	1.07	607378	5.77	5.0	677317	100	577

Se seleccionaron 2 *single leg* cargada verticalmente 90°.

## HERC-ALLOY® 1000 CHAIN SLINGS





**SINGLE LEG  
(VERTICAL)**

**DOUBLE  
(2 LEGS)**

**TRIPLE  
(3 LEGS)**

**QUADRUPLE  
(4 LEGS)**

**SINGLE  
ENDLESS**

**DOUBLE  
ENDLESS**

Chain Size (in.)	Working Load Limits for Sling Types Show Above														
	Single (1 leg)	Single Choker	Double (2 legs)			Triple (3 legs)			Quad (4 legs)			Single Basket	Double Basket	Single Endless	Double Endless
	90° (lbs.)	90° (lbs.)	60° (lbs.)	45° (lbs.)	30° (lbs.)	60° (lbs.)	45° (lbs.)	30° (lbs.)	60° (lbs.)	45° (lbs.)	30° (lbs.)	60° (lbs.)	60° (lbs.)	90° (lbs.)	60° (lbs.)
7/32	2,700	2,100	4,700	3,800	2,700	7,000	5,700	4,000	7,000	5,700	4,000	4,700	7,000	2,700	4,700
9/32	4,300	3,500	7,400	6,100	4,300	11,200	9,100	6,400	11,200	9,100	6,400	7,400	11,200	4,300	7,400
3/8	8,800	7,100	15,200	12,400	8,800	22,900	18,700	13,200	22,900	18,700	13,200	15,200	22,900	8,800	15,200
1/2	15,000	12,000	26,000	21,200	15,000	39,000	31,800	22,500	39,000	31,800	22,500	26,000	39,000	15,000	26,000
5/8	22,600	18,100	39,100	32,000	22,600	58,700	47,900	33,900	58,700	47,900	33,900	39,100	58,700	22,600	39,100
3/4	35,300	28,300	61,100	49,900	35,300	91,700	74,900	53,000	91,700	74,900	53,000	61,100	91,700	35,300	61,100

# PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO

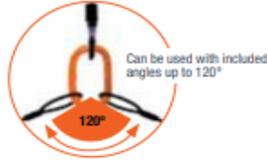
## MASTER LINK DUAL RATED FOR USE WITH HA800 OR HA1000



WORKING LOAD LIMIT: 5,400 TO 105,900 LBS.

### BENEFITS & FEATURES

- Accepts both Herc-Alloy® 1000 & 800 chain and components
- Durable orange powder coated finish
- May be used for mechanical and welded sling assemblies
- 100% proof tested



Trade Size (in.)	Working Load Limit (lbs.)	Catalog Number	Product Code	Nominal Dimensions (in.)			Weight (lbs.)	Type and Size of Chain Sling on Which Used (in.)			
				Material Diameter A	Inside Length B	Inside Width C		Single	Double	Triple	Quad
13/32	5,400	HA40	555231	0.41	3.00	1.50	0.33	7/32	7/32	—	—
1/2	8,600	HA50	555232	0.56	5.00	2.50	1.02	9/32	9/32	7/32	7/32
3/4	17,600	HA75	555235	0.75	5.50	2.75	2.08	3/8	3/8	9/32	9/32
1	30,000	HA100	555238	1.00	7.00	3.50	4.59	1/2 & 5/8	1/2	3/8	3/8
1-1/4	45,200	HA125	555240	1.25	8.75	4.38	9.31	3/4	5/8	1/2	1/2
1-1/2	70,600	HA150	555243	1.50	10.50	5.25	15.60	—	3/4	5/8	5/8
1-3/4	105,900	HA175	555246	1.75	12.00	6.00	24.40	—	—	3/4	3/4

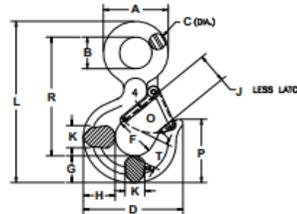
## RIGGING HOOK DUAL RATED FOR USE WITH HA800 OR HA1000



WORKING LOAD LIMIT: 2,700 TO 22,600 LBS.

### BENEFITS & FEATURES

- For use with both Grade 80 & 100 chain
- Large eye to easily accommodate other fittings
- Quench & tempered alloy steel
- Durable orange powder coated finish



Size (in.)	Working Load Limit (lbs.)	Product Code			Standard Package	Dimensions (in.)														Weight (lbs.)
		With Latch	Without Latch	Latch Kit		A	B	C	D	F	G	H	J	K	L	O	P	R	T	
7/32	2,700	M7502A	M7402A	4X1302	10	1.50	0.74	0.38	3.12	1.25	0.87	1.01	0.93	0.63	4.37	0.93	2.13	3.12	0.87	0.66
9/32	4,300	M7503A	M7403A	4X1303	10	1.75	0.86	0.45	3.37	1.38	0.94	1.11	0.97	0.71	5.04	0.97	2.27	3.66	0.97	1.12
5/16	5,700	M7504A	M7404A	4X1304	10	2.13	1.10	0.52	3.79	1.50	1.07	1.23	1.02	0.88	5.65	1.02	2.56	4.08	1.03	1.46
3/8	8,800	M7505A	M7405A	4X1305	10	2.50	1.23	0.64	4.24	1.63	1.26	1.43	1.19	0.94	6.54	1.16	2.85	4.67	1.21	2.42
1/2	15,000	M7507A	M7407A	4X1307	5	3.08	1.55	0.77	5.10	2.00	1.44	1.63	1.50	1.38	7.98	1.41	3.47	5.77	1.47	4.10
5/8	22,600	M7509A	M7409A	4X1309	5	3.88	1.98	0.95	6.24	2.50	1.82	2.01	1.78	1.68	10.07	1.69	4.59	7.31	1.71	8.16

