

DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA LA PERFORACIÓN DE
TIERRA Y POSTERIOR UBICACIÓN DE LA PLÁNTULA DE JUGLANS
NEOTRÓPICA EN LLANURAS.

ANDRÉS FELIPE DIAZGRANADOS ZAPATA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2017

DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA LA PERFORACIÓN DE
TIERRA Y POSTERIOR UBICACIÓN DE LA PLÁNTULA DE JUGLANS
NEOTRÓPICA EN LLANURAS.

ANDRÉS FELIPE DIAZGRANADOS ZAPATA

Proyecto de Grado Integral para Optar el Título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2017

Nota de aceptación:

Ing. Gabriel H. Rivera C.
Presidente Jurado

Jurado 1
Ing. Edwin Rivera Casadiego

Bogotá D.C. –Febrero 2 de 2017

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director del Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente al autor.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	17
1. DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL	18
1.1. EVALUAR LOS PROCESOS DE REFORESTACIÓN	18
1.2. EVALUAR DISPOSITIVOS PARA TAREAS DE REFORESTACIÓN	21
2. PARÁMETROS BÁSICOS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	24
2.1. PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA	24
2.2. REQUERIMIENTOS FUNCIONALES DE LA MÁQUINA	26
3. DISEÑO CONCEPTUAL Y PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	27
3.1. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA LA MANIPULACIÓN DE LAS PLANTAS	27
3.1.1. Alternativa 1	27
3.1.2. Alternativa 2	28
3.1.3. Alternativa 3	29
3.2. GENERALIDADES ENTRE ALTERNATIVAS	31
3.3. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	31
3.4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA SISTEMA DE PERFORACIÓN	34
3.4.1 Barrena helicoidal	34
3.4.2 Barreno holandés	34
3.4.3 Plantador manual	35
3.5 Evaluación de alternativas	35
3.6 Presentación de la máquina a diseñar	37
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA	39
4.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA	39
4.2 CÁLCULO DEL SISTEMA NEUMÁTICO	43
4.3 CÁLCULO DE ELEMENTOS MECÁNICOS	61
4.3.1 Engranajes	62
4.3.2 Catarinas	75
4.3.3 Ejes	78
4.3.4 Cuñas	106
4.3.5 Rodamientos	109
4.3.6 Sistema de dirección	110
4.3.7 Sistema eléctrico	111

5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	114
5.1 ELECCIÓN DEL PERFIL ESTRUCTURAL	114
5.2 SOLDADURA	117
5.3 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	119
5.3.1 Resultados esfuerzos von mises	120
5.3.2 Resultados de desplazamientos	121
5.3.3 Resultados del factor de seguridad	122
6. MANUALES	123
6.1 MANUAL DE INSTALACIÓN	123
6.1.1 Estructura	123
6.1.2 Sistema motriz	127
6.1.3 Sistema neumático	135
6.2 MANUAL DE OPERACIÓN	141
6.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO	143
6.3.1 Cambio de aceite	143
6.3.2 Rodamientos	144
6.3.3 Inspecciones y consideraciones	145
7. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO	146
8. CONCLUSIONES	150
9. RECOMENDACIONES	151
BIBLIOGRAFÍA	152
ANEXOS	154

LISTA DE ESQUEMAS

	pág.
Esquema 1. Dimensiones de la plántula.	24
Esquema 2. Alternativa 1.	27
Esquema 3. Alternativa 2.	29
Esquema 4. Alternativa 3.	30
Esquema 5. Diagrama de cuerpo libre.	39
Esquema 6. Dimensiones del cepellón.	40
Esquema 7. Selección del compresor.	44
Esquema 8. Capacidad del acumulador.	45
Esquema 9. Dimensiones del acumulador.	46
Esquema 10. Calculo del punto de rocío.	47
Esquema 11. Recorrido de la tubería.	48
Esquema 12. Diámetro de tubería.	50
Esquema 13. Longitudes suplementarias.	51
Esquema 14. Perdida de presión en la tubería.	53
Esquema 15. Cilindro A.	54
Esquema 16. Diagrama de torque.	56
Esquema 17. Curvas características del motor neumático.	57
Esquema 18. Ubicación de los elementos en la bandeja.	60
Esquema 19. Características de los dientes de los engranes de dientes rectos.	63
Esquema 20. Factor de geometría J para engranes con ángulos de presión de 20°	68
Esquema 21. Factor de geometría I para engranes con ángulos de presión de 20°	69
Esquema 22. Longitudes del eje A en mm	82
Esquema 23. Longitudes del eje B	86
Esquema 24. Longitudes del eje C en mm	90
Esquema 25. Longitudes del eje D en mm	96
Esquema 26. Resistencia a la fatiga	102
Esquema 27. Representación de velocidades del sistema de dirección	111
Esquema 28. Velocidad angular de la mangueta	111
Esquema 29. Conexión de baterías para las válvulas	112
Esquema 30. Estructura con el elemento critico	114
Esquema 31. Diagramas de la viga empotrada por método de superposición	116

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Diámetros preferidos para roscas ACME.	58
Tabla 2. Factores de tamaño.	70
Tabla 3. Factor de sobrecarga.	71
Tabla 4. Vida de diseño.	72
Tabla 5. Esfuerzos admisibles para materiales de engranes en acero templado	75
Tabla 6. Factor de servicio.	76
Tabla 7. Capacidades en caballos de fuerza cadena simple de rodillos numero 60	77
Tabla 8. Tamaño de cadena de rodillos	80
Tabla 9. Factor de confiabilidad para ejes	103
Tabla 10. Factor de tamaño para ejes	103
Tabla 11. Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje	107
Tabla 12. Duración recomendada para rodamientos	109
Tabla 13. Factores geométricos para análisis de soldaduras	118
Tabla 14. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras	119

LISTA DE CUADROS

		pág.
Cuadro 1.	Características de las operaciones de desbroce	19
Cuadro 2.	Criterios de selección	32
Cuadro 3.	Nivel de satisfacción de los criterios	33
Cuadro 4.	Puntaje de las alternativas	34
Cuadro 5.	Criterios de selección para el dispositivo de perforación	36
Cuadro 6.	Nivel de satisfacción de los criterios para los elementos de perforación	37
Cuadro 7.	Puntaje de los elementos de selección	37
Cuadro 8.	Coeficientes de rozamiento	42
Cuadro 9.	Longitudes suplementarias	51
Cuadro 10.	Cohesión del suelo	55
Cuadro 11.	Ángulos de fricción	55
Cuadro 12.	Dimensiones de los tornillos de potencia	59
Cuadro 13.	Dimensiones de los engranajes	64
Cuadro 14.	Valores para velocidad de línea de paso y cargas	65
Cuadro 15.	Resultado del ancho de cara para los engranajes	65
Cuadro 16.	Coeficiente elástico, C_p	66
Cuadro 17.	Números de calidad AGMA recomendados	66
Cuadro 18.	Factor dinámico de los engranes	67
Cuadro 19.	Resultados factor de geometría J	68
Cuadro 20.	Resultados factor de distribución de carga	70
Cuadro 21.	Factor de confiabilidad	71
Cuadro 22.	Resultados de numero de ciclos por carga	73
Cuadro 23.	Resultados de los factores de esfuerzo por ciclos de esfuerzo	73
Cuadro 24.	Resultados de esfuerzos por flexión y por picadura	73
Cuadro 25.	Resultados de ajuste de esfuerzos por flexión y por picadura	74
Cuadro 26.	Esfuerzos en el eje A	100
Cuadro 27.	Esfuerzos en el eje B	100
Cuadro 28.	Esfuerzos en el eje C	100
Cuadro 29.	Esfuerzos en el eje D	100
Cuadro 30.	Reacciones en los apoyos.	101
Cuadro 31.	Diámetros mínimos y diámetros ajustados del eje A.	105
Cuadro 32.	Diámetros mínimos y diámetros ajustados del eje B.	106
Cuadro 33.	Diámetros mínimos y diámetros ajustados del eje C.	106
Cuadro 34.	Diámetros mínimos y diámetros ajustados del eje D.	106

Cuadro 35.	Medidas de las cuñas	107
Cuadro 36.	Resultados esfuerzo cortante	108
Cuadro 37.	Materiales de las cuñas	108
Cuadro 38.	Resultados de carga dinámica para rodamientos	110
Cuadro 39.	Especificaciones para el análisis	119
Cuadro 40.	Propiedades del material	120
Cuadro 41.	Descripción del enmallado	120
Cuadro 42.	Resultados esfuerzo Von Mises	120
Cuadro 43.	Resultados desplazamiento	121
Cuadro 44.	Periodos de cambio de aceite	143
Cuadro 45.	Vida útil rodamientos	145
Cuadro 46.	Costos	147
Cuadro 47.	Costos de investigación	148
Cuadro 48.	Costo total de inversión	148

LISTA DE DIAGRAMAS

	pág.
Diagrama 1. Diagrama de cuerpo libre del eje A	83
Diagrama 2. Diagrama de fuerzas del eje A en el plano XY	83
Diagrama 3. Diagrama de fuerza cortante del eje A en el plano XY	84
Diagrama 4. Diagrama momento flector del eje A en el plano XY	84
Diagrama 5. Diagrama de fuerzas del eje A en el plano YZ	85
Diagrama 6. Diagrama de fuerza cortante del eje A en el plano YZ	85
Diagrama 7. Diagrama momento flector del eje A en el plano YZ	86
Diagrama 8. Diagrama de cuerpo libre del eje B	87
Diagrama 9. Diagrama de fuerzas del eje B en el plano XY	87
Diagrama 10. Diagrama de fuerza cortante del eje B en el plano XY	88
Diagrama 11. Diagrama momento flector del eje B en el plano XY	88
Diagrama 12. Diagrama de fuerzas del eje B en el plano YZ	89
Diagrama 13. Diagrama de fuerza cortante del eje B en el plano YZ	89
Diagrama 14. Diagrama momento flector del eje B en el plano YZ	90
Diagrama 15. Diagrama de cuerpo libre del eje C	91
Diagrama 16. Diagrama de fuerzas del eje C en el plano XY	91
Diagrama 17. Diagrama de fuerza cortante del eje C en el plano XY	92
Diagrama 18. Diagrama momento flector del eje C en el plano XY	92
Diagrama 19. Diagrama de fuerzas del eje C en el plano YZ	93
Diagrama 20. Diagrama de fuerza cortante del eje C en el plano YZ	94
Diagrama 21. Diagrama momento flector del eje C en el plano YZ	94
Diagrama 22. Diagrama de cuerpo libre del eje D	96
Diagrama 23. Diagrama de fuerzas del eje D en el plano XY	97
Diagrama 24. Diagrama de fuerza cortante del eje D en el plano XY	98
Diagrama 25. Diagrama momento flector del eje D en el plano XY	98
Diagrama 26. Diagrama de fuerzas del eje D en el plano YZ	98
Diagrama 27. Diagrama de fuerza cortante del eje D en el plano YZ	99
Diagrama 28. Diagrama momento flector del eje D en el plano YZ	99
Diagrama 29. Diagrama del elemento cargado y empotrado	115
Diagrama 30. Diagrama para el cálculo de soldadura	117

LISTA DE ILUSTRACIONES

	pág.
Ilustración 1. Plantadora forestal Jhartwich.	21
Ilustración 2. Plantadora forestal Slpkrtiny.	22
Ilustración 3. Plantadora forestal I.M.A.FOR.	23
Ilustración 4. Trazado en cuadro	25
Ilustración 5. Barrena helicoidal.	34
Ilustración 6. Barreno holandés	35
Ilustración 7. Plantador manual.	35
Ilustración 8. Máquina a diseñar.	38
Ilustración 9. Bandeja de carga.	41
Ilustración 10. Resultados de esfuerzo Von Mises	121
Ilustración 11. Resultados desplazamiento	122
Ilustración 12. Piso estructura	124
Ilustración 13. Soldadura del suelo.	124
Ilustración 14. Columnas principales	125
Ilustración 15. Refuerzos horizontales	125
Ilustración 16. Ubicación del techo	126
Ilustración 17. Refuerzos del techo.	126
Ilustración 18. Ubicación de las tijeras	127
Ilustración 19. Ensamble eje 1	127
Ilustración 20. Ensamble eje 2	128
Ilustración 21. Ensamble eje 3	128
Ilustración 22. Ensamble eje 4	129
Ilustración 23. Montaje en carcasa inferior	129
Ilustración 24. Montaje y atornillado carcasa superior.	130
Ilustración 25. Ensamble caja de dirección	131
Ilustración 26. Ubicación en soporte de la caja de dirección	131
Ilustración 27. Ubicación cilindro c	132
Ilustración 28. Montaje de manguetas en la estructura	132
Ilustración 29. Ensamble manguetas	133
Ilustración 30. Ubicación motor y caja reductora	133
Ilustración 31. Ubicación semiejes	134
Ilustración 32. Acople sistema de dirección con manguetas de dirección	134
Ilustración 33. Acople Mattracks a las manguetas	135
Ilustración 34. Ubicación elementos principales del sistema neumático	135
Ilustración 35. Montaje tornillo de potencia	136
Ilustración 36. Tornillos de potencia ubicados en la bandeja	136

Ilustración 37.	Acoples motores neumáticos	137
Ilustración 38.	Ubicación cilindro a en bandeja	137
Ilustración 39.	Ubicación unidad FRL y grupo de válvulas	138
Ilustración 40.	Conexión de la tubería	138
Ilustración 41.	Conexión a las válvulas	139
Ilustración 42.	Ubicación bandeja de alimentación	140
Ilustración 43.	Ubicación del tablero de mando	140
Ilustración 44.	Pantalla principal	141
Ilustración 45.	Ingreso cantidad de plantas	142
Ilustración 46.	Ingreso distancia entre plantas	142
Ilustración 47.	Tapones para ingreso de aceite	144
Ilustración 48.	Tapones cambio de aceite	144

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Ficha técnica del motor	156
Anexo B. Propiedades de los aceros	158
Anexo C. Propiedades del acero ASTM A 500	160
Anexo D. Catálogo de perfiles estructurales	162
Anexo E. Catálogo de la cadena	164
Anexo F. Dimensiones de rodamientos	166
Anexo G. Catalogo compresor	171
Anexo H. Catalogo secador	173
Anexo I. Dimensiones Cilindros neumáticos	175
Anexo J. Dimensiones motor neumático	177
Anexo K. Catálogo de electroválvulas	180
Anexo L. Catálogo de Mattracks	183
Anexo M. Manguetas de dirección	185
Anexo N. Caja de dirección	187
Anexo O. Planos	189

RESUMEN

En este proyecto denominado “DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA LA PERFORACIÓN DE SUELO Y POSTERIOR UBICACIÓN DE LA PLÁNTULA DE JUGLANS NEÓTROPICA EN LLANURAS”, partiendo de unos parámetros y requerimientos necesarios para la correcta operación de la máquina se analizaron tres posibilidades para la máquina y para el elemento perforador.

Con base en el diseño funcional aprobado, se realizó el diseño detallado de la máquina, se hizo la selección de los materiales según los esfuerzos actuantes en los mecanismos, seguido a esto se desarrolló el análisis de la estructura de la máquina empleando un programa de elementos finitos, se llevó a cabo la elaboración de los manuales de operación, montaje y mantenimiento de la máquina, cada uno con las recomendaciones básicas y aspectos a tener en cuenta, se elaboraron los planos de los elementos mecánicos, el sistema neumático y eléctrico de la máquina. Por último se realizó el estudio de costos de fabricación e investigación para la elaboración de la máquina.

PALABRAS CLAVE: Plantadora, Reforestación, Automatización, Diseño.

INTRODUCCIÓN

Debido al constante cambio climático y a la continua tala de árboles se ha generado varias pérdidas en materia de recursos por la continua presentación de incendios en zonas forestales, por ende se desarrollan campañas de reforestación, en zonas de gran extensión. Debido al tamaño de estas zonas, se requiere de una cantidad significativa de personal y de tiempo para la reforestación, tiempo y personal que podría ser utilizado en el desarrollo de otros procesos de regeneración ambiental.

Por lo tanto, el mayor inconveniente en estas campañas, es el tiempo empleado en la adecuación del terreno, y el proceso de siembra, siendo este el más exhaustivo. Al lograr reducir este factor, además del hecho de disminuir el daño que se genera al medio ambiente por otras actividades, se va a reducir el desgaste físico de aquellos que trabajan en estas campañas.

El proceso de reforestación se puede desarrollar con ayuda de tractores, o de forma manual. El uso de maquinaria está condicionado al tamaño del terreno a forestar y la facilidad del acceso al terreno, por lo tanto es más frecuente que este trabajo se haga de forma manual, siendo una limitación a la hora de incrementar las zonas reforestadas y en un corto periodo de tiempo.

Se determinó que la especie que se va a emplear para el proceso de reforestación será la *Juglans Neotrópica*, también conocida como Nogal, siendo esta especie utilizada para la decoración de parques en la ciudad de Bogotá, en la cual es considerada como el árbol de la ciudad, otro factor que se tuvo en cuenta en la selección de este árbol, es su estado actual de considerarse en vía de extinción, debido a su uso en trabajos de ebanistería.

Con el fin del desarrollo de este proyecto se plantearon los siguientes objetivos:

- Diagnosticar la situación actual en las reforestaciones.
- Realizar el diseño conceptual y establecer parámetros de diseño
- Realizar planteamiento de alternativas.
- Desarrollar el diseño de la máquina.
- Elaborar el análisis por el método de elementos finitos de los elementos críticos.
- Elaborar los planos de fabricación y ensamblado.
- Elaborar manuales de montaje, operación y mantenimiento.
- Evaluar financieramente el proyecto.

El alcance del proyecto estará dado por el diseño de la máquina la cual se encargara de abrir el agujero y ubicar la plántula sobre un terreno llano, no se contempla en el Proyecto, el transporte de las plántulas del vivero a la zona a reforestar, ni el proceso de cargar la máquina con las plántulas a ubicar.

1. DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL

En este capítulo se revisarán las condiciones iniciales en las que va a operar la máquina, teniendo en cuenta los posibles tratamientos previos a la reforestación que se pueden realizar en el terreno, a su vez, se detallan las máquinas disponibles en el mercado para procesos de reforestación.

1.1 EVALUAR LOS PROCESOS DE REFORESTACIÓN

Al llevar a cabo una repoblación forestal se debe realizar una serie de pasos. Este proceso parte de un estudio previo del medio ambiente, en el cual se deben determinar los motivos por los cuales voy a repoblar, éstos pueden ser para suplir la necesidad de un recurso o con el fin de reducir daños generados por una perturbación como incendios, alguna degradación evidente como erosión o si es posible conseguir un crecimiento progresivo de la vegetación.

Ya teniendo las razones de esta reforestación, se determina la especie o conjunto de especies a introducir en el terreno. Teniendo la especie se escoge la forma de desarrollo de la especie, si su desarrollo será desde la semilla o será criada en vivero; al ser criada en vivero se designa como va a ser el cultivo de la planta en el vivero.

En la selección de las especies a repoblar se debe tener en cuenta la forma de reproducción de las plantas, ya que factores como la abundancia o la escasez de la cosecha, la calidad de los frutos y semillas, y la forma de germinación, implicarían dificultades para gestionar el vivero. Otro elemento a considerar es la facilidad de instalación y el temperamento de las especies, ya que esto determinara el nivel de deterioro de la planta al ubicarla en el terreno.

Luego de los estudios que se realizan en la determinación de la planta y los cuidados que se le deben dar, se debe realizar una preparación del terreno y si es requerido un tratamiento a la vegetación existente.

Se realiza un tratamiento previo a la vegetación preexistente con el fin de mejorar las condiciones de establecimiento, al disminuir la competencia por agua y nutrientes, dando como resultado un desarrollo adecuado de los árboles, además permite controlar efectos generados por la defensa de la vegetación, esta defensa se genera por la reducción de iluminación, y otros posibles riesgos, este desbroce de vegetación reduce el peligro de incendios y facilita su extinción, también facilita la plantación ya que mejora la accesibilidad de equipos, de personal, y a su vez el establecimiento de la planta.

Para llevar a cabo esta preparación del terreno, se llevan a cabo operaciones de desbroce, las cuales estarán sujetas a las especies que va a afectar, si va a hacer una selección o si será total, la extensión del desbroce, si va a afectar toda la

superficie, solo líneas de anchura variable o por aperturas de huecos, la ejecución, o si se desea eliminar esta vegetación.

La ejecución del desbroce, con respecto a los criterios ya mencionados se ve representado en el cuadro 1.

Cuadro 1: Características de las operaciones de desbroce.

	Especie		Extensión			Eliminación	
	Selectivo	Total	Hecho	Fajas	Casillas	Roza	Arranque
Quema		x	x			x	
Manual	x	x	x	x	X	x	x
Químico	x	x	x	x	X		x
Laboreo	x(si se hace por fajas)	x	x	x			x
Desbrozadoras	x(si se hace por fajas)	x	x	x		x	
Cuchilla de angledozer: Decapado	x(si se hace por fajas)	x	x	x			x
Roza al aire		x	x	x		x	

Fuente: Pemán, Jesús, Navarro, Rafael. Repoblaciones forestales. España. 2013. P. 120

Habiendo realizado el tratamiento de vegetación preexistente, se debe realizar una preparación del suelo. Esta preparación se realiza por múltiples motivos: las principales razones son el aumentar la capacidad de retención de agua del suelo, aumentar la velocidad de infiltración hídrica, impidiendo la formación de erosión hídrica, también facilita la penetración de las raíces de las plantas introducidas, y disminuye la posibilidad de invasión de matorrales después de la siembra.

La preparación de los terrenos se hace en función de ciertos criterios establecidos:

El primer criterio hace referencia a la extensión superficial y al suelo. Se observa la calidad del suelo, la pendiente, la forma de implantación (envase o raíz desnuda), esos factores implicaran en la intensidad de labores o preparaciones, o la limitación en el uso de maquinaria.

El segundo criterio esta dado en las acciones sobre el suelo, estas acciones están dadas a obtener un rejuvenecimiento y están sujetas a los perfiles en los suelos, a que sean suelos calizos que presentan inconvenientes, o suelos silíceos donde las acciones no generan resultados.

El tercer criterio es la ejecución. En esta la preparación del terreno se puede efectuar de forma manual o mecanizada. Estas dos formas presentan factores que determinan si se pueden o no usar en la ejecución de la preparación. Factores como defectos en el perfil no pueden ser corregidos, además que requieren de un gran número de trabajadores, y factores como la pendiente y la pedregosidad impiden el uso de la maquinaria.

El cuarto criterio es la profundidad que va abarcar la preparación del terreno, esta profundidad está dada por la calidad del suelo, el régimen hídrico, el método de implantación y la planta utilizada. Para una implantación por envase serán 20-40cm o 40-60cm y si la planta se encuentra a raíz desnuda puede estar entre los valores de 0-60cm, la determinación de alguna de las medidas se dará según los otros factores mencionados anteriormente.

Ya habiendo desarrollado los tratamientos del material vegetal preexistente y la preparación del suelo, se da inicio al proceso de repoblación.

Al realizarse la implantación de una plántula se lleva a cabo un proceso de plantación, éstas plantas que se encuentran en un vivero, deben ser de 15 a 40cm de alto, ya que se presenta una mayor capacidad para superar el estrés.

La planta se puede encontrar de dos formas: a raíz desnuda, la cual viene directamente del cultivo del vivero y se lleva a la zona a reforestar con la raíz al aire, y la planta en contenedor, la cual es producida en envases rellenos con sustratos adecuados y que forman un cepellón alrededor de la raíz y se introduce en el suelo con o sin cepellón dependiendo de la planta.

Al momento de introducir la planta en el suelo se debe tener en cuenta la edad de la planta, ya que esto determinara la supervivencia y crecimiento de la planta. En plantas con la raíz en cepellón, la norma general indica que la planta no debe superar un año. Y en plantas con la raíz desnuda puede ser de 8 meses en otoño y 12 meses si se realiza en primavera.

La manipulación de la planta desde la recepción en campo hasta su plantación influye en el éxito de la reforestación, por lo tanto requiere de una manipulación minuciosa.

Para el transporte de las plantas se requiere el mínimo contacto de la raíz con el aire si la planta viene con la raíz desnuda, y si viene en envase, verificar que el cepellón este humedecido, además el vehículo de transporte debe ir cubierto, con el fin de evitar la insolación directa, también en el almacenamiento se debe evitar tallos y raíces dobladas, se recomienda el uso de cajas o soportes especiales.

El procedimiento para la plantación inicia colocando la planta junto al lugar donde se va a ubicar, luego con ayuda de una azada se abre un hoyuelo, este hueco debe ser del tamaño suficiente para que entre la planta y se procede a colocar la planta en el hoyo, para ello se sujeta el plantón por el cepellón o el cuello de la raíz y se coloca cuidadosamente en el hoyuelo.

La planta no debe quedar superficial o sobre enterrada, ha de procurar que el cuello de la raíz quede al nivel del suelo, por lo tanto se recomienda enterrar la planta de 4 a 5 cm por encima del cuello de la raíz. Una vez colocada la planta se procede con el llenado del hoyo, y se pisa ligeramente para compactar la tierra y evitar bolsas de aire que entren en contacto con la raíz.

1.2 EVALUAR DISPOSITIVOS PARA TAREAS DE REFORESTACIÓN.

Los dispositivos que se encuentran para las tareas de reforestación se pueden dividir en aquellos encargados en la preparación del terreno y aquellos que se usan para trasplantar.

Debido a que el fin del proyecto es el de trasplantar las plántulas, se tratarán las máquinas empleadas para este fin. En el presente se encuentran diversos diseños de máquinas para plantar las plántulas.

Uno de los diseños es el de Jhartwich, que es una empresa uruguaya dedicada a la fabricación de maquinaria agrícola y forestal. La máquina que Jhartwich presenta se encarga de la plantación, fertilizado, aplicación de gel para retención de agua y aplicación de herbicida.

Ilustración 1: Plantadora forestal Jhartwich.



Fuente: JHARTWICH, En línea < www.jhartwich.com>. Consultado en Junio 2016

Esta máquina toma la fuerza de un tractor, mientras es manipulada por dos operarios y un tractorista, los cuales se encargan de posicionar la plántula en el agujero respectivo. La máquina controla la dosis y ubicación longitudinal del fertilizante y del gel, también controla la distancia entre plantas, alturas y los ángulos del sistema de plantación.

Otra compañía que realizó una plantadora forestal es Slpkrtiny, es un establecimiento que forma parte de la Universidad de Mendel de Ingeniería Agronómica y Forestal en Brno (República Checa).

Ilustración 2: Plantadora forestal Slpkrtiny.



Fuente: SLPKRTINY. En línea < www.slpkrtiny.cz>. Consultado en Junio 2016

La plantadora RZS-2, es manipulada por dos operarios, un tractorista y de ser necesario un cuarto operario el cual se va a encargar de retocar las posturas plantadas.

Otro diseño de una plantadora es la presentada por I.M.A.FOR.

Ilustración 3: Plantadora forestal I.M.A.FOR.



Fuente: I.M.A.FOR. En línea <http://www.imaformetalurgica.com.ar/>. Consultado en Junio 2016

Esta máquina se encarga de la incorporación de fertilizante, la medida de plantación y la regulación de la profundidad. Cuenta con dos ruedas compactadoras y dos ruedas motrices, y necesita de un operario y un tractorista.

2. PARÁMETROS BÁSICOS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

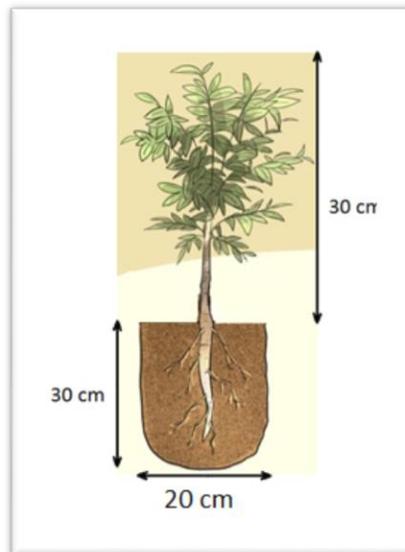
En el presente capítulo se tratarán los parámetros y requerimientos que debe cumplir la máquina para su correcto desempeño en tareas de reforestación, estos parámetros se establecieron a partir de la especie de planta que se va a reforestar, también las posibles condiciones del terreno en las que va a operar y la forma en que se realizara la reforestación.

2.1 PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA

Para los parámetros de diseño se ha de tener en cuenta las dimensiones de la plántula a plantar, en este caso es una plántula de *Juglans Neotrópica* a través de una implantación por envase, otro parámetro a tener en cuenta será el peso de la plántula con el cepellón. A su vez el diámetro del agujero deberá ser el doble del diámetro del cepellón de la planta.

Las dimensiones a tener en cuenta serán el diámetro y altura del cepellón, y la altura de la plántula.

Esquema 1: Dimensiones de la plántula.



Otro parámetro es la distancia que hay que dejar entre plántulas. Para el caso de la *Juglans Neotrópica*, debido a que estos árboles, alcanzan un tamaño considerable, la copa alcanza diámetros de hasta 10m, por lo tanto se requiere dejar a esta distancia un árbol del otro. Teniendo en cuenta la distancia a dejar entre los árboles se calcula cuántos se van a plantar en las 1.9 hectáreas de terreno.

$$Na = \frac{A}{D^2}$$

Dónde: Na = Número de árboles.

A = Área a reforestar.

D = Distancia entre árboles.

$$Na = \frac{19000 \text{ m}^2}{(10\text{m})^2} = 190 \text{ árboles}$$

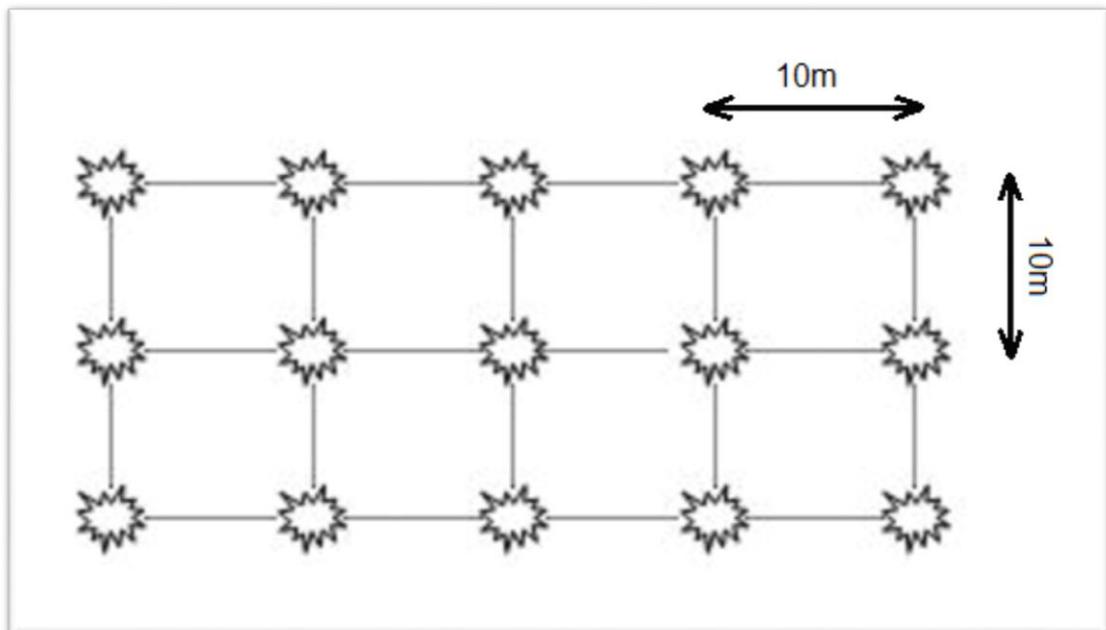
Por lo tanto en las 1.9 hectáreas se van a plantar 190 árboles distanciados entre cada uno 10m.

Debido a las condiciones de trabajo de la máquina se necesita que la accesibilidad de los elementos sea la adecuada, esto con el fin de garantizar de que dada la necesidad de un mantenimiento correctivo, este se haga en el menor tiempo requerido y con la menor cantidad de tareas.

Otro parámetro a tener en cuenta es la selección del motor a emplear. Este motor debe ser a combustión interna, esto debido a que la operación de la máquina será en campo, por lo cual no es recomendable el uso de un motor eléctrico.

El recorrido de la máquina en el terreno se realizara siguiendo un trazado en cuadro como se muestra en la siguiente ilustración.

Ilustración 4: Trazado en cuadro



Fuente: <http://datateca.unad.edu.co/>

A su vez se debe determinar el tipo y características de la tierra de la sabana de Bogotá, por lo cual se realizó una consulta a un trabajo de grado para optar por un magister en Ingeniería Civil con énfasis en geotecnia, presentado por el Ingeniero Danilo Montaña Sanabria ante la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, en el cual mediante un torcómetro de acero, determino el momento de giro de una veleta y a partir de esta lectura de momento determinó la resistencia de corte del suelo.

De estos resultados el que nos compete para este proyecto, el suelo se caracteriza por ser un suelo con pasto y raíces sobre limo orgánico negro y poroso, cuya lectura de profundidad es de 0.7m y una resistencia al corte de 8.9Kpas.

2.2 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES DE LA MÁQUINA.

Los requerimientos que debe cumplir la máquina son el transporte de las plántulas garantizando su seguridad durante el movimiento de la máquina, además se requiere que la máquina cubra las plántulas debido a que no pueden entrar en contacto permanente con el sol y tampoco con el aire debido a que las raíces se puedan secar. También se deben ubicar las plántulas una de otra a la distancia requerida y establecida según la especie a plantar.

