

**DISEÑO Y CALCULO DE UN ROBOT HIDRAULICO PARA EL MONTAJE Y
DESMONTAJE DE CAJAS POMINI EN EL TREN DE LAMINACIÓN 3 DE
GERDAU DIACO PLANTA TUTA**

FREDY HERNANDO ABRIL DURAN
Cód: 200810170



**UNIVERSIDAD PEDAGÓGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA
FACULTAD SECCIONAL DUITAMA
BOYACA
2017**

**DISEÑO Y CALCULO DE UN ROBOT HIDRAULICO PARA EL MONTAJE Y
DESMONTAJE DE CAJAS POMINI EN EL TREN DE LAMINACIÓN 3 DE
GERDAU DIACO PLANTA TUTA**

FREDY HERNANDO ABRIL DURAN
Cód: 200810170

**Proyecto en la Modalidad de Monografía Presentado para Optar al Título De
Ingeniero Electromecánico**

DIRECTOR:
ING. ORLANDO DIAZ PARRA
Ingeniero mecanico
Docente U.P.T.C

Coordinador Gerdau Diaco Planta Tuta
ING. WILLIAM BECERRA
Ingeniero de Mejora Tren de Laminación 3

UNIVERSIDAD PEDAGOGICA Y TECNOLÓGICA DE COLOMBIA
FACULTAD SECCIONAL DUITAMA
BOYACA
2017

Nota de Aceptacion:

Firma Director

Firma Jurado

Firma Jurado

Duitama, 30 de Octubre de 2017

DEDICATORIA

A Elvira duran, Ángel, Nelson y Laura castillo
Edwin zarabanda
Familia y amigo que hicieron esto posible

AGRADECIMIENTOS

Agradecer a todos aquellos que siempre confiaron y me apoyaron incondicionalmente para lograr este proyecto. Primero a mi familia, base fundamental contra cualquier problema. A la Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia y a sus docentes de ingeniería Electromecánica, porque gracias a ellos tengo el valor de seguir con más fuerza y conocimiento para tratar cualquier eventualidad, en especial al Ing. Orlando Diaz Parra, el director y orientador, que me demuestra que con paciencia y dedicación las cosas se realizan.

También la mejor gratitud a la empresa Gerdau Diaco Tuta por dejarme compartir experiencias y avanzar en todos los conocimientos adquiridos en la Universidad, especialmente al Ing. Benito y a todos los ingenieros de laminación que me enseñaron como formarme como un profesional eficaz y con la virtud de la excelencia con sencillez.

Contenido

CAPITULO UNO	10
RESUMEN	1
ABSTRACT	2
INTRODUCCION	3
1. OBJETIVO GENERAL	6
OBJETIVOS ESPECIFICOS	6
2. HISTORIA DEL ACERO EN COLOMBIA	7
2.1. EL ACERO EN COLOMBIA:	7
2.2. GERDAU:	8
2.3. GENERALIDADES GERDAU DIACO PLANTA TUTA	8
2.4. PROCESO DE LAMINACIÓN	10
2.5. PROCESO DE LAMINACIÓN EN CALIENTE	10
2.6. CAJAS DE LAMINACIÓN	11
2.6.1. Descripción del núcleo de la caja:	13
2.6.2. Descripción de la platea:	14
2.6.3. Descripción de la base de la caja:	14
2.6.4. Descripción de las espaldas:	15
2.6.5. Descripción de la estructura giratoria:	15
2.6.6. Descripción del contenedor del núcleo de la caja:	16
2.6.7. Descripción del sistema de bloqueo:	16
2.6.8. Descripción de las alargaderas:	17
2.6.9. Soporte de las alargaderas:	18
2.6.10. Extracción de la caja vertical:	18
4. DESCRIPCIÓN DE LA RUTINA EN EL MONTAJE Y DESMONTAJE DE CAJAS POMINI	19
5. ESTANDAR PARA EL DEBIDO MONTAJE Y DESMONTAJE DE LAS CAJAS POMINI EN EL ROBOT HIDRAULICO	24
CAPITULO DOS	28
1. Teoría general de análisis en el diseño de elementos de maquinas	29
2. CALCULO DE EJES	30
2.1. EJE EXCENTRICO	30

i.	Análisis con el Programa Inventor	35
2.2.	Eje fijo inferior	40
2.2.1.	Análisis por el Programa Inventor.....	43
2.3.	EJE FIJO SUPERIOR.....	47
2.3.1.	Análisis con el Programa Inventor.	50
2.4.	EJE RUEDAS	54
2.4.1.	Análisis por el programa Inventor.	57
3.	Calculo de Rodamientos.....	61
3.1.	Rodamiento Eje Excéntrico.....	61
3.2.	Rodamiento Eje Ruedas.....	62
CAPITULO TRES		64
3.3.	Funcionamiento hidráulico.....	65
	Calculo hidráulico para el cilindro con la mayor carrera.....	65
	Calculo para el cilindro hidráulico con menor carrera	67
Conclusiones		76
Recomendaciones		77
Bibliografía.....		78

LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Caja de laminación marca Pomini	3
Ilustración 2. bastidor de montaje cajas Pomini.....	3
<i>Ilustración 3. Localizacion Gerdau Diaco Planta Tuta.....</i>	<i>9</i>
Ilustración 4. Gerdau Diaco Planta Tuta.	9
Ilustración 5. Recristalización durante el laminado.	10
Ilustración 6. Caja de Laminación.....	11
Ilustración 7. Cilindros de Laminación.	12
Ilustración 8. Caja Pomini.	12
Ilustración 9. 3D del Emsamble General Cajas Pomini.....	13
Ilustración 10. Dibujo Nucleo de la Caja.	13
Ilustración 11. 3D del Ensamble Nucleo.	14
Ilustración 12. Dibujo Platea.	14
Ilustración 13. Ensamble Base de la Caja.	15
Ilustración 14. Espaldas.....	15
Ilustración 15. Estructura Giratoria.....	16
Ilustración 16. Contenedor de Nucleo de la Caja.....	16
Ilustración 17. Sistema de Bloqueo.....	17
Ilustración 18. Dibujo del Alargaderas.	17
Ilustración 19. Dibujo Soporte de las Alargaderas.	18
Ilustración 20. Dibujo Extracción de la Caja Vertical.....	18
Ilustración 21. caja laminadora Pomini.	19
Ilustración 22. Partes principales caja laminadora Pomini (a) base, (b) Soporte, (c) bastidor.	20
Ilustración 23. soporte para cambio de cilindros.....	20
Ilustración 24. columnas y cilindros de la caja laminadora.	20
Ilustración 25. Caja Pomini en mantenimiento	21
Ilustración 26. Cambio de Columnas.	22
Ilustración 27. Graduación de distancia entre centros de camisas	22
Ilustración 28. Ensamble manual de columnas.....	23
Ilustración 29. Partes Principales robot pomini	24
Ilustración 30. Movimientos de los carros laterales.....	25
Ilustración 31. Movimiento carro central.	25
Ilustración 32. Apoyos de amarre columnas caja Pomini.....	26
Ilustración 33. Cavidad para cilindros laminadores.....	26
Ilustración 34. Fragmento plano Despiece Carro central	30
Ilustración 35. Eje Excéntrico.....	30
Ilustración 36. Diagrama de Fuerzas planos X-Y.....	37
Ilustración 37. Diagrama de Fuerzas plano Y-Z.....	37
Ilustración 38. Diagrama de Momento.	37

Ilustración 39. Diagrama de Esfuerzo de Flexión.....	38
Ilustración 40. Diagrama de Esfuerzo cortante.	38
Ilustración 41. Diagrama esfuerzo Torsional.....	38
Ilustración 42. Diagrama del diametro Ideal.....	39
Ilustración 43. Fragmento superior despiece carro central	40
Ilustración 44. Eje Fijo Inferior.....	40
Ilustración 45. Diagramas de fuerzas en el plano X-Y.	45
Ilustración 46. Diagrama de fuerzas en el plano Y-Z.	45
Ilustración 47. Diagrama de Momento.	45
Ilustración 48. Diagrama de Esfuerzo de Flexion.....	46
Ilustración 49. Diagrama de Esfuerzo de corte.	46
Ilustración 50. Eje Fijo Superior.	47
Ilustración 51. Diagrama de Fuerzas en el Plano X-Y.	51
Ilustración 52. Diagrama de Fuerzas en el Plano Y-Z.....	51
Ilustración 53. Diagrama de Momento.	52
Ilustración 54. Diagrama de Esfuerzos de Flexion.....	52
Ilustración 55. Diagrama de Esfuerzos de Corte.....	52
Ilustración 56. Diametro Ideal.	53
Ilustración 57. Eje Ruedas	54
Ilustración 58. Diagrama de fuerzas en el plano X-Y.	58
Ilustración 59. Diagrama de Fuerzas en el plano Y-Z.	59
Ilustración 60. Diagrama de Momento.	59
Ilustración 61. Diagrama de Esfuerzos de Flexion.....	59
Ilustración 62. Diagrama de Esfuerzos de corte.	60
Ilustración 63. Diametro Ideal	60
Ilustración 64. Alojamiento de Eje Excentrico	62
Ilustración 65. Alojamiento de Eje de la Rueda.....	63
Ilustración 66. Recorrido de cilindro hidráulico	66
Ilustración 67. Recorrido de cilindro hidráulico	68
Ilustración 68. Circuito Hidráulico robot.	71
Ilustración 69. Circuito Control Robot.	73

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Datos General de la empresa DIACO	8
Tabla 2. Condiciones iniciales	31
Tabla 3. Propiedades del Material.	35
Tabla 4. Calculo de propiedades	35
Tabla 5. Cargas Aplicadas en el Eje	36
Tabla 6. Soportes.....	36
Tabla 7. Resultados	36
Tabla 8. Condiciones iniciales	41
Tabla 9. Material Eje	43
Tabla 10. Propiedades del Material.	44
Tabla 11. Cargas aplicadas en el Eje	44
Tabla 12. Soportes en el Eje.....	44
Tabla 13. Resultados	44
Tabla 14. Condiciones iniciales.....	47
Tabla 15. Material de Eje	50
Tabla 16. Propiedades de Eje.....	50
Tabla 17. Cargas aplicadas en el Eje.	50
Tabla 18. Soportes en el Eje.....	50
Tabla 19. Resultados.	51
Tabla 20. Condiciones iniciales.....	54
Tabla 21. Materiales del Eje.....	57
Tabla 22. Propiedades del eje.	57
Tabla 23. Cargas aplicadas en el Eje.	57
Tabla 24. Soportes en el Eje.....	58
Tabla 25. Resultados.	58

CAPITULO UNO

***“LOS OBTACULOS SON ESAS COSAS ESPANTOSAS QUE VEZ CUANDO
APARTAS LOS OJOS DE LA META”***

HENRY FORD.

En este primer capitulo se presentan los objetivos y los fundamentos teóricos del acero como su proceso e historia de la empresa Gerdau Diaco Tuta.

RESUMEN

El presente proyecto diseña y calcula un robot hidraulico para el montaje y desmontaje de cajas pomini en el tren de laminación 3 de gerdau diaco planta tuta, el cual optimiza las practicas realizadas. Con el diseño de este dispositivo se genera un sistema operacional, funcional y seguro el cual permite un montaje eficiente de las cajas Pomini.

El proyecto contempla el diseño de un sistema para el manejo del ajuste en las cajas de laminación con respecto a sus partes más importantes como castillos, rodamientos axiales y cilindros de laminación. El cuidado de estas piezas prolonga la vida útil de las mismas ya que en la actualidad se evidencia que en el montaje en un bastidor se alteran sus propiedades y se ven afectadas por mal encajes entre ellas.

La información obtenida de las plantas hermanas ayudo de forma incipiente en la realización de este proyecto ya que las practicas realizadas en estas, proporcionó una visión más clara sobre la forma de emprender el problema y llegar a una solución.

Este trabajo desarrollo las tareas de diseño de mecanismos para ajuste y alineación de las cajas de laminación, también se creó un estándar operacional sobre el manejo adecuado del dispositivo de montaje y desmontaje de cajas Pomini que le dan la forma y ajustes al producto deseado según la campaña requerida.

El libro está compuesto de tres capítulos en los cuales se intervienen los aspectos generales, el desarrollo estructural teórico del proyecto, el diseño metodológico de la investigación, análisis de los resultados obtenidos así como la validación de la investigación y se culminara con conclusiones y recomendaciones.

Palabras clave: Sistema Hidraulico. Laminación. Tren continuo. Cajas Pomini. Montaje. desmontaje

ABSTRACT

This Project is made to design and calculate a hydraulic robot for mount and dismount the Pomini Rolling mills in the lamination train 3 of Gerdau Diaco, plant Tuta. Wich optimize the practice made at present. With the design of this device I pretend generate an operational, functional and safety system, wich allow a efficient mounting for Pomini Rolling mills.

This project contemplate the design of an adjustment management system in the rolling mills with regard to its most important parts such as mill housing, axial bearing and laminating rolls. The care of those pieces prolongs the useful life of the same being that at present it shows that in the mounting of the bedplates, it upset its properties and they are affected by bat fits between them.

The information obtain from sister plant helped incipiently in the develop of this project being that the practices made in that provided an clearliest vision about the way to cover the problem and obtain the solution.

This work develop the mechanism design tasks for adjustment and alignment of the rolling mills, I created a standard operational system about the proper handling of the mounting and dismounting device of the Pomini rolling mills being that the are wichs shape and adjustment to desired product according the required campaign.

The book is conformed for three chapters in which intervene the general aspects, the theoretical structural develop of the project, methodological design of the investigation, analysis of the obtain Resultados as well as validation of research and I culminate with conclusion and recommendations.

Key words: *Hydraulic system. Rolling. Continuous train. Pomini rollings mills. Mounting. Dismounting.*

INTRODUCCION

El proceso sobre el cual se orientó este proyecto fue el diseño y cálculo de un robot hidráulico para el mantenimiento de las cajas Pomini (Ilustración 1) de la Planta Gerdau Diaco Tuta, diseñando un equipo para la reparación y ajuste, el cual permite que los procedimientos efectuados para la realización de esta actividad puedan mejorarse, evitando daños en equipos y riesgos para la integridad de los trabajadores.

Ilustración 1. Caja de laminación marca Pomini



Fuente: Autor del proyecto

En la actualidad el procedimiento de cambio de cajas Pomini es realizado manualmente por un operario, que con la ayuda de un bastidor (hecho artesanalmente), ubica las cajas de tal forma que empalmen las guías de la caja con la del bastidor antes mencionado (Ilustración 2). Los trabajadores demoran un promedio de doscientos cuarenta minutos para culminar esta operación y así dejar listo para operar en el Tren de Laminación, con la futura implementación del diseño se pretende disminuir este tiempo haciéndolo más adecuado y eficiente.

Ilustración 2. bastidor de montaje cajas Pomini.



Fuente: Autor del proyecto

En esta actividad, las ampuestas son extraídas una a la vez por medio herramientas no adecuadas para este fin, (barras, puente grúa, extractor de fabricación local). Estas son ensambladas en otro bastidor para reemplazar los repuestos y también cilindros. Además de generar problemas en los tiempos de producción, afectan de manera directa piezas más importantes (rodamientos, puente grúa con izajes inclinados), lo cual conlleva aumentos en el indicador de costos por mantenimiento. Por otra parte se afecta el producto ya que un mal montaje o uno apresurado genera efectos innecesarios en la producción, llegando a ocasionar que las barras laminadas no presenten las características físicas adecuadas llegando a la pérdida de barras a largo plazo tomando otro indicador medible por la empresa que se llama Producto No Conforme.

Respecto a la disposición del guiado no se tiene una rutina de trabajo estándar en el que se pueda controlar las variables presentes en el procedimiento de ajuste como son: desplazamiento horizontal o vertical, nivel, distancia máxima o mínima al cilindro de laminación, entre otros factores. La correcta calibración dependerá de la experiencia con la que cuenta el trabajador y su habilidad para realizar el trabajo.

Estimando que el costo de las paradas por mantenimiento son elevados y esto repercute en todo el proceso, desde la producción de palanquilla y el recalentamiento de la misma, es recomendable superar los tiempos establecidos para dichas tareas, ya que el gasto de recursos hídricos, eléctricos, combustibles y otras materias primas es bastante elevado.

Con el aumento de la seguridad, producción y calidad se puede lograr un aumento en los beneficios tanto para la comunidad como para los colaboradores ya que si la empresa genera ganancias estas se ven reflejadas en el bienestar de la sociedad y de sus trabajadores.

Como ya se indicó, la labor de mantenimiento o cambio de cajas Pomini tiene una duración aproximada de doscientos cuarenta minutos, incluyendo el desarmado de las cajas, el cambio de cilindros, la verificación de la alineación, el engrase de cilindros, el re armado de la caja, el anclaje de las mismas y la re ubicación. Todo esto le cuesta a la empresa cerca de COP\$15'600.000

Valorando que el tren tiene una producción de trece toneladas por hora y las ganancias que genera una tonelada son de COP\$520.000, las cajas Pomini se cambian catorce veces en el mes, se están usando 56 horas de parada mensuales, lo que representa un valor de COP\$378'560.000

Unos de los propósitos es lograr que con el diseño se obtenga un montaje y desmontaje de una caja Pomini en un tiempo aproximado de entre 20 a 30 minutos, que tendrían un costo aproximado por parada de COP\$1'885.000, lo que a la larga representaría mínimo un 12,1% de ahorro mensual.

Adicional a todo lo anterior mencionado, esta práctica permitió que el Ingeniero en formación se enfrentara directamente a los problemas en una planta de producción de materias primas desarrollando destrezas y habilidades para solucionar estos inconvenientes, ofreciendo sus conocimientos adquiridos, proyectando la destreza mediante el desarrollo e integración de sistemas mecánicos.

Además, prácticas como esta permiten que tanto GERDAU DIACO PLANTA TUTA como la U.P.T.C y el ingeniero en formación se beneficien mutuamente de manera satisfactoria y se logre el fortalecimiento de los vínculos para futuros proyectos.

Del mismo modo, se busca que el sector privado conozca el trabajo de los Ingenieros Electromecánicos y que la profesión se destaque por su compromiso en el desarrollo, responsabilidad y cumplimiento de su labor, dejando así el nombre de la U.P.T.C y su facultad en alto.

1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y calcular un robot hidráulico para el montaje y desmontaje de cajas pomini con el fin de proyectar la disminución de los riesgos de la accidentalidad y los tiempos de ejecución de esta actividad en el tren de laminación 3 de Gerdau Diaco planta Tuta

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- 1.1. Conocer la rutina del montaje y desmontaje de las cajas Pomini, reunir la documentación e información sobre las condiciones actuales de la misma y plantear alternativas de solución para instaurar un dispositivo mecánico que pueda proyectar una mejora en las condiciones actuales de este mantenimiento.
- 1.2. Crear un estándar para el debido montaje de las cajas, así como optimizar los tiempos en este proceso y minimizar los costos en este.
- 1.3. Esquematizar bocetos del dispositivo mecánico, control operativo e hidráulico.
- 1.4. Utilizar recursos informáticos que ayuden a la realización del diseño en mención.

2. HISTORIA DEL ACERO EN COLOMBIA

2.1. EL ACERO EN COLOMBIA:

En Colombia la industria siderúrgica apareció con el descubrimiento de los primeros yacimientos de mineral de hierro en 1923 en la región de Pacho, Cundinamarca. Posteriormente fueron naciendo ferrerías en Antioquia y Boyacá, que no tuvieron el mismo éxito y suspendieron su producción. En 1938 se construye la Empresa Siderúrgica S.A., conocida más adelante como Siderúrgica de Medellín S.A.

En 1942, los geólogos Benjamín Alvarado y Vicente Suárez Hoyos presentaron el primer informe documentado sobre los yacimientos de Paz del Río en Boyacá, confirmando la existencia del mineral de hierro en la región.

En 1947 se funda Siderúrgica del Muña S.A. ubicada en Bogotá. Desde 1986 hace parte de Diaco S.A.

En 1954 se inaugura Acerías Paz de Río entre los Municipios de Sogamoso y Paz de Río en el departamento de Boyacá. Esta Siderúrgica Integrada produce acero a partir del mineral de hierro (hematita) dado que la zona es rica en este mineral así como en hulla y caliza. A comienzos de 2007 el Grupo Votorantin de Brasil, adquirió el 52% de las acciones de esta siderúrgica.

Metalúrgica de Boyacá se funda en 1961. En 1968 se funda Armaduras Heliacero. En el año 1972 se crea la compañía *Distribuidora de Aceros Colombianos DIACO LTDA*. Su objetivo fue operar como mayorista no solamente de aceros sino de todos los materiales para la construcción. En 1981 se crea Siderúrgica del Caribe, ubicada en la zona industrial de Mamonal en Cartagena.

En 1997 las empresas Siderúrgica del Muña, Armaduras Heliacero, Siderúrgica del Caribe, Siderúrgica de Boyacá y Distribuidora de Aceros Colombianos se fusionaron en una sola. Se decidió conservar el nombre DIACO como marca. En el año 2001 Siderúrgica de Boyacá compró a Simesa y se cambió su razón social por “Grupo Siderúrgico Diaco S.A.”. A partir del primero de marzo de 2004 esta siderúrgica se conoce como “Diaco S.A.” Desde comienzos de 2005, Diaco y Sidelpa hacen parte del Grupo Gerdau, el mayor productor de aceros largos de América.

Estos son algunos ejemplos del progreso que ha tenido el sector siderúrgico a lo largo de la historia, creando empresa, generando empleo para los colombianos, haciendo un importante aporte al Gobierno en materia de impuestos y contribuyendo al desarrollo del país al impulsar otras actividades de la economía como lo es el transporte y otras industrias y servicios.¹

¹<http://www.fedestructurasvalle.com.co/eventos/eac/presentacion/historia-del-acero/48-historiadelaceroencolombia>

2.2. GERDAU:

Diaco S.A. es producto de la integración de varias empresas del sector Siderúrgico las cuales se fusionaron con Siderúrgica de Boyacá S.A., fundada en 1961 en Tuta Boyacá. Los accionistas del Ingenio Azucarero Mayagüez ubicado en el Valle del Cauca, con un gran sentido visionario, incursionaron en el sector Siderúrgico logrando una participación mayoritaria hacia la década de los 80 no solamente en Siderúrgica de Boyacá, sino en Siderúrgica del Muña y Armaduras Heliacero.

En el año 2001 la organización enfrenta el gran reto de la consolidación en el mercado a raíz de la adquisición de Simesa, fundada en el año de 1938. Realizada la fusión con Siderúrgica de Boyacá, en 2001 se da a luz al Grupo Siderúrgico Diaco, gracias al fuerte posicionamiento de la marca en la mente de los consumidores, comercializadores y competidores en general.

Para el año 2002 el grupo siderúrgico Diaco, con el objetivo de crecer y posicionarse más fuertemente en el mercado del acero, hace adquisiciones de equipos por un valor de US\$133.000, de otro lado el ICONTEC otorga los certificados de Aseguramiento de la Calidad en la fabricación de alambres galvanizados y de púas. En 2003 la compañía traslada el tren de laminación ubicado en la planta de Medellín para la ciudad de Cali, para lo cual se desarrollaron los trabajos de adecuación y obras civiles con el fin de empezar su producción a comienzos del siguiente año. Debido a la gran acogida de sus productos la compañía decide en 2004 cambiar y consolidar el nombre de su razón social, convirtiéndose en DIACO S.A.