## 6) SELECCIÓN DE MOTOR PARA ACTUADOR LINEAL HUSILLO

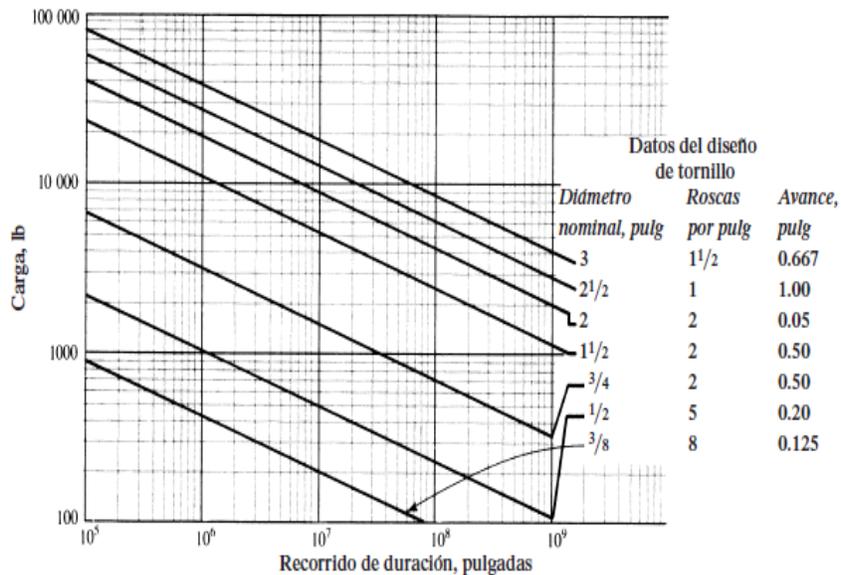
La eficiencia de un husillo de bolas es de 90%, por lo común. Excede por mucho la eficiencia del tornillo de potencia por el contacto de rodadura, que es del orden del 20 al 30%, típicamente. Así, se requiere que una carga ejerza mucho menos par torsional con determinado tamaño de tornillo. La potencia se reduce, en consecuencia. El cálculo del par torsional para efectuar el giro:

$$e = \frac{FL}{2\pi T_u}$$

Entonces, si se tiene;  $e = 0.90$ ,

$$T_u = \frac{FL}{2\pi e} = 0.177FL$$

Los datos necesarios para seleccionar un motor adecuado y cumplir el propósito, son, la carga y el recorrido de la tuerca sobre el tornillo, en la duración esperada. La carga descrita para el actuador es de 12 500 lb.



### Funcionamiento de los tornillos de bolas (husillo)

De acuerdo con la figura, el tornillo de pulgada y media con dos roscas por pulgada tiene un avance de 0.50 pulgadas, algo satisfactorio para nuestro propósito.

$$T_u = 0.177FL = (0.177)(12\ 500)(0.50) = 1106 \text{ lb. pulg}$$

La velocidad de giro requerida es:

$$\eta = \left(\frac{1\text{rev}}{0.50\text{pulg}}\right)\left(\frac{4500\text{mm}}{120\text{seg}}\right)\left(\frac{1\text{pulg}}{25.4\text{mm}}\right)\left(\frac{60\text{seg}}{\text{min}}\right) = 177 \text{ rpm}$$

la potencia requerida para el tornillo seria:

$$P = \frac{T \times \eta}{63000} = \frac{1106 \times 177}{63000} = 3.10 \text{ HP}$$

Se debe tener en cuenta el factor de seguridad, por tal razón se propuso un factor de 1.25 para aumentar dicha potencia a 3.87 HP

### **SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR:**

El fabricante (LENTAX) nos indica un rendimiento del 98,5%, es decir la potencia teórica del cálculo entre el rendimiento.

$$N_e = \frac{N_a}{r} = \frac{98.5\%}{100\%} = 0.985$$
$$N_e = \frac{3.87 \text{ HP}}{0.985} = 3.93 \text{ HP}$$

El cual nos indicaría una potencia de entrada de 4 HP, qué es lo equivalente a 3 KW. Con esta información ingresamos al catálogo para encontrar un motorreductor con estas características.