Otro criterio a tener en cuenta será la disposición de las plántulas, ya que estas deben ser colocadas en el hueco de manera cuidadosa para evitar posibles daños en el cepellón y por tanto en las raíces, también se debe garantizar que la plántula se encuentre completamente vertical al momento de cubrirla con tierra.

Además debido al lugar de trabajo, se requiere que la forma de obtener la potencia no disminuya los tiempos de operación por el agotamiento de un recurso, ya sea eléctrico o de combustible. También se necesita que la forma de manipulación de las plántulas sea de forma limpia, es decir que no se generen residuos de algún tipo que puedan dañar el suelo o a las plántulas mismas.

Debido a que, para una reforestación en un terreno de 2 hectáreas, el tiempo demorado es de 8 jornadas laborales, como mínimo se debe cumplir con el mismo tiempo usando la máquina.

3. DISEÑO CONCEPTUAL Y PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

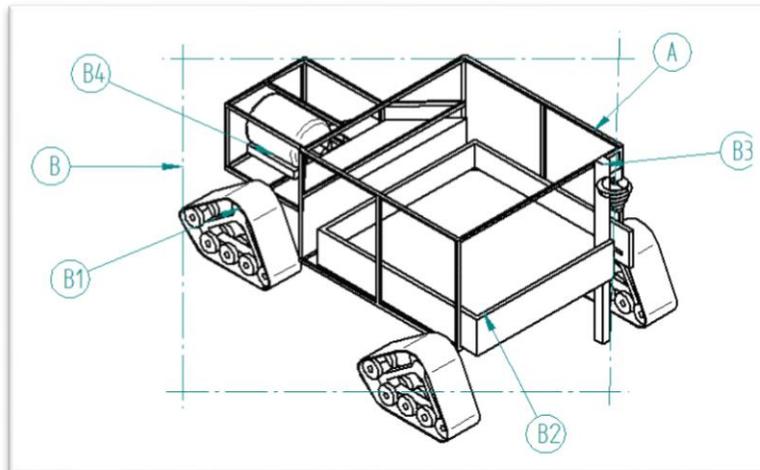
A continuación se establecerán las alternativas para transporte y manipulación de las plantas y las alternativas para el sistema de perforación del suelo, además se van a detallar los sistemas y subsistemas involucrados en cada alternativa, seguido a esto se establecerán unos criterios con los cuales se evaluará cada alternativa y buscando así la alternativa que cumpla con la mayoría de estos criterios.

3.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA LA MANIPULACIÓN DE LAS PLANTAS

Para seleccionar la mejor solución al problema, se ha de aclarar los sistemas, subsistemas y elementos que van a componer la máquina.

3.1.1 Alternativa 1. En esta alternativa los sistemas de potencia y compresor para el sistema neumático, se encuentran en la parte superior de la máquina, y el sistema de almacenamiento de las plántulas se encuentra en la parte inferior.

Esquema 2: Alternativa 1.



Estructura metálica (A), se encarga de soportar las cargas de los elementos de la máquina.

Sistema de operación (B), se subdivide en el sistema motriz y el de dirección, sistema de almacenamiento, sistema neumático, sistema eléctrico y de potencia.

Sistema motriz y dirección (B1), es el encargado de mover y orientar la máquina durante su tiempo de operación.

Sistema de almacenamiento (B2), en este se transportarán y se hará disposición de las plántulas en su debido momento. Este sistema contará con una bandeja la cual tendrá una compuerta con bisagra para facilitar la ubicación de las plantas en la máquina.

Sistema de implantación y control (B3), mediante este sistema se realizará la manipulación de las plántulas y el control del proceso.

Sistema de potencia (B4), el motor de combustión interna se encargará de suministrar la potencia requerida para el funcionamiento de los otros sistemas.

En cuanto a los subsistemas del sistema de potencia, el sistema neumático, y el sistema motriz, serán controlados por un lazo de control electroneumático. Este lazo de control va a manipular la secuencia de movimientos de los actuadores neumáticos y a su vez se encargará del movimiento de la máquina, esto comprende tanto el movimiento en sí, y el cambio de dirección.

En el sistema motriz se empleará un dispositivo de oruga llamado mattracks, esto con el fin de impedir que la máquina no pueda operar por malas condiciones del terreno, condiciones como fango ocasionado por lluvias o por el trabajo de acondicionamiento del terreno.

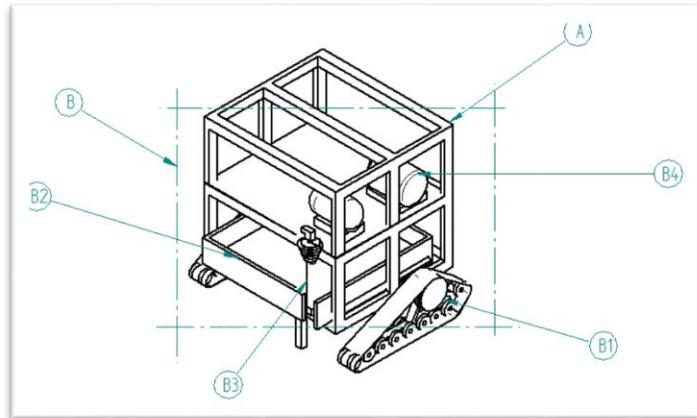
Del sistema de potencia se empleará una caja reductora, la cual contará con un embrague para el acople y desacople con el eje del motor. La tarea de acoplar y desacoplar de la caja reductora se hará mediante un cilindro neumático controlado por el lazo de control ya mencionado.

La ventaja que representa esta alternativa es que la capacidad de carga de las plántulas no se verá comprometido por el espacio de los otros componentes, dando así un aumento en el rendimiento, a su vez, esta distribución facilita la ubicación de las plántulas en la máquina y permitirá una facilidad en el acceso de la máquina a la zona a reforestar, además la selección de las plántulas no se encontrará limitada por las dimensiones de la especie.

3.1.2 Alternativa 2. En esta alternativa la distribución de los sistemas de potencia y compresor son separados por una lámina para que no se altere el estado de las plántulas.

Otra variación en esta alternativa es el elemento motriz, es decir, se empleará una oruga de mayor superficie, con el fin de garantizar que durante el desplazamiento de la máquina, esta no se verá afectada por las condiciones del terreno después del tratamiento para la reforestación.

Esquema 3: Alternativa 2.



Estructura metálica (A), se encarga de soportar las cargas de los elementos de la máquina, además va a separar el motor y el acumulador del sistema neumático de la bandeja que va a contener las plántulas.

Sistema de operación (B), se subdivide en el sistema motriz y el de dirección, sistema de almacenamiento, sistema neumático, sistema eléctrico y de potencia.

Sistema motriz y dirección (B1), es el encargado de mover y orientar la máquina durante su tiempo de operación, estas tareas van a ir controladas por un lazo de control y a su vez por actuadores neumáticos. El sistema de tracción se realizará con un sistema de oruga como se muestra en el esquema 3.

Sistema de almacenamiento (B2), en este se transportarán y se hará la disposición de las plántulas en su debido momento.

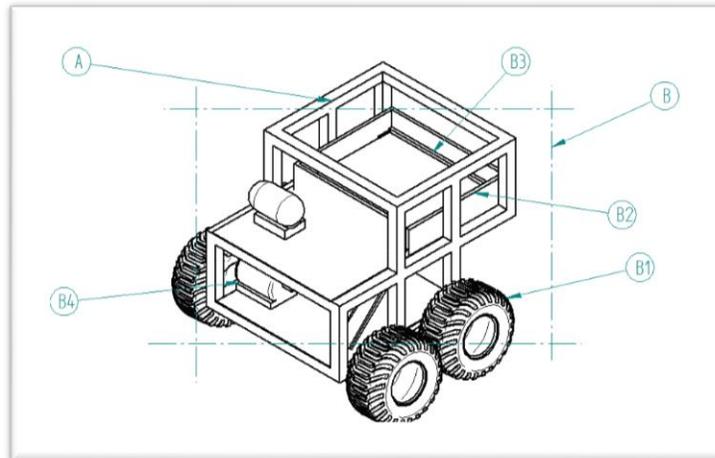
Sistema de implantación y control (B3), mediante este sistema se realizará la manipulación de las plántulas y el control del proceso.

Sistema de potencia (B4), el motor de combustión interna se encargará de suministrar la energía requerida para el funcionamiento de los otros sistemas.

Las ventajas que representa esta alternativa es que debido a su disposición se facilitará el mantenimiento de los elementos en la máquina, y a su vez permitirá la ubicación de las plántulas en la bandeja.

3.1.3 Alternativa 3. En esta alternativa la bandeja contará con una rampa y al final de ésta un mecanismo para la ubicación de la plántula en el agujero. En la parte superior se encontrará el sistema de potencia y junto a este y separados por una lámina se localizará el sistema de almacenamiento de las plántulas.

Esquema 4: Alternativa 3.



Estructura metálica (A), se encarga de soportar las cargas de los elementos de la máquina, además va a separar el motor y el acumulador del sistema neumático de la bandeja que va a contener las plántulas.

Sistema de operación (B), se subdivide en el sistema motriz y el de dirección, sistema de almacenamiento, sistema neumático, sistema eléctrico y de potencia.

Sistema motriz y dirección (B1), es el encargado de mover y orientar la máquina durante su tiempo de operación, estas tareas van a ir controladas por un lazo de control y a su vez por actuadores neumáticos. El sistema motriz contará con una caja reductora la cual se acoplará y desacoplará del motor, este proceso se realizará mediante un actuador neumático que será controlado por un lazo de control.

Sistema de almacenamiento (B2), en éste se transportarán y se hará disposición de las plántulas en su debido momento. Para esta alternativa se empleará una bandeja, la cual se encontrará en el segundo nivel de la máquina y por lo cual contará con una rampa, esto con el fin de maximizar el área empleada para la ubicación de las plántulas.

Sistema de implantación y control (B3), mediante este sistema se realizará la manipulación de las plántulas, este sistema neumático será controlado mediante un lazo de control.

Sistema de potencia (B4), el motor de combustión interna se encargará de suministrar la energía requerida para el funcionamiento de los otros sistemas.

La ventaja de esta alternativa es que debido a su distribución permite maximizar la cantidad de plántulas que puede llevar la máquina, a su vez al estar el motor

apartado de las plántulas se reduce el peligro que corren debido al calor que emana el motor.

3.2 GENERALIDADES ENTRE ALTERNATIVAS

Las generalidades entre las alternativas serán:

- El sistema de potencia es el mismo para las alternativas, teniendo en cuenta las condiciones de trabajo de la máquina en zonas abiertas y sin acceso a puntos de conexión eléctrico, el motor a emplear será de combustión interna, garantizando la continua operación de la máquina.
- El sistema de implantación de las plántulas se encuentra compuesto de sistemas neumáticos, con el fin de reducir la probabilidad de contaminar ya sea el suelo o las plántulas con aceites hidráulicos. En el sistema neumático, los actuadores son dos cilindros sin vástago, debido al poco espacio con el que se cuenta dentro de la máquina y 3 motores neumáticos a los cuales uno irá acoplado a la broca para abrir el agujero, y los otros a un tornillo para dosificación.
- Se emplearán servomotores en el sistema de dirección y en la manipulación de las plántulas, estos servomotores se accionarán mediante un lazo de control.
- El desplazamiento de la máquina se realizará alejándose de la plántula luego de ubicarla en el agujero.
- El motor de combustión interna se empleará para dar potencia al movimiento de la máquina.
- El lazo de control que se va a emplear será por lógica cableada electroneumática, al ser más precisa que el control por elementos neumáticos y a su vez por ser de menor costo que los PLC.
- Las alternativas contarán con un elemento guía con el cual se garantizara que la plántula no sufrirá daño al momento de ubicarla, este elemento constara de varillas soldadas en forma cilíndrica.

3.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PARA LA MANIPULACIÓN DE LAS PLANTAS

Se realizará la evaluación de las alternativas con el fin de determinar la más adecuada según parámetros y requerimientos, mediante una metodología de selección de alternativas, estos criterios contarán con un nivel de importancia.

Este nivel de importancia se dará según la pertinencia del criterio durante la operación de la máquina

Descripción de los requerimientos:

Mantenimiento: Este criterio se define como la cantidad y complejidad de las tareas a ejecutar para su realización.

Ubicación de las plántulas en la máquina: Este criterio hace referencia a la complejidad a la hora de suministrar las plántulas en la máquina.

Acceso al terreno: El uso de maquinaria en tareas de reforestación está limitada por el tamaño de las máquinas, las cuales al ser de gran tamaño no pueden acceder al terreno, por lo cual este criterio consiste en la facilidad de ingreso de la máquina al terreno a forestar.

Capacidad de carga de plántulas: Este criterio se define como la cantidad de plántulas que puede llevar consigo la máquina.

Seguridad de la plántula: Siendo prioridad la plántula, y siendo el elemento más frágil en este proceso, se debe garantizar que no sufrirá daño durante su manipulación.

El método de evaluación, está dado por el grado de importancia de los criterios, por lo cual se asignará un valor a cada criterio mediante el uso de la siguiente escala.

1= Muy poco importante.

2= Poco importante.

3= Importancia media.

4= Importante.

5= Muy importante.

En la cuadro 2 se presentan los criterios a tener en cuenta para la selección de la alternativa adecuada para las reforestaciones.

Cuadro 2: Criterios de selección.

Criterios	Peso de los criterios Wi
Fácil mantenimiento.	3
Ubicación de las plántulas en la máquina.	2
Acceso al terreno.	4
Capacidad de carga de plántulas.	2
Seguridad de la plántula.	5

A continuación se le asignará a las alternativas un valor de satisfacción mediante una escala de 9 puntos.

Donde:

- 1= Extra bajo.
- 2= Muy bajo.
- 3= Bajo.
- 4= Poco bajo.
- 5= Medio.
- 6= Poco alto.
- 7= Alto.
- 8= Muy alto.
- 9. Extra alto.

En el cuadro 3 se presenta el nivel de satisfacción de los criterios por cada alternativa, según la escala anterior.

Cuadro 3: Nivel de satisfacción de los criterios.

Criterios	Peso de los criterios	Alternativa 1 ri1	Alternativa 2 ri2	Alternativa 3 ri3
1. Fácil mantenimiento.	3	7	9	8
2. Ubicación de las plántulas en la máquina.	2	9	9	7
3. Acceso al terreno.	4	8	7	8
4. Capacidad de carga de plántulas.	2	9	8	7
5. Seguridad de la plántula.	5	8	8	9

Ya teniendo la ponderación de los criterios y el nivel de satisfacción de las alternativas según los mismos criterios, se calcula el puntaje obtenido por cada alternativa.

Para la obtención de los resultados de la ponderación se empleará la siguiente ecuación.

$$S_j = \sum_i W_i * r_{ij}$$

En el cuadro 4 se muestran los resultados obtenidos por las alternativas según los criterios establecidos para la selección de la alternativa.

Cuadro 4: Puntaje de las alternativas.

Criterios	Peso del criterio W_i	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Fácil mantenimiento	3	21	24	21
Facilidad de ubicación de las plántulas en la máquina	2	18	18	14
Facilidad de acceso al terreno	4	32	24	32
Capacidad de carga de plántulas	2	18	36	14
Seguridad	5	40	40	45
SCORE S_j		129	122	126

Teniendo en cuenta los resultados de la evaluación, obtenidos mediante la ponderación de Scoring, se selecciona la primera alternativa, es decir la plantadora forestal con estructura de chasis y en la cual las plantas se encuentran separadas del motor por el tanque acumulador del sistema neumático.

3.4 ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA DE PERFORACIÓN

Se requiere plantear alternativas para el sistema de perforación, esto debido a que el sistema encargado de abrir el agujero, es independiente de las alternativas para el sistema encargado de manipular las plántulas.

3.4.1 Barrena helicoidal. Este elemento consiste en un tornillo helicoidal de acero macizo, empleado para abrir agujeros en suelos de dureza media.

Ilustración 5: Barrena helicoidal.



Fuente: Direct industry.

3.4.2 Barreno holandés. Este elemento consiste en una tira de acero pesado y doblado por proceso de forja.

Ilustración 6: Barreno holandés.



Fuente: <http://www.ams-samplers.com/>

3.4.3 Plantador manual. Esta barrena es la empleada normalmente en trabajos de reforestación de especies pequeñas como bulbos, por lo tanto será modificada para que sea accionada por un par de cilindros neumáticos.

Ilustración 7: Plantador manual.



Fuente: <http://www.urbaplant.com/>

3.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Se realizará la evaluación de las alternativas para la perforación del agujero, al igual que en la evaluación de las alternativas para la manipulación de las plantas, se va a determinar el elemento para perforación más adecuado según unos criterios de selección, los cuales contarán con un nivel de importancia. Este nivel de importancia se dará según la pertinencia del criterio durante la operación de la máquina.

Descripción de los requerimientos:

Tamaño del elemento: Este criterio se define como el espacio ocupado por el elemento en la máquina, para este criterio lo ideal será el elemento que ocupe el menor espacio.

Peso del elemento: Este criterio hace referencia al peso del elemento, para este criterio se va a tener en cuenta que lo ideal será un elemento liviano.

Mantenimiento: Este criterio corresponde a los cuidados de la herramienta durante su manipulación y las condiciones de almacenaje a las que se someten, esto con el fin de evitar corrosiones.

El método de evaluación, está dado por el grado de importancia de los criterios, por lo cual se asignará un valor a cada criterio mediante el uso de la siguiente escala.

- 1= Muy poco importante.
- 2= Poco importante.
- 3= Importancia media.
- 4= Importante.
- 5= Muy importante.

En el cuadro 5 se presentan los criterios a tener en cuenta para la selección de la alternativa adecuada para las reforestaciones.

Cuadro 5: Criterios de selección para el dispositivo de perforación.

Criterios	Peso de los criterios Wi
Tamaño del elemento.	4
Peso del elemento.	5
Mantenimiento	5

A continuación se le asignará a las alternativas un valor de satisfacción mediante una escala de 5 puntos.

Donde:

- 1= Muy bajo.
- 2= Bajo.
- 3= Medio.
- 4= Poco alto.
- 5= Alto.

En el cuadro 6 se presenta el nivel de satisfacción de los criterios por cada alternativa, según la escala anterior.

Cuadro 6: Nivel de satisfacción de los criterios para los elementos de perforación.

Criterios	Peso de los criterios	Barrena helicoidal ri1	Barrena ri2	Plantadora manual ri3
1. Tamaño del elemento.	4	2	5	3
2. Peso del elemento.	5	1	5	4
4. Mantenimiento	5	3	3	5

Ya teniendo la ponderación de los criterios y el nivel de satisfacción de las alternativas según los mismos criterios, se calcula el puntaje obtenido por cada alternativa.

Para la obtención de los resultados de la ponderación se empleará la siguiente ecuación.

$$S_j = \sum_i W_i * r_{ij}$$

En el cuadro 7 se muestran los resultados obtenidos por las alternativas según los criterios establecidos para la selección de la alternativa.

Cuadro 7: Puntaje de los elementos de perforación.

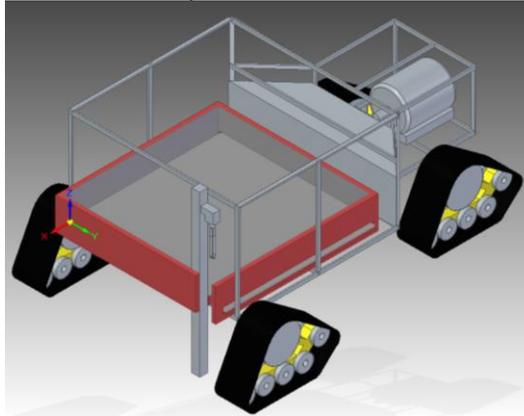
Criterios	Peso del criterio Wi	Barrena helicoidal ri1	Barrena ri2	Plantadora manual ri3
Tamaño del elemento.	4	8	20	12
Peso del elemento.	5	5	25	20
Mantenimiento	5	15	15	25
SCORE Sj		28	60	57

Teniendo en cuenta los resultados de la evaluación, obtenidos mediante la ponderación de Scoring, se selecciona la barrena, es decir la tira de acero pesado y doblado por proceso de forja.

3.6 PRESENTACIÓN DE LA MÁQUINA A DISEÑAR

A continuación se presenta un boceto de la máquina seleccionada mediante el proceso de evaluación de las alternativas para la manipulación de las plantas y las alternativas para la perforación del suelo.

Ilustración 8: Máquina a diseñar



Esta máquina estará equipada con un sistema neumático unido a un lazo de control, el cual se encargará de accionar los cilindros para la manipulación de las plantas, el cilindro encargado de bajar la barrena, el motor que hará girar la barrena, un cilindro encargado de acoplar y desacoplar la caja reductora del motor de combustión interna, también para el sistema de dirección controlará un servomotor del cual un piñón engranado a una cremallera realizará el giro de la dirección.

4 DISEÑO DE LA MÁQUINA

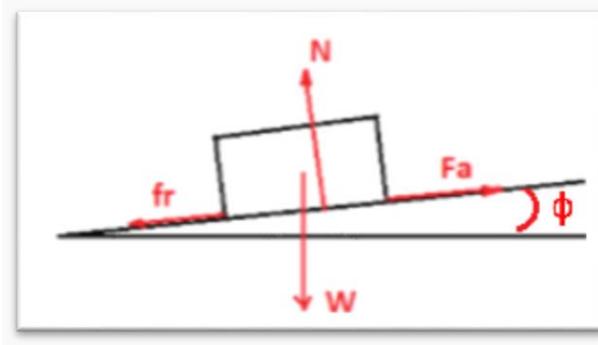
A continuación se desarrollarán los cálculos de los diferentes elementos en la máquina, por lo tanto, este capítulo busca determinar la potencia requerida por la máquina, los cálculos del sistema neumático y los cálculos de los elementos mecánicos que intervienen en la máquina.

4.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

Para determinar la potencia que requiere la máquina para su funcionamiento, se necesita determinar la fuerza de avance requerido por la máquina para que se desplace a una velocidad constante, aunque la máquina está pensada para trabajar en llanuras, se va a tomar una pendiente no muy alta para calcular la potencia requerida en las condiciones críticas.

Para poder calcular la fuerza de avance se empleará un sistema de fuerzas en equilibrio, ya que, como menciona la primera ley de Newton, Todo cuerpo cuyo sistema de fuerzas sea nulo, se encuentra en un estado de reposo o movimiento uniforme y rectilíneo a no ser que sea obligado a cambiar su estado por las fuerzas impresas sobre él.

Esquema 5: Diagrama de cuerpo libre.



Por lo tanto se establecen las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_a - f_r = 0 \Rightarrow F_a = f_r \Rightarrow F_a = \mu * N$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow N - W = 0 \Rightarrow N = W$$

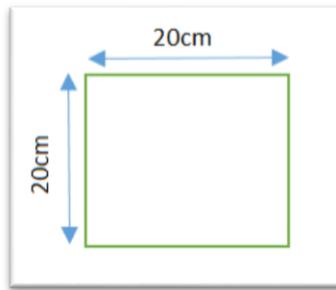
Por definición, la fuerza de rozamiento es igual a la normal generada sobre el suelo, multiplicado por un coeficiente de rozamiento. Por lo cual se requiere determinar el peso de los componentes de la máquina. F_a es la fuerza que debe hacer la máquina para subir la pendiente, el ángulo de la pendiente será representado por la letra “ ϕ ”.

Para determinar el peso del sistema, se usará la densidad del acero para el peso de la estructura, y un peso máximo de 10Kg por cada planta que lleva la máquina.

Teniendo en cuenta la cantidad de plantas que pueden ser transportadas en la bandeja, partiendo de que se requieren 190 Juglans Neotrópica para reforestar una zona de 1.9 hectáreas, se diseñará una bandeja que pueda transportar 90 plántulas, ya que, a la vez que se requiere transportar la plántulas, es necesario pequeñas dimensiones de la máquina, además sabiendo que el cepellón de las plantas tiene un diámetro de 20cm, por lo tanto, se calcularán las dimensiones requeridas.

Para tener un mejor resultado en la estimación de las dimensiones de la bandeja, se va a aproximar la geometría del cepellón a un cuadrado de 20cm por 20cm.

Esquema 6: dimensiones del cepellón

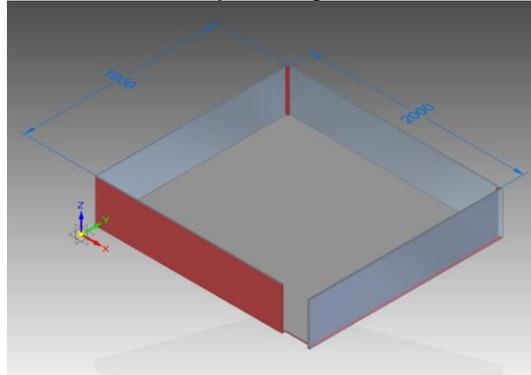


Ahora se establecerá una relación entre el área de la bandeja y el área que ocupa el cepellón, esta relación será igual al número de plantas que llevará la máquina.

$$\frac{A_{Bandeja}}{A_{Cepellón}} = \#plantas \Rightarrow A_{Bandeja} = A_{Cepellón} * \#plantas \Rightarrow A_{Bandeja} \\ = (0.2m * 0.2m) * 90 = 3.6m^2$$

Partiendo de la necesidad del acceso de la máquina al terreno, se establece que el ancho de la máquina no debe superar los 3m, ya que esta es la distancia mínima a la que se puede separar un árbol del otro, teniendo en cuenta que esta distancia se escoge según la especie del árbol, por lo cual se opta por dejar un ancho de 2m para la bandeja, y para que cumpla con el área requerida, y un largo de 1.8m.

Ilustración 9: Bandeja de carga.



Ya conocidas las dimensiones de la bandeja se calcula el peso de las 90 plantas. Sabiendo que el peso máximo del cepellón es de 10kg y que se van a transportar 90 plantas, el peso total de las plantas es de:

$$m_{plantas} = 10kg * 90 plantas = 900kg$$

Para hallar la masa de la estructura, se procede de igual manera a como se determinó la masa de la bandeja, y sabiendo que la estructura está hecha en el mismo material.

La estructura consiste en barras de 50.8mm de diámetro y con un espesor de 3.2mm, teniendo esto presente se revisa el peso por longitud que da el proveedor, para ello ver anexos.

Se tiene que el peso por longitud de la tubería es de 3.756 kg/m y se requiere de 90.096 m de tubería.

El peso total de la máquina es de:

$$W = 9.81 \frac{m}{s^2} * \left(3.29 \frac{kg}{m} * 90.096m + 70kg + 70kg + 900kg \right) = 13110.24 N$$

Conociendo el peso de la máquina, se puede determinar la fuerza de avance mediante el sistema de ecuaciones ya mencionado.

$$\sum Fy = 0 \Rightarrow N - W = 0 \Rightarrow N = W * \cos(\phi) = 13110.24 N * \cos(10) = 12911.06 N$$

Para el coeficiente de rozamiento se tiene el siguiente cuadro:

Cuadro 8: Coeficientes de rozamiento.

Superficies en contacto	m_k
Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo (patines)	0.02-0.03
Acero sobre hierro	0.19
Hielo sobre hielo	0.028
Patines de madera sobre hielo y nieve	0.035
Goma (neumático) sobre terreno firme	0.4-0.6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0.56
Bronce sobre bronce	0.2
Bronce sobre acero	0.18
Roble sobre roble en la dirección de la fibra	0.48

Fuente: Koshkin N.I, Shirkevich M.G. Manual de Física Elemental. Editorial Mir 1975.

Se va a emplear un coeficiente de rozamiento del neumático sobre el terreno firme de 0.4, esto debido a que en un terreno no tan firme el coeficiente de rozamiento sería menor al que presenta la tabla, por lo tanto la fuerza de avance es:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_a - f_r = 0 \Rightarrow F_a = f_r \Rightarrow F_a = \mu * N = 12911.06 \text{ N} * 0.4 = 5164.43 \text{ N}$$

Ya teniendo la fuerza de avance, y estableciendo como una buena velocidad de avance 1m/s, se tiene que la potencia es el producto de la fuerza de avance por la velocidad.

Entonces:

$$P = F_a * v = 5.164 \text{ KN} * 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 5.164 \text{ KW} = 6.9 \text{ HP}$$

La potencia requerida para mover la máquina a 1m/s es de aproximadamente ocho caballos de fuerza, y se buscará por catálogo un motor de combustión interna que cumpla con la potencia requerida.

El motor seleccionado se puede observar en el anexo A.

4.2 CÁLCULO DEL SISTEMA NEUMÁTICO

Para el cálculo del sistema neumático, se emplearán nomogramas con los cuales se determinarán las características de los elementos que componen el sistema. Ya teniendo los datos de los elementos, se seleccionarán proveedores para los equipos necesarios.

- Compresor:

La selección de compresor se realizará teniendo en cuenta que la potencia del compresor no puede ser la misma potencia del motor que impulsa la máquina, esto debido a que al usarse la misma potencia del motor de la máquina, el caudal generado por el compresor será demasiado alto, dificultando así la selección de un compresor que cumpla con la necesidad del tamaño requerido de la máquina.

Se parte por una potencia de funcionamiento para el compresor de 3HP; partiendo de este dato se calcula el caudal que otorgará el compresor. Para obtener el caudal se debe establecer una presión de funcionamiento inicial la cual será de 5Bar, con este dato se establece la relación de compresión.

$$RC = \frac{P + Patm}{Patm} = \frac{5Bar + 1.013Bar}{1.013Bar} = 5,93$$

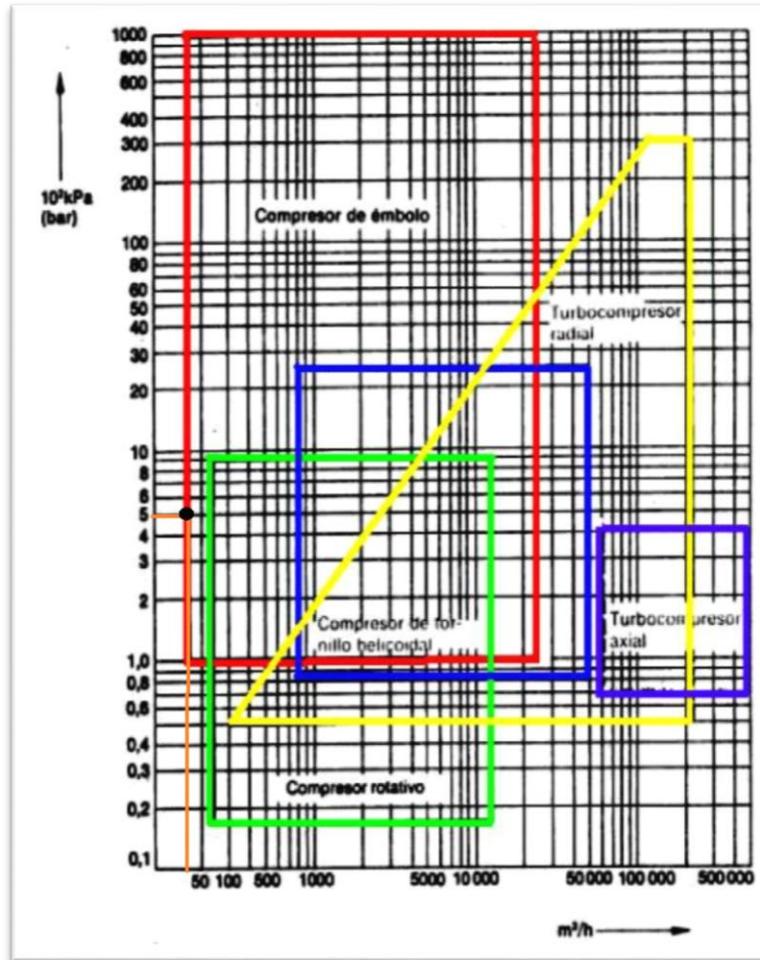
Conociendo la relación de compresión, se puede determinar el caudal generado por el compresor:

$$Q = \frac{P}{8.01(RC^{0.286} - 1)} = \frac{3HP}{8.01(5.93^{0.286} - 1)} = 0.56 \frac{m^3}{min} = 33.85 \frac{m^3}{h}$$

Conociendo el caudal, mediante los nomogramas se determina el compresor adecuado para estas condiciones de trabajo.

En el esquema 7, al cruzar un caudal de 33.85 m³/h, con una presión de 5 bares, se obtiene que el compresor adecuado es el compresor de émbolo.

Esquema 7: Selección del compresor.