A finales de 2005 el grupo Gerdau de Brasil adquirió un porcentaje accionario de Diaco S.A. convirtiéndose así en un socio estratégico de gran importancia para la compañía

2.3. GENERALIDADES GERDAU DIACO PLANTA TUTA

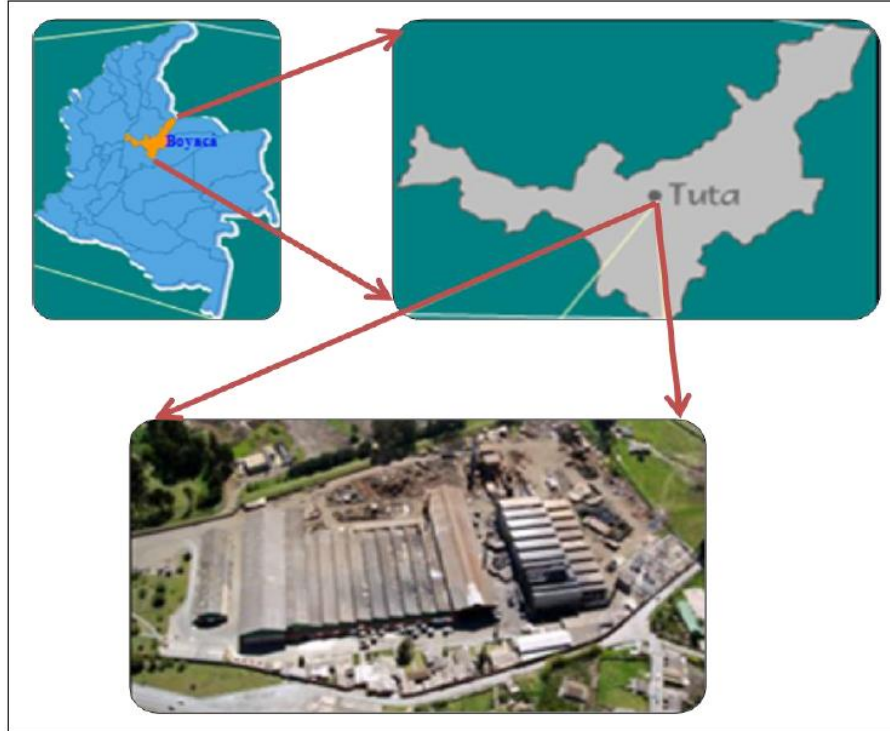
Tabla 1. Datos General de la empresa DIACO

DATOS GENERALES					
Nombre de la empresa:	DIACO S.A.				
NIT:	891800111-5				
Representante legal:	Cesar Augusto Vallejo Silva	C.C.	6.770.234 de Tunja		
Dirección	Km 27 vía Tunja – Paipa				
Teléfono:	7426350	Fax:	7425362		
Página web:	www.diaco.com				
Actividad Industrial:	Fabricación de productos de acero				
Código CIU:	D271000				
Área del predio:	29Ha				
Número de Turnos:	3				
Primer turno	7am-3pm	Segundo turno	3-11pm	Tercer turno	11pm-7am

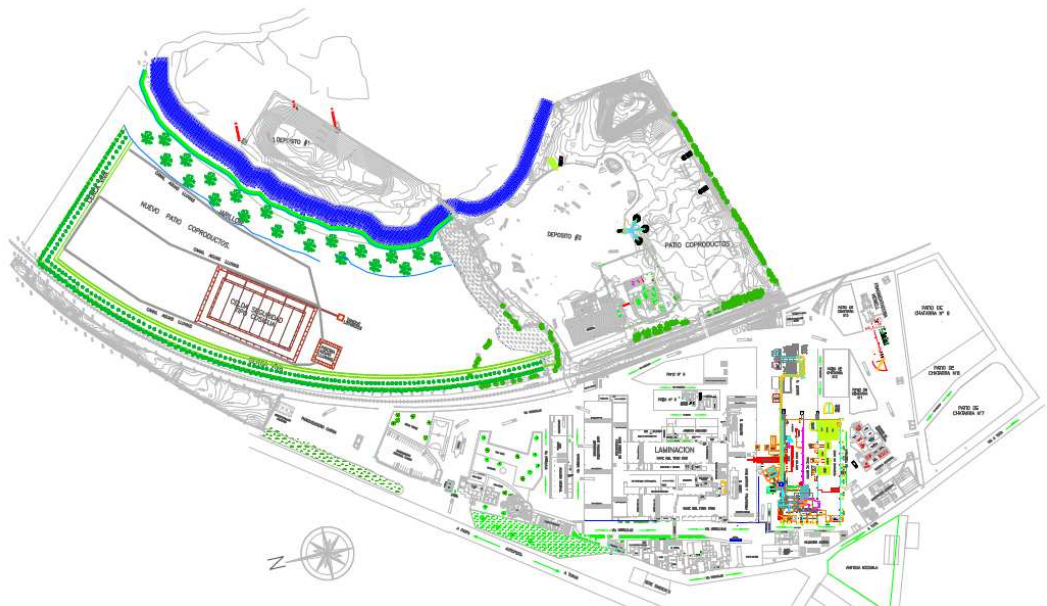
Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

Localización. La planta de Diaco-Tuta se encuentra localizada en el departamento de Boyacá en el km 27 vía Tunja-Paipa.

Ilustración 3. Localización Gerdau Diaco Planta Tuta



*Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta
Ilustración 4. Gerdau Diaco Planta Tuta.*



Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

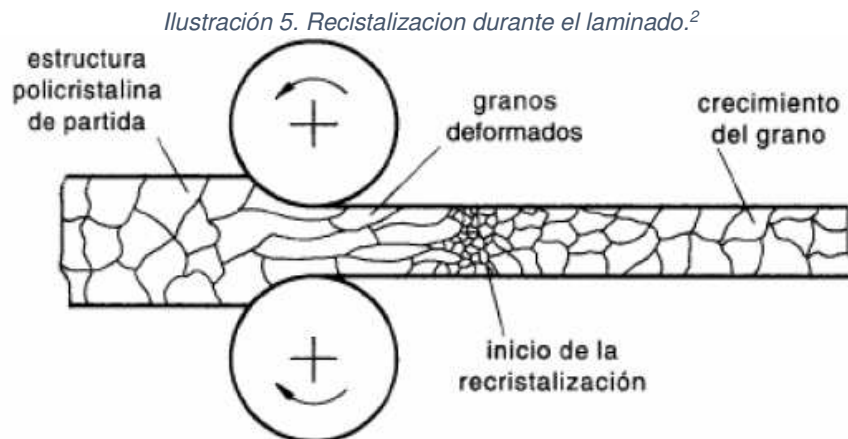
2.4. PROCESO DE LAMINACIÓN

Según lo observado durante la practica en la planta Gerdau Diaco Tuta y para dar cumplimiento al objetivo (1.1), La laminación es un proceso de deformación plástica que se efectúa por la fuerza de compresión de 2 rodillos laminadores que giran en sentido contrario, la laminación le da a una barra una forma y tamaño determinado, según el perfil maquinado en los rodillos.

Normalmente la única fuerza o esfuerzo aplicado es la presión radial de los rodillos laminadores. Esto deforma el metal y lo hala a través de la holgura de los rodillos. El proceso puede ser comparable a la compresión en el forjado pero difiere en dos aspectos: la compresión se efectúa entre un par de platinas con diferentes inclinaciones entre una y otra y el proceso es continuo.

2.5. PROCESO DE LAMINACIÓN EN CALIENTE

En el proceso el acero se somete a temperaturas promedio de 1160°C en un horno galopante, durante aproximadamente dos horas. Esto genera una capa superficial denominada “cascarilla” la cual es necesario retirar con agua a alta presión e iniciar el proceso de laminación en el desbaste. La palanquilla pasa luego a un tren de laminación continuo, donde se forman los productos requeridos, de acuerdo a un diseño específico de las guías (moldes).



Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

Ventajas del proceso de laminación en caliente

- Permite grandes reducciones de área
- Permite modificar o refinar las estructuras de colada (lingotes a secciones pequeñas)

² Fuente: HOFF, Hubert. Laminación. p. 57

- Se puede llevar a cabo a gran velocidad y poca potencia de trabajo.

Desventajas del proceso de laminación en caliente

- Poca superficie de acabado por la generación de cascarilla a temperaturas de laminado en contacto directo con el aire.
- Pobre tolerancia de laminación.
- Si no se lamina a una temperatura adecuada, las propiedades mecánicas del producto pueden quedar fuera de control.

2.6. CAJAS DE LAMINACIÓN

Ilustración 6. Caja de Laminación.



Fuente: Autor del Proyecto

Está compuesto básicamente de cilindros montados sobre rodamientos, los cuales descansan en las ampuestas, que son solidarias a la estructura soporte llamada castillo. Se denomina tren de laminación a la caja o conjunto de cajas junto con sus elementos auxiliares. Cuanto menor es la sección del producto de acero que se desea obtener, mayor es el número de los cilindros que componen los trenes de laminación (trenes continuos o semi-contínuos).

Los cilindros se fabrican en fundiciones especiales, mediante moldeado. Sus características de aleación son muy variables, y habitualmente pertenecen al secreto de patente de cada fabricante. Suelen ser de tres tipos básicos:

- Bajo aleado al Cr-Mo.

- Medio aleado al Cr-Ni-Mo. (Cromo, Níquel, Molibdeno)
- Alto aleado al Cr-Ni-Mo.

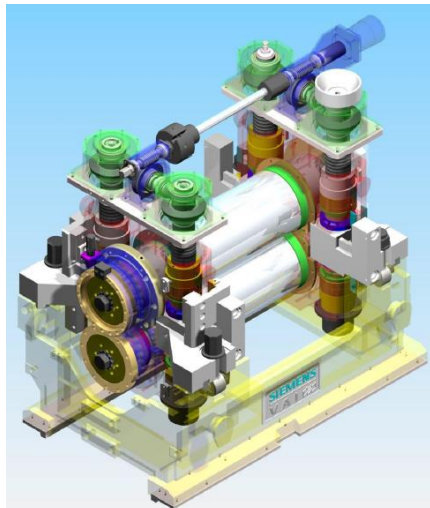
Ilustración 7. Cilindros de Laminacion.



Los tipos de cajas que se utilizan en el tren de laminación tres de Gerdau Diaco planta Tuta son cajas Pomini, Danielli y Fervi.

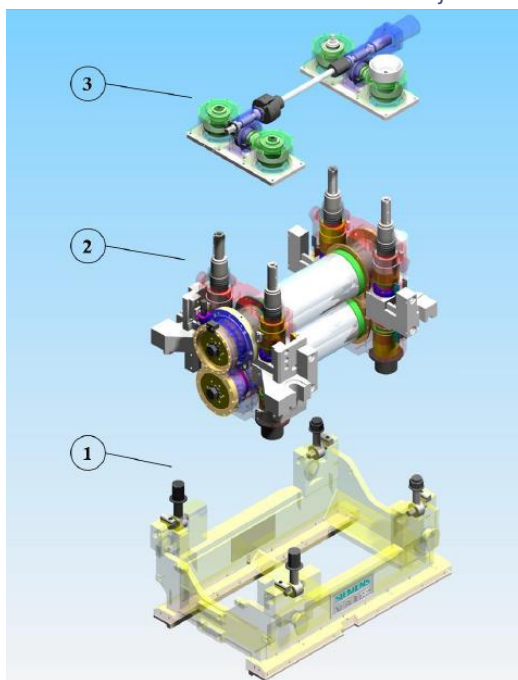
La ilustración 8 muestra una Caja Pomini, la cual actualmente se encuentra utilizándose en el tren tres.

Ilustración 8. Caja Pomini.



Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

Ilustración 9. 3D del Emsamble General Cajas Pomini.



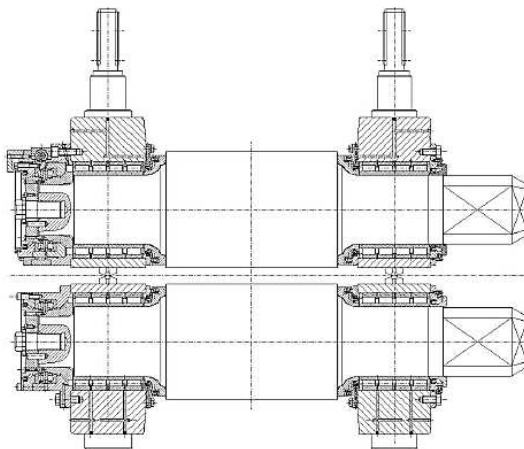
Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

- 1 - ensamble del fijador de posición
- 2 - ensamble del núcleo de posición
- 3 - ensamble de la plataforma

2.6.1. Descripción del núcleo de la caja:

El núcleo de la caja está compuesto principalmente por cuatro tirantes que controlan la apertura de las guarniciones que contienen a los cilindros de laminación. La apertura se obtiene a través del comando de la platea.

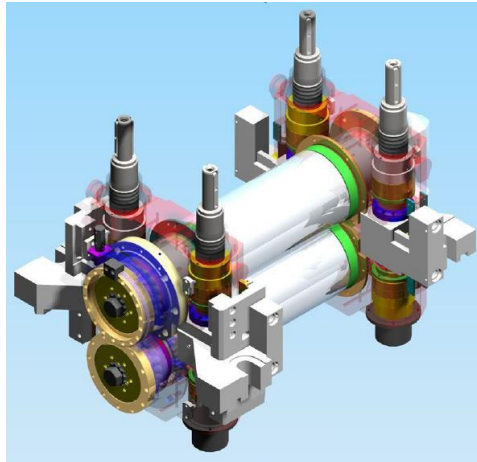
Ilustración 10. Dibujo Nucleo de la Caja.



Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

La luz entre los cilindros se realiza simétrica y simultáneamente respecto del eje de laminación. Los cilindros giran sobre cojinetes radiales a cuatro filas de rodillos cilíndricos y los empujes axiales se encuentran soportados por cojinetes axiales a los rodillos cónicos de doble efecto.

Ilustración 11. 3D del Ensamble Nucleo.

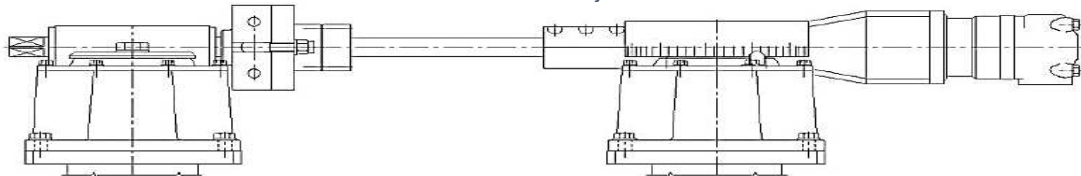


Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

2.6.2. Descripción de la platea:

Comanda la apertura o el cierre de las cajas y es del tipo compacto y extraíble. La transmisión del movimiento es sincronizado por una par de tornillos sinfín y cuatro nervios ortogonales (ilustración 12). A través del acople de inserción central se puede alinear, o corregir el alineamiento de los cilindros de laminación. Estas operaciones pueden ser realizadas manualmente utilizando una llave reguladora especial o a través de un motor hidráulico operado a través de un púlpito de control, que es alimentado de la central hidráulica de las cajas. La platea es lubricada con aceite por sacudido y utiliza aceite del tipo F-4EPT

Ilustración 12. Dibujo Platea.



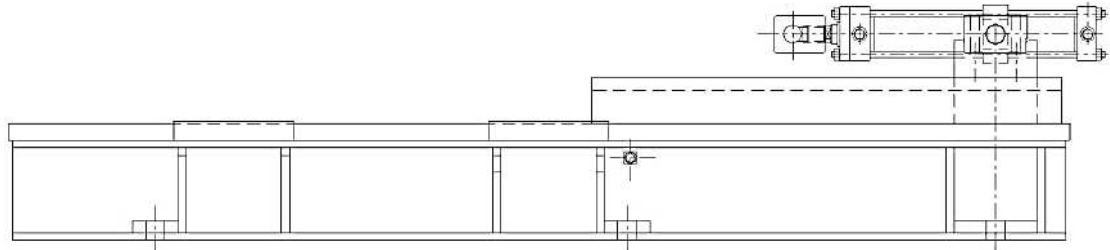
Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

3.6.3. Descripción de la base de la caja:

Construida con una robusta estructura metálica de acero soldado con las dimensiones adecuadas para asegurar la estabilidad de la máquina (ilustración 13). La base es fijada a las fundiciones a través de pernos de anclaje. Las superficies están trabajadas para el soporte, guía y desplazamiento de la caja y del soporte de

las alargaderas. En la parte posterior de la caja hay un bloque de unión para fijar el cilindro de traslación.

Ilustración 13. Ensamble Base de la Caja.

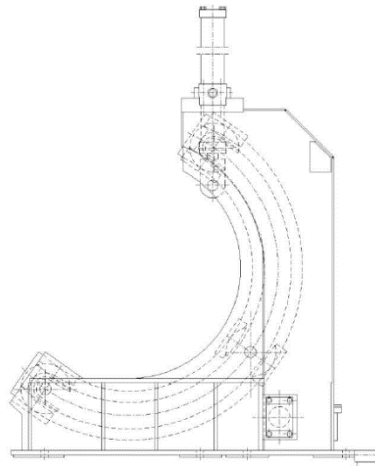


Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

3.6.4. Descripción de las espaldas:

Construido en acero con dimensiones adecuadas para garantizar la estabilidad de la máquina (ilustración 14). Se fijan a las cimentaciones a través de pernos de anclaje. Tienen superficies adecuadamente trabajadas y acabadas para el soporte, guía y traslación de la estructura giratoria. En la parte opuesta de la caja se encuentra un par de cilindros hidráulicos que permiten la rotación de la misma.

Ilustración 14. Espaldas.

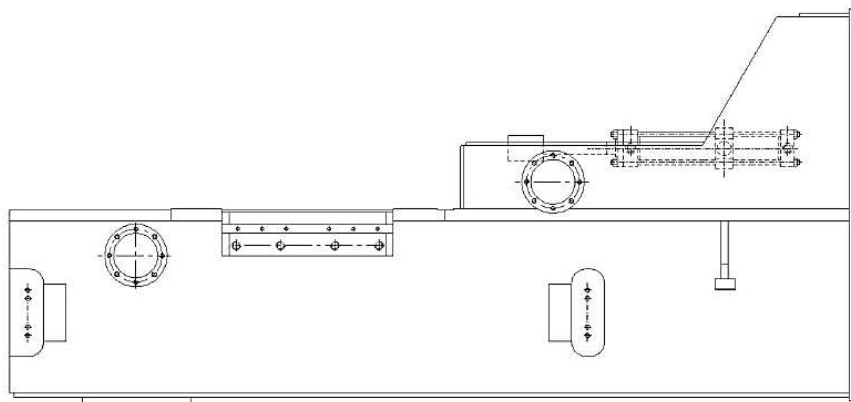


Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

3.6.5 Descripción de la estructura giratoria:

Construida con una estructura metálica de dimensiones adecuadas para garantizar la estabilidad de la máquina. La estructura giratoria se encuentra entre las dos espaldas y la rotación se realiza a través del cilindro hidráulico (ilustración 15). Tiene superficies adecuadamente trabajadas y acabadas para el soporte, guía y traslación de la estructura giratoria. En la parte opuesta de la caja se encuentra un par de cilindros hidráulicos que permiten la rotación de las cajas.

Ilustración 15. Estructura Giratoria.

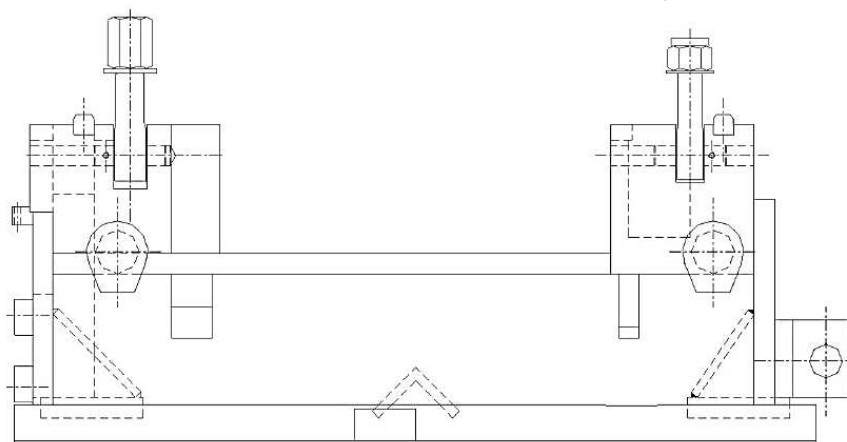


Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

3.6.6. Descripción del contenedor del núcleo de la caja:

El contenedor de la caja es construido de una robusta estructura metálica para mantenerla firme aun en las más exigentes condiciones de trabajo (ilustración 16). La caja se fija al contenedor a través de tornillos de argolla. El apoyo de la base se produce a través de longuerones de guía que permiten efectuar la traslación de la caja; además tiene un plano inclinado para facilitar el depósito primero y el centrado sucesivamente del contenedor. Una placa se encuentra aplicada al contenedor para la conexión automática de los tubos principales.

Ilustración 16. Contenedor de Nucleo de la Caja.



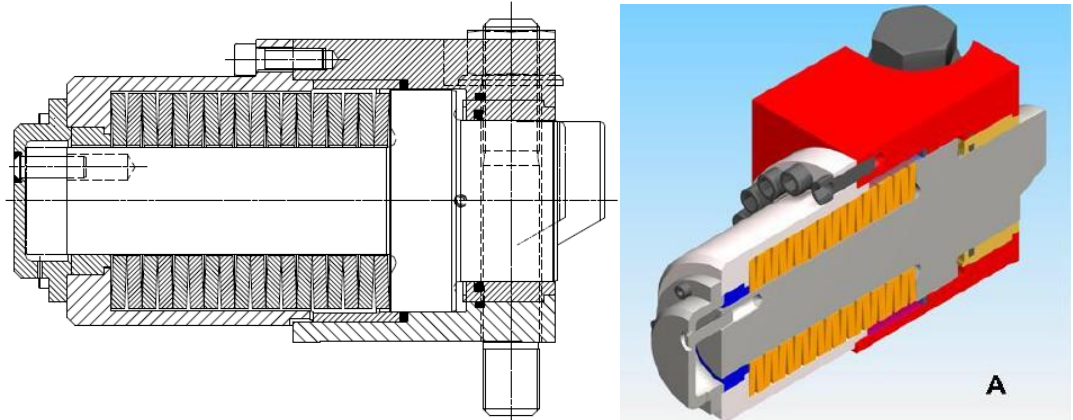
Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

3.6.7. Descripción del sistema de bloqueo:

El contenedor de la caja viene fijado a la base a través de cuatro dispositivos de bloqueo hidráulico (ilustración 17). La acción del bloqueo se obtiene a través de resortes unidos a ballestas activados hidráulicamente, cuya presión es erogada a través de la unidad hidráulica de la caja.

La mayor eficiencia de bloqueo se asegura a través de planos inclinados que garantizan el efecto cuña. Cada dispositivo de bloqueo se fija rápidamente a la base a través de dos tornillos y pueden ser sustituidos fácilmente en caso de cualquier irregularidad o anomalía.

Ilustración 17. Sistema de Bloqueo.



Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

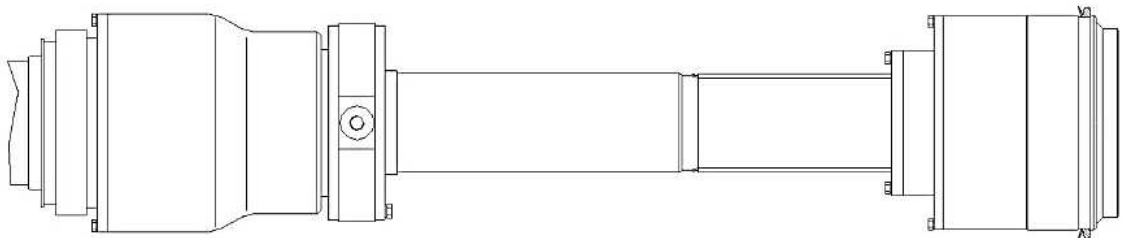
3.6.8. Descripción de las alargaderas:

Las alargaderas son del tipo dentado y el manguito macho tiene un perfil convexo envolvente, que permite la transmisión de los esfuerzos de la laminación aun cuando el ángulo de trabajo es extremo (ilustración 18). Son de tipo telescópico para permitir los desplazamientos necesarios de la caja.

El acoplamiento al reductor se realiza a través del injerto dentado al cilindro de laminación a través de una espátula. El emboque de las alargaderas con los cilindros de laminación se realiza automáticamente a través de los chanfles.

Su posicionamiento se garantiza a través del soporte de las alargaderas provistas de cojinetes. El material de los manguitos y de las alargaderas es de acero aleado; a los manguitos dentados articulados se les hace un tratamiento de nitruración para aumentar su duración. La lubricación se produce por medio del engrasado manual.

Ilustración 18. Dibujo del Alargaderas.



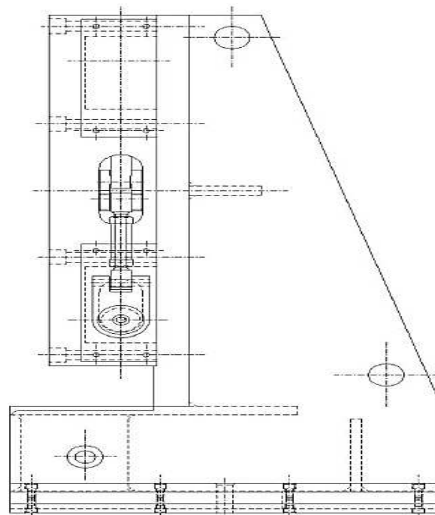
Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

3.6.9. Soporte de las alargaderas:

El soporte de las alargaderas es del tipo trasladable y asegura la correcta posición a través de soportes articulados (ilustración 19). Se encuentra soportado por la base y mantenido en posición por loguerones. En las cajas horizontales se monta para sostenerlas un balancín que facilita la inserción de los cilindros de laminación. Sobre el soporte de alargadera se encuentra la otra parte de la caja de conexión automática de las tubaciones principales.

El enganche del soporte de alargaderas al contenedor se realiza a través de un cilindro hidráulico, que recibe la presión de la central hidráulica desde las cajas.

Ilustración 19. Dibujo Soporte de las Alargaderas.