La velocidad de salida se calculó con anterioridad, el cual nos dio una velocidad de  $\eta = 177 \text{ rpm}$ , en dicho catalogo se encontró, que para motores de 4 HP, se tiene una velocidad de entrada de 1405 rpm

Con la anterior información, se halló la relación de transmisión de la siguiente forma:

$$i = \frac{N_s}{N_e}$$

reemplazando los datos, realizamos el cálculo:

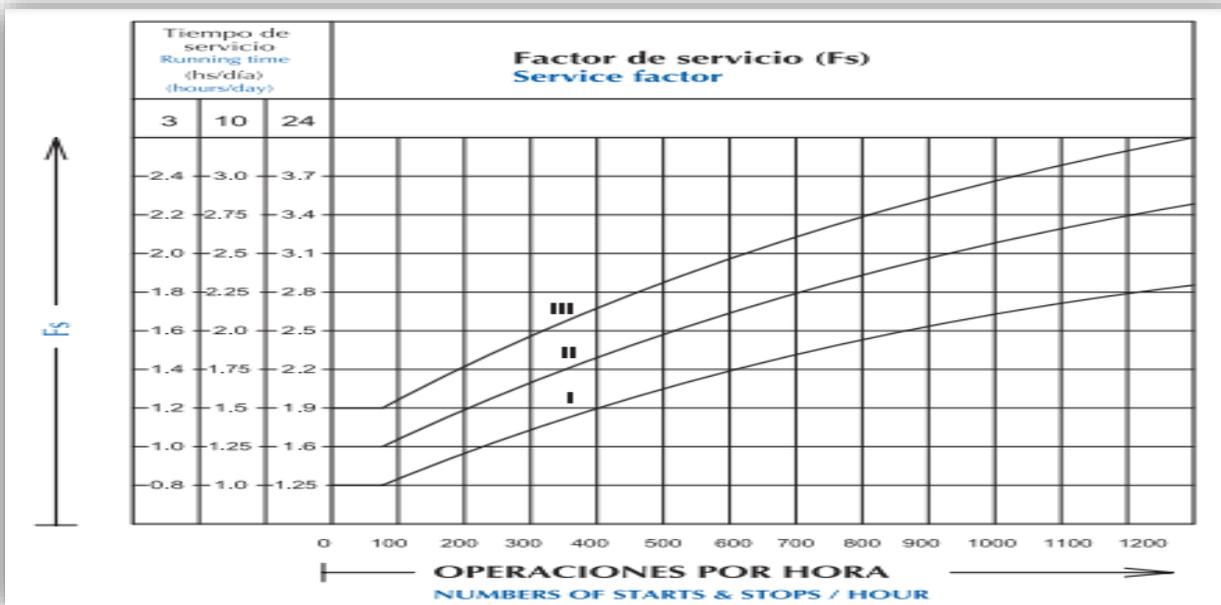
$$i = \frac{1405 \text{ rpm}}{177 \text{ rpm}} = 7.93$$

Lo que quiere decir que tenemos una reducción de  $i = 7.93$  ahora, conocemos el motor, pero no el modelo de la caja reductora, pero con el anterior dato podemos determinar dicho modelo.

# PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO		Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
kW	HP	(RPM)	(i)			(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
3,00 kW	4,00 HP	78,0	17,90	F1T2	4,00	2,35	354	1405	760	380	65	pag 48-49	pag 66
		91,0	15,36	F1T2	4,00	2,75	304	1405	640	320	65	pag 48-49	pag 66
		96,0	14,59	F1T2	4,00	2,90	289	1405	640	320	65	pag 48-49	pag 66
		106,0	13,31	F1T2	4,00	2,95	263	1405	640	320	65	pag 48-49	pag 66
		112,0	12,52	F1T2	4,00	3,30	248	1405	640	320	65	pag 48-49	pag 66
		130,0	10,85	F1T2	4,00	3,65	215	1405	580	290	65	pag 48-49	pag 66
		41,0	34,66	FOT3	4,00	1,00	675	1405	820	410	55	pag 48-49	pag 66
		44,0	31,62	FOT3	4,00	1,05	616	1405	730	365	55	pag 48-49	pag 66
		51,0	27,43	FOT3	4,00	1,10	534	1405	730	365	55	pag 48-49	pag 66
		59,0	23,93	FOT3	4,00	1,25	466	1405	730	365	55	pag 48-49	pag 66
		74,0	18,91	FOT2	4,00	1,10	374	1405	580	290	54	pag 48-49	pag 66
		81,0	17,38	FOT2	4,00	1,20	344	1405	580	290	54	pag 48-49	pag 66
		88,0	16,02	FOT2	4,00	1,25	317	1405	480	240	54	pag 48-49	pag 66
		94,0	14,91	FOT2	4,00	1,35	295	1405	480	240	54	pag 48-49	pag 66
		102,0	13,74	FOT2	4,00	1,40	272	1405	480	240	54	pag 48-49	pag 66
		109,0	12,92	FOT2	4,00	1,45	256	1405	480	240	54	pag 48-49	pag 66
		117,0	12,00	FOT2	4,00	1,50	237	1405	480	240	54	pag 48-49	pag 66
		124,0	11,29	FOT2	4,00	1,60	223	1405	425	213	54	pag 48-49	pag 66
		136,0	10,29	FOT2	4,00	1,65	204	1405	425	213	54	pag 48-49	pag 66
		142,0	9,91	FOT2	4,00	1,70	196	1405	425	213	54	pag 48-49	pag 66
158,0	8,92	FOT2	4,00	1,70	176	1405	370	185	54	pag 48-49	pag 66		
180,0	7,79	FOT2	4,00	1,75	154	1405	370	185	54	pag 48-49	pag 66		
205,0	6,84	FOT2	4,00	1,80	135	1405	370	185	54	pag 48-49	pag 66		
233,0	6,04	FOT2	4,00	1,80	119	1405	370	185	54	pag 48-49	pag 66		

Se halló el factor de servicio necesario mediante la siguiente grafica.



## PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO

Como se quiere generar desplazamiento, mediante una rosca transportadora de un actuador lineal husillo, nuestro factor de servicio más conveniente sería 1.15 con 8 horas de servicio.

Con lo anterior se pudo calcular la potencia de mando necesaria y verificarla. interpretando la potencia de mando, como la potencia de entrada, afectada por el factor de servicio.

$$\begin{aligned}
 N_m &= N_e \times f_s \\
 &= 4 \text{ HP} \times 1.15 \\
 &= 4.6 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Con lo anterior se afectó la potencia necesaria. Ingresando en el catálogo, el siguiente superior es una potencia de 5.5 HP y con la relación de reducción que tenemos volvemos a elegir nuestro motorreductor que más se acomode a nuestras condiciones de operación.

### Factor de servicio(Fs)

De la pagina 11

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
kW	HP	(RPM)	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
		56,0	25,39	F1T2 5,50	1,35	681	1425	910	455	68	pag 48-49	pag 66
		67,0	21,14	F1T2 5,50	1,50	567	1425	760	380	68	pag 48-49	pag 66
		69,0	20,69	F1T2 5,50	1,50	555	1425	760	380	68	pag 48-49	pag 66
		80,0	17,90	F1T2 5,50	1,70	480	1425	760	380	68	pag 48-49	pag 66
		93,0	15,36	F1T2 5,50	2,00	412	1425	640	320	68	pag 48-49	pag 66
		98,0	14,59	F1T2 5,50	2,10	391	1425	640	320	68	pag 48-49	pag 66
		107,0	13,31	F1T2 5,50	2,15	357	1425	640	320	68	pag 48-49	pag 66
		114,0	12,52	F1T2 5,50	2,40	336	1425	640	320	68	pag 48-49	pag 66
		131,0	10,85	F1T2 5,50	2,65	291	1425	580	290	68	pag 48-49	pag 66
		150,0	9,47	F1T2 5,50	2,95	254	1425	580	290	68	pag 48-49	pag 66
		171,0	8,32	F1T2 5,50	3,15	223	1425	520	260	68	pag 48-49	pag 66
		194,0	7,34	F1T2 5,50	3,35	197	1425	520	260	68	pag 48-49	pag 66

kW

4,00

HP

5,50

El modelo del motorreductor es **F1T2 5.50**

**Verificación:**

$$N_m = 5.5 \text{ HP} > N_e = 4 \text{ HP}$$

Lo cual nos indica, que la potencia de mando es mayor que la potencia de entrada, el cual verifica que el modelo seleccionado es el correcto.

**F1T2 - 5.50**

Donde,

F1T2.....Modelo de la caja reductora  
5.50 .....caballos de fuerza (potencia)  
194.....velocidad de salida(rpm).

**7) SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR PARA CORONA DE ORIENTACION**

El fabricante (LENTAX) nos indica un rendimiento del 98,5%, es decir la potencia teórica del cálculo entre el rendimiento.

$$N_e = \frac{N_a}{r} = \frac{98.5\%}{100\%} = 0.985$$

$$N_e = \frac{0.481 \text{ HP}}{0.985} = 0.488 \text{ HP}$$

Anteriormente, se calculó una potencia de entrada de 0.5 HP, que es lo equivalente a 0.37 KW. Con esta información se ingresó al catálogo para encontrar un motorreductor con estas características.

La velocidad de salida se calculó anteriormente, el cual nos dio una velocidad de  $n = 215 \text{ rpm}$ , en dicho catalogo encontramos, que para motores de 0.5 HP, tenemos una velocidad de entrada de 1405 rpm

Con la anterior información, se halló la relación de transmisión de la siguiente forma:

$$i = \frac{N_s}{N_e}$$

Reemplazando los datos, realizamos el cálculo:

## PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO

$$i = \frac{1405 \text{ rpm}}{215 \text{ rpm}} = 6.53$$

Lo que quiere decir que se obtuvo una reducción de  $i = 6.53$  ahora, para el modelo de la caja reductora, se usó el dato anterior y se pudo determinar dicho modelo.