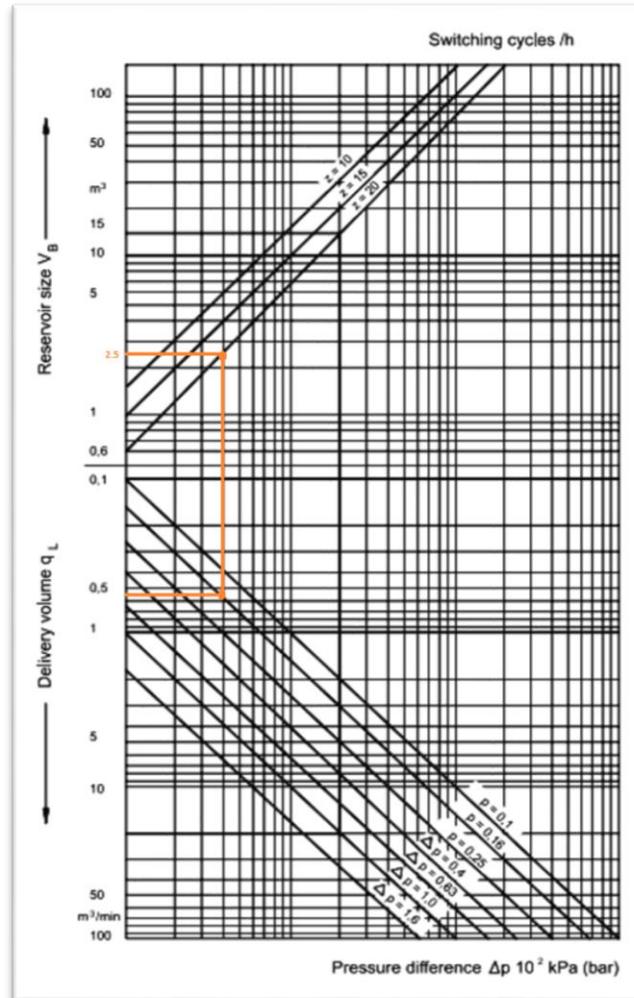


Fuente: Nomogramas de neumática. Ing. Miguel A. Morales Granados.

- Acumulador:

Siendo el acumulador el elemento de depósito de aire comprimido, se va a establecer el tamaño adecuado de éste, teniendo en cuenta que se busca realizar unas 20 conmutaciones por hora y que se realizarán cuando se genere un delta de presión de 0.25 bares.

Esquema 8: Capacidad del acumulador



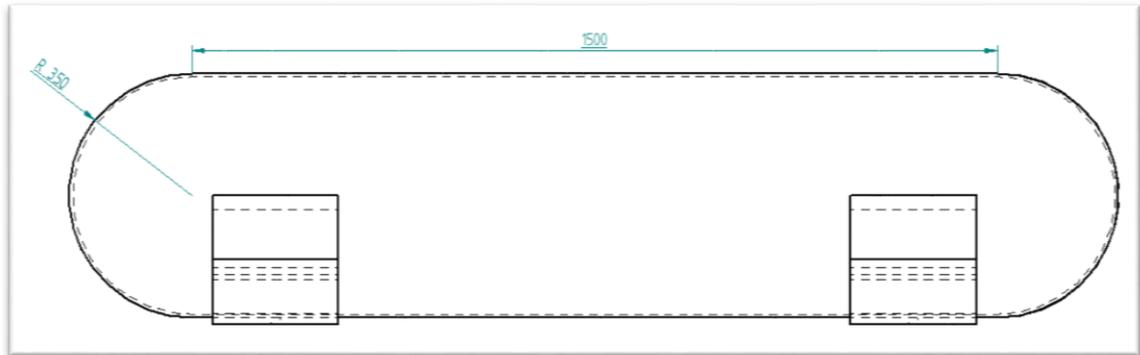
Fuente: Nomogramas de neumática. Ing. Miguel A. Morales Granados.

Al cruzar los 0.56 m³/min con el delta de presión de 0.25 bares, y a su vez, con la línea de las 20 conmutaciones por hora, se obtiene que la capacidad de reserva de 1.3m³. Para obtener la capacidad del acumulador se debe emplear la siguiente ecuación.

$$Va = \frac{Vb}{RC} * 1.4 = \frac{2.5m^3}{5.93} * 1.4 = 0.59m^3$$

La capacidad del acumulador es de 0.306m³, teniendo en cuenta las dimensiones de la estructura, y teniendo el volumen que va a ocupar, se halla la altura del acumulador.

Esquema 9: Dimensiones del acumulador



Para calcular el radio del acumulador se usa la siguiente ecuación:

$$R = \sqrt{\frac{0.59m^3}{\pi * 1.5m}} = 0.35m$$

- Secador:

Debido a la compresión del aire, se genera condensación de agua dentro de la tubería, esto es algo no deseable en el sistema, por lo cual se debe instalar un secador.

Para el cálculo del secador se emplea la humedad relativa de Bogotá que es del 83%, además se emplea la temperatura de trabajo, la cual será la temperatura ambiente, y se debe emplear un nomograma para determinar el punto de rocío.

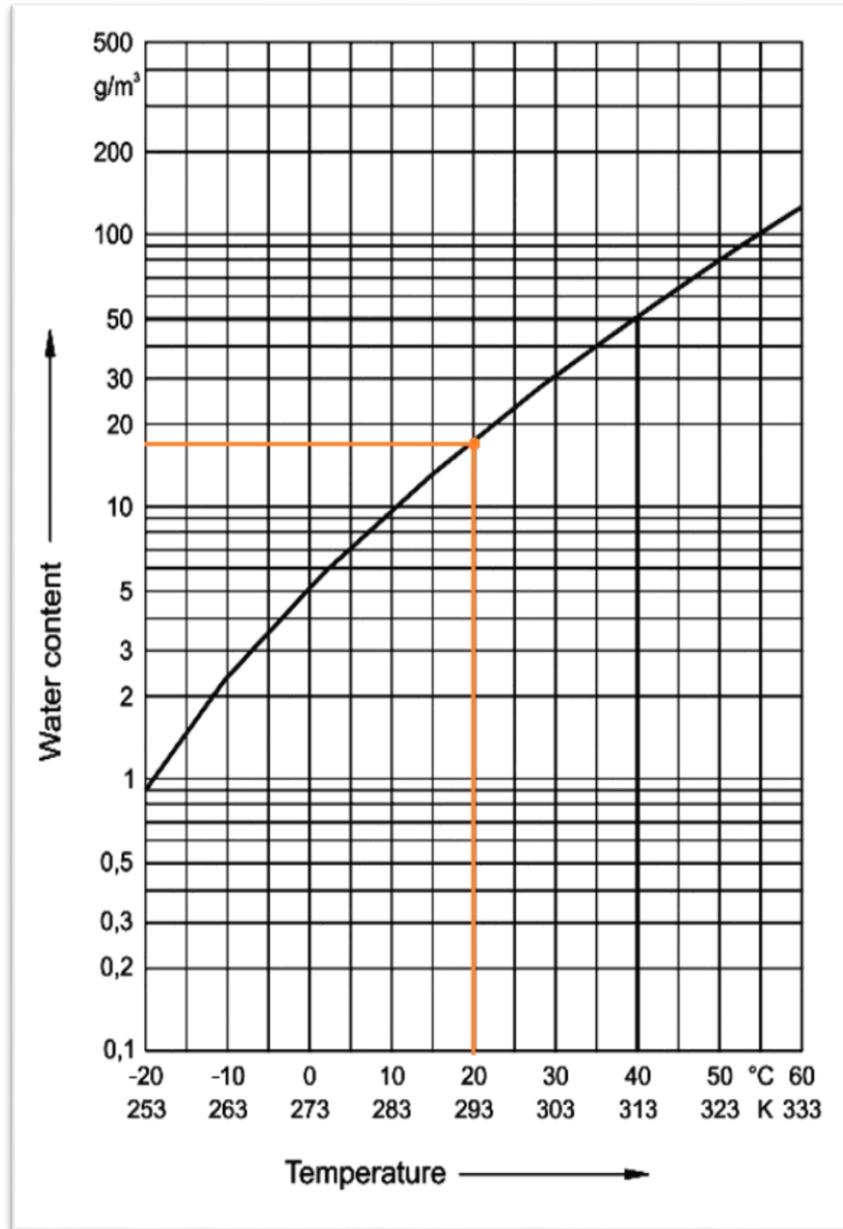
Del esquema 10, se obtiene un punto de rocío de $17g/m^3$, y empleando la siguiente ecuación, se determina la humedad absoluta y el caudal de agua que se condensa a partir del caudal generado por el compresor.

$$Habs = Pr * Hr = 17 \frac{g}{m^3} * 0.83 = 14.45 \frac{g}{m^3}$$

Se calcula el caudal de agua generado por la condensación del aire comprimido:

$$Q_{H_2O} = Q * Habs = 33.85 \frac{m^3}{h} * 14.45 \frac{g}{m^3} = 489.13 \frac{g}{h} = 0.489 \frac{L}{h} \text{ de agua}$$

Esquema 10: Calculo del Punto de rocío.



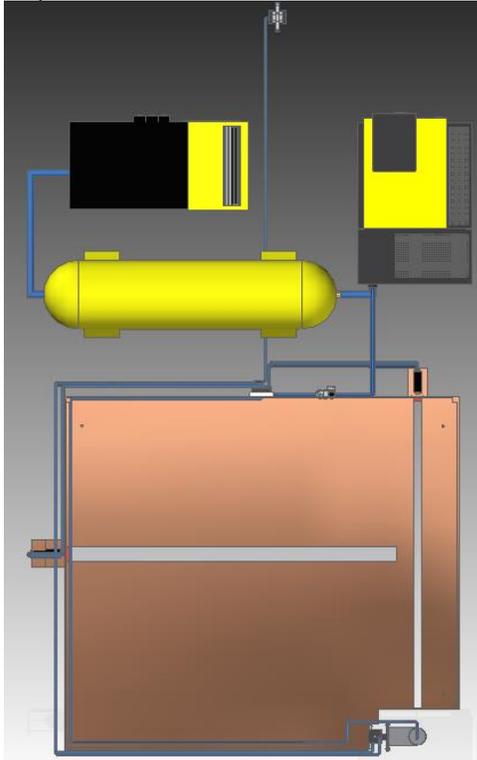
Fuente: Nomogramas de neumática. Ing. Miguel A. Morales Granados.

- Diámetro de la tubería:

Para determinar el diámetro apropiado de la tubería se debe recurrir a un nomograma, en el cual se utilizan los datos del caudal del compresor, el delta de presión, y la presión de funcionamiento.

Además se debe establecer el largo de la tubería, por lo cual se debe hacer un bosquejo del recorrido de la tubería en la máquina.

Esquema 11: recorrido de la tubería.



Los elementos que se van a conectar mediante la tubería ya mencionada son:

- A) El cilindro que bajará la barrena y el motor neumático al que se encuentra conectado.
- B) El motor que en su debido momento moverá las plantas al agujero.
- C) El cilindro que se encargará de acoplar y desacoplar la caja reductora del motor.
- D) La conexión de la unidad de mantenimiento con el secador.
- E) La conexión de la unidad de acondicionamiento y las electroválvulas.
- F) Los motores que van a reubicar y depositar las plantas en la bandeja.
- G) Entre el compresor y el acumulador, y entre el acumulador y el secador.

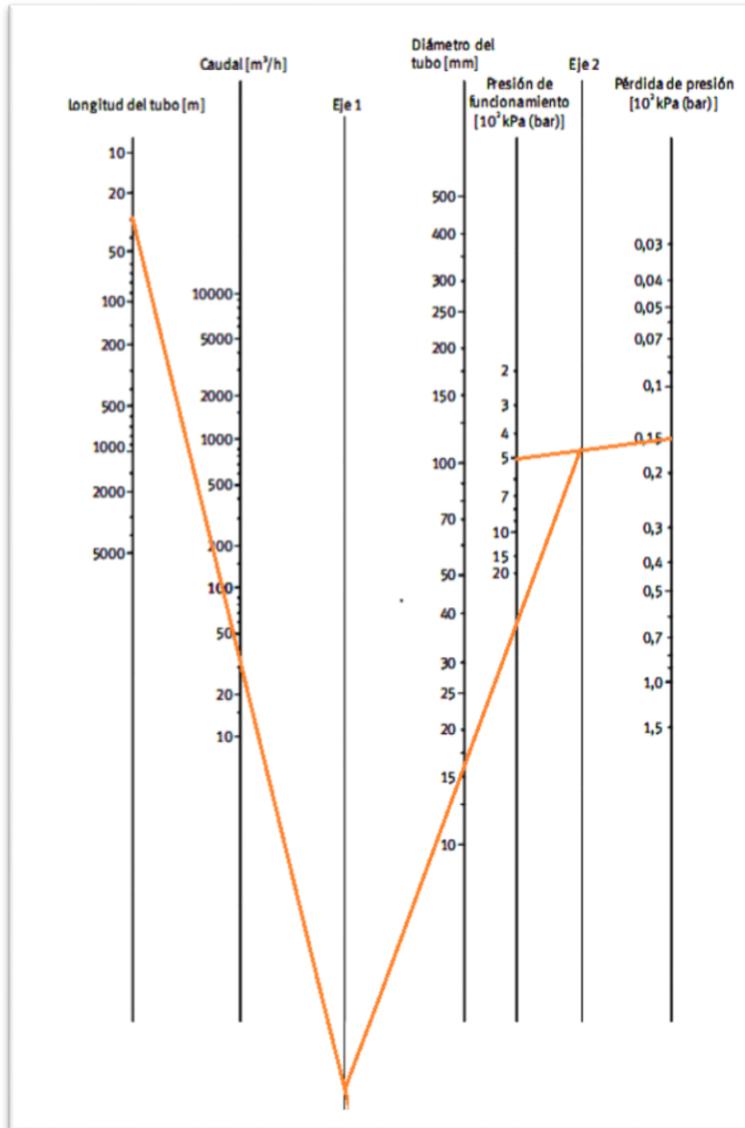
Teniendo en cuenta el esquema 11, los largos de tubería son, para ello se toma en cuenta las líneas de escape y entrada en aire comprimido de los actuadores:

- El largo de tubería para llegar al punto A es de:
 $3*(1m+1.8m+1.7m+0.8m)=15.9m$.
- El largo de tubería para llegar al punto B es de: $2*(0.8m+0.2m)=2m$.
- El largo de tubería para llegar al punto C es de: $2*(0.2m+1.06m)=2.52m$.
- El largo de tubería para llegar al punto D: 0.32m
- El largo de tubería para llegar al punto F es de:
 $2*(1m+0.91m+0.35m)+2*(0.76m+0.35m)=6.74m$.
- Los largos de tubería para el punto G son de: 0.78m

Ya teniendo las distancias de tubería, se calcula el largo total de tubería sin accesorios, este largo es de 28.26m

Al cruzar el caudal generado por el compresor y la longitud de la tubería hasta cruzar con el eje 1, y la presión de funcionamiento con la pérdida de presión cruzando por el eje 2, y uniendo los puntos de corte en los dos ejes, se obtiene que el diámetro de la tubería es de 15mm.

Esquema 12: Diámetro de tubería.



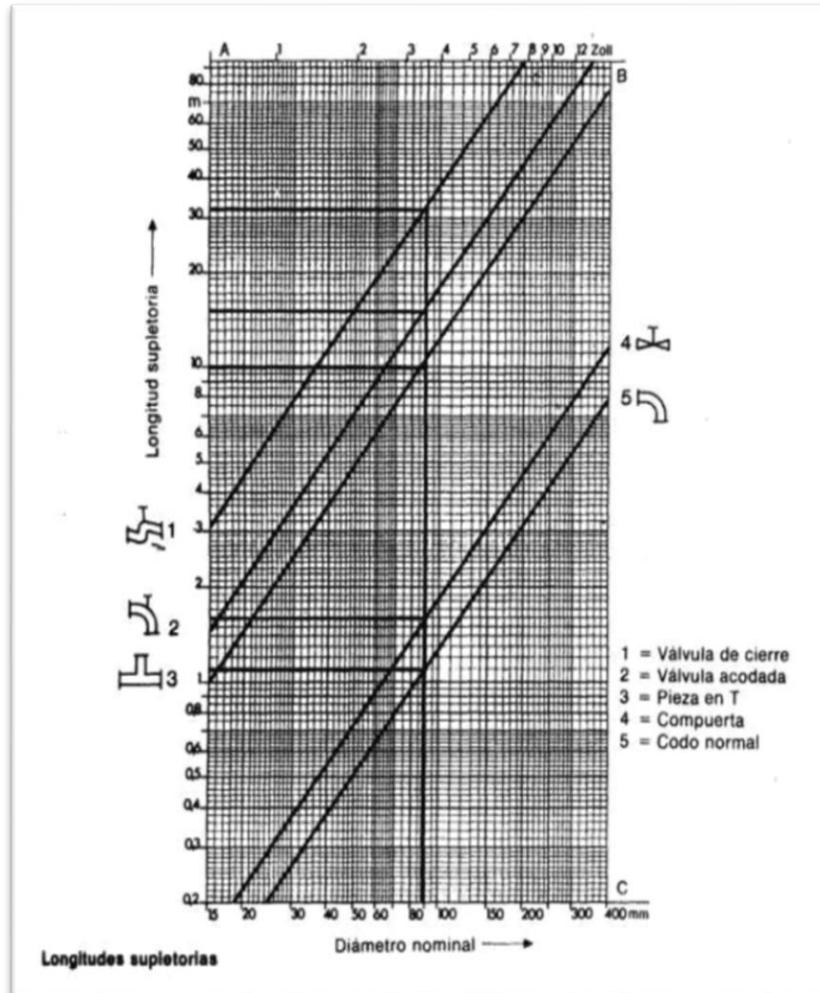
Fuente: Nomogramas de neumática. Ing. Miguel A. Morales Granados.

- Longitudes suplementarias:

Para el cálculo del diámetro de la tubería, no se tuvo en cuenta la longitud agregada por los accesorios de la tubería. Por lo cual se va a calcular la longitud real de la tubería. Para ello se emplea el siguiente nomograma.

Para esta red neumática se estableció una compuerta entre los puntos D y E. se tiene en cuenta esta compuerta debido a que afectará el cálculo de las longitudes suplementarias.

Esquema 13: Longitudes suplementarias



Fuente: Nomogramas de neumática. Ing. Miguel A. Morales Granados.

Debido a que en el nomograma el menor diámetro es de 15mm, se tomarán las menores longitudes suplementarias para cada accesorio.

A continuación se presenta un cuadro con los resultados de las longitudes suplementarias por cada accesorio.

Cuadro 9: Longitudes suplementarias.

Accesorio	Cantidad	Longitud suplementaria	Longitud
Codos	41	0,2	8.2
Pieza en T	0	1	0
Válvulas	1	0,2	0,2
Total			8.4

Ya teniendo las longitudes suplementarias, se calcula la longitud real de tubería.

$$L_{real} = L_{nominal} + L_{supletoria} = 8.4m + 28.26m = 36.46m$$

- Pérdida de presión.

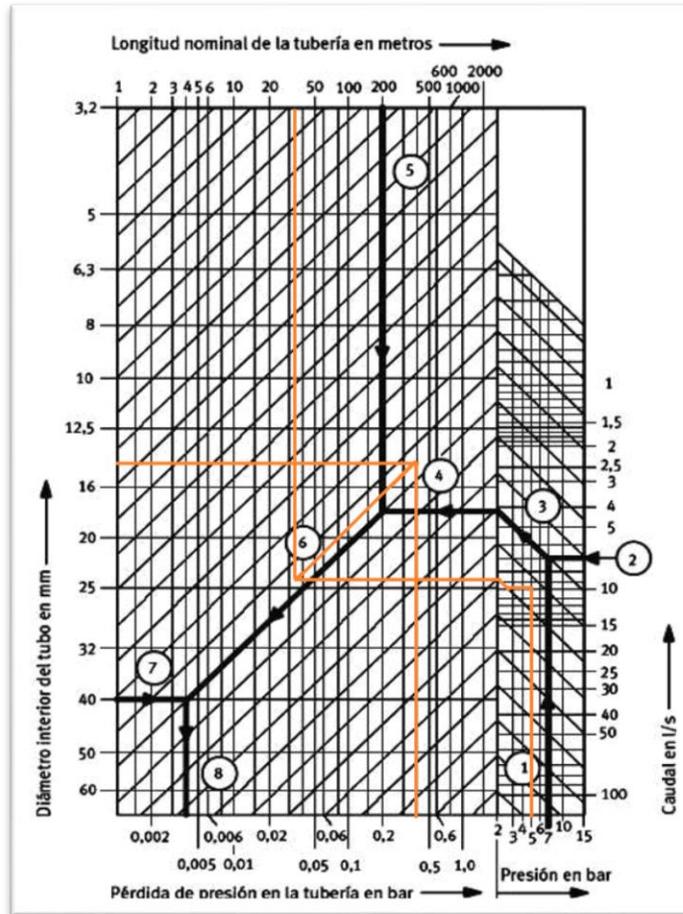
A continuación se va a calcular la pérdida de presión en la tubería. Para ello se empleará el siguiente nomograma.

Para hallar la pérdida de presión en la tubería se debe cruzar inicialmente la presión de trabajo, hasta que se cruce con el caudal el cual está en litros por segundo, luego se avanza a la siguiente diagonal y se avanza por la diagonal hasta la siguiente zona.

En la siguiente zona se sigue horizontal hasta cruzar con la línea de la longitud nominal de la tubería. En el punto donde cruzan estas líneas se hace una diagonal hasta el lugar donde se intersecta con la línea del diámetro de la tubería y para finalizar, desde el punto donde se cortan las últimas líneas, se baja hasta determinar la pérdida de presión.

Este procedimiento se realiza en el esquema 14, en el cual los datos de entrada son la presión de trabajo 5 bares, un caudal de 9.33 l/s, una longitud nominal de 36.46m, y un diámetro de tubería de 15mm, lo cual determina que la pérdida de presión en la tubería es de 0.4 bares.

Esquema 14. Pérdida de presión en la tubería.



Fuente: Nomogramas de neumática. Ing. Miguel A. Morales Granados.

- Cálculo de los actuadores.

Los actuadores son las herramientas neumáticas a emplear, en este caso se utilizará un cilindro neumático, el cual realizará la fuerza normal para la perforación, y por lo tanto llevará acoplado un motor neumático, el cual se encargará de dar el torque necesario para abrir el agujero, también se emplearán dos motores neumáticos con los cuales se busca manipular las plantas que se encuentran en la máquina, este sistema se explicará en detalle más adelante.

Al cilindro encargado de la perforación del suelo se le conocerá por la letra A, y a continuación se presenta el diseño funcional de este cilindro neumático, al igual que su ensamble con el motor neumático.

Esquema 15. Cilindro A.



El cilindro A, es un cilindro neumático sin vástago, al cual se encuentra acoplado el motor neumático que se encargara de hacer el agujero mediante la barrena seleccionada.

A continuación se va a determinar la fuerza necesaria por el cilindro para perforar el suelo, para esto se empleará la ecuación de falla de Coulomb.

$$\tau = c + \sigma * \tan(\phi)$$

Donde:

- σ= Esfuerzo normal.
- T= Esfuerzo cortante.
- Φ=Ángulo de fricción del suelo.
- C=Cohesión del suelo.

En el cuadro 10 se presentan las cohesiones de diferentes suelos en kg/cm².

Cuadro 10. Cohesión del suelo.

suelo	cohesión
arcilla rígida	0,25
arcilla semirrígida	0,1
arcilla blanda	0,01
arcilla arenosa	0,05
limo rígido o duro	0,02

Fuente: DIN 1054-2010

En el cuadro 11 se encuentran los valores para los ángulos de fricción para los suelos.

Cuadro 11. Ángulos de fricción.

Suelo	φ' suelto	φ' denso	Suelo	φ' suelto	φ' denso
Limo	27° - 30°	30° - 36°	Arena bien gradada	33°	45°
Arena limosa	27° - 33°	30° - 35°	Grava arenosa	35°	50°
Arena uniforme	28°	34°	Suelo anguloso uniforme	35°	43°
Suelo redondeado uniforme	30°	37°	Suelo anguloso bien gradado	39°	45°
Suelo redondeado bien gradado	34°	40°	Rangos de la tabla	27° - 39°	30° - 45°

Fuente: <http://www.galeon.com/geomecanica/cap12.pdf>

Sabiendo que el suelo a trabajar es limo negro, y al cual previamente se le hizo un tratamiento, se utilizarán los valores para el limo suelto, del cual ya se conoce el valor del esfuerzo cortante, por lo cual se hallará el valor del esfuerzo normal. Para el ángulo de fricción se empleará 27°, para hacer el estudio en el caso más crítico.

$$\tau = c + \sigma * \tan(\phi) \Rightarrow \sigma = \frac{\tau - c}{\tan(\phi)} = \frac{8.9 \text{ kpas} - 1.96 \text{ kpas}}{\tan(27^\circ)} = 13,6 \text{ kpas}$$

Conociendo el esfuerzo normal para poder abrir el agujero, se calcula la fuerza normal para un agujero de 40cm de diámetro.

$$\sigma = \frac{Fn}{A} \Rightarrow Fn = \sigma * A = \sigma * (\pi * r^2) = 13.6 \text{ kpas} * (\pi * (0.2\text{m})^2) = 1.709 \text{ KN}$$

El cilindro A, el encargado de subir y bajar el motor neumático y la broca, deberá realizar una fuerza de avance de 1.709 KN. Teniendo este dato se calcula las dimensiones del cilindro.

Para determinar las dimensiones del cilindro se empleará la definición de presión.

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{1709\text{N}}{5 * 10^5 \text{Pas}} = 3.418 * 10^{-3} \text{m}^2$$

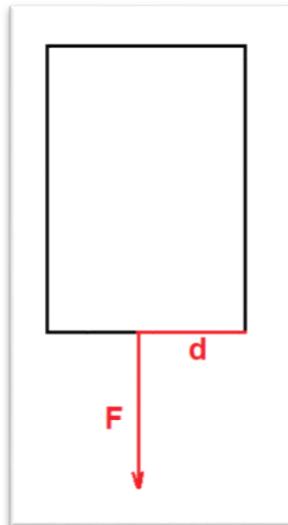
Se determina el diámetro del émbolo a partir del área del mismo.

$$A = \pi * r^2 \Rightarrow r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{3.418 * 10^{-3} m^2}{\pi}} = 0.0329 m = 3.29 cm$$

El émbolo nos da un radio de 3.29cm y un diámetro de 6.6cm, con estas medidas se buscará un cilindro, al no encontrarse un émbolo con estas dimensiones se debe escoger el inmediatamente superior.

Para la selección del motor neumático, los catálogos permiten la selección del motor a partir del torque deseado o de la potencia deseada a partir de las revoluciones, por lo tanto se parte de la definición de torque para la selección del motor.

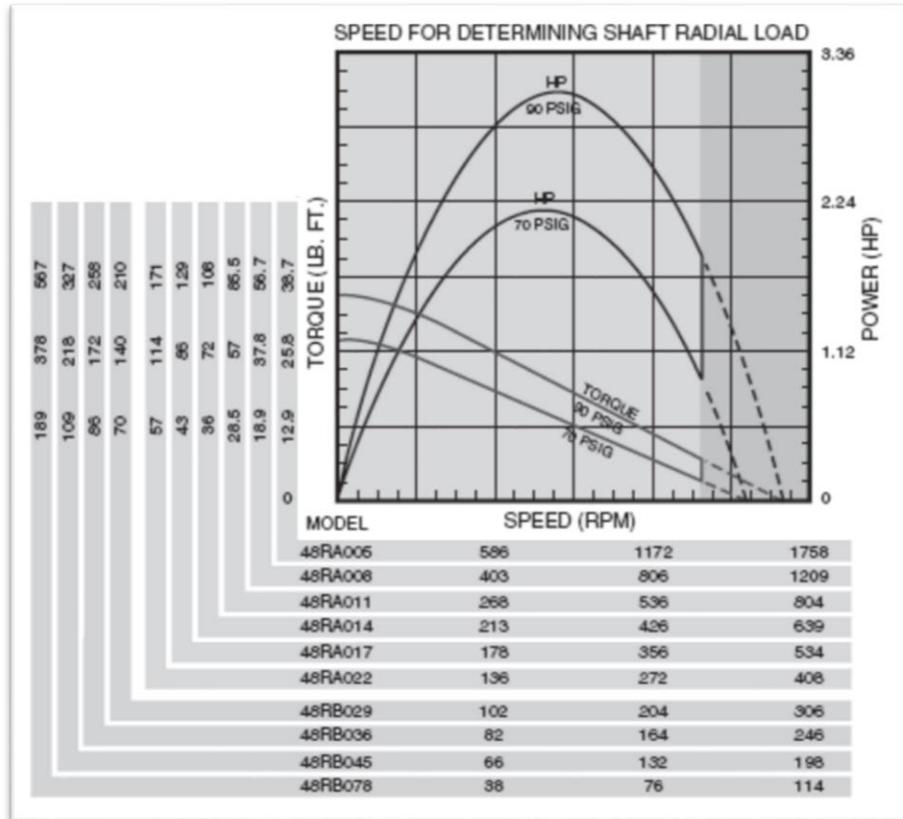
Esquema 16. Diagrama del torque



$$T = F * d = 1709 N - 0.4 m = 683.6 Nm$$

Ya teniendo el torque requerido se busca en los catálogos de motores neumáticos y se selecciona aquel que cumpla con el torque. Para la selección del motor neumático, se requiere las revoluciones de giro del motor y el torque, debido a que se desconocen las revoluciones, se seleccionará el motor por las dimensiones y peso del mismo.

Esquema 17. Curvas características del motor neumático.



Fuente: <http://www.ingersollrandproducts.com>

Para el sistema que manipulará las plantas en la máquina, se requiere una tuerca enroscada en un tornillo, el cual girará mediante un motor neumático mencionado anteriormente.

Para seleccionar los motores que impulsarán los tornillos que manipularán las plantas, se requiere que el avance del tornillo sea el diámetro del cepellón de las plantas. Para el cálculo del tornillo sin fin se ha de calcular la fuerza que debe mover cada tornillo.

Para el primer tornillo se tiene una hilera de 8 plantas, donde el cepellón pesa 10Kg, por lo tanto el primer tornillo debe mover 80kg, que son 784.9N.

Para el cálculo del tornillo se empleará un coeficiente de rozamiento del acero de 0.15 y una resistencia límite a la tensión de 10000 psi y una resistencia al corte límite de 5000 psi, la carga que tendrá que mover el tornillo es de 176.45lb. Teniendo estos datos se calculará el par motor necesario para la selección del motor neumático.

Para la selección del tornillo, se empleará un tornillo de rosca ACME, esto debido a que no tienen una mala eficiencia y son más fáciles de mecanizar que los tornillos de rosca cuadrada y trapezoidal. Además los tornillos de potencia generalmente son fabricados en bronce, por lo que este dato se tendrá en cuenta para el cálculo de las áreas a tensión y cortante de los tornillos.

Para determinar las dimensiones del tornillo se emplearán los esfuerzos, con el fin de determinar el área a tensión y el área cortante.

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \Rightarrow A_t = \frac{F}{\sigma}$$

$$\tau = \frac{F}{A_s} \Rightarrow A_s = \frac{F}{\tau}$$

Teniendo estos datos se observa la tabla 1, para determinar las dimensiones del tornillo.

Tabla 1. Diámetros preferidos para roscas ACME.

Diámetro mayor nominal, D (pulg)	Roscas por pulg, n	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, D_r (pulg)	Diámetro mínimo de paso, D_p (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Área al esfuerzo cortante, A_s (pulg ²) ^a
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493
1 1/8	5	0.2000	0.8753	0.9967	0.6881	1.722
1 1/4	5	0.2000	0.9998	1.1210	0.8831	1.952
1 3/8	4	0.2500	1.0719	1.2188	1.030	2.110
1 1/2	4	0.2500	1.1965	1.3429	1.266	2.341
1 3/4	4	0.2500	1.4456	1.5916	1.811	2.803
2	4	0.2500	1.6948	1.8402	2.454	3.262
2 1/4	3	0.3333	1.8572	2.0450	2.982	3.610
2 1/2	3	0.3333	2.1065	2.2939	3.802	4.075
2 3/4	3	0.3333	2.3558	2.5427	4.711	4.538
3	2	0.5000	2.4326	2.7044	5.181	4.757
3 1/2	2	0.5000	2.9314	3.2026	7.388	5.700
4	2	0.5000	3.4302	3.7008	9.985	6.640
4 1/2	2	0.5000	3.9291	4.1991	12.972	7.577
5	2	0.5000	4.4281	4.6973	16.351	8.511

^aPor pulgada de longitud de acoplamiento.

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 699

Ya teniendo el diámetro y el paso del tornillo se calcula el par torsional para mover las plantas, este es el par torsor que debe realizar el motor neumático.

Para calcular el torque, primero se debe calcular el ángulo de avance:

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi * Dp}\right)$$

Ya teniendo el ángulo de avance se calcula el torque, para este cálculo hay que tener en cuenta que 2ϕ es 29° .

$$T = \frac{F * Dp}{2} * \left[\frac{\cos(\phi) \tan(\lambda) + \mu}{\cos(\phi) - \mu * \tan(\lambda)} \right] \Rightarrow$$

Para el cálculo del otro tornillo se sigue el mismo procedimiento. La diferencia radica en que la carga que este tornillo deberá desplazar no es constante, por lo tanto se calculará con la mayor cantidad de plantas que deberá mover.

Desde el lazo de control que manipulará el sistema, se activará el motor neumático de este cilindro cuando el motor del tornillo calculado anteriormente haya depositado todas las plantas en su respectivo agujero. Por lo tanto la máxima cantidad de plantas que desplazará el siguiente tornillo será de 70 plantas. Por lo tanto este tornillo deberá desplazar una carga de 6867N o 1543,76 lb.