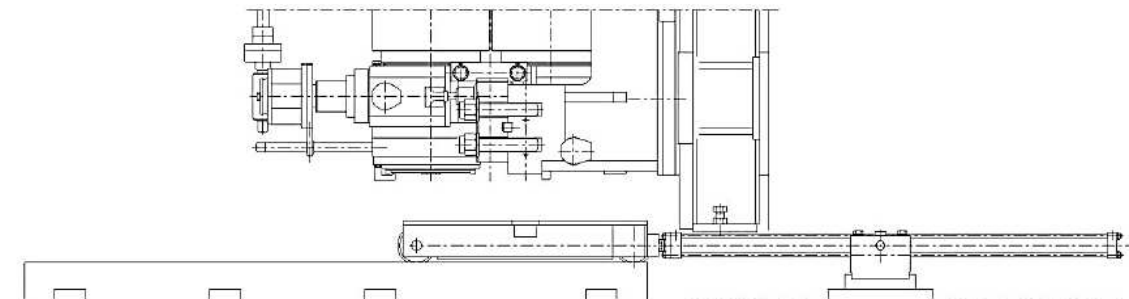


Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

3.6.10. Extracción de la caja vertical:

La caja vertical se extrae a través de un carro empujado por un cilindro hidráulico (ilustración 20). El cilindro es alimentado por el circuito hidráulico dedicado a las cajas. El acople articulado de extracción se fija a las cimentaciones.

Ilustración 20. Dibujo Extracción de la Caja Vertical.



Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

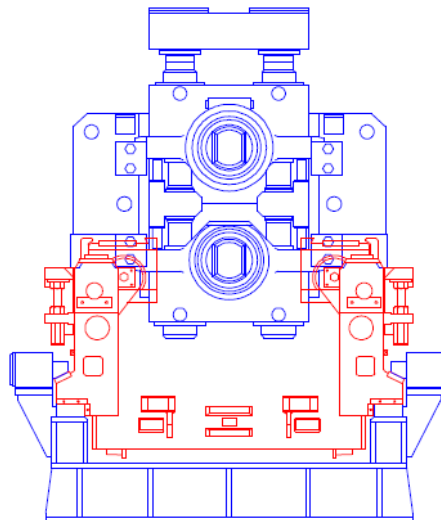
4. DESCRIPCIÓN DE LA RUTINA EN EL MONTAJE Y DESMONTAJE DE CAJAS POMINI.

Actualmente la planta Diaco-Tuta cuenta con un equipo de personal dedicado al mantenimiento del tren de laminación, del cual una parte está presente en las cajas de laminación, donde su punto mas crítico es el cambio de los cilindros durante la línea de producción del tren tres.

Dicho tren de laminación cuenta con 3 cajas Pomini y 5 cajas Danielli, las cuales representan la capacidad máxima en servicio que el tren puede ofrecer, sin embargo el tren no necesita trabajar con todas las cajas según campaña; esto habilita la disponibilidad de cajas restante para ser usada como cajas de repuesto, o generalmente como un intercambio más rápido en los cambios de línea de producción, a pesar de esto en el punto más crítico se tiene para un mismo proceso 8 máquinas en cola, que determinan la nueva puesta en marcha del tren.

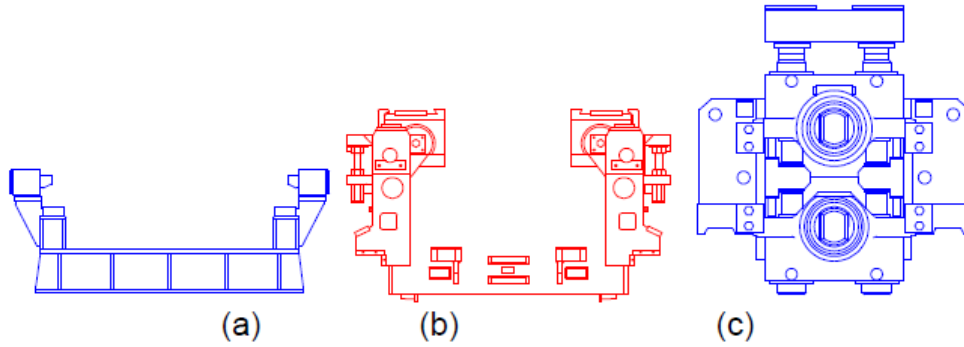
La operación de mantenimiento consiste en el cambio de los cilindros de laminación, a fin de adecuar el tren con los calibres correspondientes en cada caja (ver ilustración 21), para el cambio de la línea de producción, dicha operación consiste en retirar el bastidor de la caja laminadora (ver ilustración 22 (c)), y ubicarlo en el área de mantenimiento a través de una grúa, sobre un soporte improvisado (ver ilustración 23, que facilita el desarme y arme de las columnas que sostienen los cilindros de laminación (ver ilustración 24.).

Ilustración 21. caja laminadora Pomini.



Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

Ilustración 22. Partes principales caja laminadora Pomini (a) base, (b) Soporte, (c) bastidor.



Fuente: Archivos Gerdau Diaco Tuta

Ilustración 23. soporte para cambio de cilindros.



Fuente: Autor del proyecto.

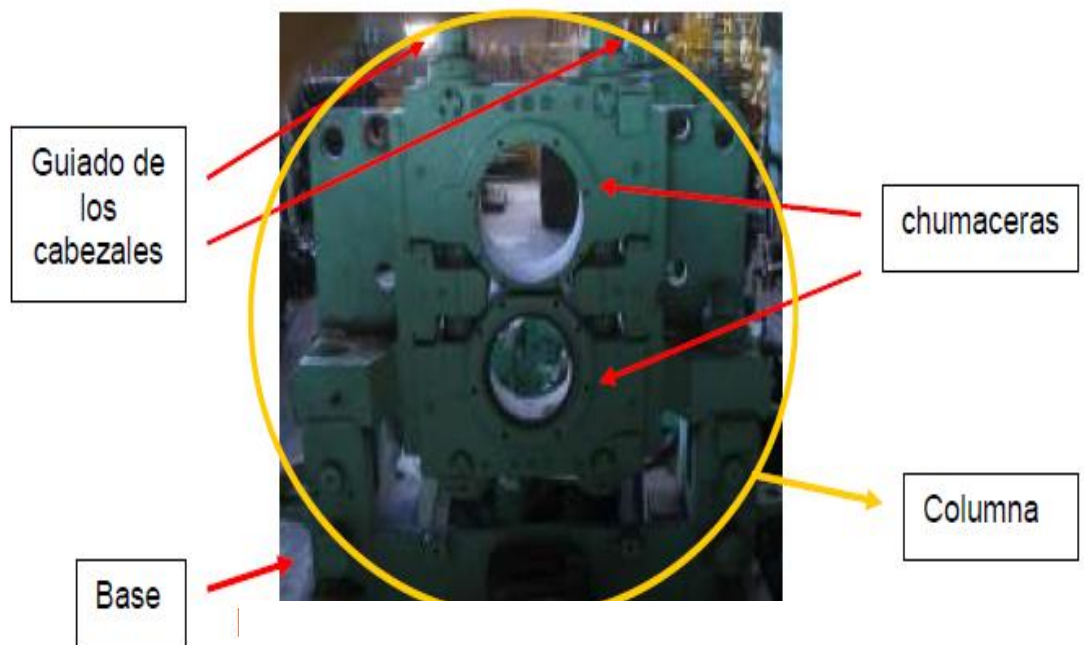
Ilustración 24. columnas y cilindros de la caja laminadora.



Fuente: Autor del proyecto.

Al colocar el bastidor sobre el soporte, el operario cierra la apertura entre los cilindros laminadores, y por ende la apertura entre las chumaceras de las columnas, por ejemplo: si los cilindros laminadores tienen un diámetro de 330 mm pero están separados entre sí 20 mm, finalmente se cerrará dicho juego anulándose, quedando una distancia entre centros de 330mm entre chumaceras. Luego se procede al desacople de las 2 columnas que conforman el bastidor, las cuales contienen las chumaceras que soportan los cilindros de laminación (ver ilustración 25).

Ilustración 25. Caja Pomini en mantenimiento



Fuente: Autor del proyecto.

Posteriormente se lleva a cabo una de las operaciones más complicadas, a causa de la ausencia de un mecanismo adecuado que brinde los movimientos y fuerza necesaria para retirar de manera precisa cada columna, teniendo presente la difícil manipulación manual de estas, las cuales son bloques de acero o fundición de 1 x 1 x 0.4 m aprox.(ver.

Ilustración 26. Cambio de Columnas.



Fuente: Autor del proyecto.

En esta operación se retiran las columnas dejando los cilindros laminadores sobre el soporte de desensamble, luego cambiándolos por los nuevos cilindros, los cuales no tienen las mismas dimensiones de los anteriores, esto implica una necesaria variación de la distancia entre centros de las chumaceras en las columnas. Dicha modificación debe hacerse con ayuda de un motor hidráulico, neumático o con manivela, de forma que la distancia entre centros de los nuevos cilindros sea igual a la distancia entre centros de chumaceras. Ver ilustración 27.

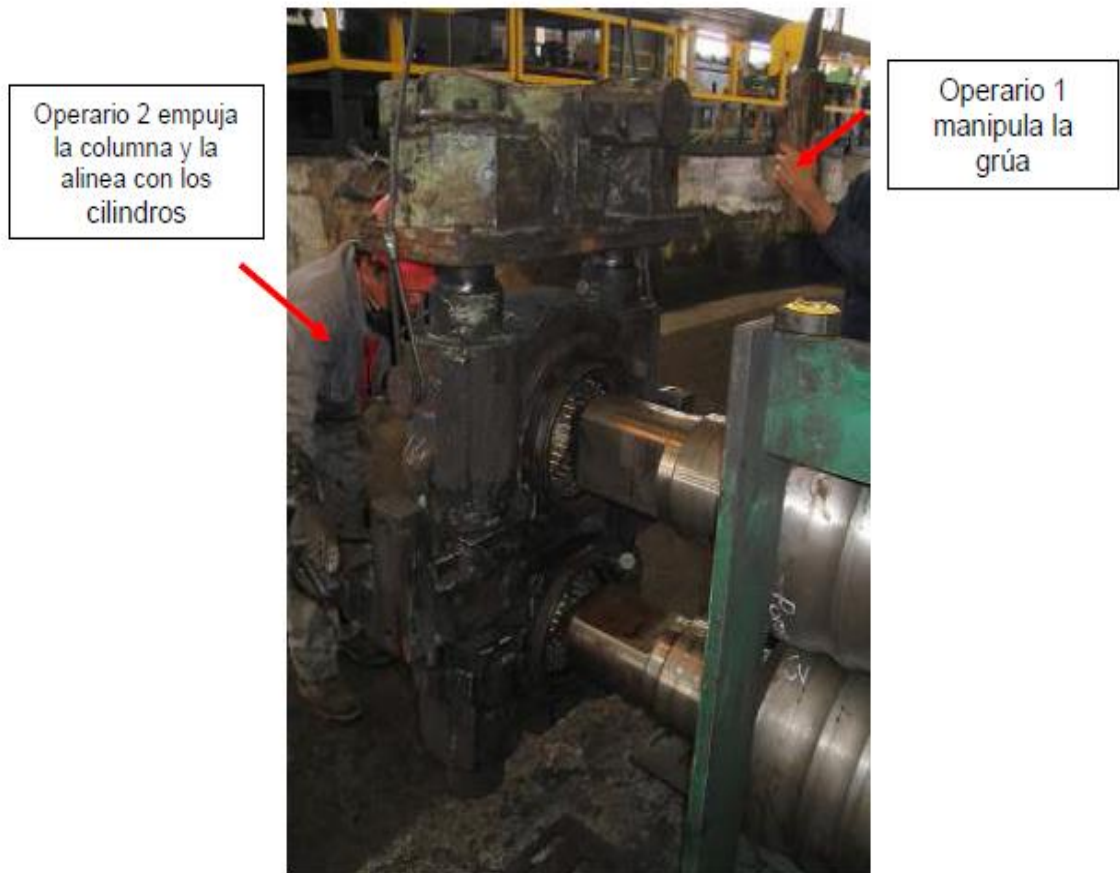
Ilustración 27. Graduación de distancia entre centros de camisas



Fuente: Autor del proyecto.

Por tanto, se prosigue a reensamblar el bastidor acercando cada columna de manera concéntrica entre chumaceras y cilindros, lo cual es finalmente el punto mas critico de esta operación, esto puede tomar en ocasiones tiempos demasiado prolongados, siendo sus factores principales los ya descritos para el desensamble. Ver ilustración 28.

Ilustración 28. Ensamble manual de columnas



Fuente: Autor del proyecto

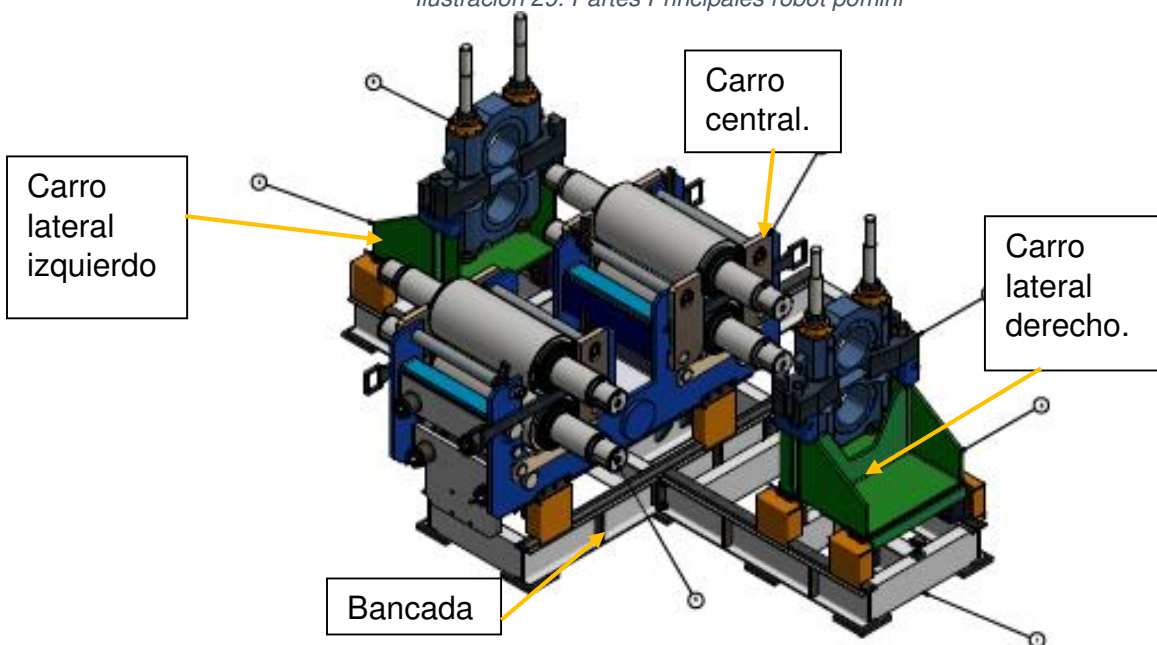
Una vez realizado el ensamble de ambas columnas se gradúa la calibración o juego entre cilindros y finalmente se reposiciona el bastidor en la base de la caja laminadora.

La variación de la carrera por el intercambio de pares de cilindros responde a que el diámetro de los cilindros oscila entre 330 y 300 mm.

5. ESTANDAR PARA EL DEBIDO MONTAJE Y DESMONTAJE DE LAS CAJAS POMINI EN EL ROBOT HIDRAULICO.

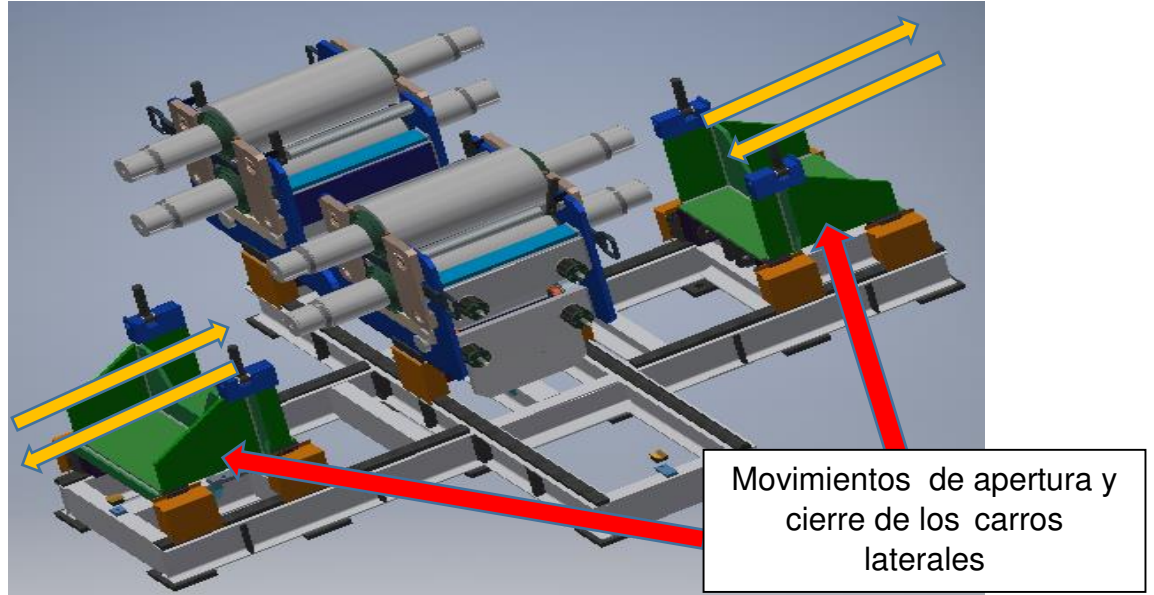
En conformidad para el objetivo 1.2 se propone la utilización de un equipo que posee dos carros independientes pero perfectamente guiados, para garantizar la uniformidad y precisión entre cada columna y los cilindros laminadores.(ilustraciones 29 y 30)

Ilustración 29. Partes Principales robot pomini



Fuente: Autor del proyecto.

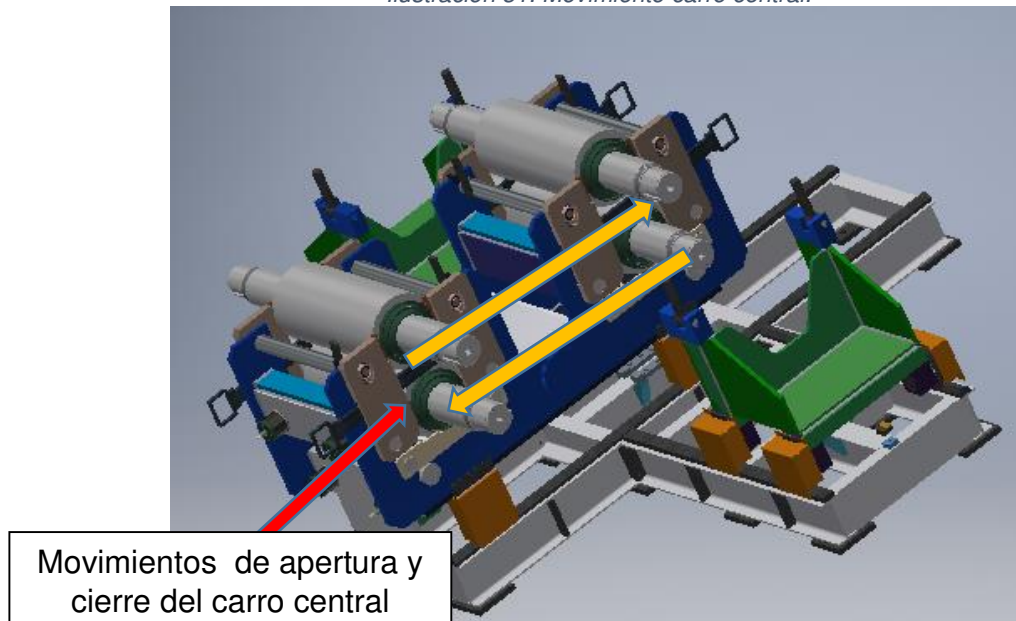
Ilustración 30. Movimientos de los carros laterales



Fuente: Autor del proyecto.

Asi mismo el equipo cuenta con un carro central el cual desplaza los cilindros laminadores.(ilustración 31.)

Ilustración 31. Movimiento carro central.

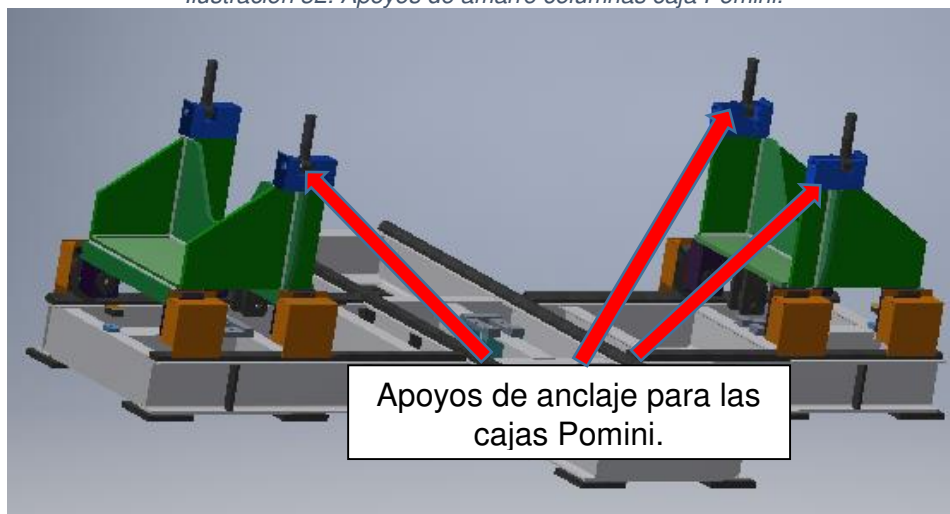


Fuente: Autor del proyecto.

Este sistema está provisto con un mecanismo de accionamiento que consta de tres cilindros hidráulicos dos para los carros laterales y uno para el carro central.

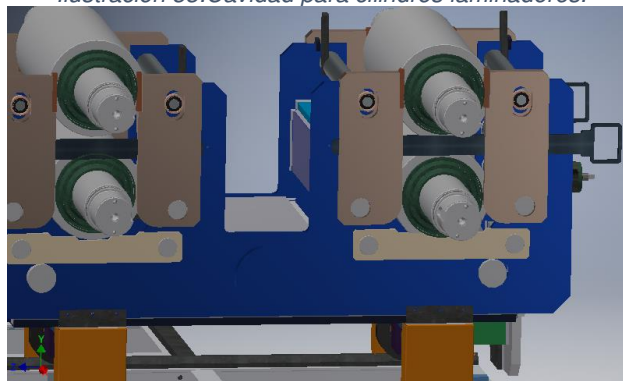
La operación del robot hidráulico consiste en: dos carros que reciben el bastidor de la caja de laminación Pomini, la cual es asegurada en los apoyos de sus columnas a los dos carros de movimiento lineal y opuesto (ilustración 32), al mismo tiempo el robot se adecua a la posición de los cilindros de laminación quedando estos en la concavidad del bastidor del robot, (ilustración 33); los carros se desplazan separando las columnas de los cilindros, los cuales quedan apoyados sobre la mesa principal del robot, donde ya pueden ser retirados con ayuda de una grúa y remplazados por los nuevos cilindros a ensamblar, los cilindros nuevos se ubican según secuencia cilindro inferior después superior, una vez ubicados los cilindros correspondientes se cierran las columnas y se arma todo el bastidor de la caja laminadora, la cual una vez asegurada, es liberada de la base del robot y transportada a su posición en el tren de laminación con ayuda de una grúa. .

Ilustración 32. Apoyos de amarre columnas caja Pomini.



Fuente: Autor del proyecto.

Ilustración 33. Cavity para cilindros laminadores.



Fuente: Autor del proyecto.

Este estándar sirve de base al montaje y desmontaje de las cajas Pomini, buscando una mejora continua en los tiempos de laminado.

CAPITULO DOS

«LOS IDEALES QUE ILUMINAN MI CAMINO Y UNA Y OTRA VEZ ME HAN DADO CORAJE PARA ENFRENTAR LA VIDA CON ALEGRÍA HAN SIDO: LA AMABILIDAD, LA BELLEZA Y LA VERDAD».

ALBERT EINSTEIN

1. Teoría general de análisis en el diseño de elementos de maquinas

Al diseñar una maquina se deben satisfacer especificaciones que establecen las condiciones técnicas de la misma. Estas especificaciones se refieren al peso, longitud, velocidad, funcionamiento, tamaño, material y costo. En ciertos casos se formulan otras especificaciones, tales como: trabajo silencioso, facilidad de transporte, facilidad de mantenimiento, etc.

Las decisiones que se toman durante el proceso de diseño se basan en el análisis de todos factores involucrados en el proyecto. Sin embargo, algunos factores son decisivos para el correcto funcionamiento de la máquina y se deben tomar criterios principales.

De acuerdo a lo anterior, un criterio importante a tener en cuenta es la comparación de la capacidad de los elementos encargados de transmitir la fuerza, la forma geométrica de la pieza, sus dimensiones y el material, deben satisfacer ciertos requisitos de resistencia, rigidez y característica dinámica apropiada. Estos factores determinan la capacidad de carga del elemento.