El modelo de la caja reductora seleccionada es

### FOOT2 0.50

Donde,

FOOT2.....Modelo de la caja reductora

0.50 .....caballos de fuerza (potencia)

220.....velocidad de salida(rpm)

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación (i)	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Util (Nm)	Velocidad Entrada aprox. (RPM)	Carga Radial adm. (kg)	Carga Axial adm. (kg)	Peso aprox. (kg)	Medidas Página	Repuestos Página
kW	HP	(RPM)	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
		48,0	29,27	FOOT3 0,50	3,75	71	1405	550	275	24	pag 48-49	pag 66
		52,0	27,26	FOOT3 0,50	4,00	66	1405	550	275	24	pag 48-49	pag 66
		61,0	23,14	FOOT3 0,50	4,75	56	1405	420	210	24	pag 48-49	pag 66
		47,0	29,91	FOOT2 0,50	3,40	74	1405	550	275	24	pag 48-49	pag 66
		58,0	24,16	FOOT2 0,50	4,15	60	1405	420	210	24	pag 48-49	pag 66
		62,0	22,64	FOOT2 0,50	4,85	56	1405	420	210	24	pag 48-49	pag 66
		70,0	19,99	FOOT2 0,50	5,05	49	1405	420	210	24	pag 48-49	pag 66
		77,0	18,29	FOOT2 0,50	5,80	45	1405	420	210	24	pag 48-49	pag 66
		84,0	16,81	FOOT2 0,50	6,00	42	1405	350	175	24	pag 48-49	pag 66
		93,0	15,13	FOOT2 0,50	6,90	37	1405	350	175	24	pag 48-49	pag 66
		97,0	14,46	FOOT2 0,50	7,85	36	1405	350	175	24	pag 48-49	pag 66
		110,0	12,73	FOOT2 0,50	8,20	31	1405	350	175	24	pag 48-49	pag 66
		117,0	11,96	FOOT2 0,50	9,50	30	1405	320	160	24	pag 48-49	pag 66
		130,0	10,84	FOOT2 0,50	9,65	27	1405	320	160	24	pag 48-49	pag 66
		140,0	10,06	FOOT2 0,50	11,05	25	1405	320	160	24	pag 48-49	pag 66
		151,0	9,32	FOOT2 0,50	11,25	23	1405	280	140	24	pag 48-49	pag 66
		164,0	8,57	FOOT2 0,50	12,50	21	1405	280	140	24	pag 48-49	pag 66
		191,0	7,36	FOOT2 0,50	14,10	18	1405	280	140	24	pag 48-49	pag 66
		220,0	6,37	FOOT2 0,50	15,70	16	1405	280	140	24	pag 48-49	pag 66
		253,0	5,54	FOOT2 0,50	17,45	14	1405	280	140	24	pag 48-49	pag 66

KW

HP

0,37

0,50

→

**8) CALCULO DE LA BOMBA HIDRÁULICA**

Se determinó el caudal necesario que debe existir en cada elemento del sistema hidráulico para que funcione correctamente.

Requisitos de la capacidad de la capacidad del cilindro hidráulico

Tenemos un cilindro de 8 pulgadas de diámetro de la etapa de movimiento más grande, con 5 etapas, en la cual tenemos una carrera total de 196.13 pulgadas.

<b>8" / 5 ETAPAS</b>	<b>FACTOR DE LLENADO</b>	<b>FACTOR EXTENSIÓN</b>
196.13	0.033	0.128
	6.472 gal	25.10 gal

$196.13 \times 0.033 = 6.472 \text{ gal}$

$196.13 \times 0.128 = 25.10 \text{ gal}$

<b>REQUISITOS DE CAPACIDAD DEL CILINDRO HIDRÁULICO</b>				
<b>DIÁMETRO DE LA ETAPA DE MOVIMIENTO MÁS GRANDE</b>	<b>CANTIDAD DE ETAPAS</b>	<b>LONGITUD DE CARRERA</b>	<b>GALONES REQUERIDOS PARA LLENARSE (APROX.)</b>	<b>GALONES REQUERIDOS PARA EXTENDERSE (APROX.)</b>
5	3	84	2.1	4.7
6	3	84	3.0	7.3
6	3	108	3.9	9.4
6	3	120	4.3	10.4
7	3	130	6.5	16.3
7	4	135	4.8	14.3
7	4	156	5.5	16.6
8	4	148	6.8	21.8
8	4	170	7.8	25.0
8	5	170	5.6	21.8
8	5	190	6.3	24.3
8	5	220	7.3	28.2
8	5	235	7.8	30.1
8	5	250	8.3	32.0
8	5	265	8.8	33.9
9	5	220	10.1	38.3
9	5	235	10.8	40.9
9	5	250	11.5	43.5
9	5	285	12.8	47.9

*Capacidad de cilindros hidráulicos*

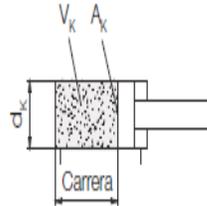
## PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO

De esta manera se validó el volumen obtenido anteriormente. A continuación, los cálculos:

Volumen de cilindro del lado del pistón en cada una de las etapas del cilindro

Volumen del cilindro del lado del pistón  $V_k$ :

$$V_k [\text{cm}^3] = d_k^2 [\text{cm}^2] * \frac{\pi}{4} * \text{Carrera} [\text{cm}]$$



$$V_k (\text{cm}^3) = d_k (\text{cm}^2) \times \frac{\pi}{4} (\text{carrera} (\text{cm}))$$

$$V_1 (\text{cm}^3) = (21.27 \text{cm})^2 \times \frac{\pi}{4} (91.445 \text{cm}) = 32492.62 \text{cm}^3 = 8.58 \text{ gal}$$

$$V_2 (\text{cm}^3) = (18.41 \text{cm})^2 \times \frac{\pi}{4} (96.986 \text{cm}) = 25817.0435 \text{cm}^3 = 6.82 \text{ gal}$$

$$V_3 (\text{cm}^3) = (15.87 \text{cm})^2 \times \frac{\pi}{4} (100.025 \text{cm}) = 19798.209 \text{cm}^3 = 5.230 \text{ gal}$$

$$V_4 (\text{cm}^3) = (13.335 \text{cm})^2 \times \frac{\pi}{4} (103.021 \text{cm}) = 14388.041 \text{cm}^3 = 3.801 \text{ gal}$$

$$V_5 (\text{cm}^3) = (10.795 \text{cm})^2 \times \frac{\pi}{4} (106.68 \text{cm}) = 9763.784 \text{cm}^3 = 2.57 \text{ gal}$$

$$\text{Volumen total} = \sum (8.58 + 6.82 + 5.230 + 3.801 + 2.57) \text{ galones} = 26.8 \text{ gal}$$
$$26.8 \text{ gal} \cong 25.10 \text{ gal}$$

Por condiciones de operación se trabajó con una bomba que aporta un caudal de 10 GPM, a 1800 rpm y con una presión de trabajo de 175 bares.

Cálculo del desplazamiento de la bomba:

$$\text{Desplazamiento. Bomba} = \frac{\text{GPM} \times 231}{\text{RPM}}$$

$$\frac{10 \text{ gal} \times 231}{1800 \text{ rpm}} = 1.28 \text{ pulg}^3/\text{r}$$

**PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO**

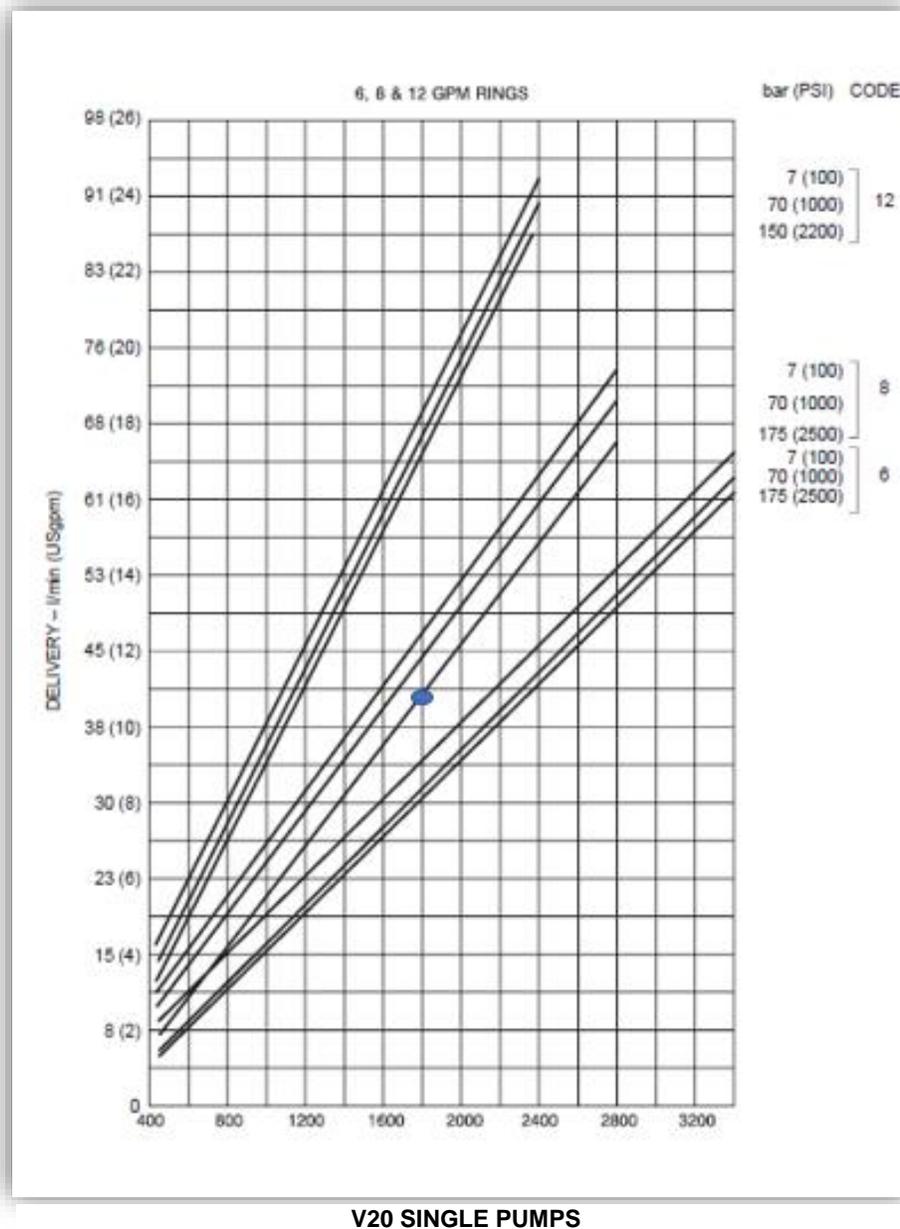
**Single Pump Operating Specifications**