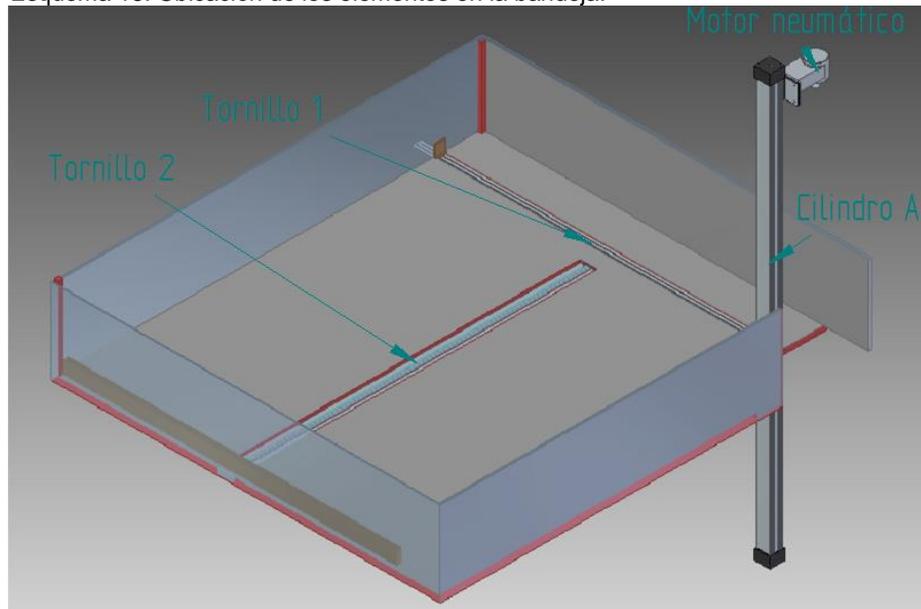
En el cuadro 12 se resume las dimensiones calculadas de los tornillos de potencia.

Cuadro 12. Dimensiones de los tornillos de potencia.

Tornillo	Torque (lb*in)	Ángulo de avance (grados)	Diámetro	Paso (in)	Área de tensión (in ²)	Área cortante (in ²)
1	4,61	5,56	1/4"	0,0625	0,0263	0,3355
2	96,48	4,207	5/8"	0,125	0,1955	0,918

En el esquema 18, se puede ver como se ubicarán los tornillos de potencia y el actuador neumático. En los tornillos la tuerca tendrá un tope el cual se encargará de ir moviendo las plantas en el interior de la máquina.

Esquema 18. Ubicación de los elementos en la bandeja.



Para el control de los motores y cilindros, se emplearán electro válvulas, que serán controladas por un sistema eléctrico, en esta máquina se emplearán una válvula 5/2 biestable y tres válvulas 3/2 monoestables, ver anexos.

En este sistema se emplearán contadores de secuencias y temporizadores, los cuales darán la configuración de la máquina, es decir, según la escala de la reforestación, el operario encargado de la máquina, ingresará la cantidad de plantas que llevará la máquina como parámetro de inicio de la plantadora.

Ya calculados los elementos neumáticos se procede a explicar la secuencia de movimientos de los actuadores en el proceso de implantación, para ello se observa en el anexo de planos, el plano neumático.

Siguiendo la nomenclatura del plano neumático:

- ✓ La secuencia inicia con la salida del vástago del cilindro A y simultáneamente el accionamiento del motor E, cuando el vástago está totalmente extendido el embolo regresa a su posición inicial.
- ✓ Seguido se acciona el motor B durante un tiempo el cual se encarga de la manipulación de las plántulas en la bandeja, a su vez el motor es controlado por un temporizador, cumplido el tiempo se detiene el motor.

- ✓ Luego se acciona el cilindro C el cual va a acoplar la caja reductora al motor de combustión interna, haciendo que avance la máquina al siguiente punto de implantación, este proceso también es controlado por un temporizador para garantizar la desconexión.
- ✓ El proceso se repite hasta cumplir la implantación de la cantidad requerida de plántulas y la máxima distancia en el terreno, al llegar a este punto del proceso se acciona el motor D, el cual va a suministrar la línea del motor B, simultáneamente se acciona el servomotor que dará giro a la máquina.
- ✓ Ya implantadas todas las plántulas se detiene la máquina, este proceso es controlado por un contador previamente configurado, el cual detendrá el circuito eléctrico y a la plantadora forestal, para volver a iniciar el proceso se oprimirá un pulsador para el reinicio del proceso.

4.3 CÁLCULO DE ELEMENTOS MECÁNICOS

Ya calculado y seleccionados los elementos neumáticos que componen la máquina, se procede a calcular los elementos mecánicos relacionados con la operación de la plantadora.

Estos elementos serán los engranes y catarinas de la caja reductora, los ejes que soportarán los elementos transmisores de potencia, los rodamientos y cuñas, siendo estos los elementos relacionados con la caja reductora, además se diseñarán las juntas homocinéticas, necesarias debido al cambio de dirección de la máquina, también se diseñará el sistema de dirección de la máquina.

Para el diseño de la caja reductora se partirá del torque requerido en los mattracks, elementos en los que se apoyará la máquina.

Conociendo la potencia del motor se determina el par requerido para mover la máquina a 1m/s, teniendo en cuenta que las ruedas de la máquina serán de 14in de diámetro. Además se trabajará a 3000rpm del motor a 8Hp.

$$w = \frac{v}{r} = \frac{1m/s}{0.1778m} = 5.624 \text{ rad/s}$$

$$P = M * w \Rightarrow M = \frac{P}{w} = \frac{5965.6W}{5.624 \frac{rad}{s}} = 1060.74Nm = 9388.34 \text{ lb} * \text{in}$$

El torque necesario de salida será de 9388.34 lb*in, conociendo este valor de salida se procede a calcular los engranes y catarinas de la caja reductora.

4.3.1 Engranés. Para el cálculo de los engranes, se parte de que la velocidad de salida del eje del motor es de 3000rpm. Para el cálculo de los engranajes se realizará un análisis cinemático, y un estudio de esfuerzos para la selección del material de fabricación.

Se iniciará con el análisis cinemático de los engranes, estos serán divididos en 2 grupos.

Para el cálculo cinemático de los engranajes se requiere de una relación de transmisión por etapas, la cual se halla con la siguiente ecuación.

$$R = \frac{we}{ws}$$

Donde:

R=Relación de transmisión.

We= velocidad de entrada.

Ws= velocidad de salida.

Para los engranes se tendrá un paso diametral en el sistema pitch, pero para facilidad se pasa este paso diametral a su equivalente en sistema modular, también se tiene un ángulo de presión normal de 20°. Conociendo estas condiciones iniciales se procede a calcular el número de dientes del engranaje.

$$R = \frac{Zg}{Zp} \Rightarrow Zg = R * Zp$$

Donde:

Zg= Dientes del engrane.

Zp= Dientes del piñón.

Debido a que se requieren dientes completos, los dientes del engranaje se aproximan a dientes completos.

Conociendo los números de dientes se hallan los diámetros primitivos del par de engranajes y las otras dimensiones requeridas. Ya teniendo el paso diametral en el sistema modular, se calculan los diámetros del piñón y del engrane.

Para el cálculo del diámetro primitivo se emplea la siguiente ecuación.

$$Dp = \frac{Z}{R}$$

Donde:

D_p =Diámetro primitivo.

Ya teniendo el diámetro primitivo se calcula el diámetro exterior e interior del engranaje y el paso de los engranajes.

$$D_a = D_p + (2 * m)$$

$$D_i = D_p - (2.334 * m)$$

$$P = \pi * m$$

Donde:

D_a = Diámetro exterior.

D_i = Diámetro interior.

P = Paso.

Esquema 19. Características de los dientes de los engranes de dientes rectos



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT.
Cuarta edición. PEARSON, pág. 309

Teniendo estas ecuaciones, en el cuadro 13 se presentan las dimensiones de los engranajes y la relación de transmisión por parejas de engranes.

Cuadro 13. Dimensiones de los engranajes.

designación	unidades	primer grupo		segundo grupo	
		piñón	Engrane	piñón	Engrane
w	rpm	1600	200	3000	1600
R	-	12,5		1,8	
m	mm/diente	2,54		3.175	
Pd	diente/in	10		8	
Z	dientes	112	14	14	26
Dp	mm	284.5	35.56	44.45	82.55
Da	mm	289.56	40.64	50.8	88.9
Di	mm	278.55	29.63	37.04	75.14
P	mm	7.979		9.974	

Ya teniendo el análisis cinemático de los engranes se procede a determinar los esfuerzos por flexión y por picadura en los dientes de los elementos. Para estos cálculos se emplearán datos en unidades inglesas.

Para el cálculo del esfuerzo por flexión, primero se debe calcular la velocidad de la línea de paso de cada etapa. Esta velocidad se calcula con la siguiente ecuación.

$$V_t = \frac{\pi * D_p * w_p}{12}$$

Ya teniendo la velocidad de línea de paso, se calcula la carga transmitida y la carga radial de los engranes.

$$W_t = 33000 * \frac{P}{V_t}$$

$$W_r = W_t * \tan(\phi_n)$$

Donde:

W_t= Carga transmitida.

P= Potencia.

V_t= Velocidad de línea de paso.

W_r= Carga radial.

Φ_n= Ángulo de presión normal.

En el cuadro 14, se presentan los valores obtenidos para las cargas y las velocidades de línea de paso.

Cuadro 14. Valores para velocidad de línea de paso y cargas

	Unidades	Primer grupo	Segundo grupo
Vt	ft/min	586.43	1374.4
Wt	lb	450.18	192.07
Wr	lb	163.85	69.91

Teniendo las cargas que actúan en los engranes, se establece un ancho de cara del engranaje, para esto se toma el valor superior, con el fin de reducir el esfuerzo que soportan los dientes.

$$F = \frac{16}{Pd}$$

Donde:

F= Ancho de cara.

Pd= Paso diametral.

En el cuadro 15 se presentan los resultados para cada grupo de engranajes.

Cuadro 15. Resultados del ancho de cara para los engranajes.

	Unidades	Primer grupo	Segundo grupo
F	in	1,6	2

A continuación se especifica un material para los engranajes y se determina un coeficiente elástico (Cp) con la siguiente tabla. Este coeficiente elástico está dado por el módulo de elasticidad de cada elemento y la relación de Poisson.

Cuadro 16. Coeficiente elástico, Cp

Material y módulo de elasticidad							
Eg lb/in ² (Mpa), del engrane							
Material del piñón	Módulo de elasticidad, Ep lb/in ² (Mpa)	Acero 30x 10 ⁶ (2x10 ⁵)	Hierro maleable 25x 10 ⁶ (1,7x10 ⁵)	Hierro nodular 24x 10 ⁶ (1,7x10 ⁵)	Hierro colado 22x 10 ⁶ (1,5x10 ⁵)	Bronce de aluminio 17,5x 10 ⁶ (1,2x10 ⁵)	Bronce de estaño 16x 10 ⁶ (1,1x10 ⁵)
Acero	30x10 ⁶	2300	2180	2160	2100	1950	1900
	(2x10 ⁵)	(191)	(181)	(179)	(174)	(162)	(158)
Hierro maleable	25x10 ⁶	2180	2090	2070	2020	1900	1850
	(1,7x10 ⁵)	(181)	(174)	(172)	(168)	(158)	(154)
Hierro nodular	24x10 ⁶	2160	2070	2050	2000	1880	1830
	(1,7x10 ⁵)	(179)	(172)	(170)	(166)	(156)	(152)
Hierro colado	22x10 ⁶	2100	2020	2000	1960	1850	1800
	(1,5x10 ⁵)	(174)	(168)	(166)	(163)	(154)	(149)
Bronce de aluminio	17,5x10 ⁶	1950	1900	1880	1850	1750	1700
	(1,2x10 ⁵)	(162)	(158)	(156)	(154)	(145)	(141)
Bronce de estaño	16x10 ⁶	1900	1850	1830	1800	1700	1650
	(1,1x10 ⁵)	(158)	(154)	(152)	(149)	(141)	(137)

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 400

El material a emplear en los dos grupos será acero, por lo tanto el Coeficiente elástico será $2300 \text{ (lb/in}^2\text{)}^{0.5}$.

Teniendo el Coeficiente elástico, se procede a determinar el número de calidad Qv, y el factor dinámico para la máquina. A continuación se presenta los números de calidad recomendados por la AGMA, según la velocidad de línea de paso.

Cuadro 17. Números de calidad AGMA recomendados.

Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad	
Velocidad de la línea de paso (ft/min)	Número de calidad
0-800	6-8
800-2000	8-10
2000-4000	10-12
más de 4000	12-14

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 378

Para ambos casos se empleará un número de calidad recomendado de 8. Ya seleccionado el número de calidad se determina el factor dinámico Kv, para ello se emplean las siguientes ecuaciones:

Debido a que el número de calidad es el mismo para los dos grupos, el factor dinámico será el mismo.

$$B = \frac{(12 - Qv)^{0.667}}{4}$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B)$$

$$Vtmax = [A + (Qv - 3)]^2$$

$$Kv = \left(\frac{A + \sqrt{200 * Vt}}{A} \right)^B$$

Donde:

A= Variable.

B= Variable.

Vtmax= velocidad de línea de paso máxima.

Qv= Número de calidad.

Kv= Factor dinámico.

Cuadro 18: Factor dinámico de los engranes.

	Primer grupo	Segundo grupo
A	65.04	70.70
B	0.7314	0.6302
Qv	7	8
Kv	1.697	1.582

Ya teniendo el factor dinámico, se especifica los factores geométricos para flexión del piñón y engrane de cada grupo, al igual que el factor geométrico para picadura.

Para un ángulo de presión de 20°, se emplea el esquema 20, con el cual se hallan los factores de geometría por flexión para los engranes de cada grupo.

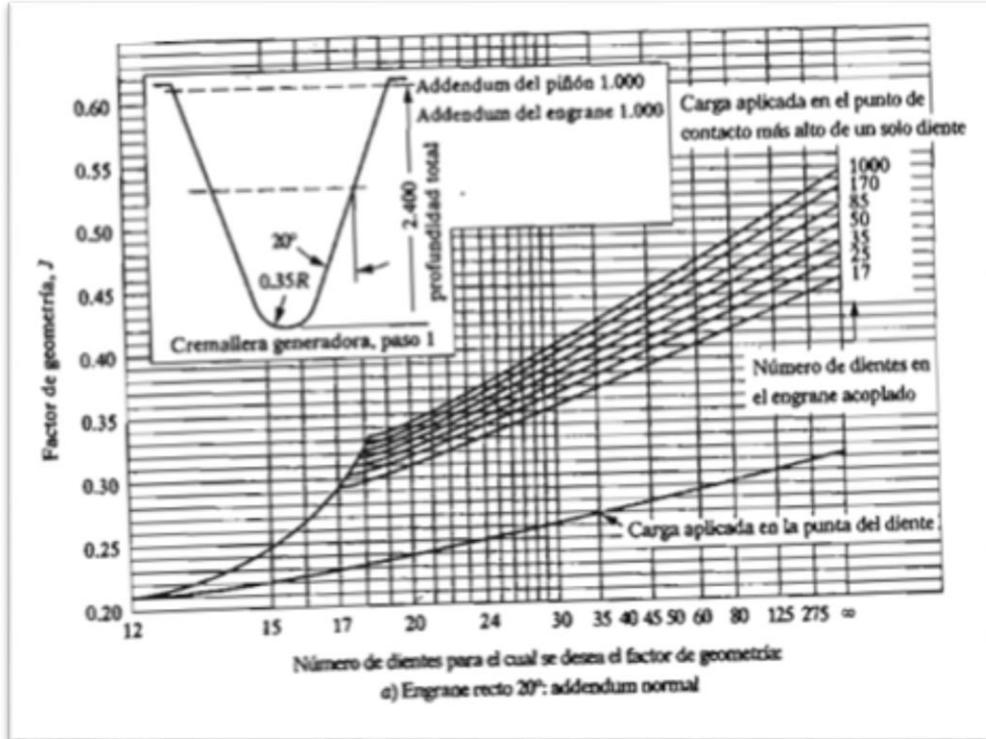
Para la lectura del esquema 20, los valores de entrada son el número de dientes del engrane y del piñón.

En el cuadro 19, se encuentran los resultados de la lectura del esquema.

Cuadro 19. Resultados factor de geometría J.

Primer grupo		Segundo grupo	
Piñón	Engrane	Piñón	Engrane
0,2	0,41	0,2	0,21

Esquema 20. Factor de geometría J para engranes con ángulos de presión de 20°



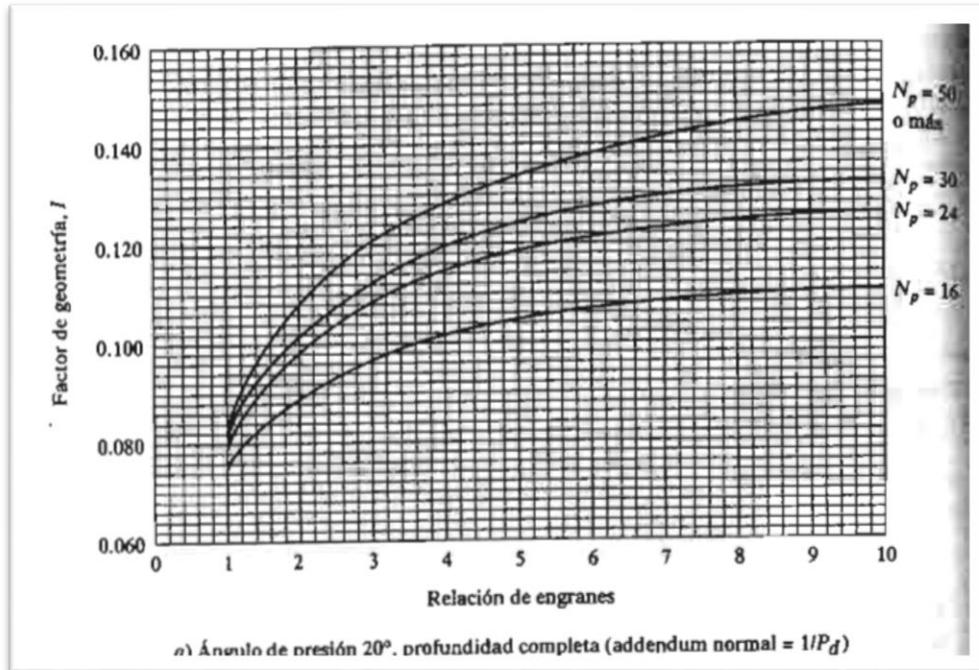
Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 387

Para hallar el factor geométrico por picadura para un ángulo de presión de 20°, se emplea el esquema 21.

Para la lectura del esquema 21, los valores de entrada son la relación de transmisión y el número de dientes del piñón para obtener el factor geométrico J .

Los resultados obtenidos de la lectura son, para el primer grupo un factor geométrico por picadura de 0.15 y para el segundo grupo se obtuvo un factor geométrico de 0.084.

Esquema 21. Factor de geometría I para engranes con ángulos de presión 20°



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 402

Ya determinado los factores geométricos, se determina el factor de distribución de carga K_m con la siguientes ecuaciones.

$$C_{pf} = \frac{F}{10 * D_p} - 0.0375 + 0.0125 * F$$

$$C_{ma} = 0.0675 + 0.0128 * F - 0.926 * 10^{-4} * F^2$$

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma}$$

Para el cálculo de C_{pf} se emplea la ecuación adecuada para un ancho de cara entre 1 y 15 pulgadas, y para C_{ma} se emplearán unidades cerradas de calidad comercial, ya que los engranes se montarán en una caja de diseño especial, para proporcionar mayor rigidez, pero con tolerancias liberales.

En el cuadro 20 se observan los resultados de las anteriores ecuaciones para cada grupo de engranes.

Cuadro 20. Resultados factor de distribución de carga.

	Primer grupo	Segundo grupo
Cpf	0.0968	0.1017
Cma	0.152	0.1581
Km	1.2487	1.2599

Teniendo el factor de distribución de carga, se determina mediante la siguiente tabla, el factor de tamaño K_s .

Tabla 2. Factores de tamaño.

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS.
ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 389

Dado a que los pasos diametrales para ambos grupos son mayores de 5, se escoge un factor de tamaño de 1.

Ahora se determina el factor de espesor de borde K_b , para este se va a emplear un modelo sólido de engrane, por lo tanto K_b tendrá un valor de 1. Teniendo este dato se establece un factor de servicio de 1, ya que no se tiene una incertidumbre excepcional.

A continuación se procede a especificar una relación de durezas entre los piñones y los engranajes (CH), a esta relación se le dará un valor de 1, esto debido a que no se encuentran diferencias apreciables en las durezas de los piñones y de los engranes.

Ahora se establece un factor de confiabilidad K_r , este factor se determina por el cuadro 21. Los datos que se encuentran en esta tabla proceden de análisis estadísticos de datos de fallas.

Cuadro 21. Factor de confiabilidad.

Confiabilidad	K_r
0.9, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10000	1.5

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 396

Para este caso se considera apropiado una falla en 100, por lo tanto se tiene un factor de confiabilidad de 1.

Teniendo este dato se determina el factor por sobrecarga, para ello se observa la tabla 3.

Tabla 3. Factor de sobrecarga.

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 389

Este factor de sobrecarga considera la probabilidad de las variaciones de carga, vibraciones o cambios de velocidad, las cuales pueden generar cargas mayores a la carga transmitida por los engranes. En la tabla 24, se tienen criterios de choques según la fuente de potencia y la máquina que se impulsará.

Para esta máquina, al ser impulsado por un motor multicilíndrico, se tomará un choque moderado por la fuente de potencia, y un choque ligero por la máquina impulsada al ser un transportador con carga uniforme. Por lo tanto se tiene un factor por sobrecarga de 1.3.

Ahora se especifica la vida de diseño de la máquina. Se va a calcular el número de ciclos de carga de los piñones y de los engranes de cada grupo, y seguido a esto se determinan los factores de esfuerzo por número de ciclos de flexión (Y_n) y de picadura (Z_n).

Tabla 4. Vida de diseño

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 396

Al ser esta máquina de tipo agrícola se empleará una vida de diseño de 3000 horas. Teniendo la vida de diseño, se calcula mediante la siguiente ecuación el número de ciclos de esfuerzo para cada diente.

$$N_c = 60 * L * n * q$$

Donde:

N_c = Número de ciclos de carga esperado.

L = Vida de diseño.

n = Velocidad de giro del engrane.

q = Número de aplicaciones de carga por revolución.

En el cuadro 22, se muestran los resultados obtenidos para el número de ciclos de carga.

Cuadro 22. Resultados de número de ciclos por carga.

	Unidades	Primer grupo		Segundo grupo	
		Piñón	Engrane	Piñón	Engrane
L	horas	3000		3000	
n	rpm	1600	200	3000	1600
q	-	1	1	1	1
Nc	ciclos	2.8E+08	3.6E+07	5.4E+08	2.8E+08

Ya teniendo el número de ciclos de carga, se puede determinar el factor de ciclos de esfuerzo por ciclos de esfuerzos de flexión y de picadura de los engranes, esto se determina con la siguiente ecuación.

$$Y_N = 1.683 * N_c^{-0.0323}$$

$$Z_N = 1.4488 * N_c^{-0.023}$$

Donde:

Y_N= Factor de esfuerzo por ciclos de esfuerzo de flexión.

Z_N= Factor de esfuerzo por ciclos de esfuerzo de picadura.

N_c= Número de ciclos de carga.

Cuadro 23. Resultados de los factores de esfuerzo por ciclos de esfuerzo.

	Primer grupo		Segundo grupo	
	Piñón	Engrane	Piñón	Engrane
Y _N	0.8971	0.9595	0.8791	0.8971
Z _N	0.9256	0.971	0.9123	0.9256

Ya teniendo estos datos, se puede proceder a calcular los esfuerzos que actúan en los dientes de los engranes. Para ello se emplea las siguientes ecuaciones.

$$S_r = \frac{W_t * P_d}{F * J} * K_o * K_s * K_m * K_b * K_v$$

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t * K_o * K_s * K_m * K_v}{F * D_p * I}}$$

Cuadro 24. Resultados de esfuerzos por flexión y por picadura.

	Unidades	Primer grupo		Segundo grupo	
		Piñón	Engrane	Piñón	Engrane
S _r	Ksi	38.76	18.91	9.95	9.48
S _c	Ksi	139.753		94.636	

Ya teniendo los esfuerzos por flexión y por picadura, se les debe realizar un ajuste por los ciclos de carga. Para ello se emplean las siguientes ecuaciones.

$$S_{ar} = S_r * \frac{K_r * SF}{Y_N}$$

$$S_{ac} = S_c * \frac{K_r * SF}{Z_N}$$

Donde:

S_{ar}= Ajuste del esfuerzo por flexión.

S_{ac}= Ajuste del esfuerzo por picadura.

Cuadro 25. Resultados de ajuste de esfuerzos por flexión y por picadura.

	Unidades	Primer grupo		Segundo grupo	
		Piñón	Engrane	Piñón	Engrane
S _{ar}	Ksi	43.211	18.911	11.323	10.567
S _{ac}	Ksi	150.981	143.929	103.727	102.238

Teniendo los esfuerzos ajustados a los ciclos de carga, se determinan los materiales en los que se va a fabricar los engranajes. Estos datos se pueden ver en la tabla 5, en la cual se encuentran los esfuerzos admisibles para materiales de engranes de acero templado.

Para el primer grupo se empleará un acero templado por llama 50HRC grado 1, el cual tiene un esfuerzo por flexión admisible de 45Ksi y un esfuerzo por picadura admisible de 170Ksi.

Para el segundo grupo se empleará un acero templado por llama o por inducción con una dureza de 54HRC y de grado 1, el cual tiene un esfuerzo por flexión admisible de 45Ksi y un esfuerzo por picadura admisible de 175Ksi.

Tabla 5. Esfuerzos admisibles para materiales de engranes en acero templado

Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{af} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR15N		Vea la figura 9-14		150	163	175
84.5 HR15N		Vea la figura 9-14		155	168	180
Nitrurados, nitr alloy 135M: ^a						
87.5 HR15N		Vea la figura 9-15				
90.0 HR15N		Vea la figura 9-15		170	183	195
Nitrurados, nitr alloy N: ^a						
87.5 HR15N		Vea la figura 9-15				
90.0 HR15N		Vea la figura 9-15		172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio)						
87.5 HR15N		Vea la figura 9-15		155	172	189
90.0 HR15N		Vea la figura 9-15		176	196	216

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 396

4.3.2 Catarinas. Ya realizado el cálculo de los engranes, se va a calcular las catarinas, las cuales se encargarán de hacer la última reducción necesaria para cumplir con el torque necesario, para que la máquina se mueva a 1m/s.

Para determinar las revoluciones con las que va a girar el eje de salida de la caja reductora se empleará el torque calculado anteriormente.

$$N = 63000 \frac{P}{T} = 63000 \frac{8HP}{9388.34 lb * in} = 53.68 rpm$$

El eje acoplado a los mattracks que impulsarán la máquina, deberá girar a 53.68 rpm. Por lo tanto la Catarina más pequeña tendrá las revoluciones de salida del último engranaje, es decir, 200 rpm, y la Catarina más grande girará a 53.68 rpm. Ya teniendo este dato se procede a calcular las dimensiones de las catarinas y de la cadena a implementar.

Se partirá de una cadena de una sola hilera, esta cadena transmitirá los 8Hp originales del motor además de un factor de servicio, el cual se especifica en la tabla 6.

Tabla 6: Factor de servicio.

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 290

Siguiendo la tabla, se tiene un impulsor de combustión interna con transmisión mecánica y un choque moderado por ser un transportador pesado. Por lo tanto la potencia de diseño es de:

$$P_{dis} = P * F.S = 8Hp * 1.4 = 11.2Hp$$

Debido a las restricciones del tamaño de la máquina, se requiere aplicar un factor de potencia para reducir la potencia de diseño que soportarán las cadenas. Para esto se empleará una cadena de tres hileras, lo cual implica un factor de 2.5.

$$P = \frac{P_{dis}}{F.Hilera} = \frac{11.2Hp}{2.5} = 4.48Hp$$

Por lo tanto se obtiene que la potencia requerida por hilera es de 4.48Hp. Teniendo la potencia de diseño se calcula la relación de transmisión en los ejes.

$$R = \frac{ne}{ns} = \frac{200 \text{ rpm}}{53.68 \text{ rpm}} = 3.72$$

Teniendo la reducción, se consultan la capacidad de potencia para la selección del paso de la cadena, en la tabla 7; se busca la potencia de diseño con las revoluciones de entrada y el número de dientes que tendrá una de las catarinas.

Tabla 7. Capacidades en caballos de fuerza. Cadena simple de rodillos número 60

Núm. de dientes	0.750 pulgadas de paso																	Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min																
	10	25	50	100	120	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000									
11	0.19	0.46	0.89	1.72	2.05	3.35	4.95	6.52	8.08	9.63	12.69	15.58	11.85	9.41	7.70	6.45	5.51	3.94	3.00	2.38	1.95	1.63	1.39	1.21	0.00									
12	0.21	0.50	0.97	1.88	2.24	3.66	5.40	7.12	8.82	10.51	13.85	17.15	13.51	10.72	8.77	7.35	6.28	4.49	3.42	2.71	2.22	1.86	1.59	1.38	0.00									
13	0.22	0.54	1.05	2.04	2.43	3.96	5.85	7.71	9.55	11.38	15.00	18.58	15.23	12.08	9.89	8.29	7.08	5.06	3.85	3.06	2.50	2.10	1.79	1.00	0.00									
14	0.24	0.58	1.13	2.19	2.61	4.27	6.30	8.30	10.29	12.26	16.15	20.01	17.02	13.51	11.05	9.26	7.91	5.66	4.31	3.42	2.80	2.34	0.41	0.00										
15	0.26	0.62	1.21	2.35	2.80	4.57	6.75	8.90	11.02	13.13	17.31	21.44	18.87	14.98	12.26	10.27	8.77	6.28	4.77	3.79	3.10	2.60	0.00	0.00										
16	0.27	0.66	1.29	2.51	2.99	4.88	7.20	9.49	11.76	14.01	18.46	22.87	20.79	16.50	13.51	11.32	9.66	6.91	5.26	4.17	3.42	1.78	0.00	0.00										
17	0.29	0.70	1.37	2.66	3.17	5.18	7.65	10.08	12.49	14.88	19.62	24.30	22.77	18.07	14.79	12.40	10.58	7.57	5.76	4.57	3.74	0.00	0.00	0.00										
18	0.31	0.75	1.45	2.82	3.36	5.49	8.10	10.68	13.23	15.76	20.77	25.73	24.81	19.69	16.11	13.51	11.53	8.25	6.28	4.98	4.08	0.00	0.00	0.00										
19	0.33	0.79	1.53	2.98	3.55	5.79	8.55	11.27	13.96	16.63	21.92	27.16	26.91	21.35	17.48	14.65	12.50	8.95	6.81	5.40	0.20	0.00	0.00	0.00										
20	0.34	0.83	1.61	3.13	3.73	6.10	9.00	11.86	14.70	17.51	23.08	28.59	29.06	23.06	18.87	15.82	13.51	9.66	7.35	5.83	0.00	0.00	0.00	0.00										
21	0.36	0.87	1.69	3.29	3.92	6.40	9.45	12.46	15.43	18.38	24.23	30.02	31.26	24.81	20.31	17.02	14.53	10.40	7.91	6.28	0.00	0.00	0.00	0.00										
22	0.38	0.91	1.77	3.45	4.11	6.71	9.90	13.05	16.17	19.26	25.39	31.45	33.52	26.60	21.77	18.25	15.58	11.15	8.48	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
23	0.40	0.95	1.85	3.61	4.29	7.01	10.35	13.64	16.90	20.13	26.54	32.88	35.84	28.44	23.28	19.51	16.66	11.92	9.07	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
24	0.41	0.99	1.93	3.76	4.48	7.32	10.80	14.24	17.64	21.01	27.69	34.31	38.20	30.31	24.81	20.79	17.75	12.70	9.66	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
25	0.43	1.04	2.01	3.92	4.67	7.62	11.25	14.83	18.37	21.89	28.85	35.74	40.61	32.23	26.38	22.11	18.87	13.51	10.27	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
26	0.45	1.08	2.09	4.08	4.85	7.93	11.70	15.42	19.11	22.76	30.00	37.17	43.07	34.18	27.98	23.44	20.02	14.32	10.90	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
28	0.48	1.16	2.26	4.39	5.23	8.54	12.60	16.61	20.58	24.51	32.31	40.03	47.68	38.20	31.26	26.20	22.37	16.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
30	0.52	1.24	2.42	4.70	5.60	9.15	13.50	17.79	22.05	26.26	34.62	42.89	51.09	42.36	34.67	29.06	24.81	17.75	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
32	0.55	1.33	2.58	5.02	5.98	9.76	14.40	18.98	23.52	28.01	36.92	45.75	54.50	46.67	38.20	32.01	27.33	19.56	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
35	0.60	1.45	2.82	5.49	6.54	10.67	15.75	20.76	25.72	30.64	40.39	50.03	59.60	53.38	43.69	36.62	31.26	1.35	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
40	0.69	1.66	3.22	6.27	7.47	12.20	18.00	23.73	29.39	35.02	46.16	57.18	68.12	65.22	53.38	44.74	38.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										
45	0.77	1.86	3.63	7.05	8.40	13.72	20.25	26.69	33.07	38.39	51.92	64.33	76.63	77.83	63.70	53.38	12.45	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00										

Tipo A: Lubricación manual o por goteo
 Tipo B: Lubricación en baño o con diáfono
 Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 288.

De la tabla se obtiene una cadena número 60, de 0.75 pulgadas de paso, con una Catarina motriz de 15 dientes a 200 rpm y un sistema de lubricación por baño de aceite. Este tipo de lubricación consiste en que la cubierta de la cadena proporciona aceite, en el cual se sumerge la cadena de forma continua.