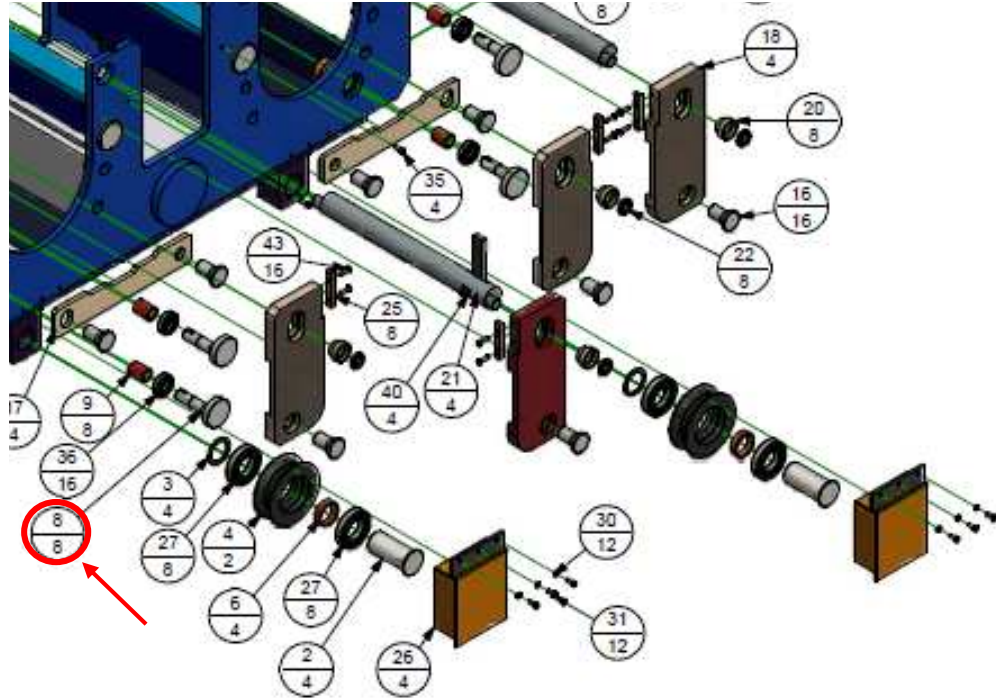
De todos modos la tendencia en el diseño es la de máquinas aumentar las prestaciones de servicio, ahorrar espacio, reducir peso, aumentar la seguridad y complejidad de la máquina, aumentando también los requisitos de fiabilidad y compacidad de los elementos.

Se toma como base mecanismos de las plantas hermanas Gerdau para así generar un valor corporativo el cual llama a la excelencia con simplicidad. La forma esquemática del robot estaba ya prevista por este motivo este proyecto se centro en el cálculo de las piezas que están soportando todos los esfuerzos y se adecuan a la complejidad de la caja Pomini (Ejes , rodamientos).

2. CALCULO DE EJES

2.1. EJE EXCENTRICO

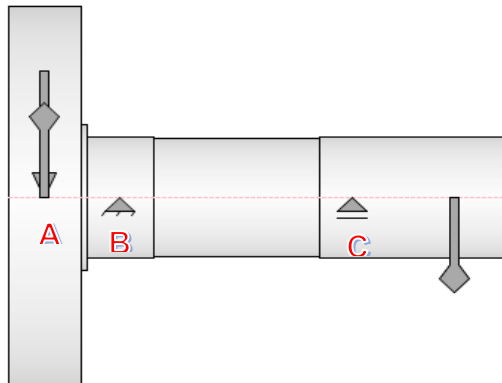
Ilustración 34. Fragmento plano Despiece Carro central



Fuente: Autor del Proyecto

El eje mencionado se encuentra en la Posición 8 del plano del Anexo 3. Este eje soporta una carga de un cilindro laminador que es equivalente a 585 Kg pero se toma un peso de 600 Kg el cual pertenece al cilindro cuando se encuentra sin maquinar (nuevo). Como se tienen cuatro ejes en total solo se divide en dos ejes para así tener un rango más alto de seguridad a la hora de diseñar.

Ilustración 35. Eje Excéntrico



Fuente: Autor del Proyecto

Tabla 2. Condiciones iniciales

Característica	Valor	Localización	Posición
fuerza	3000 N	11 mm	A
torque	187,5 N.m	11 mm	A
soporte fijo		34 mm	B
soporte libre		105 mm	C

$$F = 3000 (N)$$

$$T = F * r_{exterior} \quad (1)$$

$$T = 3000 (N) * 0.625 (m)$$

$$T = 187.5 (N.m)$$

$$\sum_X = 0$$

$$\sum_Y = -F_1 + R_{1y} - R_{2y} \quad (2)$$

$$F_1 = R_{1y} - R_{2y}$$

$$\sum_M = F_1 * \overline{AB} - R_{2y} * \overline{BC} \quad (3)$$

$$R_{2y} = \frac{F_1 * \overline{AB}}{\overline{BC}}$$

$$R_{2y} = \frac{3000 N * 0.011 m}{0.034 m}$$

$$R_{2y} = 971.86 (N)$$

Entonces despejamos en la ecuación 2.

$$R_{1y} = F_1 + R_{2y}$$

$$R_{1y} = 3000 N + 971.86 N$$

$$R_{1y} = 3972 (N)$$

Sabemos que:

$$M_{MAX} = F_1 * \overline{AC} \quad (4)$$

$$M_{MAX} = 3000 \text{ N} * 0.023 \text{ m}$$

Se Determina el momento máximo.

$$M_{MAX} = 69 \text{ (N.m)}$$

Se Calcula sigma (σ).y se iguala a (σ_A)

$$\sigma = \frac{M * C}{I} = \frac{M * r_{ext}}{\frac{1}{4} * \pi * r^4} \quad (5)$$

$$\sigma = \frac{4 * 69 \text{ (N.m)}}{\pi * (0.0625)^3} = 359.848 \text{ (kPa)} = \sigma_A$$

Con el radio exterior medio se obtiene(σ_B)

$$\sigma_B = \frac{M * \frac{r_{ext}}{2}}{\frac{1}{4} * \pi * r^4} = \frac{2M}{\pi * r^3} = \frac{2 * 69 \text{ N.m}}{\pi * (0.0625)^3} \quad (6)$$

$$\sigma_B = 179.924 \text{ (kPa)}$$

Para este caso σ_A se encuentra en la parte mas alejada y σ_B es la mitad de la distancia. Por consiguiente se escoge el mayor que es σ_A .

Se halla el torque ecuación (7)

$$T = F * r_{ext} \quad (7)$$

$$T = 3000 \text{ (N)} * 0.0625 \text{ (m)}$$

$$T = 187.5 \text{ (N.m)}$$

Con estos datos se encuentra (τ_{XY})

$$\tau_{XY} = \frac{T * C}{J} = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (8)$$

$$\tau_{XY} = \frac{16 * 187.5 \text{ (N.m)}}{\pi * (0.125)^3}$$

$$\tau_{XY} = 488.924 \text{ (kPa)}$$

Con los datos de la ecuación (5) y (8) se tiene τ_{max}

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (9)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{359.848 (kPa)}{2}\right)^2 + (488.924 (kPa))^2}$$

$$\tau_{max} = 520.979 (kPa)$$

Criterio Von misses

$$\sigma' = (\sigma_y^2 - \sigma_y \sigma_z + \sigma_z^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

$$\sigma' = (\sigma_y^2 - 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

con las ecuaciones (5) y (8) se obtiene σ'

$$\sigma' = ((-359.848 (kPa))^2 + 3(488.924(kPa))^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 130337.42 (kPa)$$

Se escoge un acero 1045 con un $S_y = 1520 (MPa)$ y un $S_{ut} = 1580 (MPa)$

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (11)$$

Se despeja para hallar factor n

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 11.66$$

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (12)$$

Factor de superficie

$$k_a = a(S_u)^b \quad (13)$$

Con un Maquinado = 4.51

$$k_a = 4.51(1580 (MPa))^{-0.265} = 0.64052$$

Factor de tamaño tabla 6-20 (pag. 280)³

Se toma un diámetro aproximado de 35 mm

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (14)$$

$$k_b = \left(\frac{35}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.84$$

Siendo $k_c, k_d, k_f = 0$

Factor de confiabilidad de la tabla 6-5 pag 285⁴ se escoge un porcentaje de 99

$$k_e = 0.814 \quad (15)$$

Limite de resistencia a la fatiga en la viga rotatoria.

$$S'_e = 700 \text{ (MPa)} \quad (16)$$

Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de maquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = k_a * k_b * k_e * S'_e \quad (17)$$

Con los datos de (13), (14), (15) y (16).

$$S_e = 0.64052 * 0.84 * 0.814 * 700$$

$$S_e = 306.57 \text{ (MPa)}$$

Calculando el radio

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

³ Dato consultado del diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th.

⁴ Dato consultado diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th-hd

Como es un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Se simplifica al igualar M_m y T_a a 0 por consiguiente se pueden eliminar algunos términos.

Se observa que K_f y K_{fs} son necesarios para hallar la sensibilidad a la muesca pero el eje no posee este atributo, por tanto se consideran las anteriores constantes iguales a 1.

Tomando los resultados de las ecuaciones 11, 17,

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

$$d = \left(\frac{16 * 11.66}{\pi} \left\{ \frac{1}{306.57 \text{ MPa}} [4(1 * 69 \text{ N})^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{1580 \text{ MPa}} [3(1 * 520.979 \text{ MPa})^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 32.3776 \text{ mm}$$

i. Análisis con el Programa Inventor

Tabla 3. Propiedades del Material.

Material		Acero
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa
Módulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidad	ρ	7860 kg/m ³

Calculo de Propiedades

Tabla 4. Calculo de propiedades

Incluida			
Si	Densidad	ρ	7860 kg/m ³
Si	Proporcion de Desplazamiento de Corte	β	1,188 ul
	Número de Divisiones		1000 ul
	Modo de Estres Reducido		HMH

Cargas

Tabla 5. Cargas Aplicadas en el Eje

Índice	Localización	Fuerza Radial				Torque	Deflexión				Angulo de Deflexión
		Y	X	Tamaño	Dirección		Y	X	Tamaño	Dirección	
1	11 mm	3000,000 N		3000,000 N			-2,686 μm	2,686 μm	180,00 °	0,01 °	
2	11 mm					187,500 N m	-2,686 μm	2,686 μm	180,00 °	0,01 °	
3	136 mm					-187,500 N m	-0,711 μm	0,711 μm	180,00 °	0,00 °	

Soportes

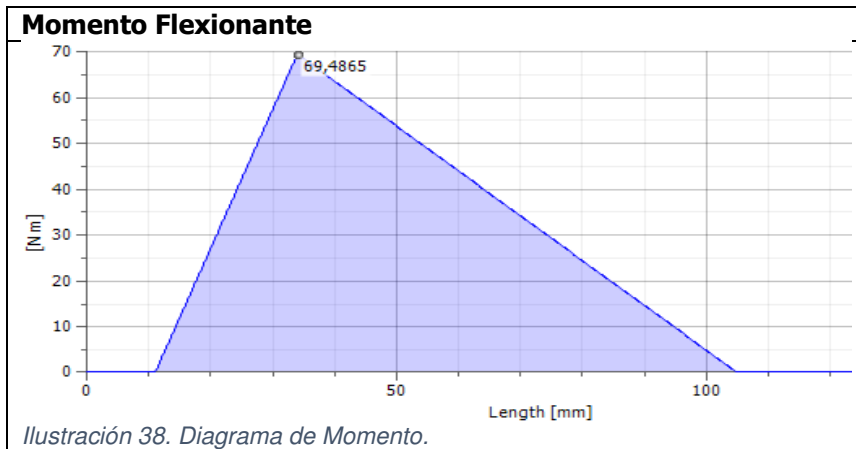
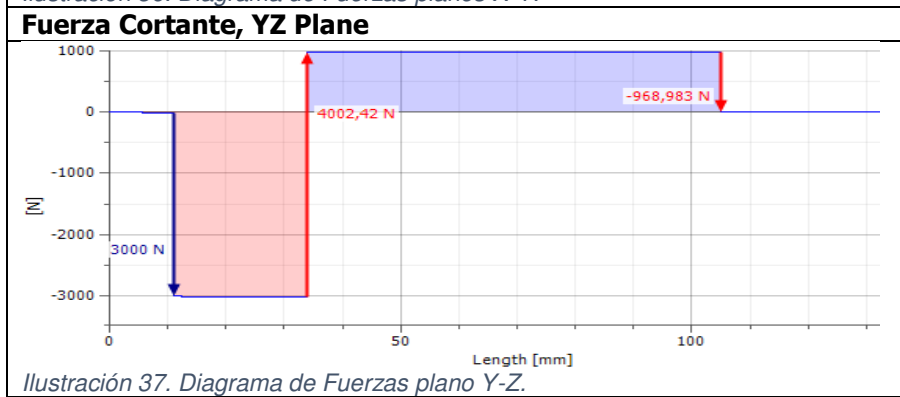
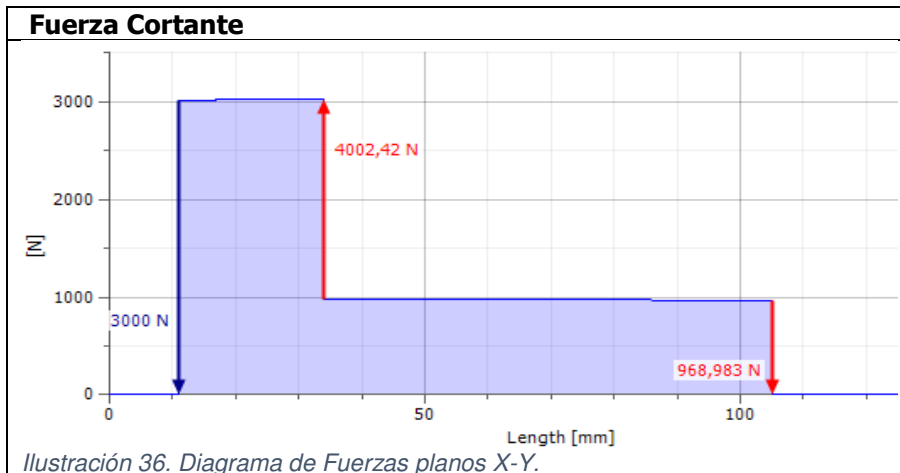
Tabla 6. Soportes

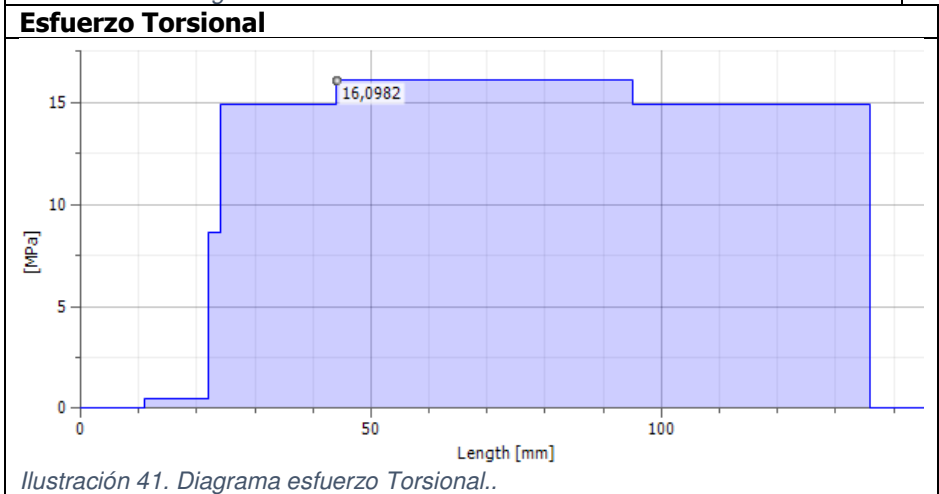
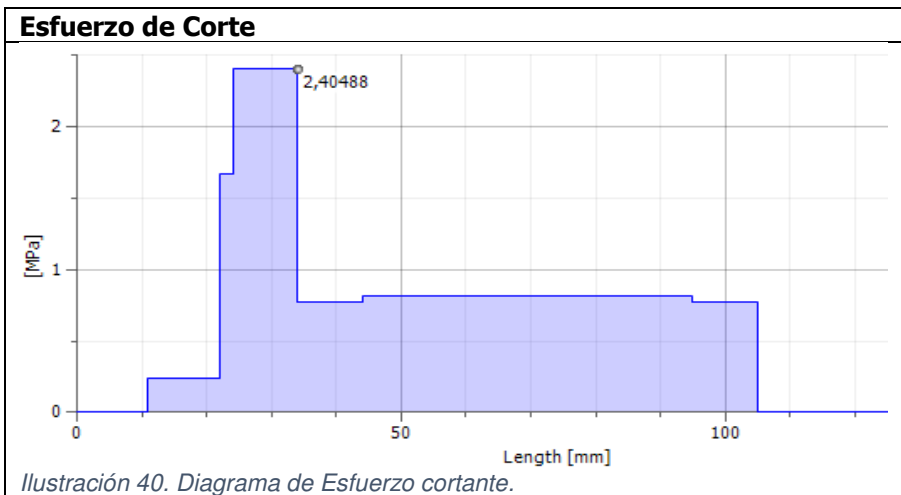
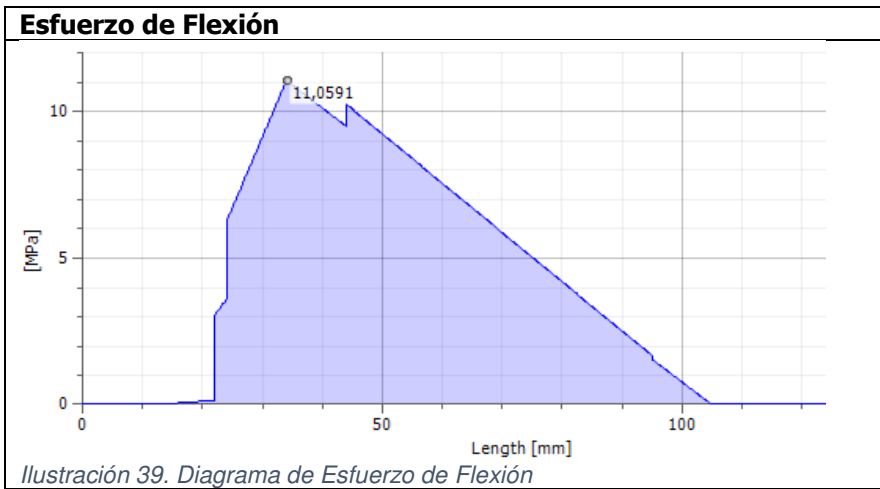
Índice	Tipo	Localización	Fuerza de Reacción					Tipo	Deflexión				Angulo de Deflexión
			Y	X	Tamaño	Dirección	Fuerza Axial		Y	X	Tamaño	Dirección	
1	Fijo	34 mm	4002,420 N		4002,420 N			User	-0,000 μm	0,000 μm	180,00 °	0,01 °	
2	Libre	105 mm	-968,983 N		968,983 N	180,00 °		User	-0,000 μm	0,000 μm	180,00 °	0,00 °	

Resultados

Tabla 7. Resultados

Longitud	L	154,000 mm
Masa	Masa	3,410 kg
Máximo Esfuerzo de Flexión	σ_B	11,059 MPa
Máximo Esfuerzo de Corte	τ_s	2,405 MPa
Máximo Esfuerzo de Torsión	τ	16,098 MPa
Máximo Esfuerzo de Tensión	σ_T	0,000 MPa
Máximo Esfuerzo Reducido	σ_{red}	29,741 MPa
Deflexión Máxima	f_{max}	3,811 μm
Ángulo de Giro	φ	0,06 °





1. Diámetro ideal.

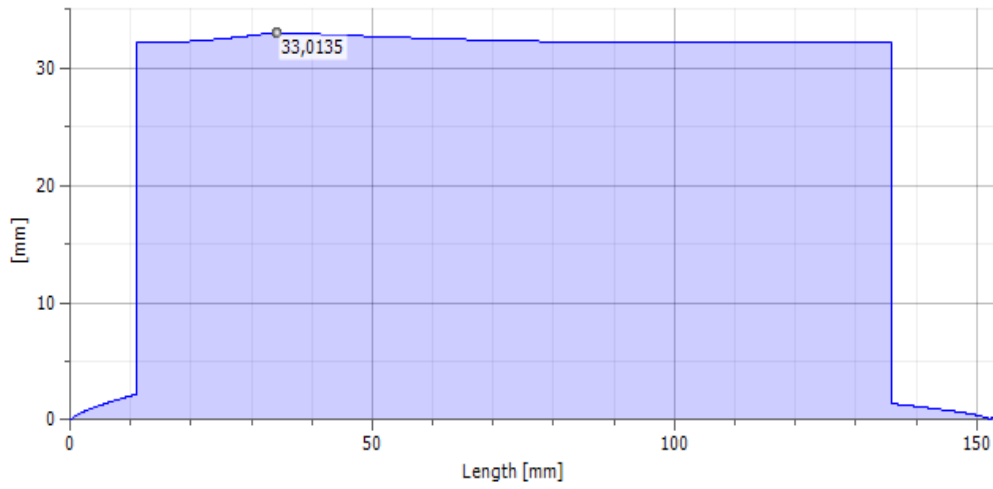
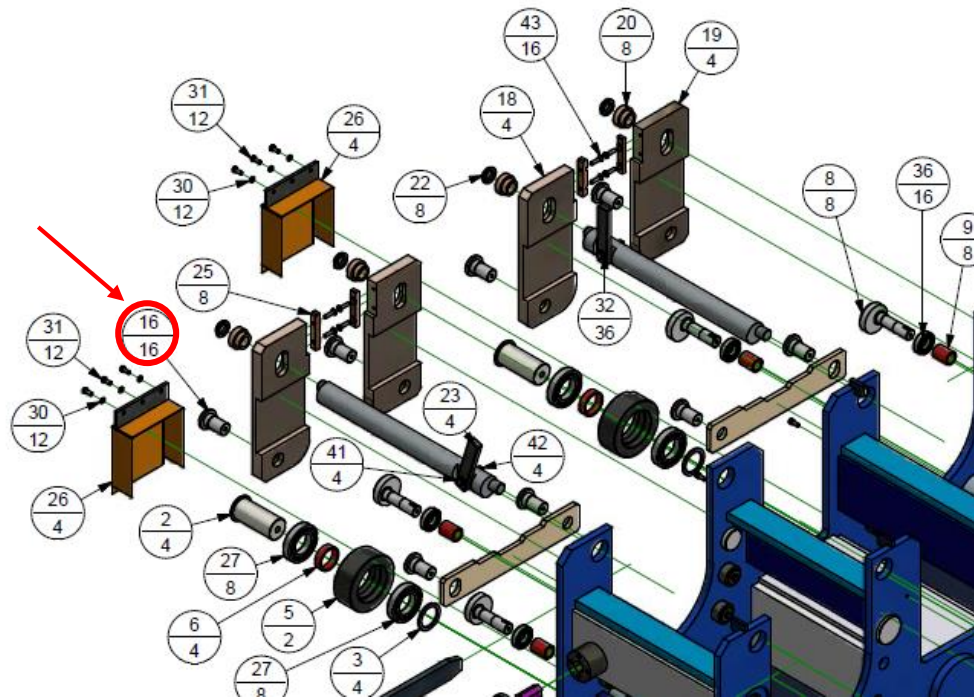


Ilustración 42. Diagrama del diámetro Ideal.

2.2. Eje fijo inferior

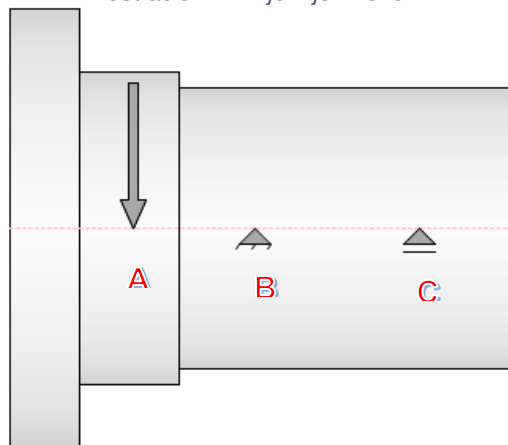
Ilustración 43. Fragmento superior despiece carro central



Fuente: Autor del Proyecto

El eje mencionado se encuentra en la Posición 16 del plano del Anexo 3. Este eje soporta una carga de un cilindro laminador que es equivalente a 585 Kg pero se toma un peso de 600 Kg el cual pertenece al cilindro cuando se encuentra sin maquinar (nuevo). Como se tienen cuatro ejes en total solo se divide en dos ejes para así tener un rango más alto de seguridad a la hora de diseñar.

Ilustración 44. Eje Fijo Inferior.