Model Series	Delivery USgpm @ 1200 rpm 7 bar (100 psi)	Displ. cm <sup>3</sup> /r (in <sup>3</sup> /r)	Max. r/min	Max. bar (psi)	Typical del.. L/min (USgpm) @ max. speed & pressure	Typical input kW (hp) @ max. speed & pressure	Wt. kg (lb.)
	1	3,3 (.20)	4800	172 (2500)	13,6 (3.6)	5,2 (7)	
	2	6,6 (.40)	4500	172 (2500)	27,7 (7.3)	10,1 (13.6)	
V10	3	9,8 (.60)	4000	172 (2500)	35,6 (9.4)	13,3 (17.8)	4,5 - 6,8
V10(N)F	4	13,1 (.80)	3400	172 (2500)	41,3 (10.9)	15,2 (20.4)	(10 - 15)
V10P	5	16,4 (1.00)	3200	172 (2500)	48,5 (12.8)	17 (22.8)	
	6	19,5 (1.19)	3000	152 (2200)	55,3 (14.6)	18,3 (24.5)	
	7	22,8 (1.39)	2800	138 (2000)	60,6 (16)	17,9 (24)	
	6	19,5 (1.19)	3400	172 (2500)	61,0 (16.1)	21,6 (29)	
	7	22,8 (1.39)	3000	172 (2500)	63,3 (16.7)	22 (29.5)	
V20	8	26,6 (1.62)	2800	172 (2500)	67,1 (17.7)	24,2 (32.5)	7,3 - 8,2
V20F	9	29,7 (1.81)	2800	172 (2500)	75,0 (19.8)	26,5 (35.5)	(16 - 18)
V20NF	10	31,5 (1.93)	2500	172 (2500)	81,0 (21.4)	27,3 (36.6)	
V20P	11	36,4 (2.22)	2500	172 (2500)	86,8 (22.9)	28 (37.5)	
	12	39,0 (2.38)	2400	152 (2200)	87,2 (23)	26,8 (36)	
	13	42,5 (2.59)	2400	152 (2200)	98,1 (25.9)	29,1 (39)	

Note: Applicable equations and start-up procedures at end of document.

En la siguiente gráfica se observa que la bomba de caudal fijo seleccionada brinda un poco más de los 10 galones por minuto, con una presión de trabajo de 175 bares

y un desplazamiento de 26.6 cm<sup>3</sup>/r. La selección de esa bomba hidráulica de caudal fijo, es capaz de cumplir con nuestras condiciones de trabajo.

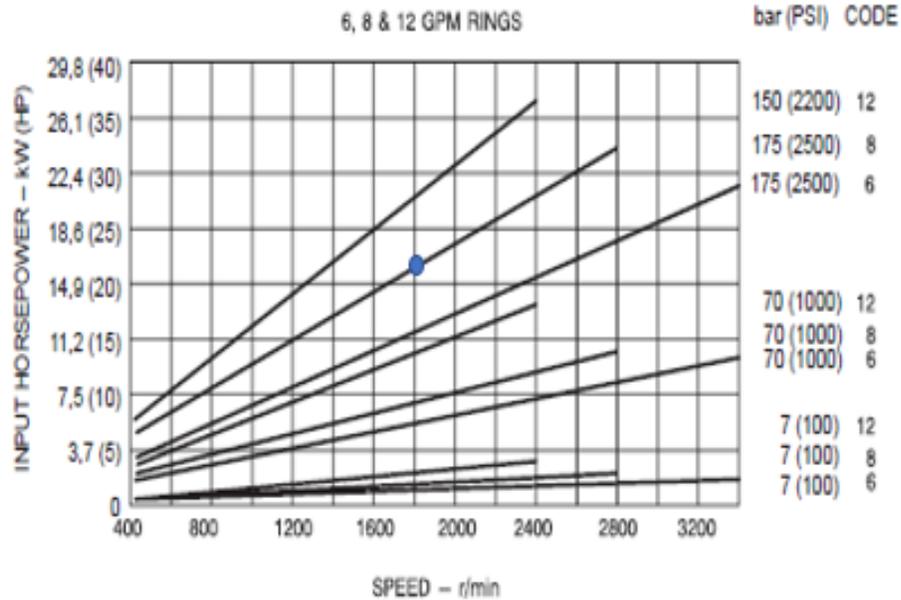


**POTENCIA HIDRÁULICA NECESARIA PARA EL MOTOR ELÉCTRICO QUE ACCIONARA LA BOMBA:**

$$P_H = \frac{10 \text{ GPM} \times 2500 \text{ psi}}{1714} = 14.50 \text{ HP}$$

## PRESENTACIÓN DE INFORME FINAL TRABAJOS DE GRADO

En el catálogo de donde se seleccionó la bomba nos proporciona una gráfica que mostró la potencia necesaria para accionar la bomba, el cual confirma el cálculo realizado anteriormente.