Ya con las dimensiones de una de las catarinas y la relación de transmisión, se calculan las dimensiones de la otra Catarina. Para ello se emplean las siguientes ecuaciones.

$$Z_2 = R * Z_1 = 3.72 * 15 \text{ dientes} = 55.88 \text{ dientes}$$

Con el número de dientes, se halla el diámetro de paso de las catarinas, partiendo de 55 dientes para la segunda catarina.

$$D_1 = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{Z_1}\right)} = \frac{0.75}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{15}\right)} = 3.61 \text{ in}$$

$$D_2 = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{Z_2}\right)} = \frac{0.75}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{55}\right)} = 13.13 \text{ in}$$

Donde:

P=Paso.

Z= Número de dientes.

D= Diámetro de paso.

Teniendo los diámetros de paso se calcula la distancia entre centros nominal, en la cual se emplea un intervalo recomendado por Robert Mott en el libro "Diseño de elementos de máquinas". Este intervalo corresponde a 40 pasos.

Ahora con la distancia de centros recomendada, se calcula mediante la siguiente ecuación la longitud de cadena necesaria.

$$L = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2(40) + \frac{55 + 15}{2} + \frac{(55 - 15)^2}{4\pi^2(40)} = 116.01 \text{ pasos}$$

Se debe aproximar este valor a 116 pasos, y se calcula con la siguiente, la distancia teórica entre centros con esta aproximación.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - \frac{8(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[116 - \frac{55 + 15}{2} + \sqrt{\left(116 - \frac{15 + 55}{2} \right)^2 - \frac{8(55 - 15)^2}{4\pi^2}} \right] = 29.99 \text{ pasos}$$

Con esta distancia entre centros, se multiplica por el paso de la cadena y se obtiene que la distancia entre centros es de 22.5 pulgadas.

Teniendo esta información se procede a calcular el ángulo de contacto de la cadena en cada Catarina. Teniendo en cuenta que el ángulo mínimo de contacto debe ser 120 grados.

Para la Catarina pequeña.

$$\theta = 180^\circ - 2\text{sen} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] = 180^\circ - 2\text{sen} \left[\frac{13.13 \text{ in} - 3.61 \text{ in}}{2(29.99 \text{ in})} \right] = 161.72^\circ$$

Para la Catarina grande.

$$\theta = 180^\circ + 2\text{sen} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] = 180^\circ + 2\text{sen} \left[\frac{13.13 \text{ in} - 3.61 \text{ in}}{2(29.99 \text{ in})} \right] = 198.28^\circ$$

Como se puede ver, para ambos casos se cumple la condición del ángulo mínimo de contacto.

Ya teniendo las dimensiones de las catarinas, se calcula la fuerza en la parte tensa de la cadena, para ello se emplea la siguiente ecuación.

$$F_c = \frac{T_2}{\frac{D_2}{2}} = \frac{9388.34 \text{ lb} * \text{in}}{\frac{13.13 \text{ in}}{2}} = 1430.06 \text{ lb}$$

En la tabla 8 se puede observar las dimensiones y la fuerza a tensión que soporta la cadena, en este caso se va a emplear una cadena de número 60.

Tabla 8. Tamaño de cadena de rodillos.

Número de cadena	Paso (pulg)	Diámetro del rodillo	Ancho del rodillo	Espesor de placa lateral	Resistencia promedio a la tensión (lb)
25	1/4	Ninguno	-	0.030	925
35	3/8	Ninguno	-	0.050	2100
41	1/2	0.306	0.250	0.050	2000
40	1/2	0.312	0.312	0.060	3700
50	5/8	0.400	0.375	0.080	6100
60	3/4	0.469	0.500	0.094	8500
80	1	0.626	0.625	0.125	14 500
100	1 1/4	0.750	0.750	0.156	24 000
120	1 1/2	0.875	1.000	0.187	34 000
140	1 3/4	1.000	1.000	0.219	46 000
160	2	1.125	1.250	0.250	58 000
180	2 1/4	1.406	1.406	0.281	80 000
200	2 1/2	1.562	1.500	0.312	95 000
240	3	1.875	1.875	0.375	130 000

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT.
Cuarta edición. PEARSON, pág. 284

Como se puede ver la cadena soporta 8500 lb, un valor adecuado para un resultado de 1430.06 lb.

4.3.3 Ejes: Ya conocidos los datos de los engranajes y las catarinas, se procede a determinar las dimensiones mínimas de los ejes.

- EJE A

El primer eje, será conocido como el eje A, este eje constará de un extremo nervado, con el fin de hacer el acople con el eje del motor. Lo primero a determinar serán las dimensiones del nervado del eje y del cubo acoplado para el embrague con el motor.

Como primer paso se determina el torque en este eje. Para ello se emplea la siguiente ecuación.

$$T = 63000 \frac{P}{n} = 63000 \frac{8Hp}{3000 \text{ rpm}} = 168 \text{ lb} * \text{in}$$

Donde:

T= Torque

P= Potencia

N= Revoluciones por minuto.

Existen dos tipos de nervaduras o ranurados para ejes; los ranurados rectos y los ranurados con involuta. Para este caso se emplearán ranuras con involuta de

ángulo de presión de 30° y con ajuste lateral, esto debido a que la forma en involuta tiende a centrar el eje con el cubo correspondiente.

Debido a su similitud en la geometría de los engranes de dientes rectos, el tamaño de la estría, está determinado por un paso diametral. Para estos pasos diametrales se encuentran unos de uso estándar, de los cuales se va a emplear un paso diametral de 6 estrias/in. También se parte de 6 estrias como número inicial de ranuras para el cálculo del diámetro de paso de las ranuras.

$$D_p = \frac{Z}{P_d} = \frac{6 \text{ estrias}}{6 \text{ estrias/in}} = 1 \text{ in} = 25.4 \text{ mm}$$

Ahora se determina el paso circular, para determinar la distancia de un punto de la estría al punto correspondiente de otra estría. Y seguido a esto se determina el espesor del diente.

$$p = \pi \frac{D_p}{Z} = \pi \frac{1 \text{ in}}{6} = 0.52 \text{ in} = 13.23 \text{ mm}$$

$$t = \frac{p}{2} = \frac{0.52 \text{ in}}{2} = 0.26 \text{ in} = 6.6 \text{ mm}$$

Ahora se determinan los diámetros del eje y del cubo.

Diámetro menor del eje:

$$D_i = \frac{Z - 1.35}{P_d} = \frac{6 \text{ estrias} - 1.35}{6 \text{ estrias/in}} = 0.775 \text{ in} = 19.685 \text{ mm}$$

Diámetro mayor del eje:

$$D_a = \frac{Z + 1}{P_d} = \frac{6 \text{ estrias} + 1}{6 \text{ estrias/in}} = 1.16 \text{ in} = 29.464 \text{ mm}$$

Diámetro menor del cubo:

$$D_i = \frac{Z - 1}{P_d} = \frac{6 \text{ estrias} - 1}{6 \text{ estrias/in}} = 0.83 \text{ in} = 21.082 \text{ mm}$$

Diámetro mayor del cubo:

$$D_a = \frac{Z + 1.35}{P_d} = \frac{6 \text{ estrias} + 1.35}{6 \text{ estrias/in}} = 1.23 \text{ in} = 31.24 \text{ mm}$$

Comúnmente se emplean longitudes de las estrías de 0.75 o 1.25 veces el diámetro de paso, esta longitud afectará el esfuerzo cortante en las estrías, ya que al ser mayor, será menor el esfuerzo. Por lo tanto se empleará una longitud de 1.25 veces el diámetro de paso, lo que nos da una longitud de 1.25 in.

Para el cálculo del esfuerzo cortante, se emplea la siguiente ecuación.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * Dp^2 * L} = \frac{16 * 168 \text{ lb} * \text{in}}{\pi * 1 \text{ in}^2 * 1.25 \text{ in}} = 684.49 \text{ psi}$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante

L= Longitud de la estría

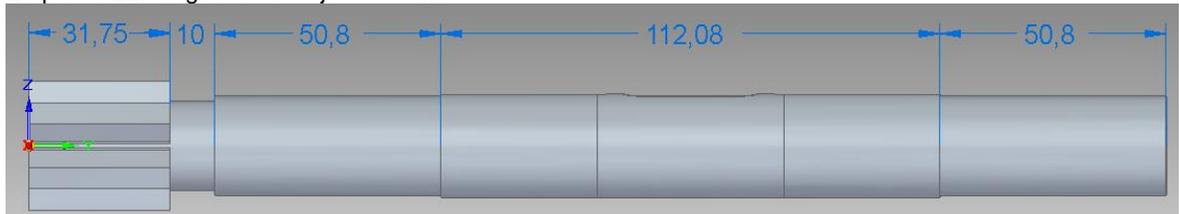
Dp= Diámetro de paso

Ya teniendo calculado la parte estriada del eje, se calculan los diámetros para los rodamientos y en la porción de eje donde se ubicará el engrane.

Para el cálculo del eje se hallan las reacciones en los rodamientos, según las cargas del engrane. Seguido se realiza el diagrama de esfuerzos cortantes y el diagrama de momentos flectores.

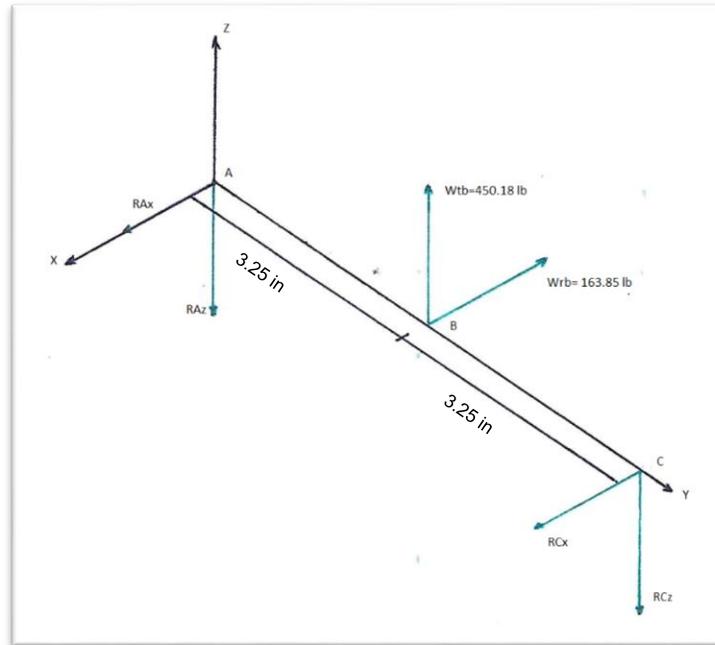
A continuación se visualiza las longitudes del eje A.

Esquema 22: longitudes del eje A en mm.



En el diagrama 1, se ve el diagrama de cuerpo libre del eje A.

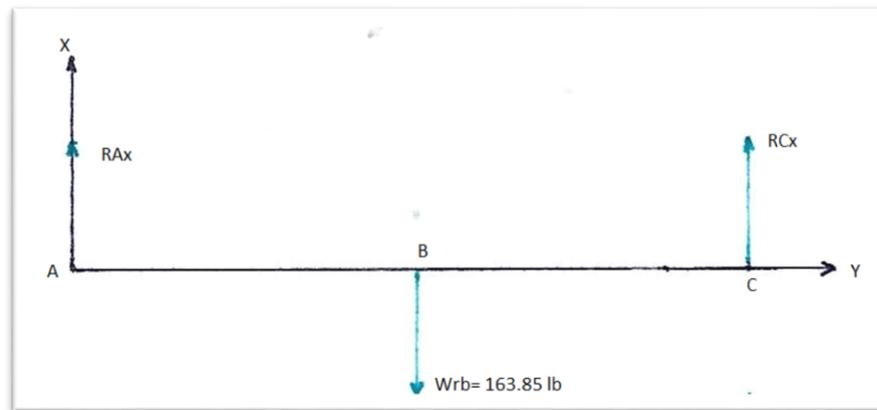
Diagrama 1: Diagrama de cuerpo libre del eje A



Teniendo el diagrama de cuerpo libre, se trabajará por planos para el cálculo de las reacciones en A y en C. A partir del diagrama de cuerpo libre se calculan las reacciones en los apoyos y se realizan los diagramas de esfuerzos por momentos flectores y momentos cortantes.

Plano XY:

Diagrama 2: Diagrama de fuerzas del eje A en el plano XY



$$\begin{aligned} \curvearrowright^+ MA = 0 &\Rightarrow -W_B^r * 3.25 \text{ in} + R_C^x * 6.5 \text{ in} = 0 \Rightarrow R_C^x = \frac{W_B^r * 3.25 \text{ in}}{6.5 \text{ in}} = \frac{163.85 \text{ lb} * 3.25 \text{ in}}{6.5 \text{ in}} = \\ &81.92 \text{ lb} = 364.544 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\uparrow + \sum Fx = 0 \Rightarrow R_A^x - W_B^r + R_C^x = 0 \Rightarrow R_A^x = W_B^r - R_C^x = 163.85 \text{ lb} - 81.92 \text{ lb} = 81.92 \text{ lb} = 364.544 \text{ N}$$

A continuación se presentan los diagramas de fuerza cortante y momentos flectores.

Diagrama 3: Diagrama fuerza cortante del eje A en el plano XY

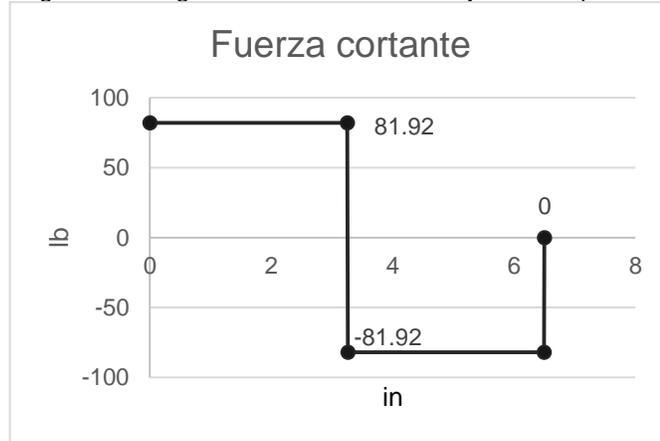
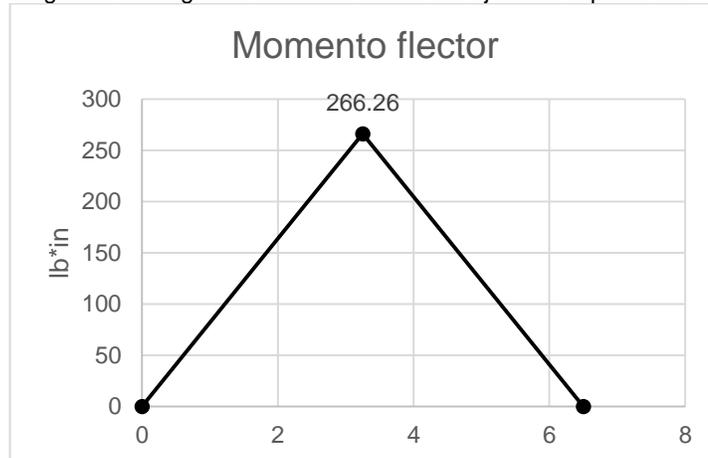
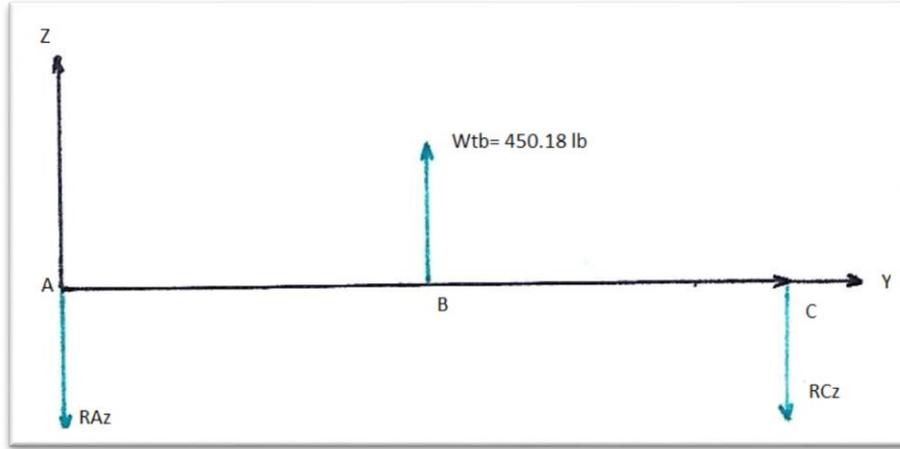


Diagrama 4: Diagrama momento flector del eje A en el plano XY



Plano ZY:

Diagrama 5: Diagrama de fuerzas del eje A en el plano ZY



$$\begin{aligned} \curvearrowright \sum MA = 0 &\Rightarrow -W_B^t * 3.25 \text{ in} + R_C^z * 6.5 \text{ in} = 0 \Rightarrow R_C^z = \frac{W_B^t * 3.25 \text{ in}}{6.5 \text{ in}} \\ &= \frac{450.18 \text{ lb} * 3.25 \text{ in}}{6.5 \text{ in}} = 225.09 \text{ lb} = 1001.65 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow + \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_A^z - W_B^t + R_C^z = 0 \Rightarrow R_A^z = W_B^t - R_C^z = 450.18 \text{ lb} - 225.09 \text{ lb} = 225.09 \text{ lb} \\ &= 1001.65 \text{ N} \end{aligned}$$

A continuación se presenta el diagrama de fuerza cortante y momentos flectores.

Diagrama 6: Diagrama fuerza cortante del eje A en el plano ZY

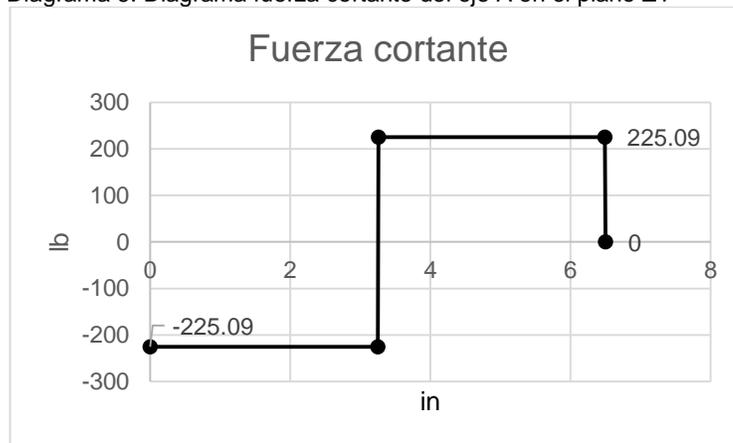
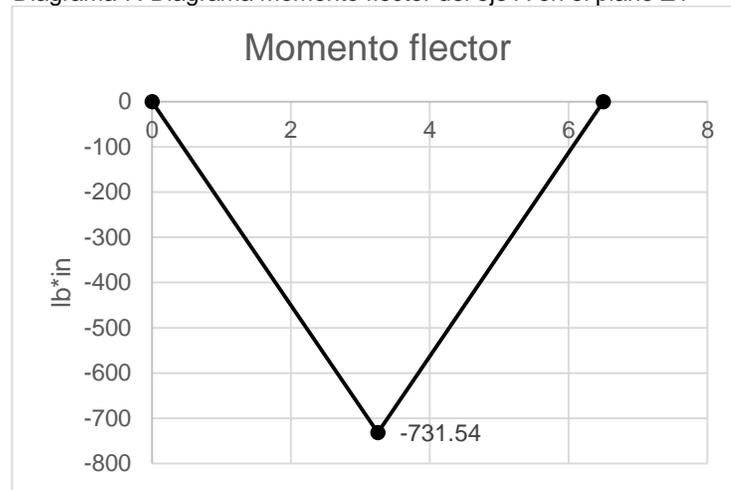


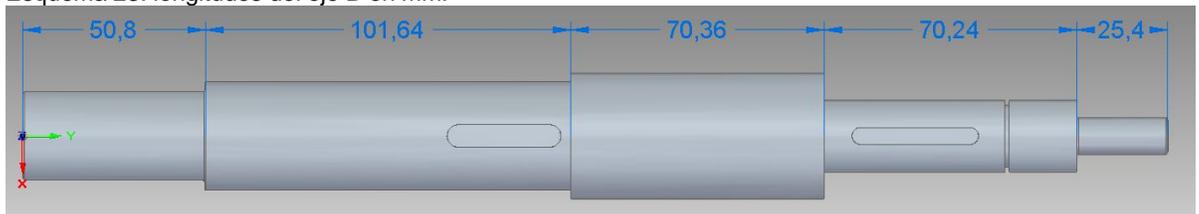
Diagrama 7: Diagrama momento flector del eje A en el plano ZY



- Eje B

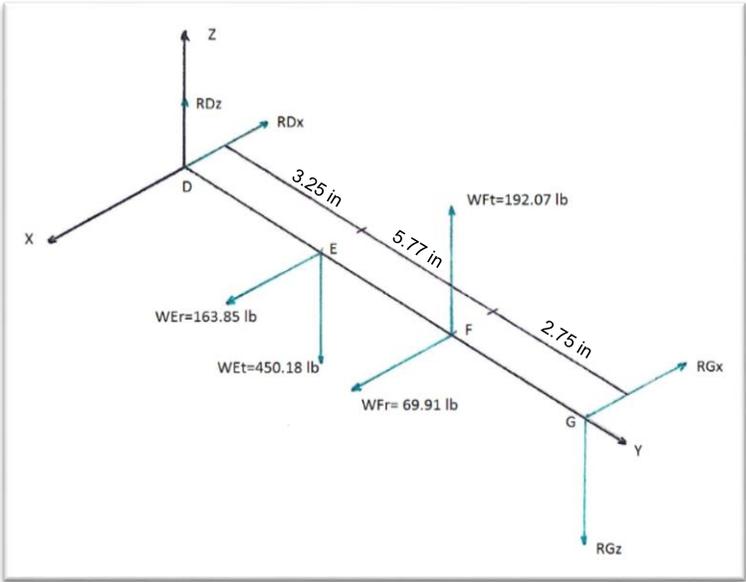
A continuación se visualizan las longitudes del eje B.

Esquema 23: longitudes del eje B en mm.



En el diagrama 8, se ve el diagrama de cuerpo libre del eje B. En este diagrama se ven las reacciones en los rodamientos y las cargas generadas por los engranes que se encuentran montados sobre el eje.

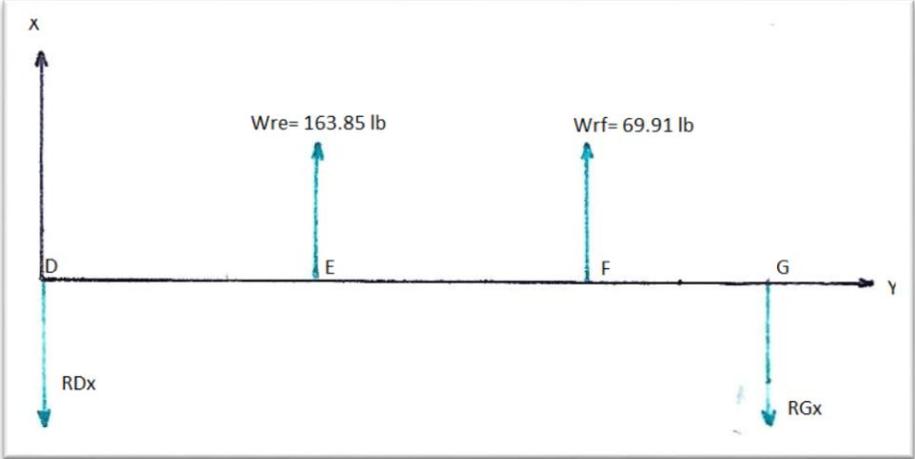
Diagrama 8: Diagrama de cuerpo libre del eje B



Teniendo el diagrama de cuerpo libre, se trabajará por planos para el cálculo de las reacciones en D y en G. Y se realiza el mismo procedimiento del eje A.

Plano XY:

Diagrama 9: Diagrama de fuerzas del eje B en el plano XY



$$\curvearrowright \sum MD = 0 \Rightarrow -W_E^r * 3.25 \text{ in} - W_F^r * 9.02 \text{ in} + R_G^x * 11.7 \text{ in} = 0 \Rightarrow$$

$$R_G^x = \frac{W_E^r * 3.25 \text{ in} + W_F^r * 9.02 \text{ in}}{11.7 \text{ in}}$$

$$R_G^x = \frac{163.85 \text{ lb} * 3.25 \text{ in} + 69.91 \text{ lb} * 9.02 \text{ in}}{11.7 \text{ in}} = 98.82 \text{ lb} = 439.75 \text{ N}$$

$$\uparrow + \sum Fx = 0 \Rightarrow -R_D^x + W_E^r + W_F^r - R_G^x = 0 \Rightarrow R_D^x = W_E^r + W_F^r - R_G^x$$

$$R_D^x = 163.85 \text{ lb} + 69.91 \text{ lb} - 98.82 \text{ lb} = 134.94 \text{ lb} = 600.48 \text{ N}$$

A continuación se presenta el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momentos flectores.

Diagrama 10: Diagrama fuerza cortante del eje B en el plano XY

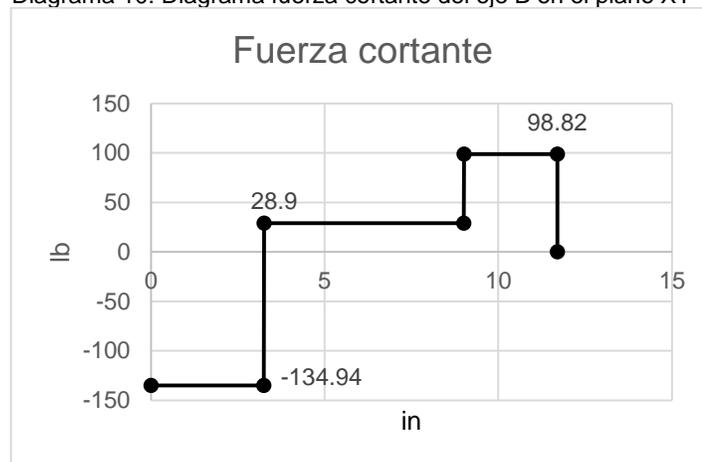
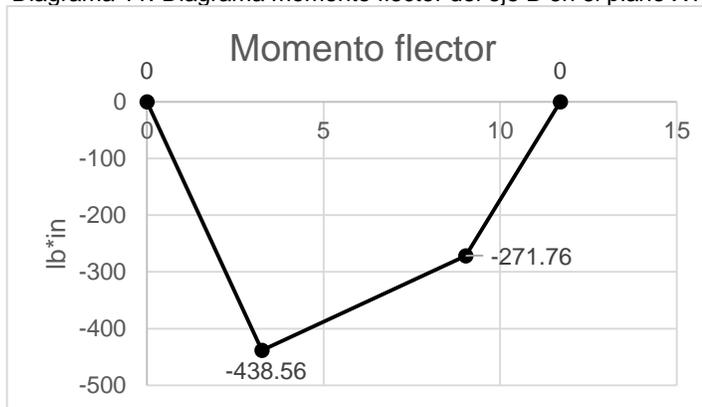
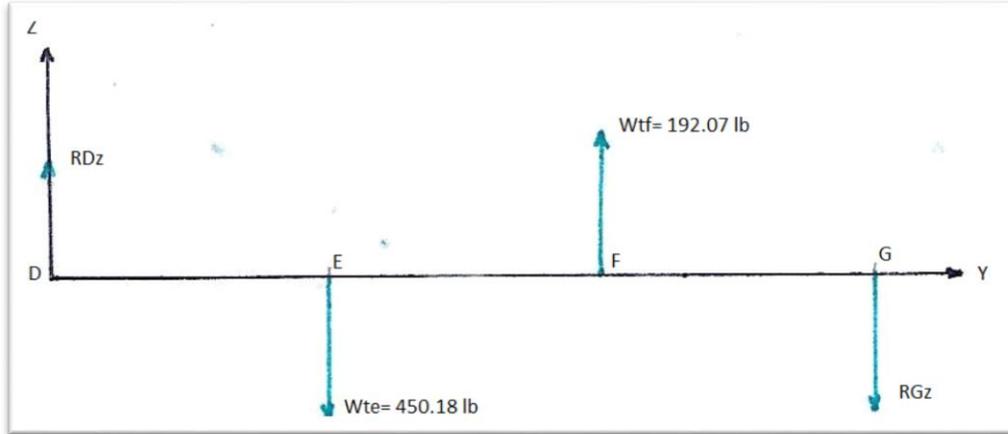


Diagrama 11: Diagrama momento flector del eje B en el plano XY



Plano ZY:

Diagrama 12: Diagrama de fuerzas del eje B en el plano ZY



$$\curvearrowleft \sum MD = 0 \Rightarrow W_E^t * 3.25 \text{ in} - W_F^t * 9.02 \text{ in} + R_G^z * 11.7 \text{ in} = 0 \Rightarrow$$

$$R_G^z = \frac{-W_E^t * 3.25 \text{ in} + W_F^t * 9.02 \text{ in}}{11.7 \text{ in}}$$

$$R_G^z = \frac{-450.18 \text{ lb} * 3.25 \text{ in} + 192.07 \text{ lb} * 9.02 \text{ in}}{11.7 \text{ in}} = 22.89 \text{ lb} = 101.86 \text{ N}$$

$$\uparrow + \sum Fz = 0 \Rightarrow R_D^z - W_E^t + W_F^t - R_G^z = 0 \Rightarrow R_D^z = W_E^t - W_F^t + R_G^z$$

$$R_D^z = 450.18 \text{ lb} - 192.07 \text{ lb} + 22.89 \text{ lb} = 280.99 \text{ lb} = 1250.4 \text{ N}$$

A continuación se presenta el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momentos flectores.

Diagrama 13: Diagrama fuerza cortante del eje B en el plano ZY

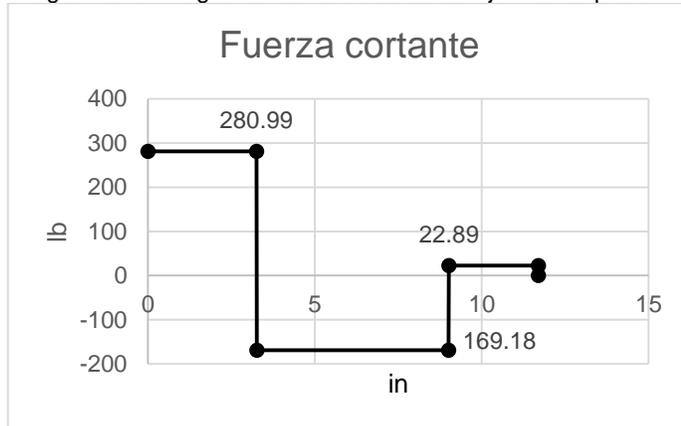
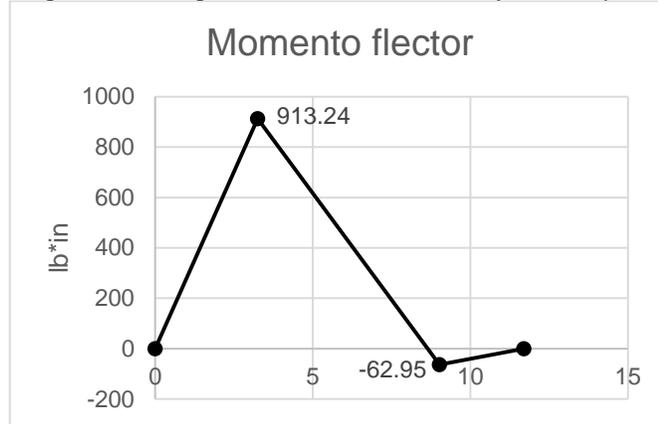


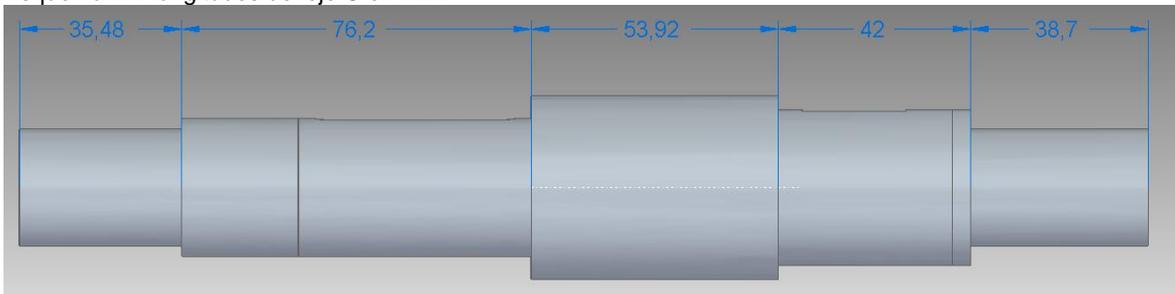
Diagrama 14: Diagrama momento flector del eje B en el plano ZY



- EJE C

A continuación se visualizan las longitudes del eje C.