Fuente: Autor del Proyecto

Tabla 8. Condiciones iniciales

característica	valor	localización	Posición
fuerza	3000 N	19,5 mm	A
soporte fijo		39 mm	B
soporte libre		65,5 mm	C

$$F = 3000 (N)$$

$$\sum_X = 0$$

$$\sum_Y = -F_1 + R_{1y} - R_{2y} \quad (20)$$

$$F_1 = R_{1y} - R_{2y}$$

$$\sum_M = F_1 * \overline{AB} - R_{2y} * \overline{BC} \quad (21)$$

$$R_{2y} = \frac{F_1 * \overline{AB}}{\overline{BC}} = \frac{3000 N * 0.195 m}{0.265 m}$$

$$R_{2y} = 2489.36(N)$$

Entonces se reemplaza en la ecuación (20) R_{2y}

$$R_{1y} = F_1 + R_{2y}$$

$$R_{1y} = 5489.36 (N)$$

Se Determina el momento máximo

$$M_{MAX} = F_1 * \overline{AB} \quad (22)$$

$$M_{MAX} = 3000 N * 0.195$$

$$M_{MAX} = 585 (N.m)$$

Se Calcula sigma (σ).y se iguala a (σ_A)

$$\sigma = \frac{M * C}{I} = \frac{M * r_{ext}}{\frac{1}{4} * \pi * r^4} \quad (23)$$

$$\sigma = \frac{4 * 585 (N.m)}{\pi * (0.0115)^3} = 489747.77(kPa) = \sigma_A$$

Se escoge un acero 1045 con un $S_y = 1520 (MPa)$ y un $S_{ut} = 1580 (MPa)$

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (24)$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 31.03$$

Se puede obtener un factor de seguridad sobre dimensionado, pero es necesario ya que es pertinente obtener una altura mayor. Por eso se deja el radio propuesto.

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (25)$$

Factor de superficie

$$k_a = a(S_u)^b$$

Maquinado 4.51

$$k_a = 4.51(1580 (MPa))^{-0.265} = 0.64052$$

Factor de tamaño tabla 6-20 (pag. 280)⁵

Se toma un diámetro aproximado de 40 mm

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad (26)$$

$$k_b = \left(\frac{40}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.837$$

Siendo $k_c, k_d, k_f = 0$

Factor de confiabilidad de la tabla 6-5 (pag 285)⁶ se escoge un porcentaje de 99

$$k_e = 0.814$$

Límite de resistencia a la fatiga en la viga rotatoria.

$$S'_e = 700 (MPa)$$

⁵ Dato consultado de diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th-hd

⁶Dato consultado de diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th-hd

Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = k_a * k_b * k_e * S'_e \quad (27)$$

$$S_e = 0.64052 * 0.837 * 0.814 * 700$$

$$S_e = 305.47 \text{ (MPa)}$$

Calculando el radio

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

Como es un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Se simplifica al igualar M_m y T_a a 0 por consiguiente se pueden eliminar algunos términos.

Se observa que K_f y K_{fs} son necesarios para hallar la sensibilidad a la muesca pero el eje no posee este atributo, por tanto se consideran las anteriores constantes iguales a 1.

Entonces:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{16 * 31.03}{\pi} \left\{ \frac{1}{305.47 \text{ MPa}} \left[4(585 \text{ N})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0845 \text{ m}$$

2.2.1. Análisis por el Programa Inventor.

Tabla 9. Material Eje

Material		Acero
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa
Módulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidad	ρ	7860 kg/m ³

Tabla 10. Propiedades del Material.

Incluida		
Si	Densidad	ρ 7860 kg/m ³
Si	Proporcion de Desplazamiento de Corte	β 1,188 ul
	Número de Divisiones	1000 ul
	Modo de Estres Reducido	HMH

Tabla 11. Cargas aplicadas en el Eje

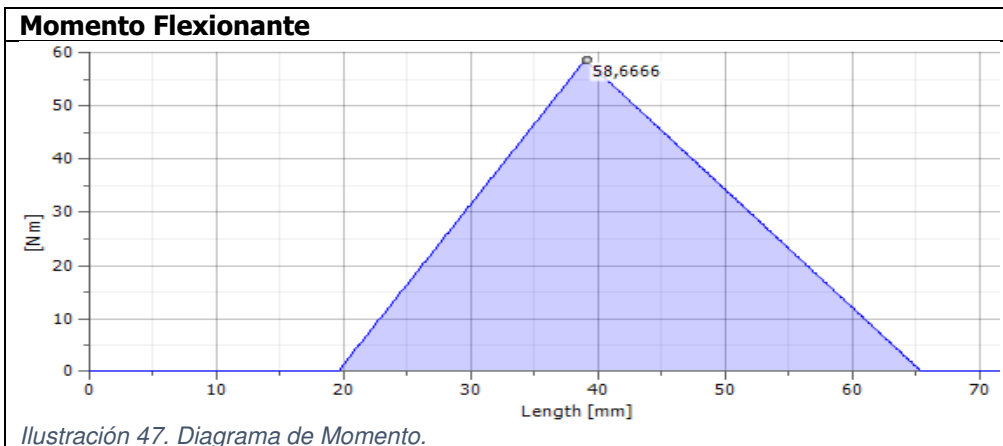
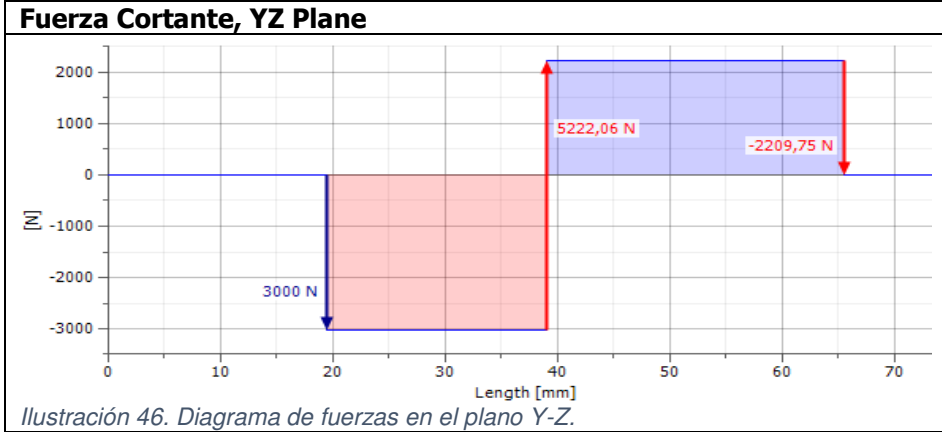
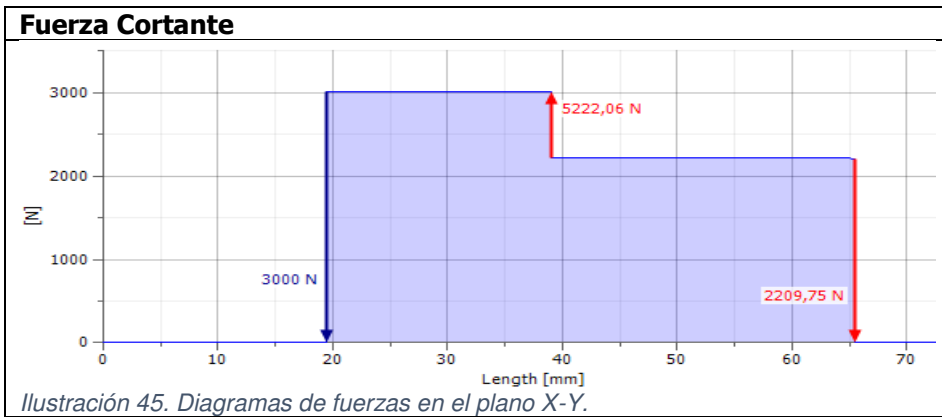
Indice	Localización	Fuerza Radial				Deflexión				Angulo de Deflexión
		Y	X	Tamaño	Dirección	Y	X	Tamaño	Dirección	
1	19,5 mm	3000,000 N		3000,000 N		-1,330 μ m		1,330 μ m	180,00 °	0,00 °

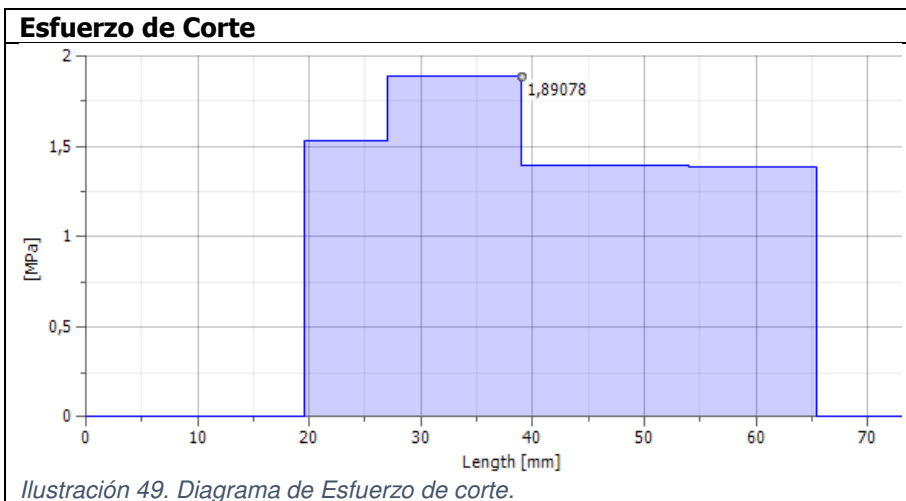
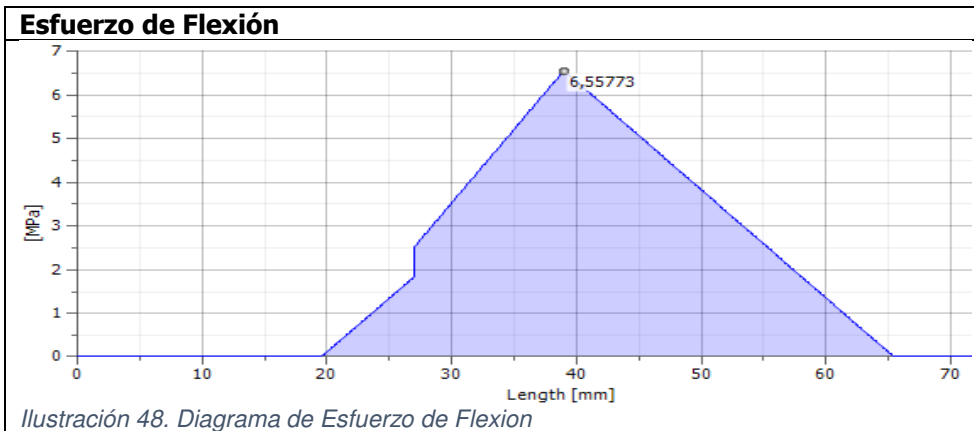
Tabla 12. Soportes en el Eje

Indice	Tipo	Localización	Fuerza de Reacción				Yieldin	Tip	Deflexión				Angulo de Deflexión
			Y	X	Tamaño	Dirección			Fuerza Axial	Y	X	Tamaño	
1	Fijo	39 mm	5222,057 N		5222,057 N			Use r	-0,000 μ m		0,000 μ m	180,00 °	0,00 °
2	Libre	65,5 mm	-2209,753 N		2209,753 N	180,00 °		Use r	-0,000 μ m		0,000 μ m	180,00 °	0,00 °

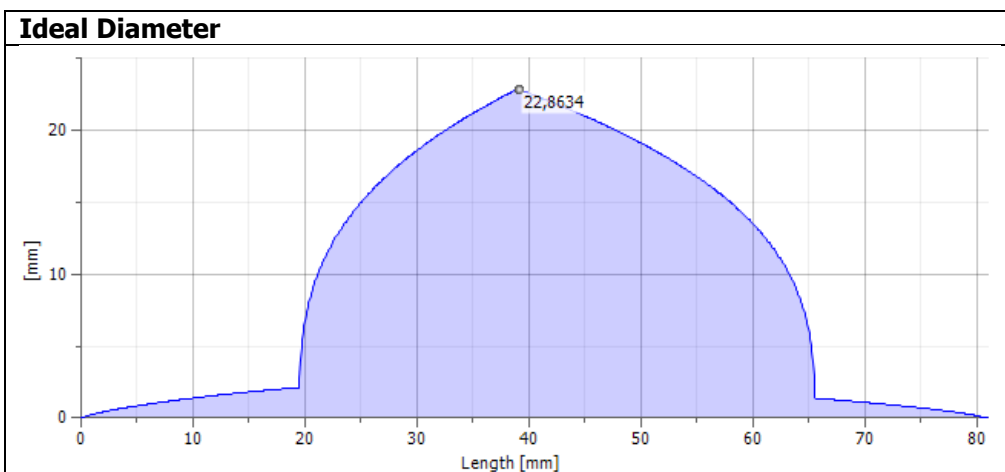
Tabla 13. Resultados

Longitud	L	81,000 mm
Masa	Masa	1,255 kg
Máximo Esfuerzo de Flexión	σ_B	6,558 MPa
Máximo Esfuerzo de Corte	τ_s	1,891 MPa
Máximo Esfuerzo de Torsión	τ	0,000 MPa
Máximo Esfuerzo de Tensión	σ_T	0,000 MPa
Máximo Esfuerzo Reducido	σ_{red}	7,330 MPa
Deflexión Máxima	f_{max}	2,232 μ m
Ángulo de Giro	ϕ	0,00 °





2.2.1.1. Diámetro Ideal.



2.3. EJE FIJO SUPERIOR

Este eje soporta una carga de cilindro de laminación que es equivalente a 585 Kg pero se toma un peso de 600 Kg el cual pertenece cuando el cilindro cuando se encuentra sin maquinar (nuevo), como se tiene cuatro ejes en total solo lo vamos a dividir en dos ejes para así tener un rango más de seguridad a la hora de diseñar.

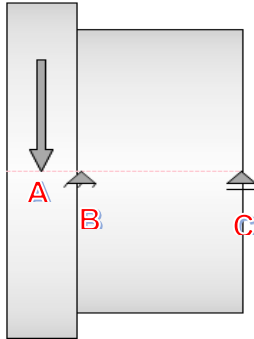


Ilustración 50. Eje Fijo Superior.

Tabla 14. Condiciones iniciales

característica	valor	localizacion	Posición
fuerza	3000 N	8.5 mm	A
soporte fijo		18 mm	B
soporte libre		56.5 mm	C

$$F = 3000 \text{ (N)}$$

$$\sum_x = 0$$

$$\sum_y = -F_1 + R_{1y} - R_{2y} \quad (29)$$

$$F_1 = R_{1y} - R_{2y}$$

$$\sum_M = F_1 * \overline{AB} - R_{2y} * \overline{BC} \quad (30)$$

$$R_{2y} = \frac{F_1 * \overline{AB}}{\overline{BC}}$$

$$R_{2y} = \frac{3000 \text{ N} * 0.095}{0.385}$$

$$R_{2y} = 740.259 (N)$$

Entonces se reemplaza en la ecuación (31), R_{2y}

$$R_{1y} = F_1 + R_{2y} \quad (31)$$

$$R_{1y} = 3740.259 (N)$$

Se Determina el momento máximo

$$M_{MAX} = F_1 * \overline{AB} \quad (32)$$

$$M_{MAX} = 3000 N * 0.095$$

$$M_{MAX} = 285 (N.m)$$

Se Calcula sigma (σ).y se iguala a (σ_A)

$$\sigma = \frac{M * C}{I} = \frac{M * r_{ext}}{\frac{1}{4} * \pi * r^4} \quad (33)$$

$$\sigma = \frac{4 * 285 (N.m)}{\pi * (0.009)^3} = 497768.5462 (kPa) = \sigma_A$$

Se escoge un acero 1045 con un $S_y = 1520 (MPa)$ y un $S_{ut} = 1580 (MPa)$

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (34)$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 30.536$$

Se puede obtener un factor de seguridad sobre dimensionado pero es necesario ya que es pertinente obtener una altura mayor por eso se deja el radio propuesto.

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (35)$$

Factor de superficie

$$k_a = a(S_u)^b \quad (36)$$

Maquinado 4.51

$$k_a = 4.51(1580 (MPa))^{-0.265} = 0.64052$$

Factor de tamaño tabla 6-20 (pag. 280)⁷

Se toma un diámetro aproximado de 40 mm

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (37)$$

$$k_b = \left(\frac{40}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.837$$

Siendo $k_c, k_d, k_f = 0$

Factor de confiabilidad de la tabla 6-5 (pag 285)⁸ se escoge un porcentaje de 99

$$k_e = 0.814$$

Limite de resistencia a la fatiga en la viga rotatoria.

$$S'_e = 700 \text{ (MPa)}$$

Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de maquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = k_a * k_b * k_e * S'_e \quad (38)$$

$$S_e = 0.64052 * 0.837 * 0.814 * 700$$

$$S_e = 305.47 \text{ (MPa)}$$

Calculando el radio

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Como es un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Se simplifica al igualar M_m y T_a a 0 por consiguiente se pueden eliminar algunos términos.

Se observa que K_f y K_{fs} son necesarios para hallar la sensibilidad a la muesca pero el eje no posee este atributo, por tanto se consideran las anteriores constantes iguales a 1.

⁷ Dato consultado de diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th-hd

⁸ Dato consultado de diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th-hd

Entonces:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{16 * 30.536}{\pi} \left\{ \frac{1}{1580 \text{ MPa}} [4(285)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.037 \text{ m}$$

2.3.1. Analisis con el Programa Inventor.

Tabla 15. Material de Eje

Material		Acero
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa
Módulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidad	ρ	7860 kg/m ³

Tabla 16. Propiedades de Eje.

Incluida			
Si	Densidad	ρ	7860 kg/m ³
Si	Proporcion de Desplazamiento de Corte	β	1,188 ul
	Número de Divisiones		1000 ul
	Modo de Estres Reducido		HMH

Tabla 17. Cargas aplicadas en el Eje.

Indice	Localización	Fuerza Radial				Deflexión				Angulo de Deflexión
		Y	X	Tamaño	Dirección	Y	X	Tamaño	Dirección	
1	8,5 mm	3000,000 N		3000,000 N		-0,093 μm	0,093 μm	180,00 °	0,00 °	

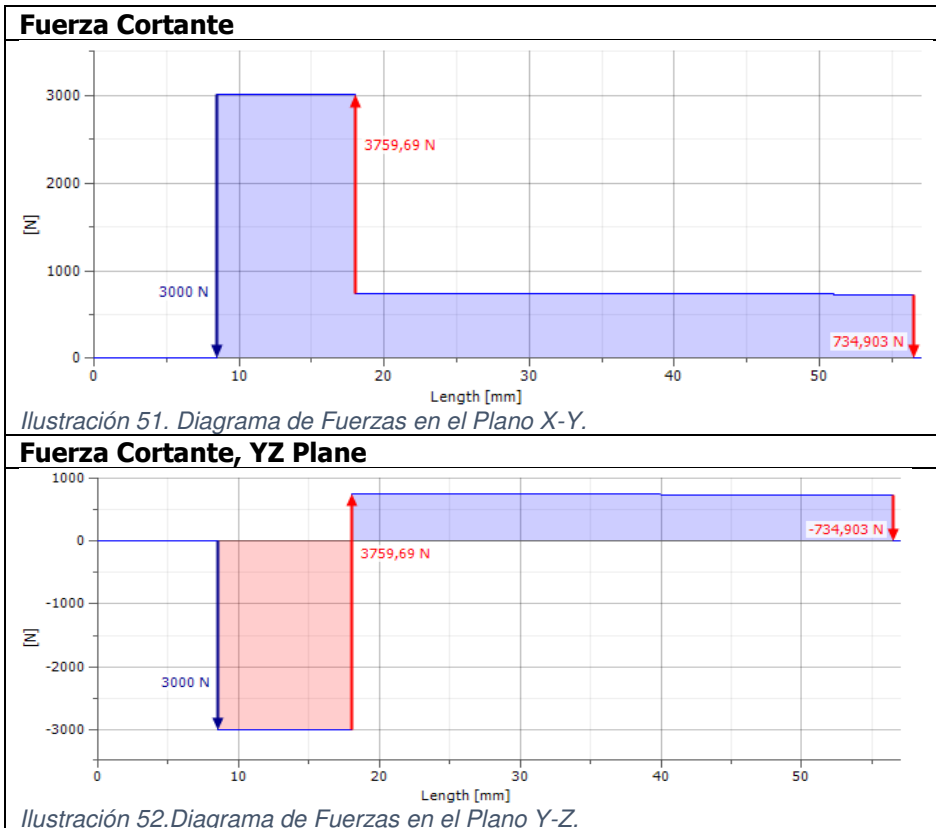
Tabla 18. Soportes en el Eje.

Indice	Tipo	Localización	Fuerza de Reacción					Yielding	Tipo	Deflexión				Angulo de Deflexión
			Y	X	Tamaño	Dirección	Fuerza Axial			Y	X	Tamaño	Dirección	
1	Fijo	18 mm	3759,689 N		3759,689 N				Use r	-0,000 μm	0,000 μm	180,00 °	0,00 °	

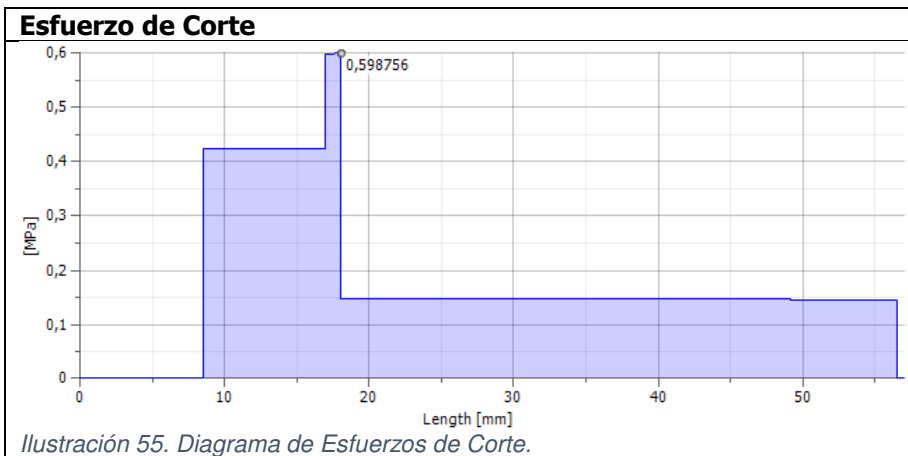
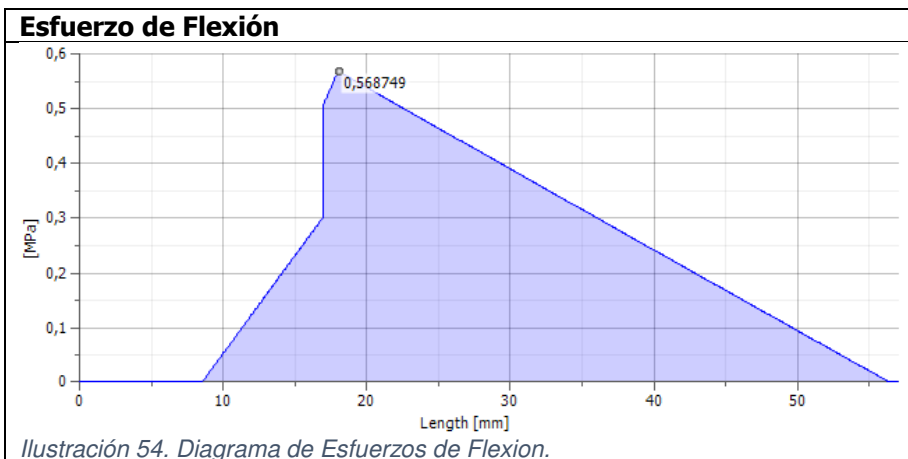
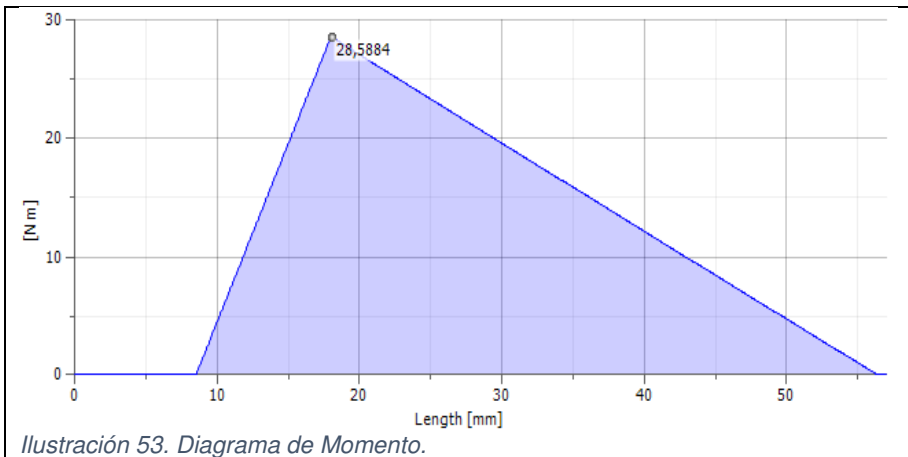
2	Libre	56,5 mm	-734,903 N	734,903 N	180,00°			Use	-0,000 μm	0,000 μm	180,00°	0,00°
---	-------	---------	------------	-----------	---------	--	--	-----	-----------	----------	---------	-------

Tabla 19. Resultados.