**Potencia (HP) para bomba seleccionada**

## SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

No. de Depósito	Descripción							
<b>NEMA Premium</b>	Referencia	Nivel de eficiencia	Tamaño Constructivo	Potencia		Eficiencia $\eta$ %	FS	
				HP	KW			
VELOCIDAD 1.200 RPM (6 polos)								
100213279	1LE2321-1AC31-4AA3-Z B09+D05	IE3	145T	1,0	0,75	82,5	1.15	
100325125	1LE2321-1CC11-4AA3-Z B09+D05	IE3	182T	1,5	1,12	87,5	1.15	
100325126	1LE2321-1CC31-4AA3-Z B09+D05	IE3	184T	2,0	1,50	88,5	1.15	
100325127	1LE2321-2AC11-4AA3-Z B09+D05	IE3	213T	3,0	2,2	89,5	1.15	
100170519	1LE2321-2AC21-4AA3-Z B09+D05	IE3	215T	5,0	3,7	89,5	1.15	
100163466	1LE2321-2BC11-4AA3-Z B09+D05	IE3	254T	7,5	5,6	91	1.15	
100163465	1LE2321-2BC21-4AA3-Z B09+D05	IE3	256T	10,0	7,5	91	1.15	
100163467	1LE2321-2CC11-6AA3-Z B09+D05	IE3	284T	15,0	11,2	91,7	1.15	
100163468	1LE2321-2CC21-6AA3-Z B09+D05	IE3	286T	20,0	14,9	91,7	1.15	

**Referencia motor comercial siemens, (2017)**

Se seleccionó una bomba que nos aporta un caudal de trabajo de un poco más de 10 galones por minutos, esto, brindó la información suficiente para obtener un tiempo de trabajo, el cual nos ayudó a responder lo siguiente.

### ¿QUÉ TAN RÁPIDO SE EXTIENDE EL CILINDRO?

Del área del cilindro más grande de nuestra columna telescópica y cuyo diámetro es de 8 pulgadas es de 50.27pulg<sup>2</sup>.

Así,

$$\frac{\text{GPM} \times 231}{\text{Area}_M} = \text{velocidad de extension del cilindro}$$

$$\frac{10\text{GPM} \times 231}{50.27\text{pulg}^2} = 45.95\text{pulg}/\text{min}$$

Lo anterior brindó información necesaria para obtener el tiempo que tardaría el cilindro en extenderse totalmente.

La carrera del cilindro es de 193.13pulg. De lo anterior.

### TIEMPO DE EXTENSION DEL CILINDRO:

$$v = \frac{\text{Carrera}}{t}$$

$$t = \frac{196.13 \text{ pulg}}{45.95 \text{ pulg/min}}$$
$$t = 4.268 \text{ min}$$

## **9) SELECCIÓN DEL DEPÓSITO HIDRÁULICO**

El volumen total del circuito hidráulico había sido calculado con anterioridad, el cual nos dio un volumen total de 26.8 galones.

Ya que el cálculo es aproximado, se aplicó un coeficiente de seguridad de 1.3, por lo que el nuevo volumen dio 34.84 galones.

El depósito se dimensionó de tal manera que permita al fluido permanecer al interior de este para experimentar los tratamientos que llegue a necesitar. Tales duraciones dependen de las condiciones de trabajo u operación particulares del mismo, debiendo considerar las variaciones del volumen, que se presenten por los diferentes consumos, durante los ciclos de trabajo y además reponer fugas, que se presenten al exterior.

En aplicaciones normales, el depósito hidráulico debe alojar al menos un 25 % más de los que cabe en el circuito hidráulico.

De lo anterior, el nuevo depósito es de 43.55 galones, además, es posible que existan componentes como agua, gases y dilatación del fluido debido a cambios térmicos.

Sumando los anteriores componentes el depósito hidráulico seleccionado debe tener una capacidad de 50 galones de almacenamiento, pues, así cumple a la perfección con las condiciones de trabajo.

**Depósitos de Aceite Oil Tank**

**90AS\_\_M**

depos. tank

**Lateral Side - 120 / 140 / 160 / 200 L**



**Descripción Description**

Depósito de montaje lateral, con brida para filtro, indicador de nivel y escuadras de sujeción. Acabado en aluminio.

Oil Tank for side mounting with filter flange, level indicator and anchorage supports. Finished in aluminium.

**Datos Principales Main Data**

<b>Capacidad Capacity (L)</b>		<b>120</b>	<b>140</b>	<b>160</b>	<b>200</b>
<b>A (mm)</b>		<b>350</b>	<b>400</b>	<b>450</b>	<b>500</b>
<b>Capacidad hasta nivel Capacity until level indicator</b>		<b>127</b>	<b>138</b>	<b>162</b>	<b>196</b>
<b>Codigo Part Number</b>	<b>Aluminio Aluminium</b>	<b>90AS12M</b>	<b>90AS14M</b>	<b>90AS16M</b>	<b>90AS20M</b>
	<b>Inox Stainless Steel</b>	<b>90IS12M</b>	<b>90IS14M</b>	<b>90IS16M</b>	<b>90IS20M</b>
	<b>Chapa Steel</b>	<b>90SS12M</b>	<b>90SS14M</b>	<b>90SS16M</b>	<b>90SS20M</b>
<b>Peso aproximado Approximate weight (Kg)</b>		<b>11</b>	<b>12,3</b>	<b>13,4</b>	<b>14,7</b>