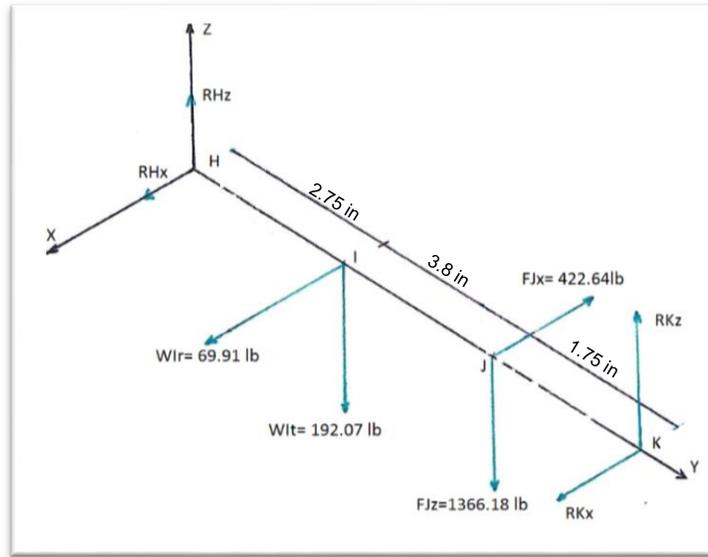
Esquema 24: longitudes del eje C en mm.



En el diagrama 15, se ve el diagrama de cuerpo libre del eje C. En este diagrama se ven las reacciones en los rodamientos y las cargas generadas por los engranes y las catarinas que se encuentran montados sobre el eje.

Teniendo el diagrama de cuerpo libre, se trabajará por planos para el cálculo de las reacciones en H y en K.

Diagrama 15: Diagrama de cuerpo libre del eje C



Plano XY:

Diagrama 16: Diagrama de fuerzas del eje C en el plano XY



$$\sum^+ MH = 0 \Rightarrow -W_I^r * 2.75 \text{ in} + F_J^x * 6.55 \text{ in} - R_K^x * 8.3 \text{ in} = 0 \Rightarrow$$

$$R_K^x = \frac{-W_I^r * 2.75 \text{ in} + F_J^x * 6.55 \text{ in}}{8.3 \text{ in}}$$

$$R_K^x = \frac{-69.91 \text{ lb} * 2.75 \text{ in} + 422.64 \text{ lb} * 6.55 \text{ in}}{8.3 \text{ in}} = 310.37 \text{ lb} = 1381.14 \text{ N}$$

$$\uparrow + \sum Fx = 0 \Rightarrow -R_K^x - W_I^r + F_j^x - R_H^x = 0 \Rightarrow R_H^x = -W_I^r + F_j^x - R_K^x$$

$$R_H^x = 422.64 \text{ lb} - 69.91 \text{ lb} - 310.37 \text{ lb} = 42.36 \text{ lb} = 188.5 \text{ N}$$

A continuación se presenta el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momentos flectores.

Diagrama 17: Diagrama fuerza cortante del eje C en el plano XY

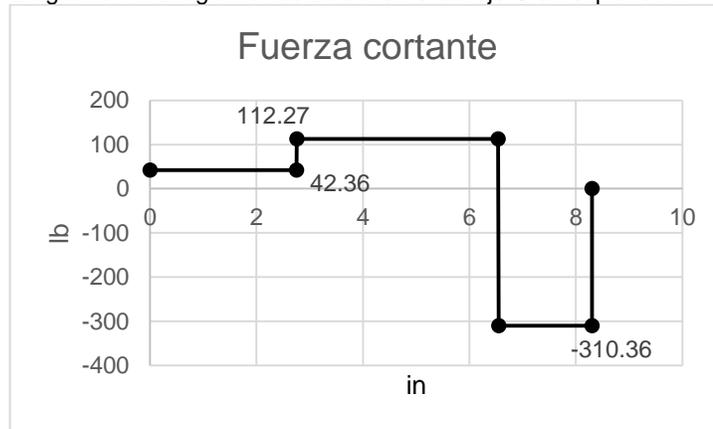
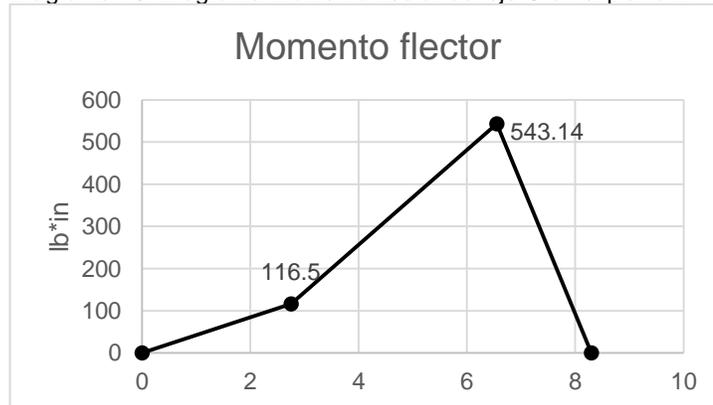
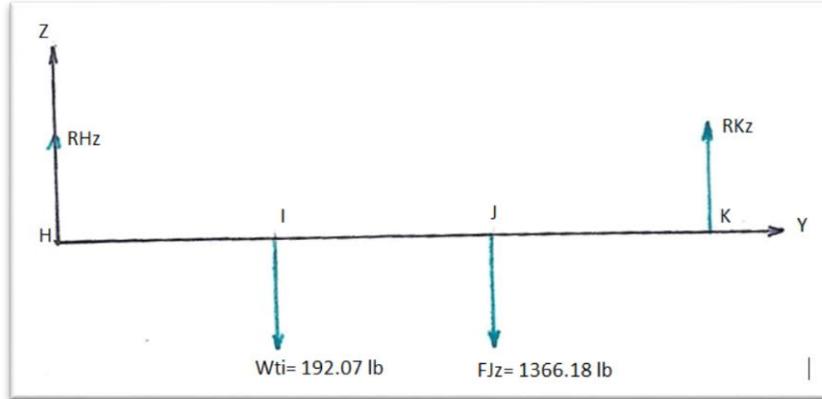


Diagrama 18: Diagrama momento flector del eje C en el plano XY



Plano ZY:

Diagrama 19: Diagrama de fuerzas del eje C en el plano ZY



$$\curvearrowright \sum MH = 0 \Rightarrow W_I^t * 2.75 \text{ in} + F_J^z * 6.55 \text{ in} - R_K^z * 8.3 \text{ in} = 0 \Rightarrow$$

$$R_K^z = \frac{W_I^t * 2.75 \text{ in} + F_J^z * 6.55 \text{ in}}{8.3 \text{ in}}$$

$$R_K^z = \frac{192.07 \text{ lb} * 2.75 \text{ in} + 1366.18 \text{ lb} * 6.55 \text{ in}}{8.3 \text{ in}} = 1141.77 \text{ lb} = 5080.87 \text{ N}$$

$$\uparrow + \sum F_z = 0 \Rightarrow R_K^z - W_I^t - F_J^z + R_H^z = 0 \Rightarrow R_H^z = W_I^t + F_J^z - R_K^z$$

$$R_H^z = 192.07 \text{ lb} + 1366.18 \text{ lb} - 1141.77 \text{ lb} = 416.48 \text{ lb} = 1853.33 \text{ N}$$

A continuación se presenta el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momentos flectores.

Diagrama 20: Diagrama fuerza cortante del eje C en el plano ZY

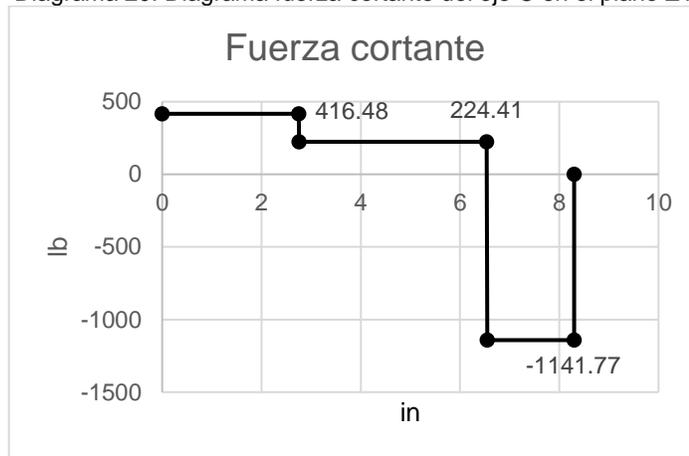
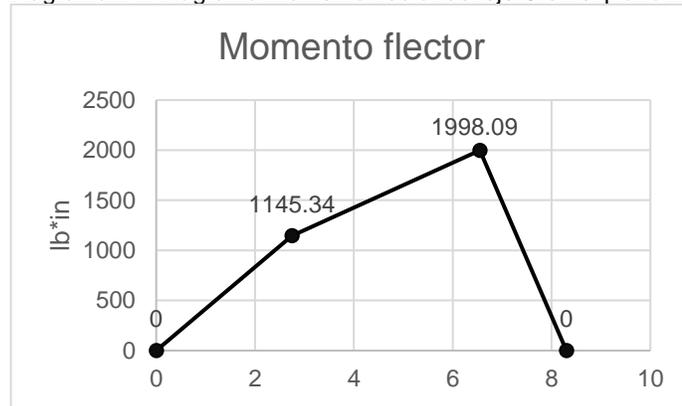


Diagrama 21: Diagrama momento flector del eje C en el plano ZY



- EJE D

El eje D presenta una particularidad, este eje en sus extremos cuenta con una parte con ranuras, esto debido a que se requiere transmitir el torque de la caja reductora al cubo de la rueda, por lo tanto se van a emplear palieres o también conocidos como semiejes, buscando así el facilitar el mantenimiento de los elementos, y disminuir el largo que tendría el eje D si no se usaran estos semiejes. Teniendo esto presente a continuación se va a calcular las dimensiones de las ranuras del cubo en el eje D, las ranuras de los semiejes, y las ranuras del cubo de la rueda.

Siguiendo el método empleado para el cálculo de las ranuras del eje A, se procede a determinar la geometría de las estrías en el eje D.

El torque con el que se va a trabajar será el que se requiere para garantizar que la máquina se desplace a 1m/s, este torque es de 9388.34 lb*in.

Para este caso se empleará un paso diametral de 4 estrías/in. También se parte de 10 estrías como número inicial de ranuras para el cálculo del diámetro de paso de las ranuras.

$$Dp = \frac{Z}{Pd} = \frac{10 \text{ estrías}}{4 \text{ estrías/in}} = 2.5 \text{ in}$$

Ahora se determina el paso circular, para determinar la distancia de un punto de la estría al punto correspondiente de otra estría. Y seguido a esto se determina el espesor del diente.

$$p = \pi \frac{Dp}{Z} = \pi \frac{2.5 \text{ in}}{10} = 0.78 \text{ in}$$

$$t = \frac{p}{2} = \frac{0.78 \text{ in}}{2} = 0.39 \text{ in}$$

Ahora se determinan los diámetros del eje y del cubo.

Diámetro menor del semieje:

$$Di = \frac{Z - 1.35}{Pd} = \frac{10 \text{ estrías} - 1.35}{4 \text{ estrías/in}} = 2.16 \text{ in}$$

Diámetro mayor del semieje:

$$Da = \frac{Z + 1}{Pd} = \frac{10 \text{ estrías} + 1}{4 \text{ estrías/in}} = 2.75 \text{ in}$$

Diámetro menor del eje D:

$$Di = \frac{Z - 1}{Pd} = \frac{10 \text{ estrías} - 1}{4 \text{ estrías/in}} = 2.16 \text{ in}$$

Diámetro mayor del eje D:

$$Da = \frac{Z + 1.35}{Pd} = \frac{10 \text{ estrías} + 1.35}{4 \text{ estrías/in}} = 2.83 \text{ in}$$

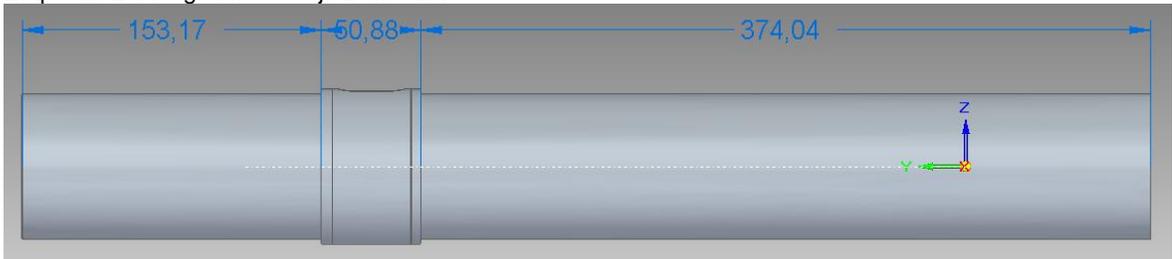
Para el cálculo de la longitud de las ranuras se va a emplear un largo de 1.25 veces el diámetro de paso de las ranuras, eso nos da una longitud de 3.125 pulgadas.

Ya con la longitud del estriado se determina el esfuerzo cortante en las ranuras.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * Dp^2 * L} = \frac{16 * 9338.34 \text{ lb} * \text{in}}{\pi * 2.5 \text{ in}^2 * 3.125 \text{ in}} = 2435.06 \text{ psi}$$

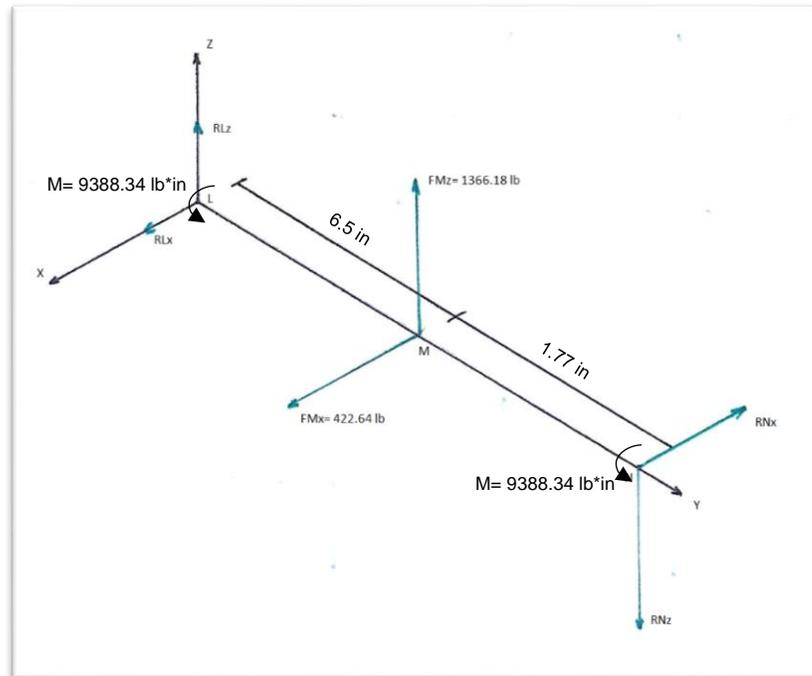
Ya calculadas las ranuras del eje D, se procede a calcular los diámetros mínimos del eje D, esto se realizará siguiendo los mismos pasos de los anteriores ejes. A continuación se muestran las longitudes del eje D.

Esquema 25: longitudes del eje D en mm.



En el diagrama 22, se ve el diagrama de cuerpo libre del eje D. En este diagrama se ven las reacciones en los rodamientos y las cargas generadas por las catarinas que se encuentran montadas sobre el eje, además, se encuentran los torques generados por la reacción de los mattracks al girar.

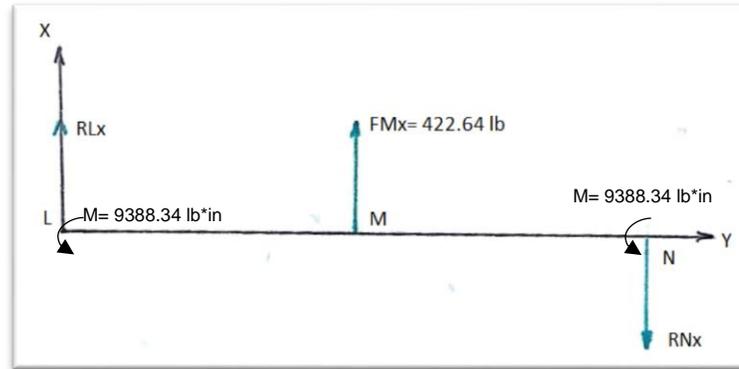
Diagrama 22: Diagrama de cuerpo libre del eje D



Teniendo el diagrama de cuerpo libre, se trabajará por planos para el cálculo de las reacciones en L y en N.

Plano XY:

Diagrama 23: Diagrama de fuerzas del eje D en el plano XY



$$\curvearrowleft \sum ML = 0 \Rightarrow 2M + F_M^x * 6.5 \text{ in} - R_N^x * 8.27 \text{ in} = 0 \Rightarrow$$

$$R_N^x = \frac{2M + F_M^x * 6.5 \text{ in}}{8.27 \text{ in}}$$

$$R_N^x = \frac{2 * 9388.34 \text{ lb} * \text{in} + 422.64 \text{ lb} * 6.5 \text{ in}}{8.27 \text{ in}} = 2602.642 \text{ lb} = 11581.75 \text{ N}$$

$$\uparrow + \sum Fx = 0 \Rightarrow R_L^x + F_M^x - R_N^x = 0 \Rightarrow R_L^x = -F_M^x + R_N^x$$

$$R_L^x = -422.64 \text{ lb} + 2602.642 \text{ lb} = 2180.001 \text{ lb} = 9701 \text{ N}$$

A continuación se presenta el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momentos flectores.

Diagrama 24: Diagrama fuerza cortante del eje D en el plano XY

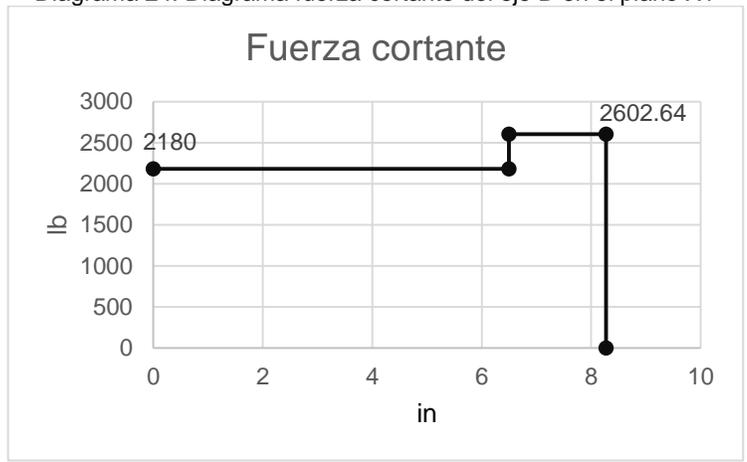
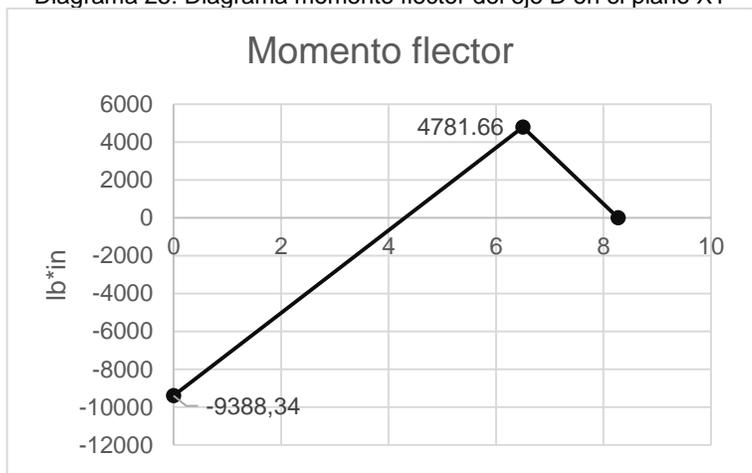
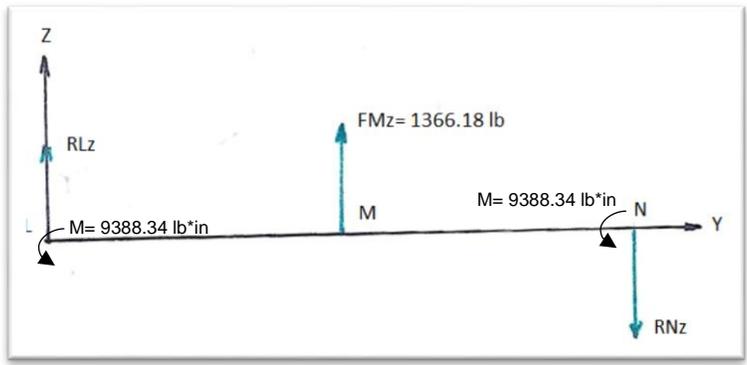


Diagrama 25: Diagrama momento flector del eje D en el plano XY



Plano ZY:

Diagrama 26: Diagrama de fuerzas del eje D en el plano ZY



$$\begin{aligned} \curvearrowright \sum ML = 0 &\Rightarrow 2M + F_M^z * 6.5 \text{ in} - R_N^z * 8.27 \text{ in} = 0 \Rightarrow \\ R_N^z &= \frac{2M + F_M^z * 6.5 \text{ in}}{8.27 \text{ in}} \end{aligned}$$

$$R_N^z = \frac{2 * 9388.34 \text{ lb} * \text{in} + 1366.18 \text{ lb} * 6.5 \text{ in}}{8.27 \text{ in}} = 3344.237 \text{ lb} = 14881.85 \text{ N}$$

$$\uparrow + \sum F_z = 0 \Rightarrow -R_N^z + F_M^z + R_L^z = 0 \Rightarrow R_L^z = -F_M^z + R_N^z$$

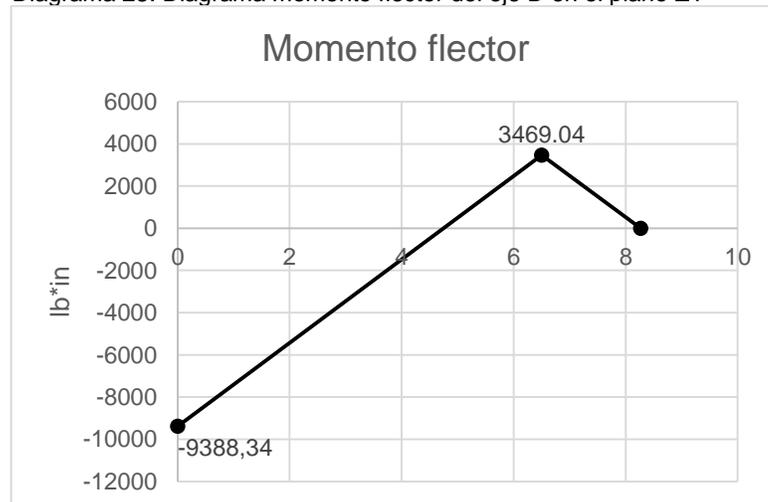
$$R_L^z = 3344.237 \text{ lb} - 1366.18 \text{ lb} = 1978.059 \text{ lb} = 8802.36 \text{ N}$$

A continuación se presenta el diagrama de fuerza cortante y momento flector para el eje D.

Diagrama 27: Diagrama fuerza cortante del eje D en el plano ZY



Diagrama 28: Diagrama momento flector del eje D en el plano ZY



A continuación se puede encontrar una serie de cuadros con los resultados obtenidos de las reacciones en los rodamientos y de los fuerzas cortantes y momentos flectores.

Cuadro 26: Esfuerzos en el eje A

Eje A	Esfuerzo cortante			Momento flector		
	XY	ZY	resultante	XY	ZY	Resultante
A	81,92	-225,09	239,5337	0	0	0
B	-81,92	225,09	239,5337	266,26	-731,54	778,489
C	0	0	0	0	0	0

Cuadro 27: Esfuerzos en el eje B

Eje B	Esfuerzo cortante			Momento flector		
	XY	ZY	resultante	XY	ZY	Resultante
D	-134,94	280,99	311,7117	0	0	0
E	28,91	-169,18	171,6323	-438,56	913,24	1013,085
F	98,82	22,89	101,4364	-271,755	-62,955	278,9518
G	0	0	0	0	0	0

Cuadro 28: Esfuerzos en el eje C

Eje C	Esfuerzo cortante			Momento flector		
	XY	ZY	resultante	XY	ZY	Resultante
H	42,36	416,48	418,6287	0	0	0
I	112,27	224,41	250,9271	116,5	1145,34	1151,25
J	-310,367	-1141,77	1183,202	543,14	1998,096	2070,601
K	0	0	0	0	0	0

Cuadro 29: Esfuerzos en el eje D

Eje D	Esfuerzo cortante			Momento flector		
	XY	ZY	resultante	XY	ZY	Resultante
l	2180,001	1978,06	2943,659	-9388,34	-9388,34	13277,12
m	2602,64	3344,23	4237,642	4781,66	3469,04	5907,496
n	0	0	0	0	0	0

Cuadro 30: Reacciones en los apoyos.

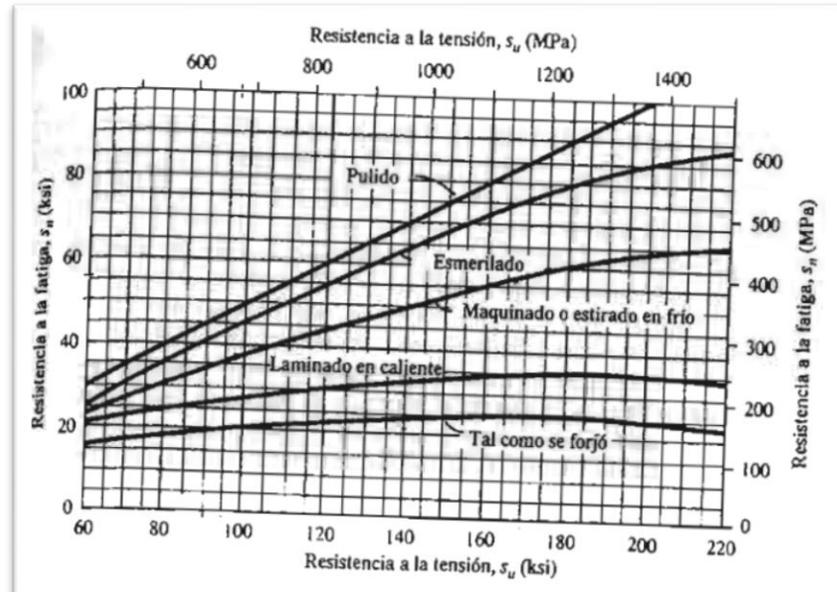
Eje	Reacciones	Componentes	Resultado (lb)	Resultado (N)
A	Rax	81,92	239,5337022	1065,9
	Raz	225,09		
	Rcx	81,92	239,5337022	1065,9
	Rcz	225,09		
B	Rdx	134,94	311,7116997	1386,31
	Rdz	280,99		
	Rgx	98,82	101,4364062	451,36
	Rgz	22,89		
C	Rhx	42,36	418,628666	1862,9
	Rhz	416,48		
	Rkx	310,37	1183,202548	5265,25
	Rkz	1141,77		
D	Rlx	2180,001	2943,657889	13099,24
	Rlz	1978,059		
	Rnx	2602,642	4237,648699	18857,5
	Rnz	3344,237		

Teniendo las fuerzas cortantes y los momentos flectores se calculan los diámetros mínimos para que los ejes resistan los esfuerzos cortantes y flectores a los que se les está sometiendo.

Para el cálculo de los diámetros se sigue el siguiente procedimiento:

Para iniciar a calcular los diámetros se procede eligiendo el material a emplear, esto debido a que se necesita conocer el esfuerzo de fluencia y la resistencia a la tensión, para calcular la resistencia a la fatiga. Para ello se emplea la siguiente tabla:

Esquema 54: Resistencia a la fatiga



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT.
Cuarta edición. PEARSON, pág. 175

Para obtener la resistencia a la fatiga, se entra a la tabla con resistencia a la tensión del material, y se cruza con la línea correspondiente al acabado que se le dará al eje y se obtiene la resistencia a la fatiga.

Ya con este valor se calcula la resistencia a la fatiga real estimada. Para ello se emplean una serie de factores, en las cuales se tiene en cuenta el material, el tipo de esfuerzo, confiabilidad, y tamaño.

Para el factor de material se tienen los siguientes valores:

- Acero forjado: $C_m = 1$
- Acero colado: $C_m = 0.8$
- Acero pulverizado: $C_m = 0.76$
- Hierro colado maleable: $C_m = 0.8$
- Hierro colado gris: $C_m = 0.7$
- Hierro colado dúctil: $C_m = 0.66$

Para el factor por tipo de esfuerzo se encuentra:

- Esfuerzo de flexión: $C_{st} = 1$
- Tensión axial: $C_{st} = 0.8$

Para el factor de confiabilidad se emplea la siguiente tabla:

Tabla 9: Factor de Confiabilidad para ejes.

Factores de confiabilidad aproximados C_R	
Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 175

Y para concluir el factor de tamaño se calcula con la siguiente tabla:

Tabla 10: Factor de tamaño para ejes.

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 175

Ya con los factores y con la resistencia a la fatiga, se emplea la siguiente ecuación para el cálculo de la resistencia a la fatiga real estimada.

$$S'_n = S_n * C_{st} * C_m * C_r * C_s$$

A continuación se establece un factor de seguridad, para este caso el factor de seguridad será de 2, seguido a esto se procede con el cálculo de los diámetros de los ejes, teniendo en cuenta las discontinuidades geométricas que se presentan en el eje, estas discontinuidades son cuñeros, escalones y ranuras para anillos de retención, a estos elementos se les asocia un factor, el cual se conocerá como Kt.

Para el cálculo de los diámetros se emplea la siguiente ecuación:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{Kt * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Para el caso en el que no se presente ni momento flector y tampoco par torsor, se debe aplicar la siguiente ecuación, en esta se emplea el esfuerzo cortante para determinar el diámetro del escalón.

$$D = \sqrt{\frac{2.94 * Kt * N * V}{S'_n}}$$

Donde:

D= Diámetro del escalón.

N= Factor de seguridad.

Kt= Factor por discontinuidades.

M= Momento flector.

V= Esfuerzo cortante.

S´n= Resistencia a la fatiga real estimada.

T= Par torsor.

Sy= Resistencia a la fluencia.

Para el factor por discontinuidades, se debe tener en cuenta el tipo de discontinuidad que se presenta en el escalón, al cual se desea calcular el diámetro.

Para los cuñeros se les da un Kt si es un cuñero de perfil o uno en trineo, para esta aplicación, se emplearán cuñeros de perfil, por lo cual se les da un Kt igual a 2.

En cuanto a los escalones, se les debe realizar chaflanes dependiendo del elemento en la parte de apoyo, es decir si en el eje se acopla un engrane o catarina, se le da un valor de Kt igual a 1.5, y si el elemento es un rodamiento el Kt será de 2.5. Al emplearse ranuras para anillos de retención, se ha de aplicar un Kt de 3. Este proceso se repite para cada escalón del eje.

A continuación se realizan los cálculos para los diámetros del eje A, para este eje se empleará un acero 4130 templado en agua y revenido, el cual tiene un momento de fluencia de 180 Ksi y un esfuerzo a tensión de 208 Ksi.

Al ser un acero forjado, se va a emplear un factor de material de 1, el factor por tipo de esfuerzo es 1 al ser un esfuerzo por flexión, para determinar el factor de tamaño se estima un diámetro entre 0.3 y 2 pulgadas, por lo que se obtiene un factor de tamaño de 0.88 para un diámetro estimado de 0.95 pulgadas, y se desea un factor de confiabilidad de 0.99, por lo cual se obtiene un factor de confiabilidad de 0.81.

A continuación se presentan los resultados obtenidos para los diámetros mínimos aceptables y los diámetros ajustados para los ejes.

Cuadro 31: Diámetros mínimos y diámetros ajustados del eje A.

EJE A								
	Diámetros mínimos				Diámetros ajustados			
D1	0.2544	in	6.46176	mm	0.866142	in	22	mm
D2	0.9148	in	23.23592	mm	0.944882	in	24	mm
D3	0.238	in	6.0452	mm	0.866142	in	22	mm

Seguido a los diámetros del eje A se realizan los cálculos para los diámetros del eje B y C, para los cuales se empleará un acero 1137 templado en aceite y revenido, además de un acabado esmerilado, el cual tiene un momento de fluencia de 136 Ksi y un esfuerzo a tensión de 157 Ksi.

Va a ser un acero forjado, por lo cual se va a emplear un factor de material de 1, el factor por tipo de esfuerzo es 1 al ser un esfuerzo por flexión, para determinar el factor de tamaño se estima un diámetro entre 0.3 y 2 pulgadas, por lo que se obtiene un factor de tamaño de 0.83 para un diámetro estimado de 1.5 pulgadas, y se desea un factor de confiabilidad de 0.99, por lo cual se obtiene un factor de confiabilidad de 0.81.

Cuadro 32: Diámetros mínimos y diámetros ajustados del eje B.

EJE B							
	Diámetros mínimos				Diámetros ajustados		
D1	0.3444	in	8.74776	mm	0.984252	in	25 Mm
D2	1.077	in	27.3558	mm	1.18	in	30 Mm
D3	1.3273	in	33.71342	mm	1.3385	in	34 Mm
D4	0.7024	in	17.84096	mm	0.787402	in	20 Mm
D5	0.1735	in	4.4069	mm	0.393701	in	10 Mm

Cuadro 33: Diámetros mínimos y diámetros ajustados del eje C.