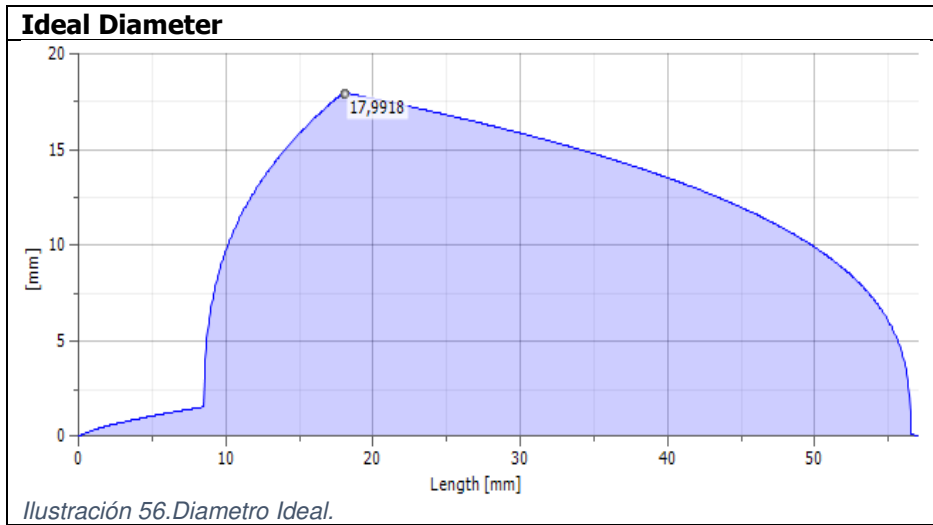
Longitud	L	57,000 mm
Masa	Masa	2,527 kg
Máximo Esfuerzo de Flexión	σ_B	0,569 MPa
Máximo Esfuerzo de Corte	τ_s	0,599 MPa
Máximo Esfuerzo de Torsión	τ	0,000 MPa
Máximo Esfuerzo de Tensión	σ_T	0,000 MPa
Máximo Esfuerzo Reducido	σ_{red}	1,183 MPa
Deflexión Máxima	f_{max}	0,121 μm
Ángulo de Giro	ϕ	0,00°



Momento Flexionante



2.3.1.1. *Diametro ideal*



2.4. EJE RUEDAS

Este eje tiene una carga de 4 cilindros laminadores que tiene un peso 2400 Kg también se toma el peso del carro central ya que es más pesado que los carros laterales. Esto es igual a 1204 Kg más 145 Kg de accesorios por cilindro. En total da una carga de 4183 Kg dividido en los 4 ejes del carro. Esto es igual a 1045.75 Kg.

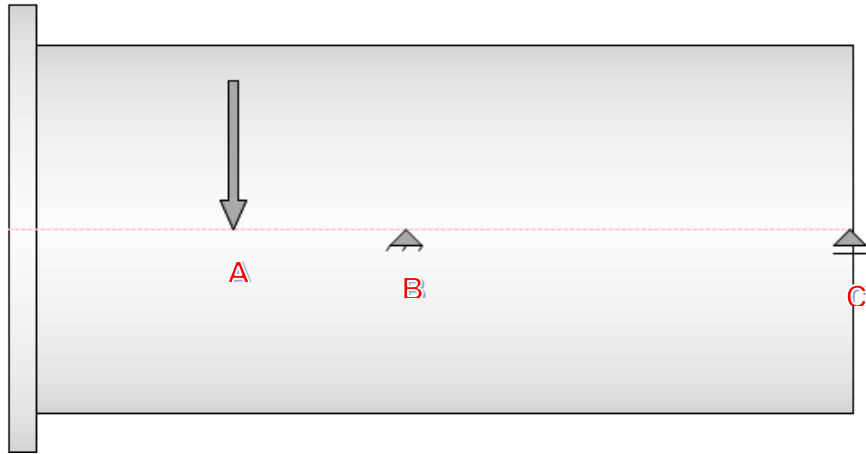


Ilustración 57. Eje Ruedas

Tabla 20. Condiciones iniciales

característica	valor	localizacion	Posición
fuerza	10250 N	42.5 mm	A
sopORTE fijo		75 mm	B
sopORTE libre		159.5 mm	C

$$F = 10250 (N)$$

$$\sum_x = 0$$

$$\sum_y = -F_1 + R_{1y} - R_{2y} \quad (39)$$

$$F_1 = R_{1y} - R_{2y}$$

$$\sum_M = F_1 * \overline{AB} - R_{2y} * \overline{BC} \quad (40)$$

$$R_{2y} = \frac{F_1 * \overline{AB}}{\overline{BC}}$$

$$R_{2y} = \frac{10250 \text{ N} * 0.325 \text{ m}}{0.845 \text{ m}}$$

$$R_{2y} = 3942.30 \text{ (N)}$$

Entonces se reemplaza en la ecuación (41), R_{2y}

$$R_{1y} = F_1 + R_{2y} \quad (41)$$

$$R_{1y} = 14192.30 \text{ (N)}$$

Se Determina el momento máximo

$$M_{MAX} = F_1 * \overline{AB} \quad (42)$$

$$M_{MAX} = 10250 * 0.325 \text{ m}$$

$$M_{MAX} = 3331.25 \text{ (N.m)}$$

Se Calcula sigma (σ).y se iguala a (σ_A)

$$\sigma = \frac{M * C}{I} = \frac{M * r_{ext}}{\frac{1}{4} * \pi * r^4} \quad (43)$$

$$\sigma = \frac{4 * 3331.25 \text{ (N.m)}}{\pi * (0.02)^3} = 53.018 \text{ (MPa)} = \sigma_A$$

Se escoge un acero 1045 con un $S_y = 1520 \text{ (MPa)}$ y un $S_{ut} = 1580 \text{ (MPa)}$

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (44)$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 28.67$$

Se puede obtener un factor de seguridad sobre dimensionado pero es necesario ya que es pertinente obtener una confiabilidad mayor. Por esto se deja el radio propuesto.

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (45)$$

Factor de superficie

$$k_a = a(S_u)^b \quad (46)$$

Maquinado 4.51

$$k_a = 4.51(1580 \text{ (MPa)})^{-0.265} = 0.64052$$

Factor de tamaño tabla 6-20 (pag. 280)⁹

Se toma un diámetro aproximado de 40 mm

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad (47)$$

$$k_b = \left(\frac{40}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.837$$

Siendo $k_c, k_d, k_f = 0$

Factor de confiabilidad de la tabla 6-5 (pag 285)¹⁰ se escoge un porcentaje de 99

$$k_e = 0.814$$

Limite de resistencia a la fatiga en la viga rotatoria.

$$S'_e = 700 \text{ (MPa)}$$

Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de maquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = k_a * k_b * k_e * S'_e \quad (48)$$

$$S_e = 0.64052 * 0.837 * 0.814 * 700$$

$$S_e = 305.47 \text{ (MPa)}$$

Calculando el radio

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (49)$$

⁹ Dato consultado de diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th-hd

¹⁰ Dato consultado de diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th-hd

Como es un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Se tiene podemos simplificar al igualar M_m y T_a a 0 por lo consiguiente se pueden eliminar algunos términos. Como este eje no se presenta ninguna fuerza torsional por lo anterior $T_m = 0$

Se puede observar que K_f y K_{fs} es necesario hallar la sensibilidad a la muesca pero el eje no posee este atributo se consideran las anteriores iguales a 1.

Entonces:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{16 * 28.67}{\pi} \left\{ \frac{1}{1580 \text{ MPa}} \left[4(3331.25)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.085$$

2.4.1. Analisis por el programa Inventor.

Tabla 21. Materiales del Eje

Material		Acero
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa
Módulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidad	ρ	7860 kg/m ³

Tabla 22. Propiedades del eje.

Incluida			
Si	Densidad	ρ	7860 kg/m ³
Si	Proporcion de Desplazamiento de Corte	β	1,188 ul
	Número de Divisiones		1000 ul
	Modo de Estres Reducido		HMH

Tabla 23. Cargas aplicadas en el Eje.

Indice	Localización	Fuerza Radial				Deflexión				Angulo de Deflexión
		Y	X	Tamaño	Dirección	Y	X	Tamaño	Dirección	
1	42,5 mm	10250,000 N		10250,000 N		-3,526 μm	3,526 μm	180,00 °	0,00 °	

Tabla 24. Soportes en el Eje.

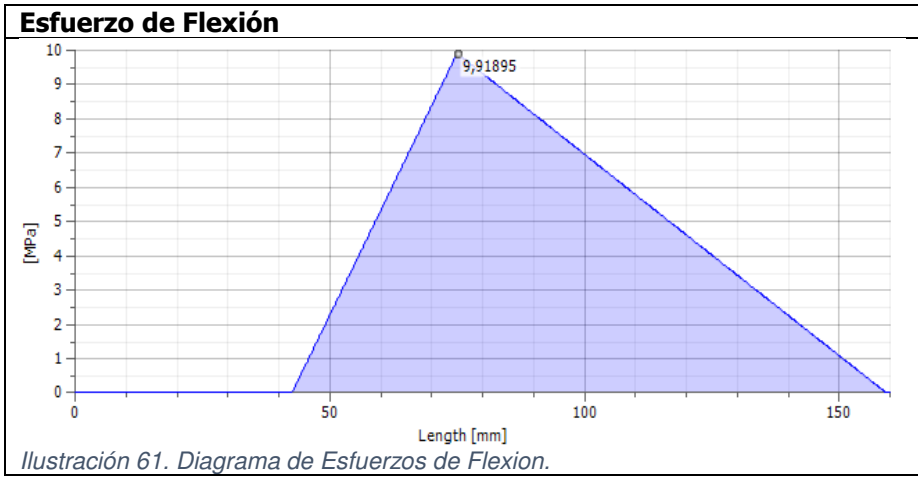
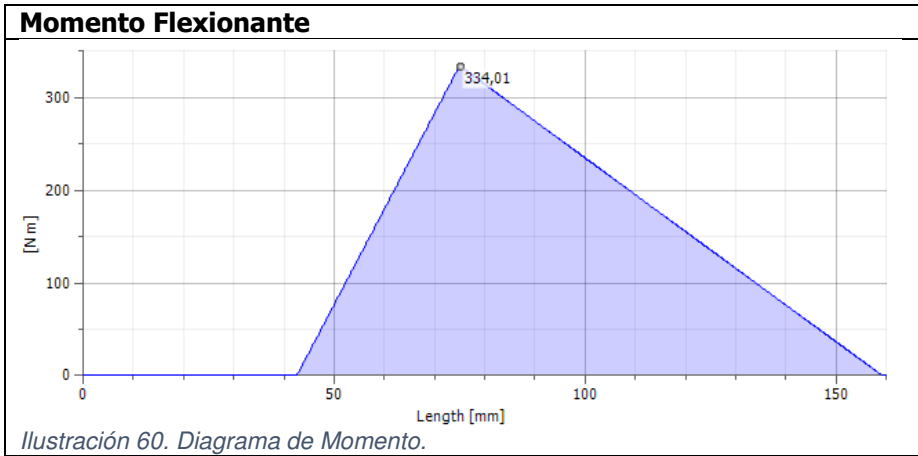
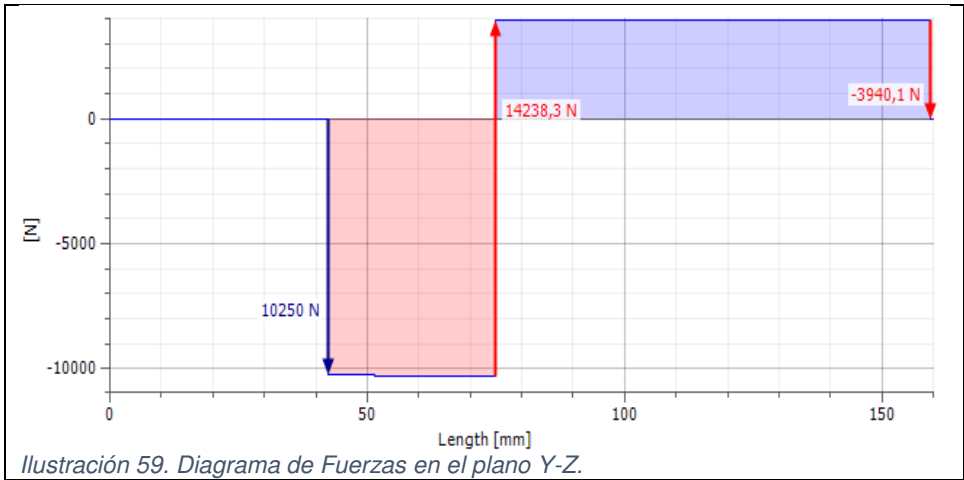
Indicador	Tipo	Localización	Fuerza de Reacción				Yielding	Tipo	Deflexión				Angulo de Deflexión	
			Y	X	Tamaño	Dirección			Fuerza Axial	Y	X	Tamaño		Dirección
1	Fijo	75 mm	14238,269 N		14238,269 N				Use	-0,000 μm		0,000 μm	180,00°	0,01°
2	Libre	159,5 mm	-3940,103 N		3940,103 N	180,00°			Use	-0,000 μm		0,000 μm	180,00°	0,00°

Tabla 25. Resultados.

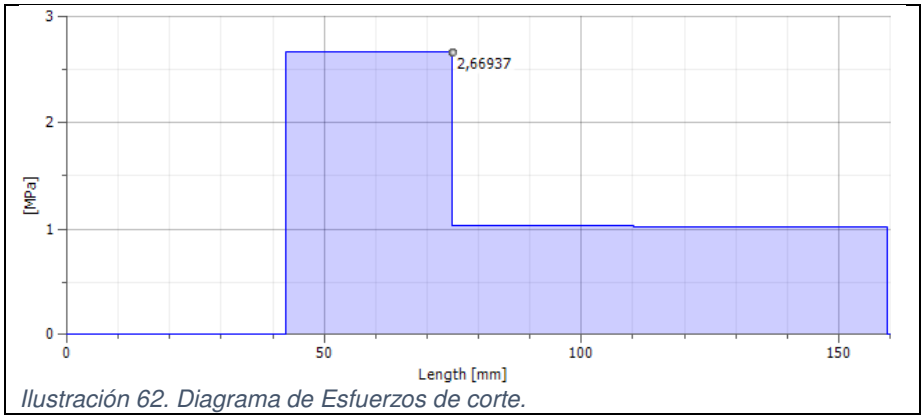
Longitud	L	160,000 mm
Masa	Masa	4,912 kg
Máximo Esfuerzo de Flexión	σ_B	9,919 MPa
Máximo Esfuerzo de Corte	τ_s	2,669 MPa
Máximo Esfuerzo de Torsión	τ	0,000 MPa
Máximo Esfuerzo de Tensión	σ_T	0,000 MPa
Máximo Esfuerzo Reducido	σ_{red}	10,944 MPa
Deflexión Máxima	f_{max}	6,773 μm
Ángulo de Giro	φ	0,00°



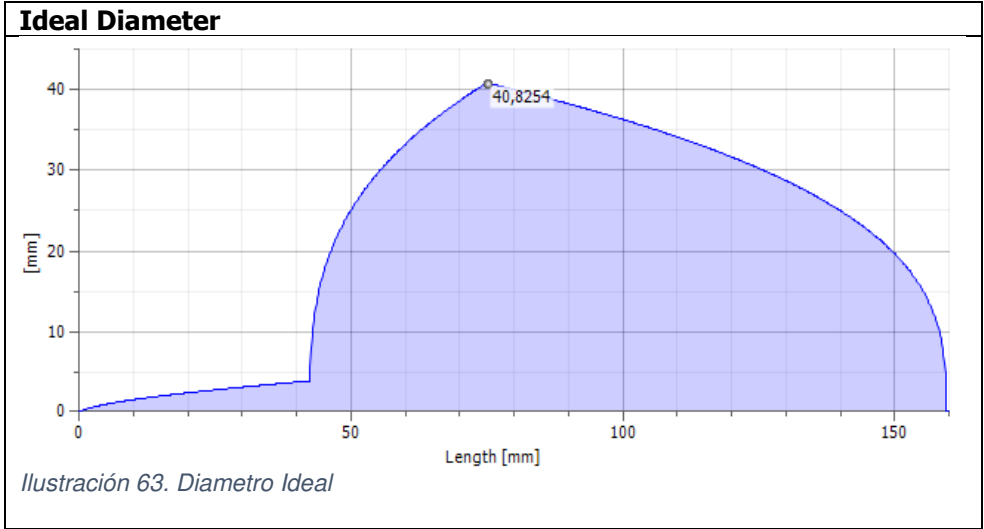
Fuerza Cortante, YZ Plane



Esfuerzo de Corte



2.4.1.1. *Diametro Ideal.*



3. Calculo de Rodamientos.

Este cálculo se realiza en los ejes más importantes como el eje excéntrico y eje de las Ruedas, los cuales son los únicos que poseen rotación.

3.1. Rodamiento Eje Excéntrico.

Este Eje soporta una carga de 3000 N, a raíz de esto el rodamiento se calcula con esta misma carga. Este rodamiento tiene que soportar una vida deseada de 12000 horas, también trabaja a 60 rev/min.

$$C_{10}(L_R n_R 60)^{\frac{1}{a}} = F_D (L_D n_D 60)^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

C_{10} : Clasificación de catálogo. Lbf o kN.

L_R : Vida nominal en horas.

n_R : Velocidad nominal en rpm

F_D : Carga radial deseada, Lbf o kN.

L_D : Vida deseada en horas

n_D : Velocidad deseada en rpm.

a : para cojinetes de bolas es igual a 3¹¹

$$C_{10} = F_D \frac{(L_D n_D 60)^{\frac{1}{a}}}{(L_R n_R 60)^{\frac{1}{a}}}$$

$$C_{10} = 3000 (N) * \left(\frac{12000 (h) * \left(60 \left(\frac{rev}{min} \right) \right) * 60}{4000 (h) * \left(10300 \left(\frac{rev}{min} \right) \right) * 60} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 778.51 (N)$$

Ya se tiene la clasificación de catálogo por consiguiente Se Determina el rodamiento mediante el tamaño de alojamiento.

¹¹ Dato consultado de diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-8th-pag. 554

Medidas de alojamiento en el eje excéntrico son:

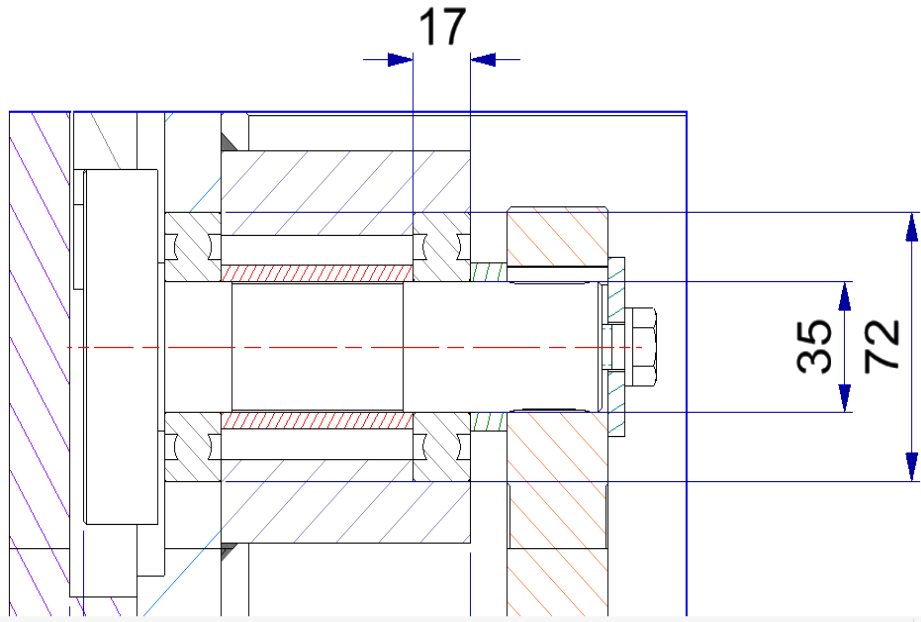


Ilustración 64. Alojamiento de Eje Excéntrico

Dada la ilustración anterior se emplea un rodamiento de bolas 6207 SKF.

3.2. Rodamiento Eje Ruedas.

Este Eje soporta una carga de 10250 N, a raíz de esto el rodamiento se calcula con esta misma carga. Este rodamiento tiene que soportar una vida deseada de 12000 horas.

En la bancada el recorrido mayor es de los carros laterales entonces se toma la longitud de 1405 mm por un minuto que se demora este desplazamiento y el diámetro de la rueda es de 190 mm.

$$n = \frac{V}{d * \pi}$$

$$n = \frac{\frac{1.405(m)}{60 (s)}}{0.190 (m) * \pi}$$

$$n = 2 \text{ rev}/\text{min}$$

$$C_{10}(L_R n_R 60)^{\frac{1}{a}} = F_D (L_D n_D 60)^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

C_{10} : Clasificación de catálogo. Lbf o kN.

L_R : Vida nominal en horas.

n_R : Velocidad nominal en rpm

F_D : Carga radial deseada, Lbf o kN.

L_D : Vida deseada en horas

n_D : Velocidad deseada en rpm.

a : para cojinetes de bolas es igual a 3¹²

$$C_{10} = F_D \frac{(L_D n_D 60)^{\frac{1}{a}}}{(L_R n_R 60)^{\frac{1}{a}}}$$

$$C_{10} = 10250 (N) * \left(\frac{12000 (h) * \left(4 \left(\frac{rev}{min} \right) * 60 \right)}{4000 (h) * \left(6100 \left(\frac{rev}{min} \right) * 60 \right)} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 1019.36 (N)$$

Ya se tiene la clasificación de catálogo por consiguiente Se Determina el rodamiento mediante el tamaño de alojamiento.

Medidas de alojamiento en el eje de la rueda son:

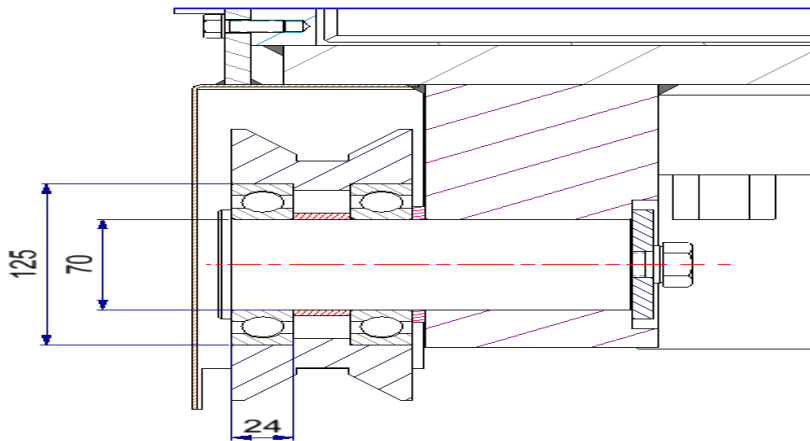


Ilustración 65. Alojamiento de Eje de la Rueda.

Dada la ilustración anterior se emplea un rodamiento de bolas 6214 SKF.

¹² Dato consultado de diseño-en-ingeniería-mecánica-de-shigley-8th-pag. 554

CAPITULO TRES

*“NUESTRA RECOMPENSA SE ENCUENTRA EN EL ESFUERZO
Y NO EL RESULTADO.
UN ESFUERZO TOTAL
ES UNA VICTORIA TOTAL”.*

“MAHATMA GANDHI”

3.3. Funcionamiento hidráulico.

El fluido empieza su camino en el tanque hidráulico donde se encuentra albergado, continúa su flujo en la bomba que está impulsada por el motor eléctrico mediante una acoplamiento mecánico y pasa por una válvula anti retorno que evita que se devuelva por consiguiente la válvula reguladora de presión la cual está condicionada para que detecte cualquier sobrepresión de trabajo en el sistema. Por cuestiones de seguridad el aceite es drenado en el tanque hidráulico para así volver a empezar su ciclo.

Siguiendo el paso del fluido se presenta una válvula de cierre y de anti retorno que garantiza que el aceite no tenga ninguna caída de presión, ni tampoco que tienda a devolverse por los ductos dispuesto para este circuito. Esto da apertura a las tres válvulas direccionadas que son las que van a realizar estas condiciones de operación para el robot, dichas válvulas direccionales se activan mediante un impulso eléctrico por medio de un solenoide. Esta actividad se realiza para los cambios de estado de los cilindros de doble efecto. Entre estos dos dispositivos se encuentran unas válvulas de anti retorno (des bloqueables) que hacen que entre las válvulas direcciones y los cilindros no se efectúe ningún cambio de fluido sino el permitido por las válvulas anteriormente mencionadas.