EJE C							
	Diámetros mínimos				Diámetros ajustados		
D1	0.6888	in	17.49552	mm	1	in	25,4 Mm
D2	1.1337	in	28.79598	mm	1.181102	in	30 Mm
D3	1.3838	in	35.14852	mm	1.574803	in	40 Mm
D4	1.3707	in	34.81578	mm	1.417323	in	36 Mm
D5	0.5925	in	15.0495	mm	1	in	25.4 Mm

Ya con los diámetros ajustados de los anteriores ejes se realizan los cálculos para los diámetros mínimos del eje D, para los cuales se empleará un acero 1137 templado en aceite y revenido, además de un acabado esmerilado, el cual tiene un momento de fluencia de 136 Ksi y un esfuerzo a tensión de 157 Ksi.

Al igual que los anteriores ejes, se va a emplear un acero forjado, el esfuerzo será por flexión, y un factor de confiabilidad de 0.99. Se estima un diámetro de entre 2 y 10 pulgadas, lo que nos da como resultado un factor de tamaño de 0.81.

Cuadro 34: Diámetros mínimos y diámetros ajustados del eje D.

EJE D							
	Diámetros mínimos				Diámetros ajustados		
D1	2.1528	in	54.68112	mm	2.952756	in	75 mm
D2	1.9641	in	49.88814	mm	3.149606	in	80 mm
D3	1.1359	in	28.85186	mm	2.952756	in	75 mm

4.3.4 Cuñas: Con los ejes y los elementos de transmisión de potencia calculados se procede a calcular las cuñas para acoplar estos elementos, para estos cálculos se emplea la tabla 11.

En esta tabla se deben emplear los diámetros ajustados de los ejes para obtener la altura y ancho adecuado para las cuñas, la longitud de la cuña se ve condicionada por las longitudes de los escalones, además hay que tener en cuenta que los elementos sombreados en la tabla 11 son las dimensiones preferibles para la cuña.

Tabla 11: Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/8	1/4	1/4	3/16
1 1/8	1 1/4	5/16	5/16	1/4
1 1/4	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 1/2	5/8	5/8	7/16
2 1/2	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 495

A continuación se presenta un cuadro en la que se menciona los diámetros según los ejes en los que se requieren cuñas y las dimensiones de las cuñas.

Cuadro 35: Medidas de las cuñas.

Eje	Diámetro (in)	Cuña		
		Ancho(in)	Altura (in)	Longitud (in)
A	0.94	0.25	0.1875	1
B	1.18	0.25	0.1875	1
	0.787	0.1875	0.125	1.2
C	1.18	0.25	0.1875	1.5
	1.41	0.3125	0.25	0.89
D	3.14	0.75	0.5	0.59

Ya establecidas las medidas de las cuñas, se procede a calcular el esfuerzo cortante generado entre el cubo del elemento transmisor de potencia y el eje.

Para ello se emplea la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{2 * T}{L * D * W}$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante.

T= Torque.

L= Longitud.

D= Diámetro del eje.

W= Ancho de la cuña.

Aplicando la anterior ecuación se obtienen los siguientes resultados.

Cuadro 36: Resultados esfuerzo cortante.

Cuña	Eje	Diámetro (in)	Torque (lb*in)	Ancho (in)	Longitud (in)	Esfuerzo cortante (psi)
1	A	0,94	168	0,25	1	1429,787
2	B	2	315	0,5	1	630
3		0,787	315	0,188	1,2	3557,814
4	C	1,18	2520	0,25	1,5	11389,83
5		1,41	2520	0,313	0,89	12852,02
6	D	3,14	9388,3	0,75	0,59	13513,75

Con los resultados de los esfuerzos cortantes para las cuñas, se selecciona el material adecuado que cumpla con un mínimo de factor de seguridad de 3 para aplicaciones industriales, como se recomienda en el libro diseño de elementos de máquinas de Robert Norton.

A continuación se presenta un cuadro con los materiales a usar para las cuñas.

Cuadro 37: Materiales de las cuñas.

Cuña	Material	Esfuerzo de fluencia (psi)
1	AISI 1020 Laminado en caliente	30000
2	AISI 1020 laminado en caliente	30000
3	AISI 1020 laminado en caliente	30000
4	AISI 1020 recocido	43000
5	AISI 1020 recocido	43000
6	AISI 1020 recocido	43000

4.3.5 Rodamientos: Con el fin de disminuir la fricción de los ejes al girar, se utilizan rodamientos en los puntos de apoyo de los ejes en la carcasa, para obtener los datos característicos de los rodamientos se consulta el catalogo online de la empresa SKF.

La selección de los rodamientos se hará en función dl número de horas que se asigna al producto. Para ello y realizando una preselección del rodamiento se obtiene la carga que soporta dicho rodamiento, esta carga debe ser menor a la carga dinámica máxima que el fabricante garantiza para ese rodamiento.

Para determinar la carga dinámica que actúa sobre el rodamiento a seleccionar se emplea las siguientes ecuaciones.

$$Ld = 60 * L10 * n$$

$$C = Pd * \left(\frac{Ld}{10^6}\right)^{1/k}$$

Donde:

C = Carga dinámica que soporta el rodamiento.

N = Velocidad angular en rpm.

Ld = Vida nominal en horas del rodamiento.

L10 = Duración de diseño.

Pd = Carga a la que se somete el rodamiento.

K= Factor según el tipo del rodamiento.

Se procede a determinar la vida nominal del rodamiento, para ello se emplea la siguiente tabla.

Tabla 12: Duración recomendada para rodamientos.

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 495

A ser una máquina de carácter agrícola se empleara una duración de diseño de 6000 horas.

A continuación se presentan los resultados de carga dinámica y las cargas del fabricante.

Cuadro 38: Resultados de carga dinámica para rodamientos.

Eje		n (rpm)	Ld (rev)	Pd (N)	K	C (N)	C fabricante (N)
A	Rodamiento Izq	3000	1,08,E+09	1065,9	3,33	8682,695	36900
	Rodamiento Der			1065,9	3,33	8682,695	36900
B	Rodamiento Izq	1600	5,76,E+08	1386,31	3	7189,061	9200
	Rodamiento Der			451,36	3,33	11534,56	50100
C	Rodamiento Izq	200	7,20,E+07	1862,9	3,33	1630,349	50100
	Rodamiento Der			5265,25	3,33	6728,946	50100
D	Rodamiento Izq	53,68	1,93,E+07	13099,24	3	12812,67	125000
	Rodamiento Der			18857,5	3	35152,09	125000

4.3.6 Sistema de dirección: Debido a que la máquina tiene la necesidad de desplazarse y de girar, es necesario diseñar un sistema de dirección que cumpla con esa necesidad, el accionamiento de este sistema será realizado por un servomotor el cual será controlado por el sistema eléctrico desde la parte secuencial de la máquina.

Para partir con los cálculos del sistema de dirección, se empleará un servomotor de 1.74Hp y de 1500 rpm. Conociendo estos datos se establecen las dimensiones del piñón que acoplará con la cremallera y luego se procede a hallar la velocidad con la que se va a desplazar la cremallera del sistema de dirección.

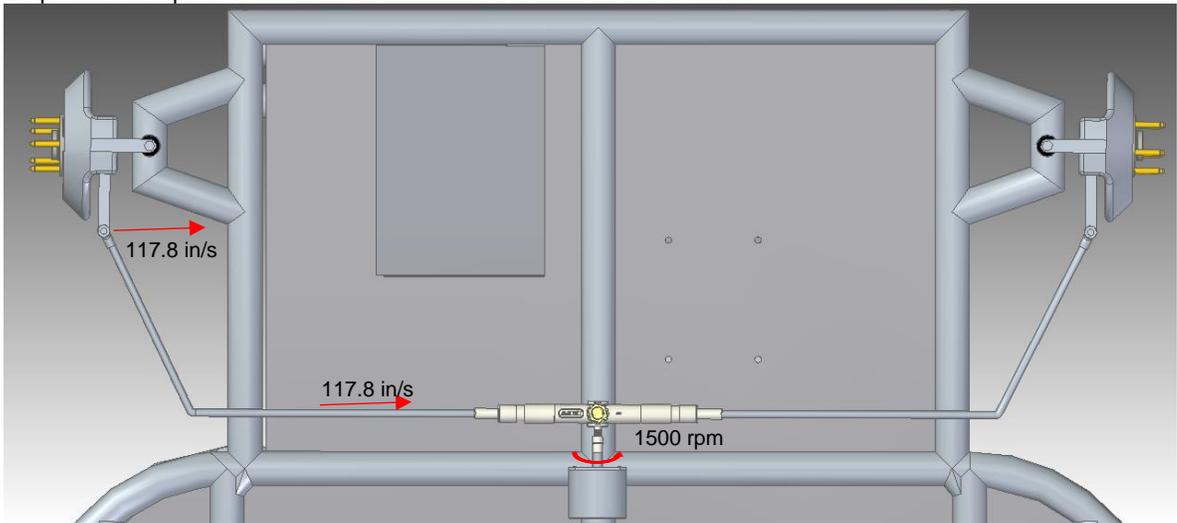
Para el piñón se empleará un paso diametral de 10 dientes/in y 15 dientes, lo cual nos da un diámetro de paso de 1.5in. Sabiendo que el eje del motor gira a 1500 rpm, se halla su equivalente en radianes por segundo.

$$w = 1500rpm * \frac{60}{2\pi} = 157.1 \text{ rad/s}$$

Conocida la velocidad angular se halla la velocidad de avance de la cremallera.

$$v_r = w * \frac{Dp}{2} = 157.1 \text{ rad/s} * \frac{1.5in}{2} = 117.8 \text{ in/s}$$

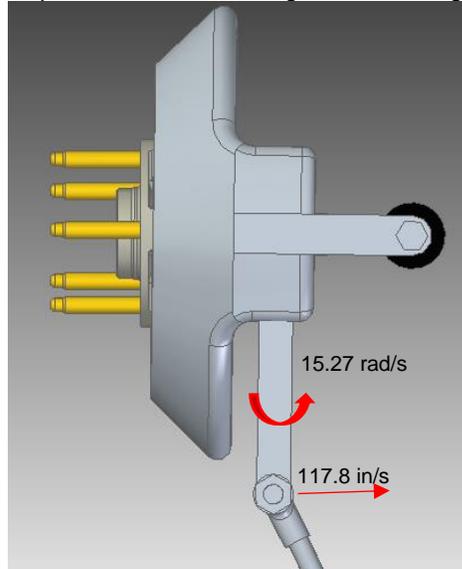
Esquema 55: representación de velocidades del sistema de dirección.



Conocida la velocidad con la que se desplaza la cremallera, se determina la velocidad con la que gira la mangueta de dirección.

$$w = \frac{v_r}{r} = \frac{117.8 \text{ in/s}}{7.71 \text{ in}} = 15.27 \text{ rad/s}$$

Esquema 56: velocidad angular de la mangueta

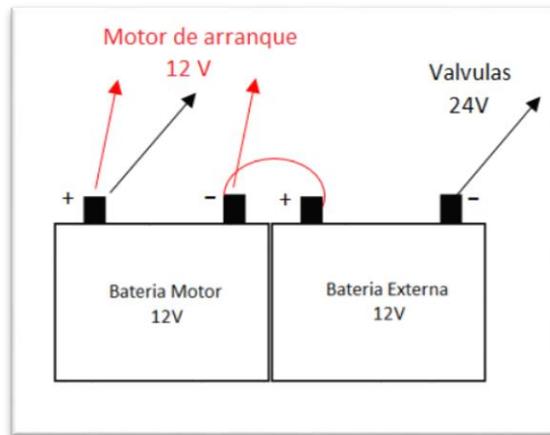


4.3.7 Sistema eléctrico. Debido a que múltiples elementos neumáticos que se encuentran en la máquina operan con electricidad es necesario el uso de baterías para alimentar dichos elementos.

Para el caso del compresor y el secador, los cuales operan a 115V, se requiere el uso de una batería externa para la alimentación de estos. En el caso del grupo de electroválvulas que operan a 24V, se usará una batería de 12V que se conectará en serie con la batería del motor de combustión interna, la cual es de 12V.

Para el caso mencionado del grupo de válvulas se va a realizar el siguiente montaje. De los bornes de la batería del motor se conecta al motor de arranque del motor de combustión interna, entre el positivo de la batería externa y el negativo de la batería del motor se realiza un puente, y entre el negativo de la batería externa y el positivo de la batería del motor se conecta el grupo de válvulas. Tal como se muestra en el esquema 55.

Esquema 57: Conexión de baterías para las válvulas



El grupo de válvulas está compuesto por cuatro válvulas, cada una funciona a 24V y a una potencia de 1.8 w, se calcula el amperaje requerido.

$$I = \frac{P}{V} = \frac{7.2 \text{ w}}{24 \text{ V}} = 0.3A$$

Ya calculada la corriente de funcionamiento se procede a dimensionar la batería, para ello se determina que el tiempo de horas al día que operará la máquina será de diez horas/día, partiendo como base de las ocho horas laborales.

Conociendo la potencia requerida y las horas de operación, se determina el consumo medio de energía de las electroválvulas.

$$Lmd = P * \text{horas de operacion} = 7.2 \text{ w} * 10h = 72 \text{ Wh}$$

Ya determinado el consumo medio de energía, se le aplica un 20% por margen de seguridad recomendado por el autor Enrique Alcor en su libro instalaciones

solares fotovoltaicas, en el cual da los parámetros para el dimensionado de una batería.

Luego de aplicar el margen de seguridad se obtiene que el consumo medio de energía con margen de seguridad es de 86.4 Wh. Ya establecido el consumo medio, se tiene en cuenta las pérdidas generadas por la batería y los conductores, por lo cual se toma un rendimiento del 95% para la batería y del 100% para los conductores, teniendo estos datos se emplea la siguiente ecuación para determinar el consumo medio diario real. Al no haber elementos que operen en corriente alterna Lmd, AC es cero, y al no haber corriente alterna no es necesario un inversor.

$$Lmd = \frac{Lmd, DC + \frac{Lmd, AC}{\eta_{inv}}}{\eta_{bat} * \eta_{cond}} = \frac{86.4 \text{ wh}}{0.95 * 1} = 90.94 \text{ Wh}$$

Conocido el consumo de energía diario, se determina la capacidad de la batería en función de la descarga máxima diaria, para ello se empleará un factor de corrección de temperatura, eso debido al cambio en el rendimiento de las baterías con la variación de la temperatura. Para este caso se tomará un factor de corrección de temperatura igual a 1, además se considera la profundidad de descarga máxima diaria, esto significa porcentaje que se permitirá descargar la batería por día, este porcentaje será del 15%.

$$Cnd(Wh) = \frac{Lmd}{Pd_{max, d} * Fct} = \frac{90.94 \text{ Wh}}{0.15 * 1} = 606.32 \text{ Wh}$$

$$Cnd(Ah) = \frac{Cnd(Wh)}{V_{bat}} = \frac{606.32 \text{ Wh}}{24V} = 25.26 \text{ Ah}$$

La capacidad nominal de la batería a usar es de 25.26 Ah, siendo esta la capacidad mínima requerida para el sistema de acumulación en función de la descarga máxima diaria. Por lo tanto se va a emplear una batería de 24V en corriente directa y con una capacidad de 25.26 Ah.

5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

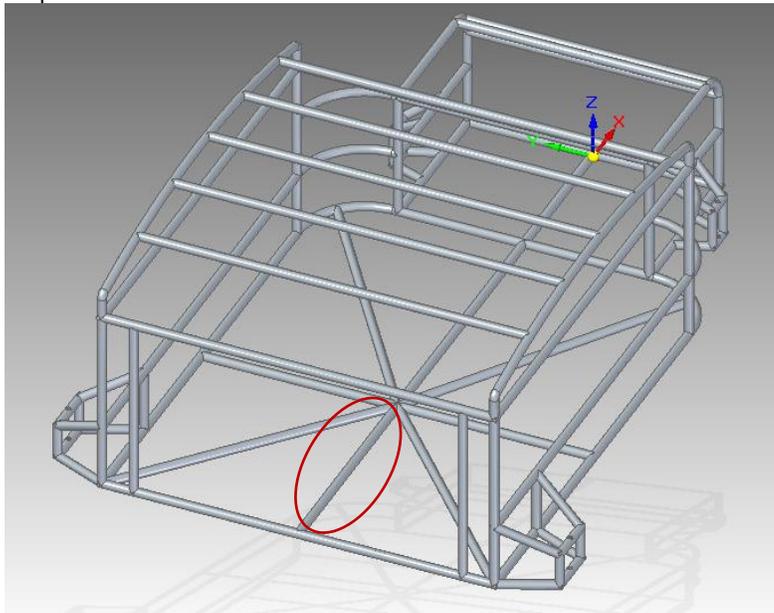
Con los elementos motrices de la máquina calculados, se procede a calcular el perfil adecuado para la fabricación de la estructura de la máquina, además se verificarán los resultados obtenidos mediante la simulación por elementos finitos.

5.1 ELECCIÓN DEL PERFIL ESTRUCTURAL

Para la selección del perfil estructural se seleccionará el elemento que se encuentre bajo el mayor efecto de cargas. A continuación se presenta el elemento que se pretende estudiar para la selección del perfil estructural, además se inicia seleccionando un perfil estructural tubular redondo, con el fin de facilitar los trabajos de soldadura entre elementos.

El elemento de la estructura que se considera como el más crítico, es el elemento que soporta la mayor cantidad de la carga generada por las plantas en la bandeja de alimentación, esto debido a que la carga máxima en máquina es en el instante en que se encuentra totalmente cargada con las 90 plantas, siendo esta su capacidad máxima.

Esquema 58: Estructura con el elemento crítico



Con el elemento seleccionado se procede a calcular las reacciones en los apoyos del elemento. Al encontrarse el elemento soldado en ambos extremos se considera como una viga empotrada en ambos extremos.

Una viga empotrada en sus extremos es conocida como una estructura hiperestática, para estos casos se presenta que la cantidad de incógnitas superan la cantidad de ecuaciones, por lo cual se requiere usar las ecuaciones basadas en deformación.

Se determina la carga distribuida sobre el elemento a estudiar, esta carga es generada por la presión ejercida por la plantas en la bandeja de alimentación. Por lo tanto se tiene que la presión será igual a la carga distribuida a lo largo de la línea de contacto entre el elemento y la bandeja de alimentación.

$$P = \frac{90 * 10kg * 9.81 m/s^2}{1.6m * 1.96m} = 2815.37 N/m^2$$

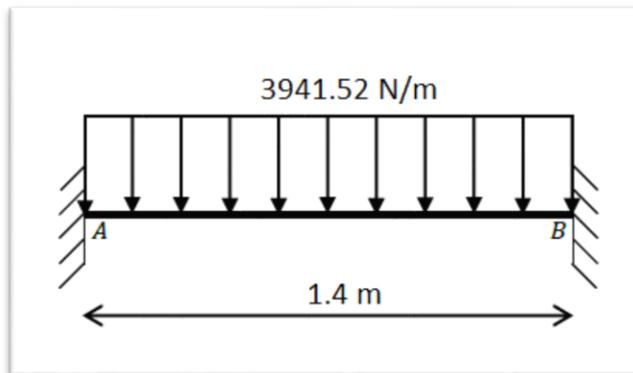
$$q = 2815.37 \frac{N}{m^2} * 1.4m = 3941.52 N/m$$

Donde:

P= Presión.

q= Carga distribuida.

Diagrama 29: Diagrama del elemento cargado y empotrado



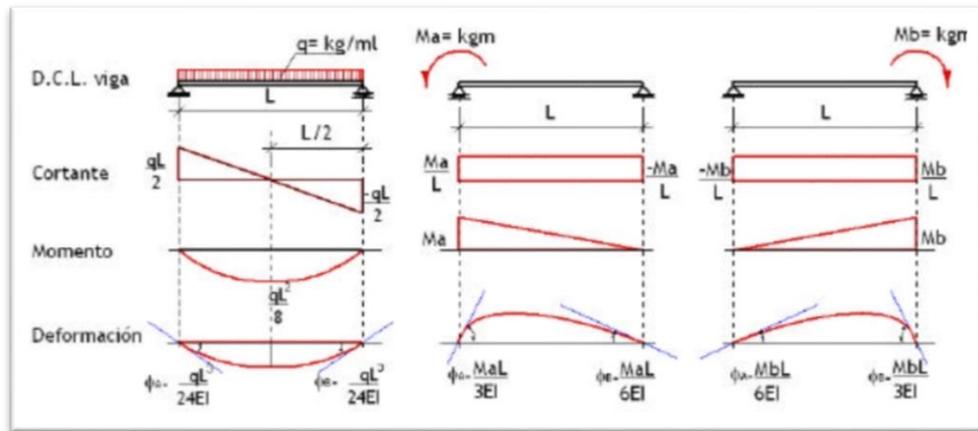
Al considerar que en los extremos las pendientes de las tangentes son nulas y al usar el método de superposición se obtiene las siguientes ecuaciones.

Para calcular las reacciones se emplean las siguientes ecuaciones. Se tiene en cuenta que al ser una viga simétrica, los momentos y las fuerzas en los extremos serán iguales.

$$Ra = Rb = \frac{qL}{2} = \frac{3941.52 \frac{N}{m} * 1.4m}{2} = 2759.06 N$$

$$M_a = M_b = \frac{qL^2}{12} = \frac{3941.52 \frac{N}{m} * 1.4m^2}{12} = 643.78 Nm$$

Esquema 38: Diagramas de la viga empotrada por método de superposición.



Fuente: VIGAS HIPERESTATICAS. Verónica Veas, Jing C. Lou. Facultad de arquitectura y urbanismo. Universidad de Chile

Ya con las reacciones calculadas, se determina el momento máximo, este se presenta en el punto medio de la estructura.

$$M_{max} = \frac{qL^2}{24} = \frac{3941.52 Nm * 1.4m^2}{24} = 321.89 Nm$$

Conocido el momento máximo se calcula el esfuerzo permisible. Para este se va a emplear un acero ASTM A500 grado C, el cual tiene un esfuerzo de fluencia de 322 Mpa, y un factor de seguridad de 2.

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_y}{F.S.} = \frac{322 Mpa}{2} = 161 Mpa$$

Con el esfuerzo permisible se calcula el módulo de sección requerido (Sreq).

$$S_{req} = \frac{M_{max}}{\sigma_{permisible}} = \frac{321.89 Nm}{1.61 * 10^8 Pa} = 1.99 * 10^{-6} m^3 = 1.99 cm^3$$

Por lo tanto se determina que la estructura se realizará con un perfil tubular redondo de 48.3 mm de diámetro y 1.5mm de espesor seleccionado según el anexo D, ya que cumple con los requerimientos.

5.2 SOLDADURA

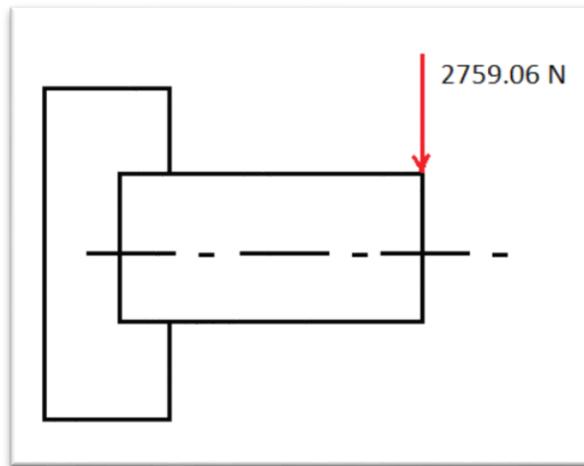
Con los resultados obtenidos al determinar el perfil adecuado para la estructura, se va a determinar el cordón de soldadura para la unión de los perfiles. Para esta soldadura se empleará un cordón en forma de chaflán, siendo necesario determinar el electrodo a emplear y la dimensión del chaflán.

Para determinar los elementos mencionados, se procede determinando las cargas que soporta el cordón de soldadura del perfil crítico ya estudiado, en estos cálculos se va a emplear las reacciones halladas en el anterior apartado.

Se empleará de la tabla 13 el caso 9 para los factores geométricos de un perfil tubular y así hallar las cargas que soporta el cordón de soldadura.

Con estos factores se procede a calcular la fuerza por pulgada que actúa sobre la soldadura.

Diagrama 30: Diagrama para el cálculo de la soldadura



$$f_s = \frac{P}{A_w} = \frac{2759.06 \text{ N}}{\pi * 0.0483 \text{ m}} = 18182.84 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$f_b = \frac{M}{S_w} = \frac{321.86 \text{ N}}{\frac{\pi * (0.0483\text{m})^2}{4}} = 17564.04 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$f_R = \sqrt{(18182.84 \text{ N/m})^2 + (17564.04 \text{ N/m})^2} = 176602.57 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 1008.42 \text{ lb/in}$$

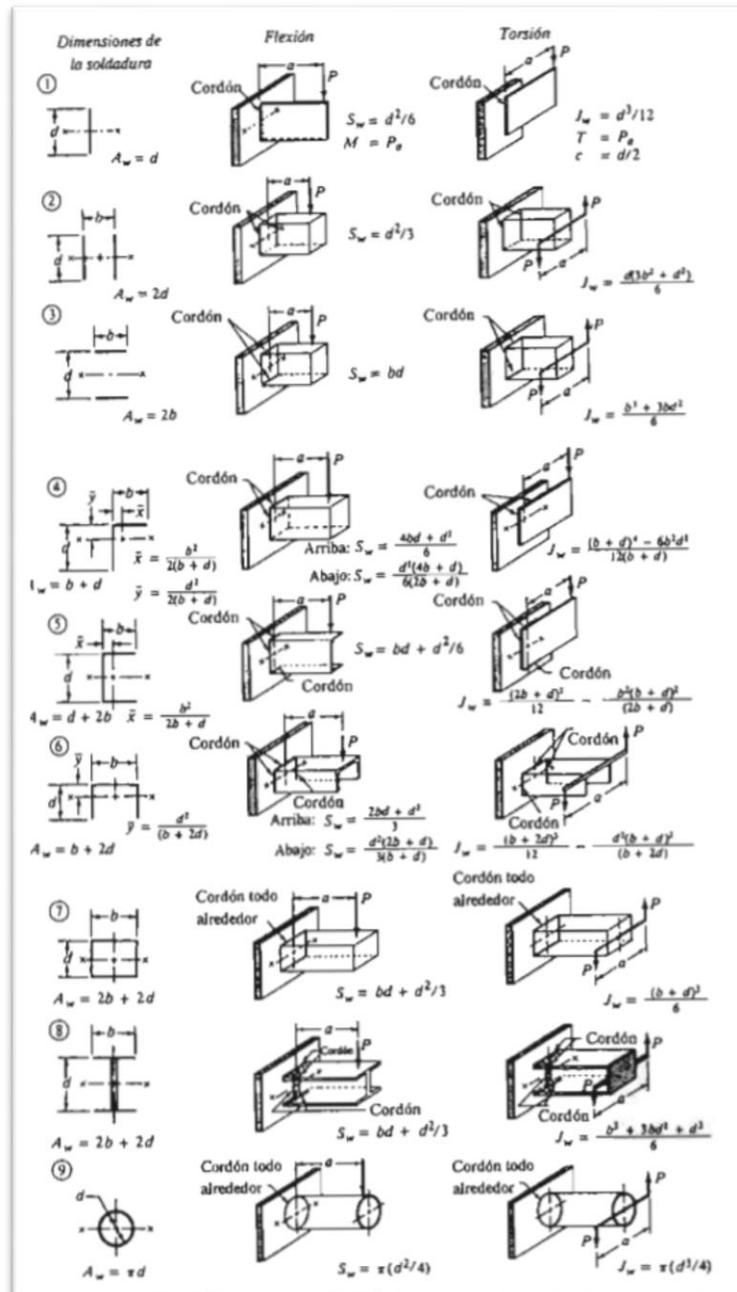
Donde:

Fs= Fuerza cortante vertical.

Fb= Fuerza de flexión.

FR= Fuerza resultante.

Tabla 13: Factores geométricos para análisis de soldaduras



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 786

Con la fuerza resultante hallada, se procede a determinar las dimensiones del cordón de soldadura, para ello se escoge un electrodo adecuado para el material del perfil seleccionado, por lo tanto para el acero estructural A500 grado A se puede emplear cualquier tipo de electrodo, según la especificación AWS A5.17 emitida por las American Welding Society, por ello se va a emplear un electrodo E60 del cual se tiene la información del esfuerzo admisible por pulgada.

Tabla 13: Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras.

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios:			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
Estructuras de puentes			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. ROBERT L. MOTT. Cuarta edición. PEARSON, pág. 785.

Con los datos de fuerza admisible por pulgada de lado que se encuentra en la tabla 50 se hallan las dimensiones del chaflán.

$$w = \frac{1008.42 \text{ lb/in}}{9600 \text{ lb/in}} = 0.1 \text{ in}$$

Se obtiene un chaflán de 0.1 pulgadas, por lo tanto se va a emplear un cordón de soldadura en chaflán de 0.1875 pulgadas (4.76 milímetros) alrededor del perfil a usar.

5.3 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Una vez realizado el diseño de la estructura se realiza un análisis por elementos finitos del elemento crítico, esto debido a que por la complejidad del diseño, no es posible realizar una simulación de la estructura como conjunto. Teniendo esto presente, a continuación se presentan los resultados del análisis y los datos de la estructura como conjunto y del elemento crítico junto con las propiedades del acero a implementar.

Cuadro 39. Especificaciones para el análisis.

	Estructura	Elemento crítico
Masa (kg)	296,41	4,65
Peso (N)	2907,782	45,6165

Cuadro 40: Propiedades del material

Nombre del material	Acero estructural
Resistencia a la tensión	310 Mpa
Resistencia de fluencia	322 Mpa
Ductilidad (Porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	25

Para el análisis por elementos finitos de la estructura, se procedió a simular las condiciones de operación del elemento crítico empleado para la selección del perfil estructural adecuado. Por lo tanto se situó una carga distribuida de 2815.37 N/m a lo largo del elemento. En la simulación se realizó una restricción fija en los extremos del elemento.

Cuadro 41: Descripción del enmallado.

Tipo de malla	Malla tetraédrica
Número de elementos	327576
Número de nodos	106825
Tipo de solucionador	Nastran

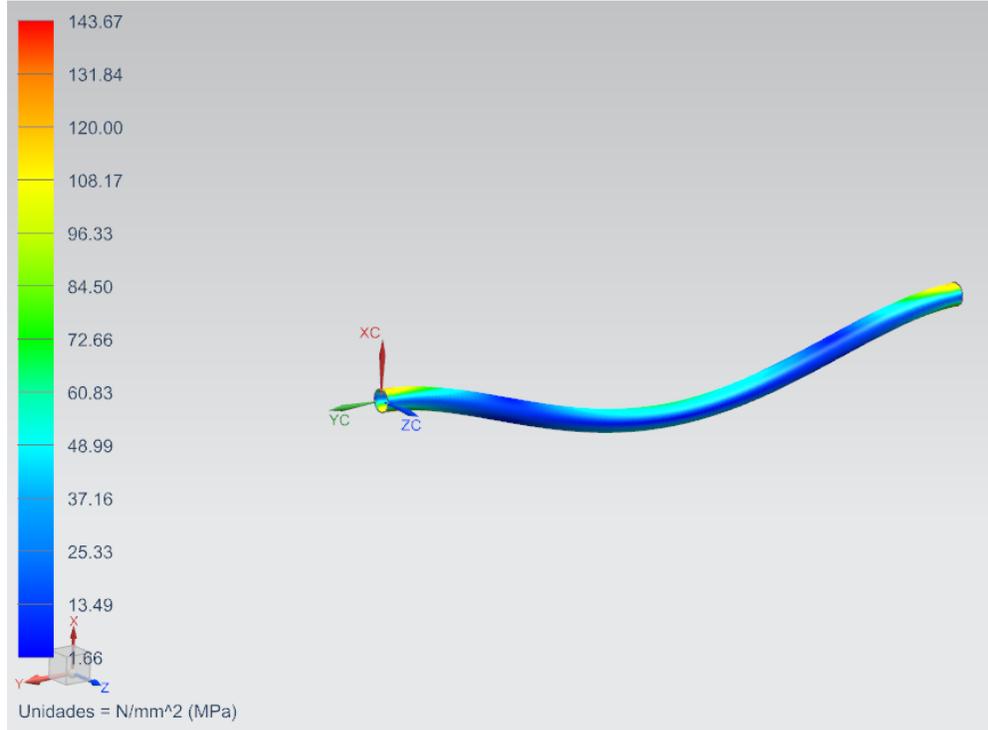
Una vez terminado el enmallado y de ubicar las restricciones y cargas, se obtuvieron los siguientes resultados.

5.3.1 Resultados de esfuerzos. Del análisis se obtuvo un valor máximo de tensión de 143.37 Mpa y uno mínimo de 1.66 Mpa. A continuación en la ilustración 10 se presentan los resultados de los esfuerzos en el elemento.

Cuadro 42: Resultados esfuerzos Von Mises.