Calculo hidráulico para el cilindro con la mayor carrera.

$$\sum F_y = 0$$

$$N = W \quad (50)$$

$$N = 4.183 \text{ kg} * 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$N = 40100 \text{ (N)}$$

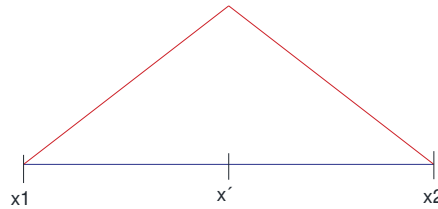
$$\sum F_x = 0$$

$$f - f_R = m * a \quad (51)$$

$$f = (m * a) + (\mu * N)$$

Entonces de movimiento uniformemente acelerado se tiene:

$$x = V_t t + \frac{1}{2} * a * t^2$$



Recorrido total

Ilustración 66. Recorrido de cilindro hidráulico

Esta fórmula es para la mitad del recorrido.

$$2x = 4x'$$

$$2x' = \frac{1}{2} * a * t^2$$

$$a = \frac{2x}{t^2}$$

$$a = \frac{2 * (1.400 (m))}{(60 (s))^2}$$

$$a = 7.78 \times 10^{-4} \text{ m/s}^2$$

Calculando, con un coeficiente de fricción $\mu = 0.07$

$$f = \left(4.183 (Kg) * 7.78 \times 10^{-4} \left(\frac{m}{s^2} \right) \right) + (0.07 * 40100 (N))$$

$$f = 2810.25 (N)$$

Ahora se verifican las áreas del pistón y vástago:

- Diámetro del pistón igual a 100 mm (ϕ_p)
- Diámetro del vástago igual a 63 mm (ϕ_v)
- Formulando se tiene:
- Superficie anular del pistón.

$$A_R = A_P - A_v = \frac{\pi}{4} * (d_p^2 - d_v^2)$$

$$A_R(cm^2) = \frac{\pi}{4} * (10_p^2 - 6.3_v^2)$$

$$A_R = 47.367 (cm^2)$$

Con esto datos se puede calcular la presión.

$$P_{(bar)} = \frac{F * 100}{A}$$

$$P_{(bar)} = \frac{2.81025 (kN) * 100}{47.367 (cm^2)}$$

$$P_{(bar)} = 5.932$$

Volumen del cilindro general.

$$V (cm^3) = A (cm^2) * carrera (cm)$$

Volumen del cilindro del lado del piston V_p

$$V_p(cm^3) = d_p^2(cm^2) * \frac{\pi}{4} * carrera (cm)$$

$$V_p(cm^3) = 10^2 * \frac{\pi}{4} * 140$$

$$V_p(cm^3) = 10995.574$$

Volumen del cilindro del lado del vástago del piston V_v

$$V_v(cm^3) = (d_p^2 - d_v^2)(cm^2) * \frac{\pi}{4} * carrera (cm)$$

$$V_v(cm^3) = (10^2 - 6.3^2) * \frac{\pi}{4} * 140$$

$$V_v(cm^3) = 6631.43$$

Calculo para el cilindro hidráulico con menor carrera,

Como son dos la carga mayor se divide en esta cantidad.

$$\sum F_y = 0$$

$$N = W$$

$$N = \frac{4.183}{2} kg * 9.8 m/s^2$$

$$N = 20500 (N)$$

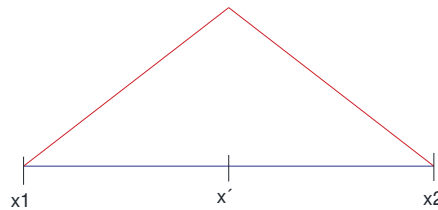
$$\sum \mathbf{F}_x = \mathbf{0}$$

$$f - f_R = m * a$$

$$f = (m * a) + (\mu * N)$$

Entonces de movimiento uniformemente acelerado se tiene:

$$x = V_i t + \frac{1}{2} * a * t^2$$



Recorrido total

Ilustración 67. Recorrido de cilindro hidráulico

Esta fórmula es para la mitad del recorrido.

$$2x = 4x'$$

$$2x' = \frac{1}{2} * a * t^2$$

$$a = \frac{2x}{t^2}$$

$$a = \frac{2 * (0.815 (m))}{(60 (s))^2}$$

$$a = 4.528 \times 10^{-4} \text{ m/s}^2$$

Calculando, con un coeficiente de fricción $\mu = 0.07$

$$f = \left(2.091 (Kg) * 4.528 \times 10^{-4} \left(\frac{m}{s^2} \right) \right) + (0.07 * 20500 (N))$$

$$f = 1435.94 (N)$$

Ahora se verifican las áreas del pistón y vástago.

- Diámetro del pistón igual a 100 mm (ϕ_p)
- Diámetro del vástago igual a 63 mm (ϕ_v)
- Formulando se tiene:
- Superficie anular del pistón.

$$A_R = A_p - A_v = \frac{\pi}{4} * (d_p^2 - d_v^2)$$

$$A_R(cm^2) = \frac{\pi}{4} * (10_p^2 - 6.3_v^2)$$

$$A_R = 47.367 (cm^2)$$

Con esto datos se puede calcular la presión.

$$P_{(bar)} = \frac{F * 100}{A}$$

$$P_{(bar)} = \frac{2.81025 (kN) * 100}{47.367 (cm^2)}$$

$$P_{(bar)} = 5.932$$

Volumen del cilindro general.

$$V (cm^3) = A (cm^2) * carrera (cm)$$

Volumen del cilindro del lado del pistón V_p

$$V_p(cm^3) = d_p^2(cm^2) * \frac{\pi}{4} * carrera (cm)$$

$$V_p(cm^3) = 10^2 * \frac{\pi}{4} * 81.5$$

$$V_p(cm^3) = 6400.9$$

Volumen del cilindro del lado del vástago del pistón V_v

$$V_v(cm^3) = (d_p^2 - d_v^2)(cm^2) * \frac{\pi}{4} * carrera (cm)$$

$$V_v(cm^3) = (10^2 - 6.3^2) * \frac{\pi}{4} * 81.5$$

$$V_v(cm^3) = 3860.44$$

Con estos términos Se Determina el caudal.

$$Q_{erf} \left(\frac{cm^3}{s} \right) = \frac{V_t (cm^3)}{t_T (s)} = \frac{V_1 + V_2}{t_T (s)}$$

$$Q_{erf} \left(\frac{cm^3}{s} \right) = \frac{10995.574 + 6400.9}{60 (s)}$$

$$Q_{erf} \left(\frac{cm^3}{s} \right) = 289.941$$

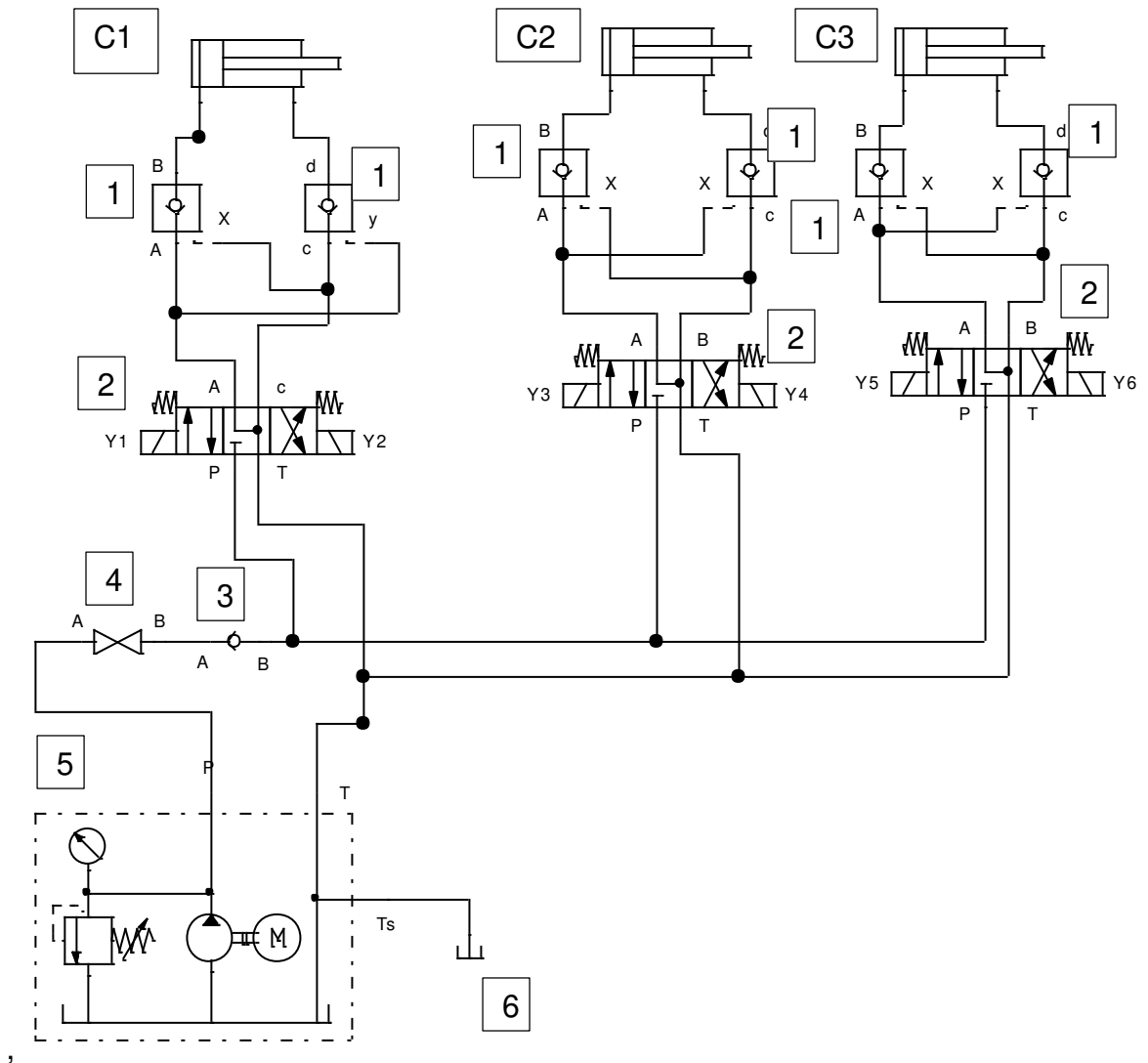


Ilustración 68. Circuito Hidráulico robot.

LISTA DE MATERIALES

- C1,C2,C3= CILINDROS DE DOBLE EFECTO
- 1 = VALVULA ANTIRRETORNO DESBLOQUEABLE
- 2= VÁLVULA DIRECCIONAL CUÁDRUPLE DE 3 VÍAS.
- 3= VALVULA ANTIRRETORNO
- 4= VALVULA DE CIERRE
- 5= GRUPO MOTRIZ
- 6= TANQUE

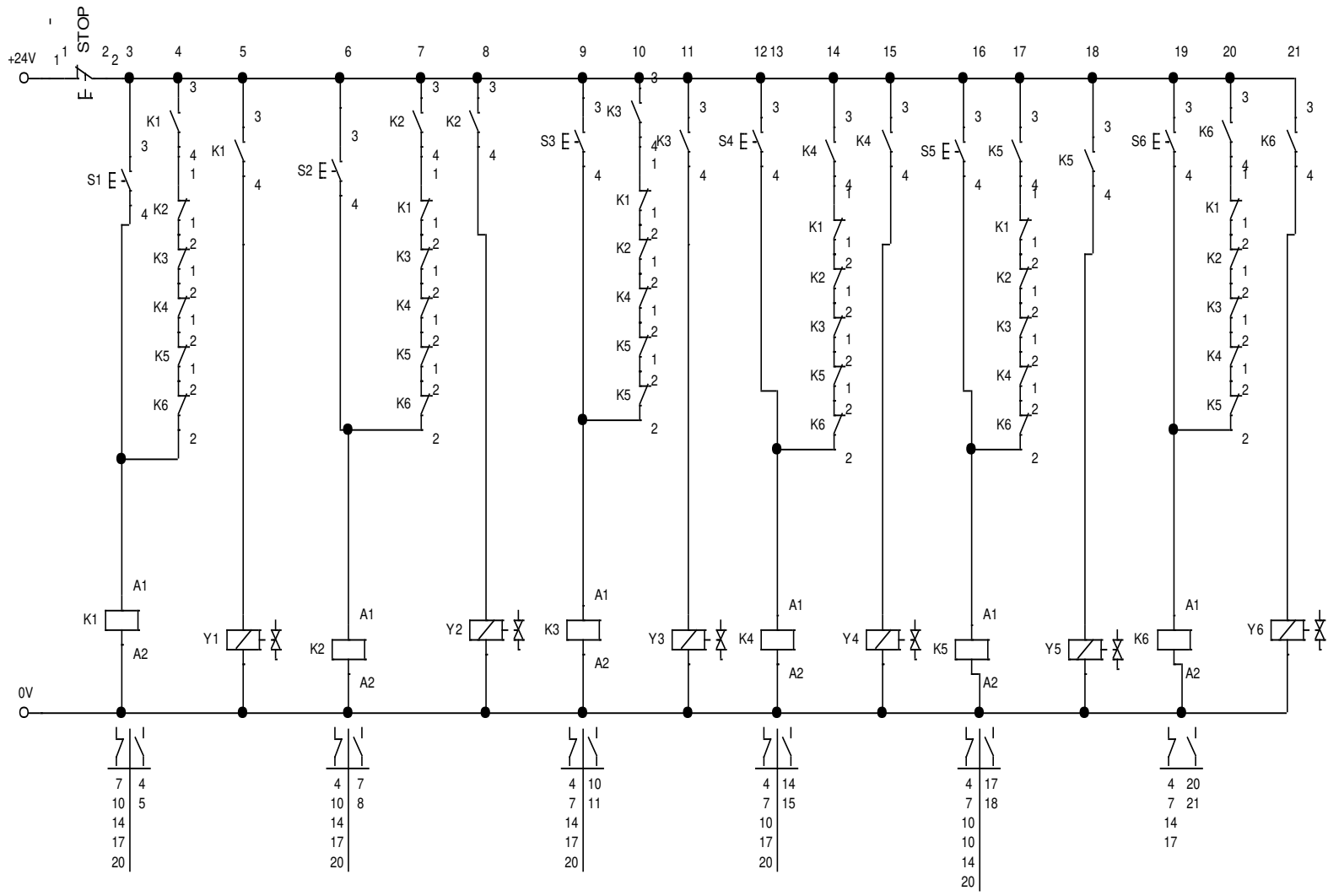


Ilustración 69. Circuito Control Robot.

Funcionamiento:

Condiciones iniciales:

- Todo el circuito esta des-energizado.
- S0 esta abierto. Se contempla el paro de emergencia.
- S0 se cierra habilita el circuito.
- Si pulso S1 energizo K1+: por ende los contactos:
 - $-K1^4$ se cierra “contacto de memoria”
 - $-K1^5$ se cierra y energiza la solenoide Y1.
 - $-K2^4, K3^4, K4^4, K5^4, K6^4$ se abren.
 - La electroválvula cuádruple de 3 vias, cambia de posición.
 - -El cilindro de doble efecto C1 hace una extensión lenta.
- Si pulso S5 energizo K5+: por ende los contactos:
 - $-K5^{17}$ se cierra “contacto de memoria”
 - $-K5^{18}$ se cierra y energiza la solenoide Y5.
 - $-K1^{17}, K2^{17}, K3^{17}, K4^{17}, K6^{17}$ se abren.
 - La electroválvula cuádruple de 3 vias, cambia de posición.
 - -El cilindro de doble efecto C3 hace una extensión lenta.
- Si pulso S3 energizo K3+: por ende los contactos:
 - $-K3^{10}$ se cierra “contacto de memoria”
 - $-K3^{11}$ se cierra y energiza la solenoide Y3.
 - $-K1^{10}, K2^{10}, K4^{10}, K5^{10}, K6^{10}$ se abren.
 - La electroválvula cuádruple de 3 vias, cambia de posición.
 - -El cilindro de doble efecto C2 hace una extensión lenta.
- Si pulso S2 energizo K2+: por ende los contactos:
 - $-K2^8$ se cierra “contacto de memoria”
 - $-K2^8$ se cierra y energiza la solenoide Y.
 - $-K1^8, K3^8, K4^8, K5^8, K6^8$ se abren.
 - La electroválvula cuádruple de 3 vias, cambia de posición.
 - -El cilindro de doble efecto C1 hace una compresión lenta.
- Si pulso S6 energizo K6+: por ende los contactos:
 - $-K6^{20}$ se cierra “contacto de memoria”
 - $-K6^{21}$ se cierra y energiza la solenoide Y6.
 - $-K1^{21}, K2^{21}, K3^{21}, K4^{21}, K5^{10}$ se abren.
 - La electroválvula cuádruple de 3 vias, cambia de posición.
 - -El cilindro de doble efecto C3 hace una compresión lenta.
- Si pulso S4 energizo K4+: por ende los contactos:
 - $-K4^{14}$ se cierra “contacto de memoria”

- - $K4^{15}$ se cierra y energiza la solenoide Y3.
- - $K1^{14}, K2^{14}, K3^{14}, K5^{14}, K6^{14}$ se abren.
- La electroválvula cuádruple de 3 vías, cambia de posición.
- -El cilindro de doble efecto C2 hace una compresión lenta.

Conclusiones

- El mejoramiento de tiempos y movimientos respecto al cambio de cilindros en las cajas pomini es realizables si se toman en cuenta la implementación de dispositivos de manipulación y ensamble de dichas cajas, como por ejemplo el mencionado y analizado en este escrito.
- La realización de ejes con el diámetro mayor o sugerido por la empresa genera más confianza y mejor costo de fabricación ya que estos se encontraban en almacén y por consiguiente disminuye el tiempo de fabricación.
- El principio de operación del robot hidráulico permite que su control sea fácil y tenga la versatilidad de no afectar ninguna parte física o integridad al operario ya que funciona paso a paso. El operario termine un movimiento puede avanzar al siguiente.
- La comodidad de solo tener que estar enfocado en las medidas y cambios de cilindros permite que el operario tenga más fluidez en la actividad a realizar.
- Se reduce la cantidad de personal requerido para esta labor ya que solo se tendría que guiar la caja de laminación y por consiguiente ajustar para su traslado.
- Los resultados obtenidos fueron los adecuados para dar solución a este problema ya que se cumplieron con los objetivos y se dejó una buena evidencia en la empresa, la cual empezó su implementación en diciembre de 2016.

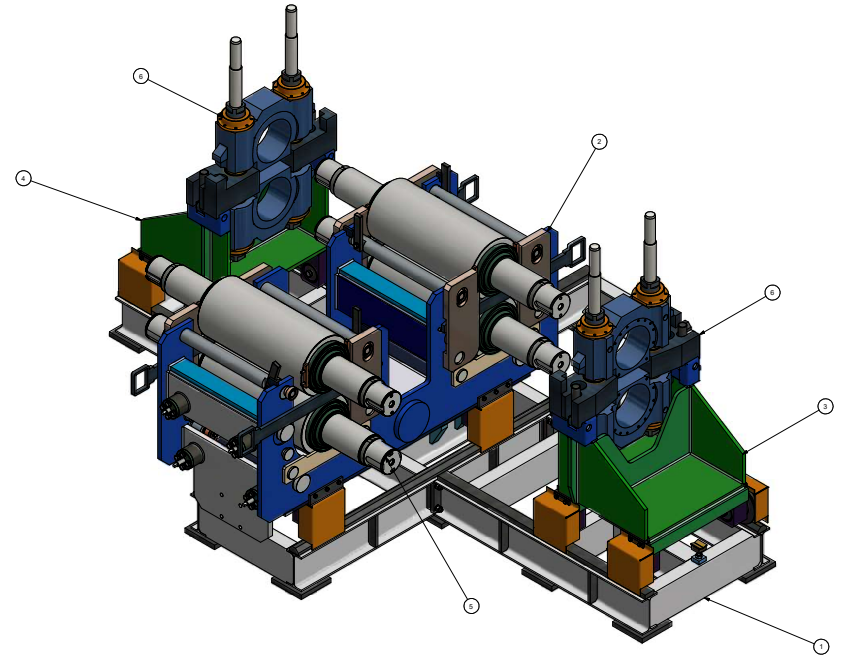
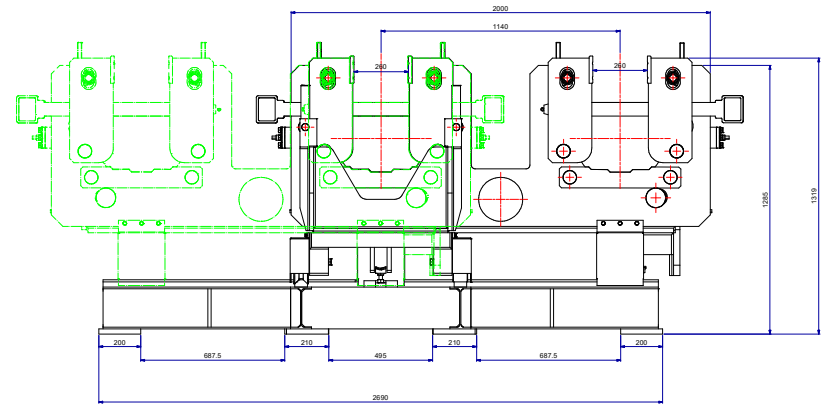
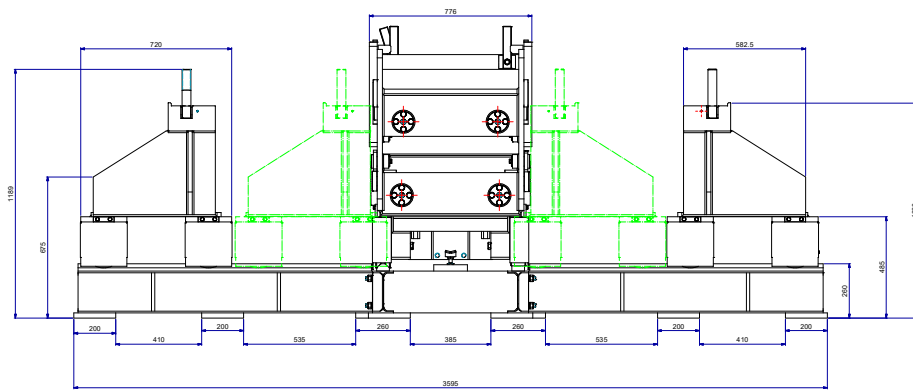
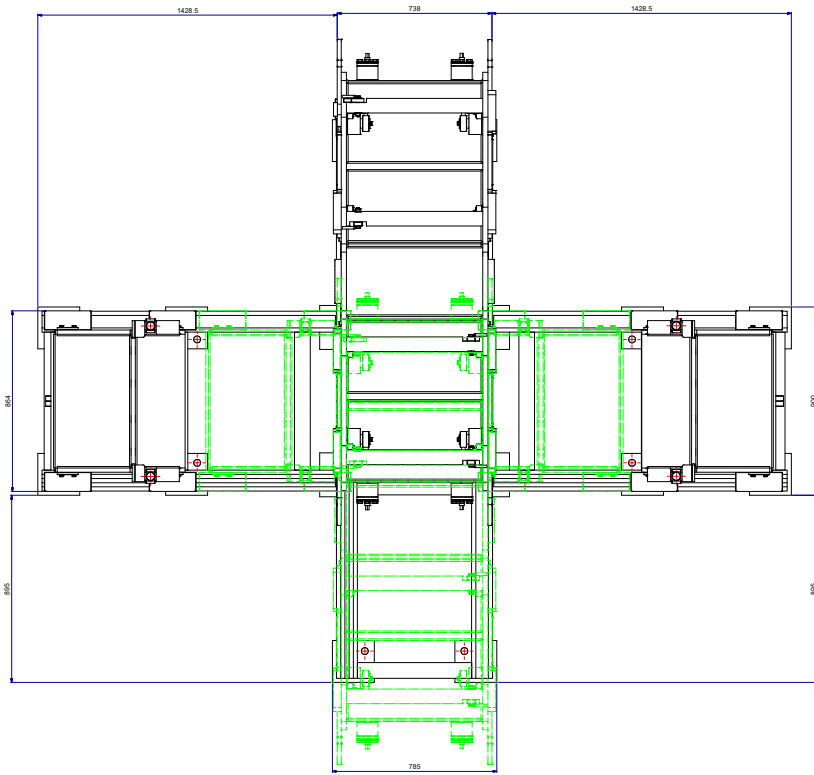
Recomendaciones

- Se sugiere que se debe realizar esta actividad con el protocolo de seguridad requerido por la empresa ya que puede generar un área de riesgo de atrapamiento en el desplazamiento de los carros que desmontan la caja de laminación.
- Se debe coordinar un anclaje adecuado y seguro con los tornillos que aseguran los castillos a la parte del carro lateral para así poder fijar el objetivo de guiado y cambio de cilindros.
- Es pertinente que se tenga un solo operario que manipule y dirija esta actividad para que así no se pueda interrumpir u ocasionar cualquier percance en el proceso.

Bibliografía.

- [1]. Como Hacer Una Tesis, **Autor:** Sabino Carlos, **Ediciones:** Lumen Argentina (1998) ISBN 9789507247576 230 págs.
- [2]. DISEÑO MECÁNICO DE SHIGLEY 8va Edición editorial McGraw Hill.
- [3]. Manual de hidráulica industrial, vycmex válvulas y controles mexicanos S.A. de C.V. distribuido por VICKERS.
- [4]. FORMULACIÓN Y EVALUACIÓN DE PROYECTOS, Rafael Méndez, editorial Quebecor world, Tercera edición.
- [5]. Instituto colombiano de normas técnicas. Compendio tesis y otros trabajos de grado. Quinta actualización. Santa Fe de Bogotá DC: ICONTEC 2002 NTC 1486
- [6]. Monografías sobre Tecnología del Acero. Parte IV LAMINACIÓN, José Luis Enríquez Berciano, Enrique Tremps Guerra, Susana de Elío de Bengy, Daniel Fernández Segovia.
- [7]. Materiales y procesos de fabricación **Escrito por E. Paul °armo, J. Temple Black, Ronald A. Kohser volumen 1. Segunda edición, editorial Reverte.**
- [8]. Siderurgia. Autor **Pascual A. Pezzano, segunda edición (1962), editorial Alsina.**

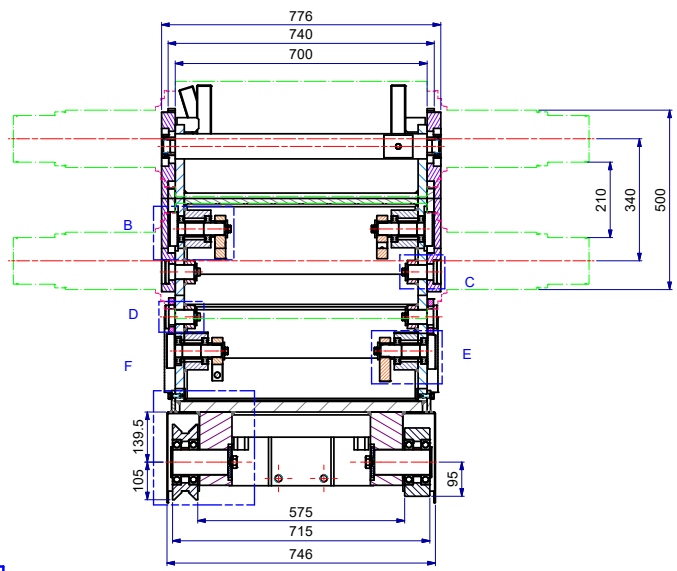
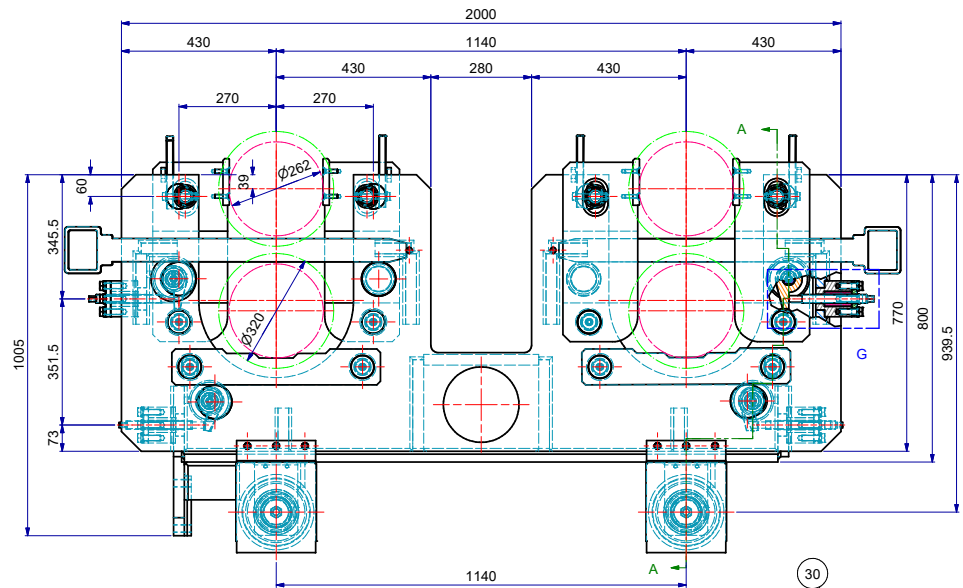
ANEXOS



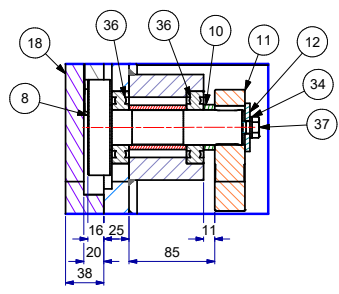
POS.	CANT.	DESCRIPCION	PESO UN.	PESO TIC.
6	2	Columba DM Premer	383 kg	766 kg
5	4	Cilindro Pirelli 330	585 kg	2338 kg
4	1	Carro lateral derecho	337 kg	337 kg
3	1	Carro lateral izquierdo	337 kg	337 kg
2	1	Carro central	2554 kg	2554 kg
1	1	Basecarro Robot	847 kg	847 kg

ACABADOS		ROBOT CARRO PIRELLI		LUBRICACION	
1	1	1	1	1	1
2	2	2	2	2	2
3	3	3	3	3	3
4	4	4	4	4	4
5	5	5	5	5	5
6	6	6	6	6	6
7	7	7	7	7	7
8	8	8	8	8	8
9	9	9	9	9	9
10	10	10	10	10	10

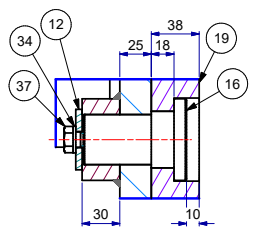




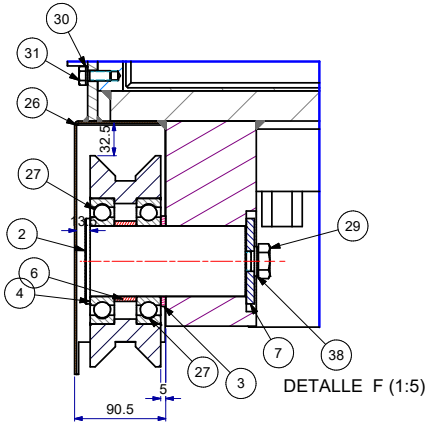
SECCION A-A (1:14)



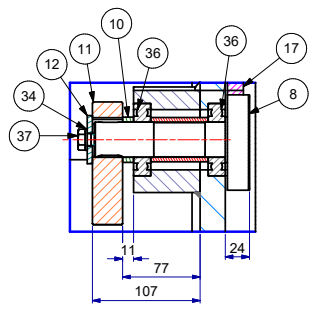
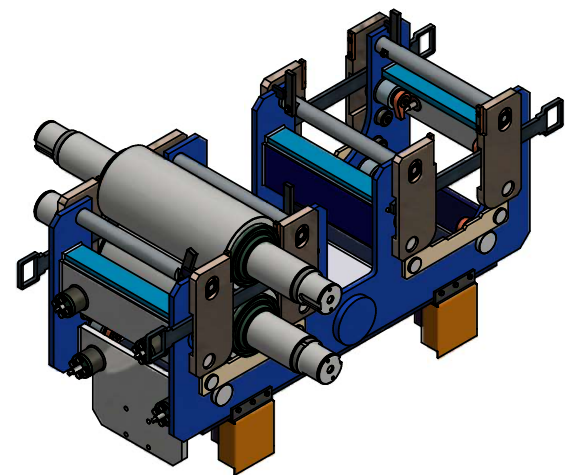
DETALLE B (1:5)



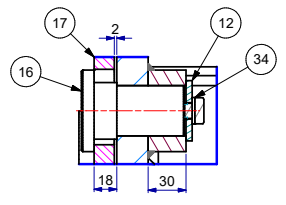
DETALLE C (1:4)



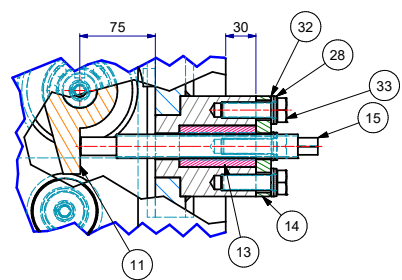
DETALLE F (1:5)



DETALLE E (1:5)



DETALLE D (1:4)



DETALLE G (1:5)

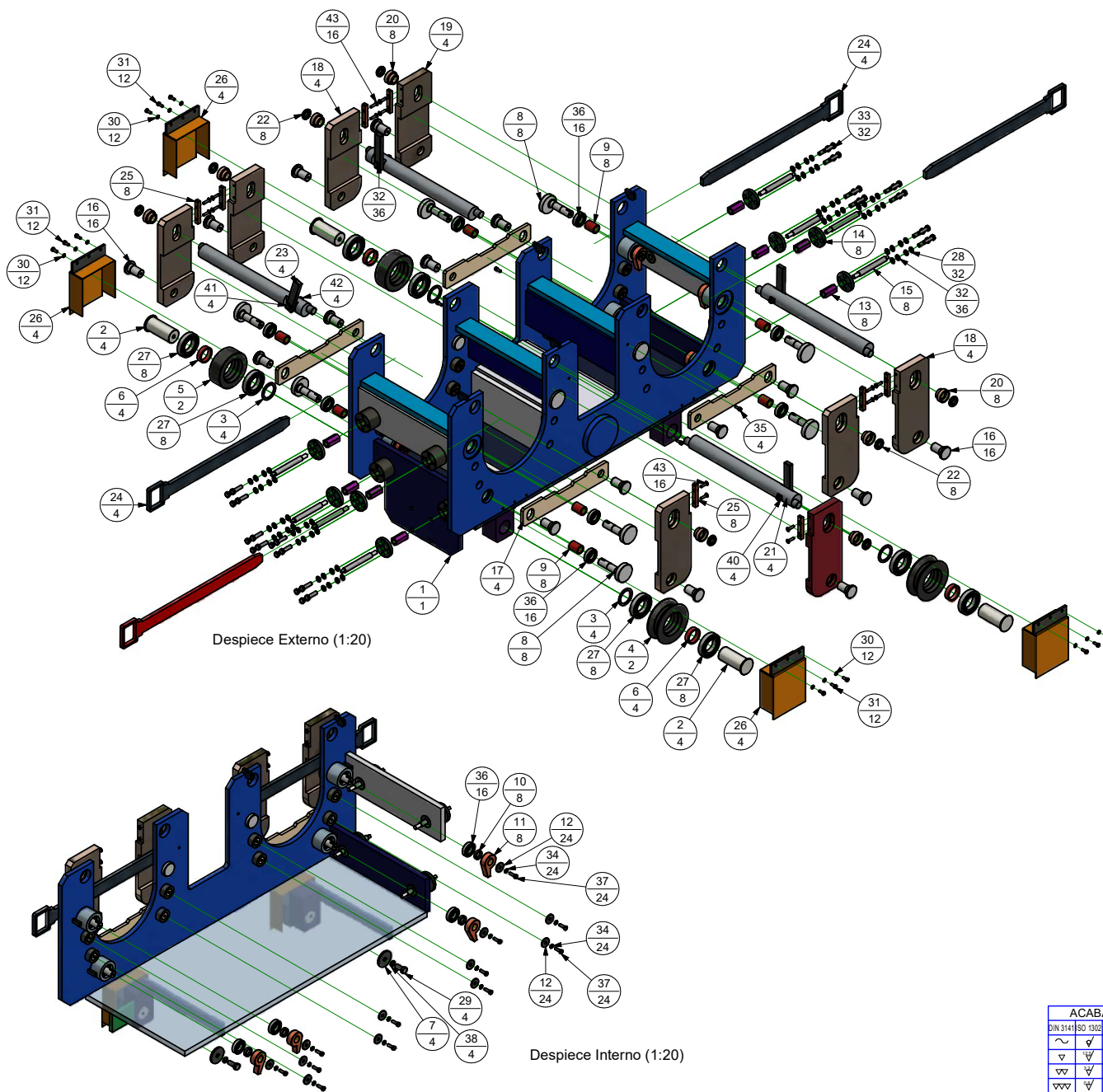
ACABADOS	
DIN 3141	SO 1302
PREPARADO	GRADO
✓	✓
∇	500 N10
∇∇	125 N8
∇∇∇	32 N6
∇∇∇∇	8 N4

PLANO ELABORADO PARA		PIEZA	
INFORMACION	<input type="checkbox"/>	CARRO CENTRAL ROBOT CAJAS POMINI	
COTIZACION	<input type="checkbox"/>	ITEM	NOMBRE
APROBACION	<input type="checkbox"/>	PROYECTO	FECHA
FABRICACION	<input type="checkbox"/>	DISEÑO	09/08/2016
HORTALE	<input type="checkbox"/>	REVISOR	02/08/2016
APRUBO	<input type="checkbox"/>	CONJUNTO	BANCADA
FECHA		ESPECIFICACIONES	

LAMINACION		ESTADO	
EQUIPO	TREV 3	ESPECIFICACIONES	non
MADINIA	ROBOT CAJAS POMINI	ESCALA	Indicada
CONJUNTO	BANCADA	ESCALA	A3
PLANO NO.	1/35	FECHA	1/35
FECHA		FECHA	1



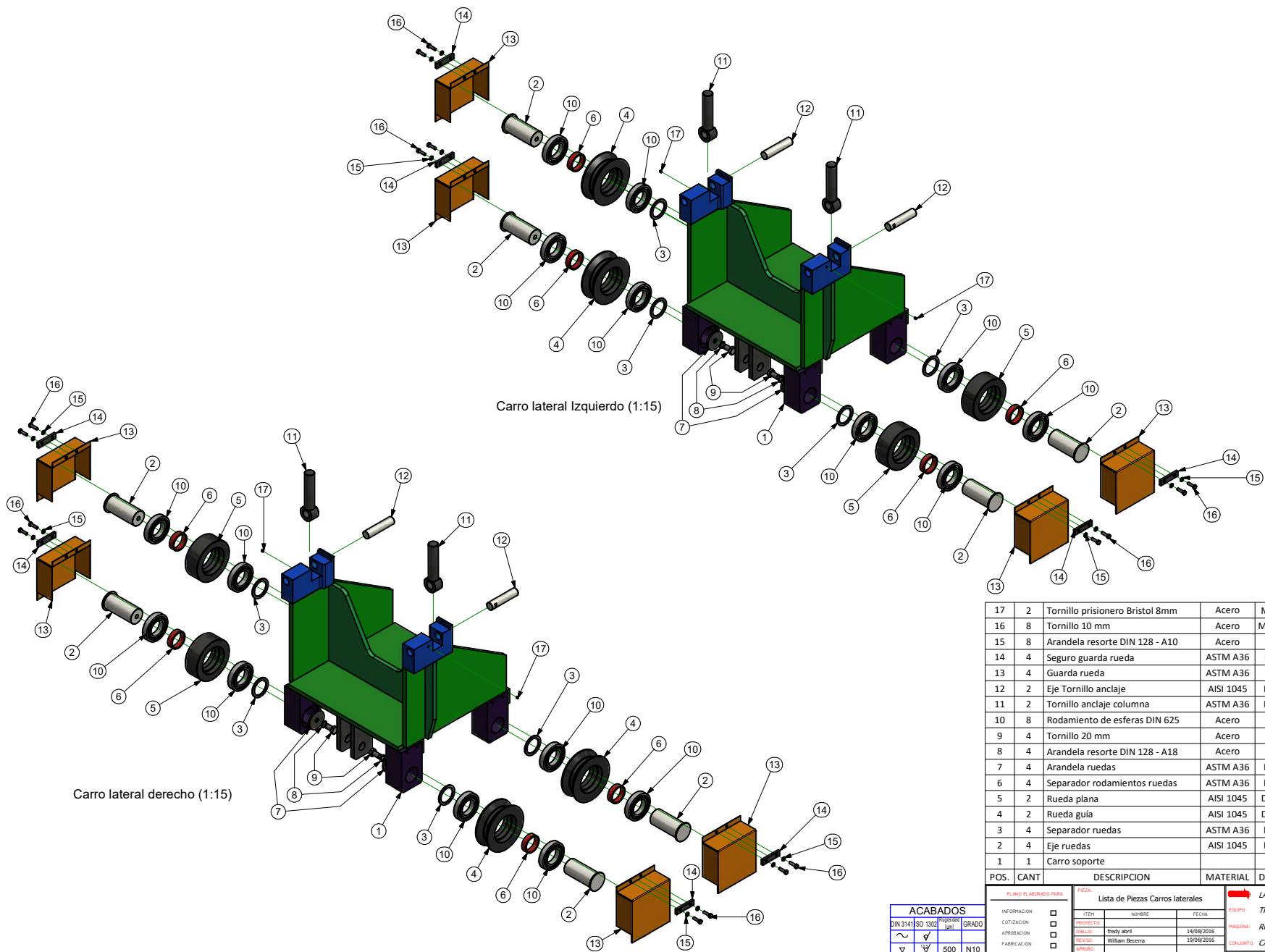
PIEZA: F:\data\informes\carro\robot\carro\CarroCentralCarro.ppt



POS	CAN	DESCRIPCION	MATERIAL	DIMENSION	PESO UNI	PESO TO
43	16	Tornillo Bristol avellanado 10 mm	Acero	M10x2x40	0.0 kg	0 kg
42	4	Tuerca 14 mm	Acero	M14 x 2	0.0 kg	0 kg
41	4	Tronillo 14 mm	Acero	M14 x 90	0.1 kg	0.1 kg
40	4	Arandela resorte DIN 128 - A14	Acero	14 mm	0.0 kg	0.0 kg
39	2	Cilindro Pomini 330			584.6 kg	1169 kg
38	4	Arandela resorte DIN 128 - A18	Acero	18 mm	0.0 kg	0.0 kg
37	24	Tornillo 12 mm	Acero	M12x1,75x35	0.0 kg	1 kg
36	16	Rodamiento de esferas DIN 625	Acero	6207	0.3 kg	4 kg
35	4	Tornillo Bristol 10 mm	Acero	M10x1,5x25	0.0 kg	0.0 kg
34	24	Arandela resorte DIN 128 - A12	Acero	12 mm	0.0 kg	0.0 kg
33	32	Tornillo 16 mm	Acero	M16 x 55	0.1 kg	4 kg
32	36	Arandela plana DIN 125 - A 15	Acero	15 mm	0.0 kg	0.0 kg
31	12	Tornillo 10 mm	Acero	M10x1,5x25	0.0 kg	0.0 kg
30	12	Arandela resorte DIN 128 - A10	Acero	10 mm	0.0 kg	0.0 kg
29	4	Tornillo 20 mm	Acero	M20 x 45	0.2 kg	1 kg
28	32	Arandela resorte DIN 128 - A16	Acero	16 mm	0.0 kg	0.0 kg
27	8	Rodamiento de esferas DIN 625	Acero	6214	1.0 kg	8 kg
26	4	Guarda rueda			2.8 kg	11 kg
25	8	Platina ajuste cilindros	SAE 65	PI 18 mm	0.4 kg	3 kg
24	4	Espada superior	AISI 1045	PI 20 mm	8.9 kg	35 kg
23	4	Barra leva	ASTM A36	PI 20 mm	1.2 kg	5 kg
22	8	Tuerca cilindro excéntrico	ASTM A36	D=52 mm	0.1 kg	1 kg
21	4	Cilindro excéntrico	ASTM A36	D=70 mm	21.0 kg	84 kg
20	8	Buje cilindro excéntrico	ASTM A36	D=65 mm	0.3 kg	3 kg
19	4	Guía izquierda cilindros	ASTM A36	PI 30 mm	21.3 kg	85 kg
18	4	Guía derecha cilindros	ASTM A36	PI 30 mm	21.3 kg	85 kg
17	4	Espada inferior	AISI 1045	PI 13 mm	6.2 kg	25 kg
16	16	Eje fijo inferior	AISI 1045	D=65 mm	1.0 kg	16 kg
15	8	Tornillo ajuste palanca	SAE 65	D=24 mm	0.8 kg	6 kg
14	8	Tapa tornillo ajuste palanca	ASTM A36	D=100 mm	0.7 kg	6 kg
13	8	Eje hexagonal	SAE 65	PI 36 mm	0.4 kg	3 kg
12	24	Arandela eje excéntrico	ASTM A36	D=48 mm	0.1 kg	2 kg
11	8	Palanca eje excéntrico	ASTM A36	PI 30 mm	1.1 kg	9 kg
10	8	Separador externo eje excéntrico	ASTM A36	D=45 mm	0.1 kg	0.8 kg
9	8	Separador rodamientos eje excéntrico	ASTM A36	D=44 mm	0.2 kg	2 kg
8	8	Eje excéntrico	AISI 1045	D=95 mm	2.2 kg	17 kg
7	4	Arandela ruedas	ASTM A36	D=85 mm	0.3 kg	1 kg
6	4	Separador rodamientos ruedas	ASTM A36	D=80 mm	0.2 kg	1 kg
5	2	Rueda plana	AISI 1045	D=190 mm	9.1 kg	18 kg
4	2	Rueda guía	AISI 1045	D=210 mm	8.4 kg	17 kg
3	4	Separador ruedas	ASTM A36	D=90 mm	0.1 kg	0.4 kg
2	4	Eje ruedas	AISI 1045	D=85 mm	4.8 kg	19 kg
1	1	Soporte central			1208.8 kg	1209 kg

ACABADOS	
DIN 3141	SO 1302
GRADO	
✓	
✓	500 N10
✓	125 N8
✓	32 N6
✓	8 N4

LISTA DE PIEZAS ROBOT CAJAS POMINI			LAMINACIÓN	
INFORMACION	<input type="checkbox"/>		EQUIPO	TREV 3
COTIZACIÓN	<input type="checkbox"/>		MÁQUINA	ROBOT CAJAS POMINI
APROBACION	<input type="checkbox"/>		CONJUNTO	CARRO CENTRAL
FABRICACION	<input type="checkbox"/>		ESPECIFICACIONES	
HONTRILE	<input type="checkbox"/>		PLANO NO.	1
APRIBO	<input type="checkbox"/>		FECHA	
FECHA	<input type="checkbox"/>			



Carro lateral Izquierdo (1:15)

Carro lateral derecho (1:15)

POS.	CANT.	DESCRIPCION	MATERIAL	DIMENSION	PESO UN	PESO TO
17	2	Tornillo prisionero Bristol 8mm	Acero	M8x1,25x8	0 kg	0 kg
16	8	Tornillo 10 mm	Acero	M10x1,5x35	0 kg	0 kg
15	8	Arandela resorte DIN 128 - A10	Acero	10 mm	0 kg	0 kg
14	4	Seguro guarda rueda	ASTM A36	PI 10 mm	0 kg	1 kg
13	4	Guarda rueda	ASTM A36	PI 2 mm	2 kg	6 kg
12	2	Eje Tornillo anclaje	AISI 1045	D=35 mm	1 kg	2 kg
11	2	Tornillo anclaje columna	ASTM A36	D=42 mm	3 kg	5 kg
10	8	Rodamiento de esferas DIN 625	Acero	6214	1 kg	8 kg
9	4	Tornillo 20 mm	Acero	M20 x 35	0 kg	1 kg
8	4	Arandela resorte DIN 128 - A18	Acero	18 mm	0 kg	0 kg
7	4	Arandela ruedas	ASTM A36	D=85 mm	0 kg	1 kg
6	4	Separador rodamientos ruedas	ASTM A36	D=80 mm	0 kg	1 kg
5	2	Rueda plana	AISI 1045	D=190 mm	9 kg	18 kg
4	2	Rueda guia	AISI 1045	D=210 mm	8 kg	17 kg
3	4	Separador ruedas	ASTM A36	D=90 mm	0 kg	0 kg
2	4	Eje ruedas	AISI 1045	D=85 mm	5 kg	19 kg
1	1	Carro soporte			257 kg	257 kg

ACABADOS	
DIN 3141	SO 1302
RESISTENTE	GRADO
✓	✓
∇	500 N10
∇∇	125 N8
∇∇∇	32 N6
∇∇∇∇	8 N4

PLANO ELABORADO PARA		PIEZA		EQUIPO		OPERAÇÕES	
Lista de Piezas Carros laterales		TREVI 3		MAGNUM		ROBOT CAJAS POMINI	
INFORMACION	<input type="checkbox"/>	ITEM	NOMBRE	FECHA		ESCALA	INDICADO
COTIZACION	<input type="checkbox"/>	PROYECTO				INDICADO	
APROBACION	<input type="checkbox"/>	REVISOR	Willys Baccaro	14/08/2016		INDICADO	
FABRICACION	<input type="checkbox"/>	APROBADO		19/08/2016		INDICADO	
HONITALE	<input type="checkbox"/>	CONJUNTO		CARROS LATERALES		INDICADO	A3
APRIBO	<input type="checkbox"/>	ESPECIFICACIONES				INDICADO	2 / 16
FECHA		PLANO NO.				INDICADO	1



PLANO ELABORADO PARA	
INFORMACION	<input type="checkbox"/>
COTIZACION	<input type="checkbox"/>
APROBACION	<input type="checkbox"/>
FABRICACION	<input type="checkbox"/>
HONITALE	<input type="checkbox"/>
APRIBO	<input type="checkbox"/>
FECHA	