Extensión	Valor	X	Y	Z
Mínima	143.67	58.46	175.37	58.46
Máxima	1.66	-54,24	-151.87	-51.7

Ilustración 10: Resultados de esfuerzo Von Mises

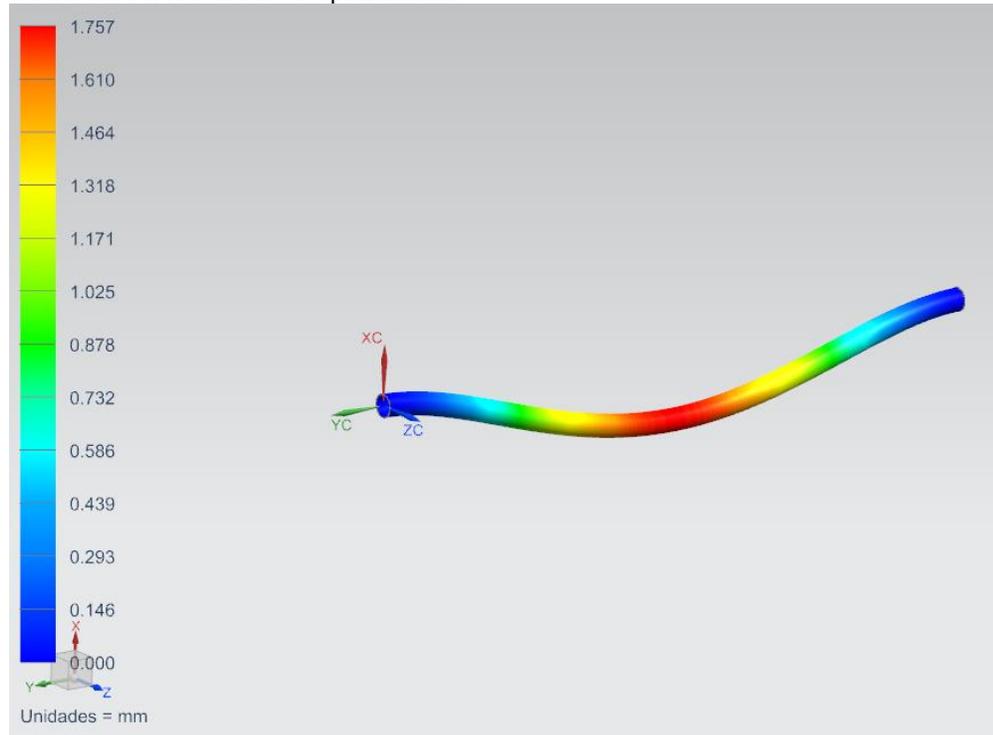


5.3.2 Resultados desplazamiento. El elemento estudiado presenta un desplazamiento de 1.757 milímetros en el centro del elemento, este desplazamiento se puede ver en la ilustración 11 y en el cuadro 42.

Cuadro 42: Resultados desplazamiento.

Extensión	Valor	X	Y	Z
Mínima	1.757	0	0.09	4.2e-3
Máxima	0	-1.757	-0.09	4.279e-3

Ilustración 11: Resultados desplazamiento



5.3.3 Resultados factor de seguridad. Para determinar el factor de seguridad por flexión del elemento se compara el esfuerzo Von Mises con la resistencia a la fluencia del material. Para ello se utiliza el esfuerzo que se encuentra a 706 milímetros, esto debido a que en ese punto es en el cual se encuentra el momento máximo al que es sometido el elemento.

$$F.S. = \frac{322 \text{ Mpa}}{67.5 \text{ Mpa}} = 4.77$$

Ya comprobado el factor de seguridad por flexión se procede a determinar el factor de seguridad por cortante, este se presenta en los extremos del elemento crítico.

$$F.S. = \frac{322 \text{ Mpa}}{143.67 \text{ Mpa}} = 2.24$$

6. MANUALES

La plantadora forestal está diseñada para el transporte de y ubicación de plántulas, principalmente de *Juglans Neotropica*, aunque su diseño también permite su uso en plantas cuyo cepellón sea de 20 centímetros de diámetro y un peso máximo por planta de diez kilogramos. También cuenta con sistema neumático para la automatización de los procesos relacionados con el desplazamiento de la máquina y de la disposición de las plantas.

6.1 MANUAL DE INSTALACIÓN

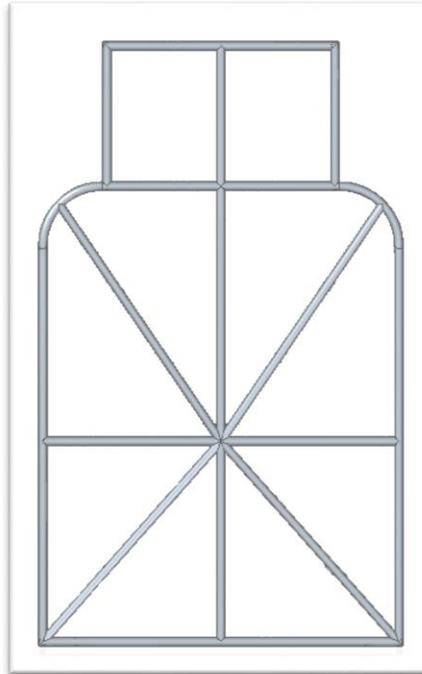
La máquina cuenta con seis sistemas los cuales a su vez se dividen en múltiples subsistemas, por lo cual para lograr entender el ensamblaje de la máquina, se desarrollara el manual de instalación por sistemas y subsistemas.

6.1.1 Estructura. Como se mencionó en el quinto capítulo, la estructura está conformada por perfiles tubulares en acero ASTM A-500 de 48.3 milímetros de diámetro y de 1.5 de espesor, la estructura cuenta con 84 piezas dentro de las cuales algunas son iguales debido a su geometría.

Para el ensamblaje de la estructura se va a implementar un equipo de soldadura MIG o también conocida como soldadura a gas, se va a emplear este método debido a que este tipo de soldadura al usar material de aporte permite una gran consistencia del cordón en las uniones de los ángulos, además al emplearse un gas inerte se brinda protección a la soldaduras y se reducen las salpicaduras sobre superficies limpias.

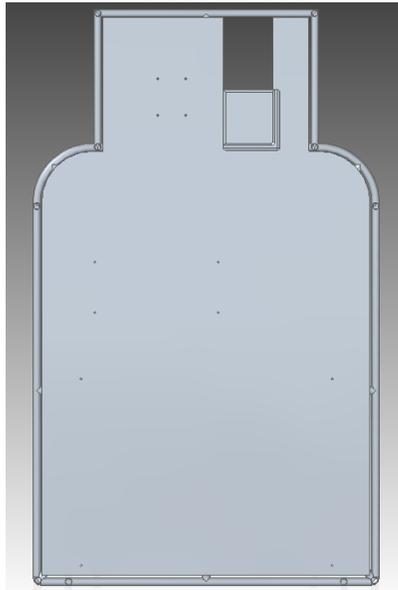
Para el ensamblaje de la estructura se inicia desde el que será el suelo de la máquina, ya que a partir de estos elementos se va a realizar los siguientes pasos del montaje. Por lo tanto situé los tubos como se muestra en el siguiente esquema y realice la soldadura.

Ilustración 12: Piso estructura



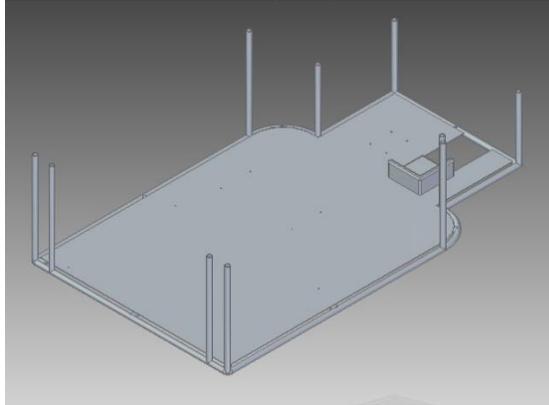
Luego de realizar el montaje del suelo, se debe soldar la placa a los elementos que componen el suelo de la estructura, esta placa será a la cual se fijarán los demás subsistemas a la estructura de la máquina.

Ilustración 13: Soldadura del suelo



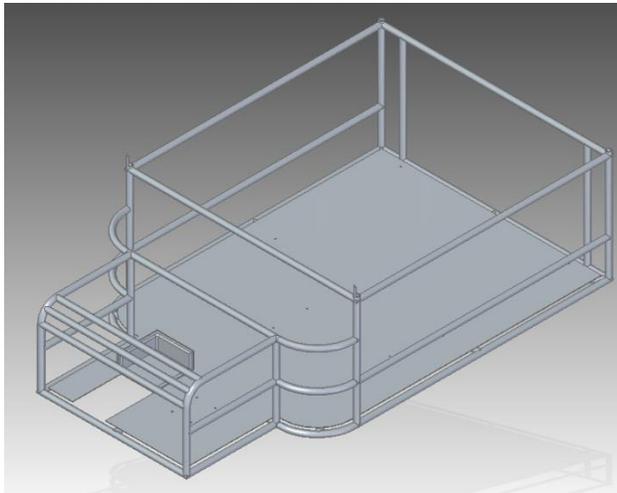
Una vez culminado el suelo de la máquina, realice las soldaduras de las columnas principales.

Ilustración 14: Columnas principales



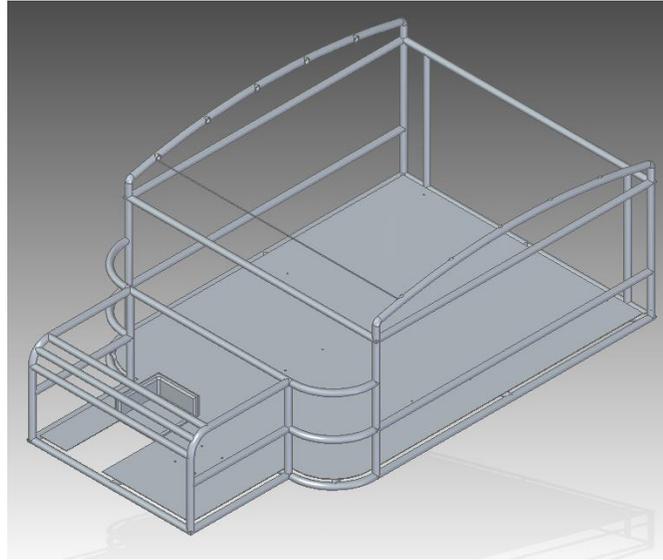
Ya situadas las columnas principales, suelde los refuerzos horizontales tal como se muestra en el siguiente esquema.

Ilustración 15: Refuerzos horizontales



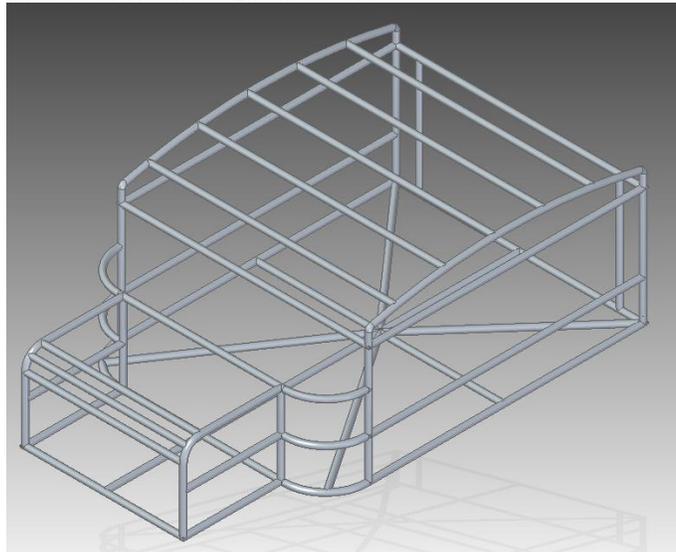
Después de soldar los refuerzos horizontales, se procede a soldar los elementos que componen el que será el techo de la máquina. Para ello emplee las medidas que se especifican en los anexos y el esquema que se presenta a continuación.

Ilustración 16: Ubicación del techo



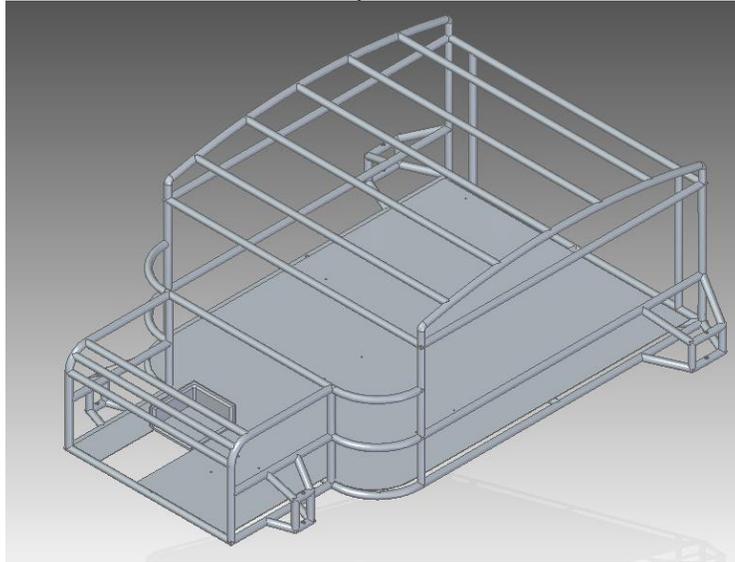
Ya con el techo en su lugar, se ubican los elementos que reforzarán el techo.

Ilustración 17: Refuerzos del techo



Luego de soldar el techo se procede a soldar las tijeras a las cuales se acoplarán las manguetas que van a soportar los mattracks.

Ilustración 18: Ubicación de las tijeras.



6.1.2 Sistema motriz. Este sistema se encuentra compuesto por múltiples subsistemas, por los cual se debe realizar el montaje de estos sistemas.

Como primer subsistema a ensamblar se tiene la caja reductora, la cual se encuentra compuesta por el grupo de engranes, las catarinas, rodamientos, anillos de retención, los ejes las cuñas y la carcasa de la caja.

Para iniciar se montan las cuñas, engranes y rodamientos sobre sus ejes correspondientes. Se ve a continuación como se debe realizar el montaje de los elementos mencionados anteriormente sobre sus correspondientes ejes.

Ilustración 19: Ensamble eje 1

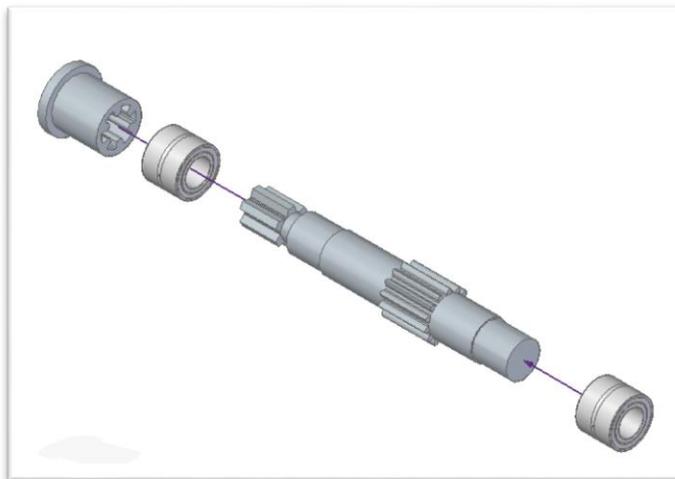


Ilustración 20: Ensamble eje 2

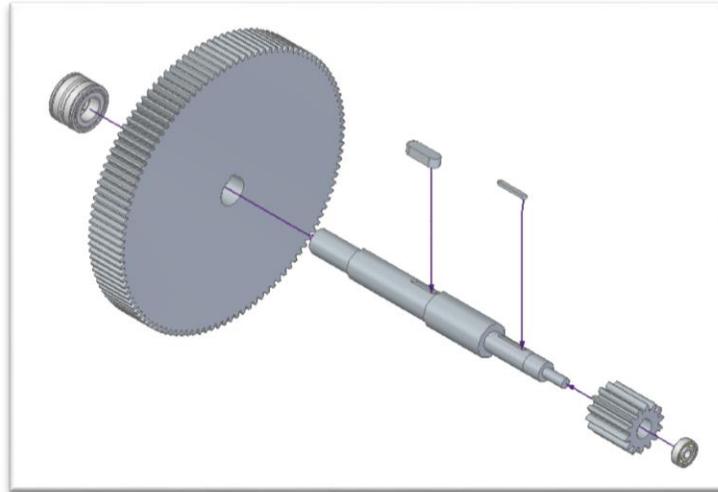


Ilustración 21: Ensamble eje 3

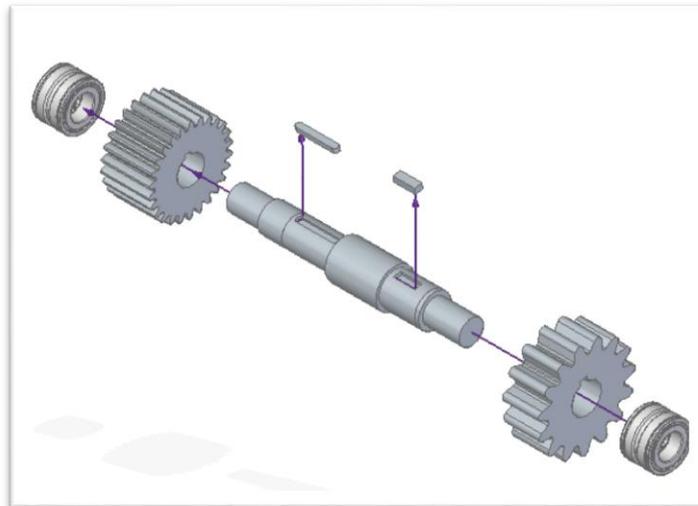
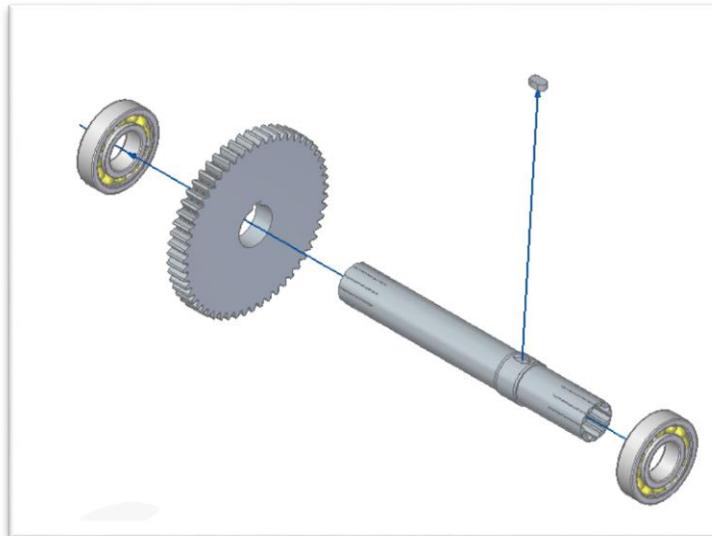
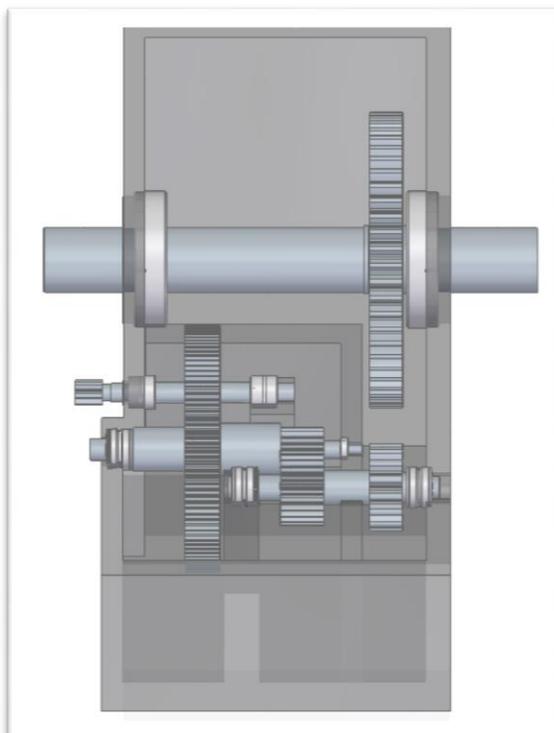


Ilustración 22: Ensamble eje 4



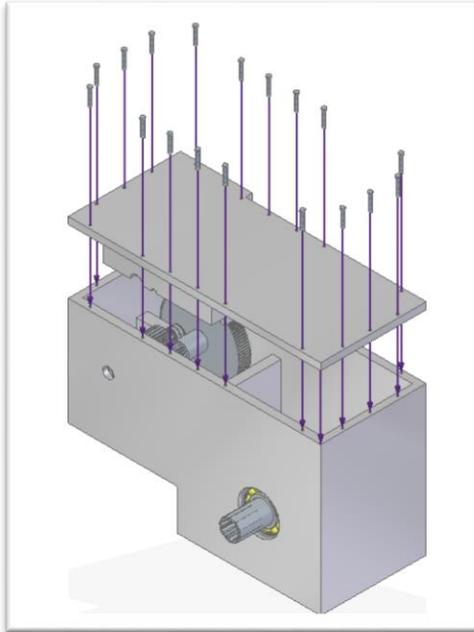
Ya realizado el anterior montaje se deben montar los ejes sobre la tapa inferior de la carcasa.

Ilustración 23: Montaje en carcasa inferior



Ya con los elementos ubicados sobre la tapa inferior de la carcasa, se procede a colocar la cadena de las catarinas y luego se ubica la tapa superior de la carcasa y se atornilla las dos tapas.

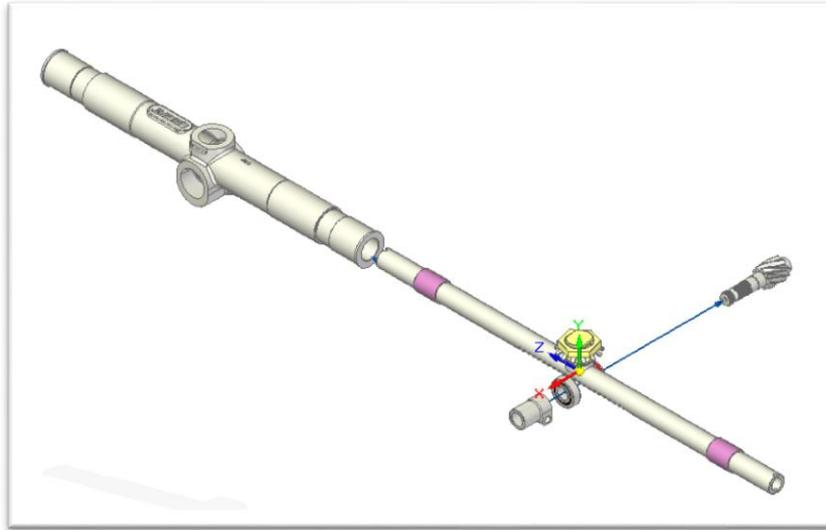
Ilustración 24: Montaje y atornillado de carcasa superior



Luego de ensamblar la caja reductora se procede a ensamblar el sistema de dirección, este sistema está compuesto por una cremallera, un piñón y la carcasa de la caja de dirección, además este sistema está compuesto por las barras de dirección y las rotulas de dirección.

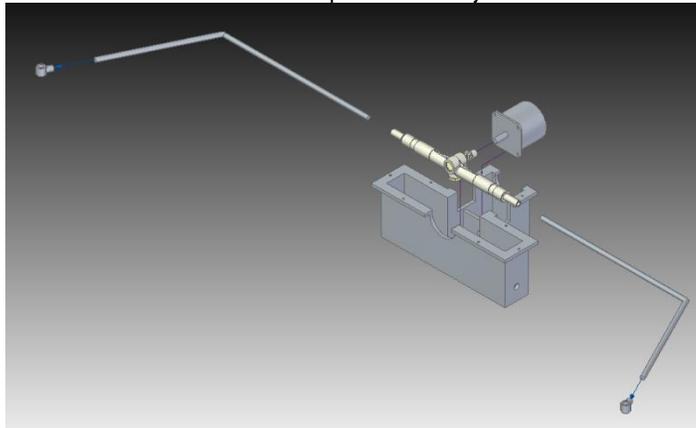
A continuación se presenta el montaje de la caja de dirección, en la cual se encuentran la cremallera, el piñón y la carcasa de dirección.

Ilustración 25: Ensamble caja de dirección.



Luego de ensamblar la caja de dirección, se ubica en el elemento que será de soporte del servomotor y de la caja de dirección en la estructura, luego se acopla el servomotor a la caja de dirección, ya ubicados la caja y el servomotor se atornillan las barras de dirección a la caja, y las rotulas de dirección se atornillan a las barras de dirección.

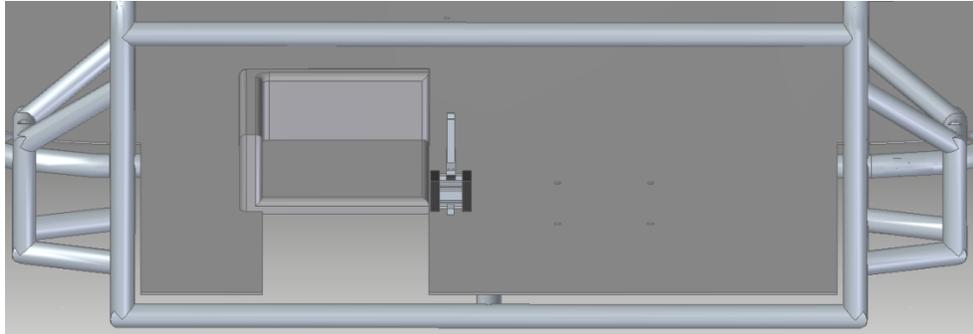
Ilustración 26: Ubicación en soporte de la caja de dirección



Con el sistema de dirección ensamblado, se procede a ubicar el sistema motriz en la estructura, en este proceso a su vez se ubicarán las manguetas de dirección, en las cuales se va a montar los mattracks. Pero aunque el cilindro neumático encargado de embragar y desembragar el motor de la caja reductora, forma parte de la sección del montaje del sistema neumático, para mayor facilidad se realizará a continuación y de la siguiente forma.

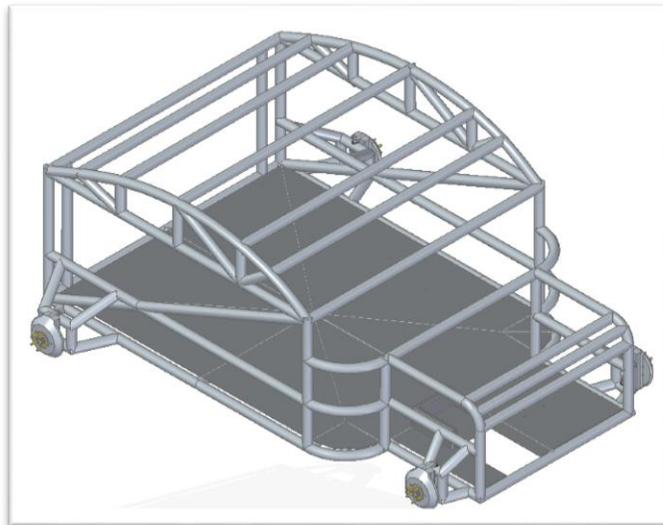
El cilindro será atornillado a la placa del suelo y en la siguiente posición teniendo en cuenta que se debe hacer antes de montar la caja reductora.

Ilustración 27: Ubicación cilindro c



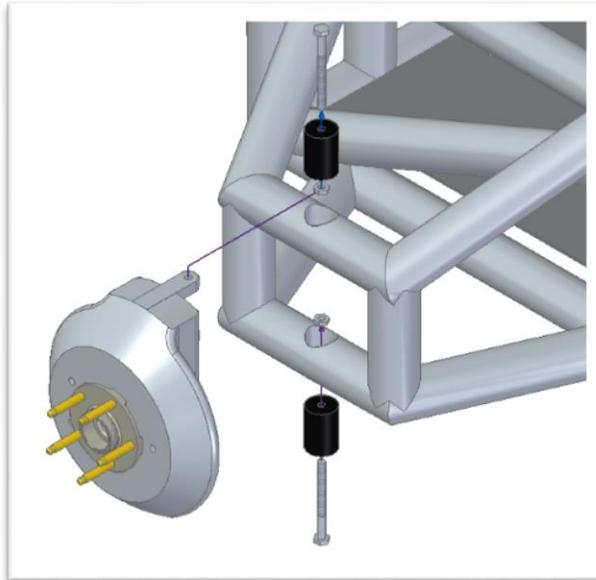
Luego de montar el cilindro neumático se procede a acoplar las manguetas a la estructura como se muestra a continuación.

Ilustración 28: Montaje de manguetas en la estructura



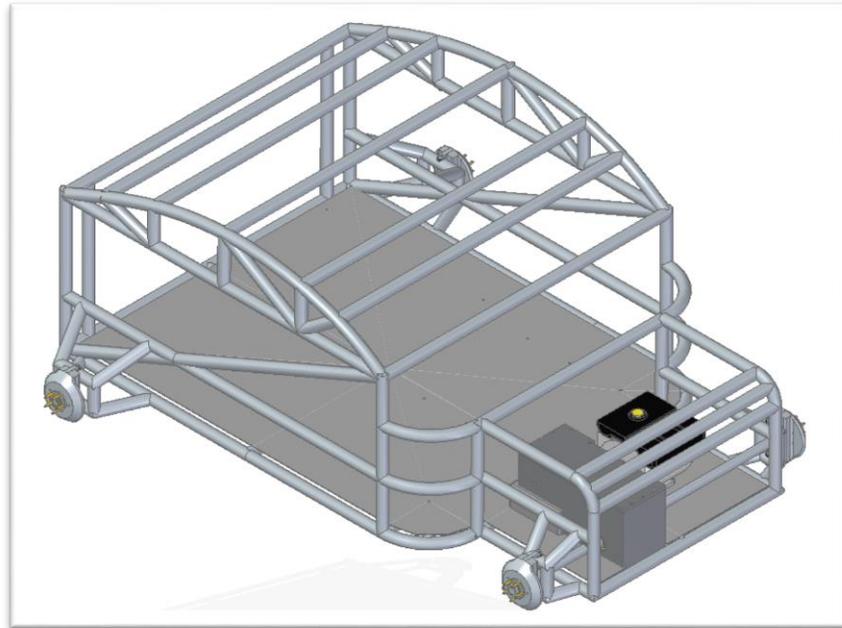
A continuación se presente el montaje a realizar en las cuatro manguetas, en este montaje se encuentran dos bujes, dos tornillos y dos tuercas por cada mangueta.

Ilustración 29: Ensamble manguetas



Hay que tener en cuenta que al momento de realizar estos montajes, la estructura se debe encontrar apoyada, esto con el fin de levantarla del suelo facilitando el montaje de los demás elementos y a su vez evitando que estos sufran daño alguno. Luego de ubicar las manguetas se procede a ubicar la caja reductora, el motor de combustión, y los semiejes.

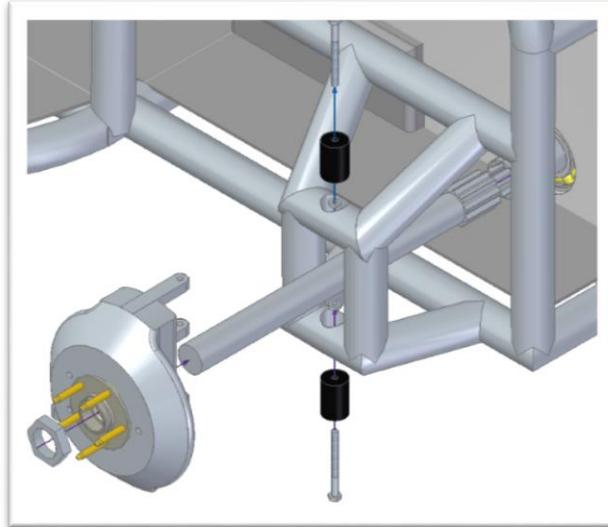
Ilustración 30: Ubicación motor y caja reductora



A continuación se muestra el esquema detallado del montaje de los semiejes delanteros en las manguetas de dirección.

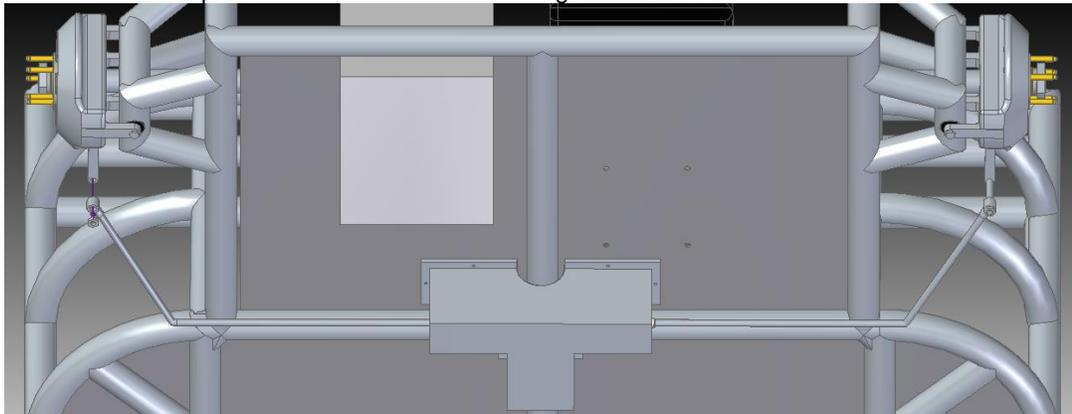
Se ha de considerar que los semiejes en uno de los extremos cuentan con una sección ranurada, la cual se debe acoplar con el eje de salida de la caja reductora, y en el otro extremo se atornilla una tuerca para evitar que en el movimiento de la máquina, el semieje se separe del eje de la caja reductora.

Ilustración 31: Ubicación semiejes



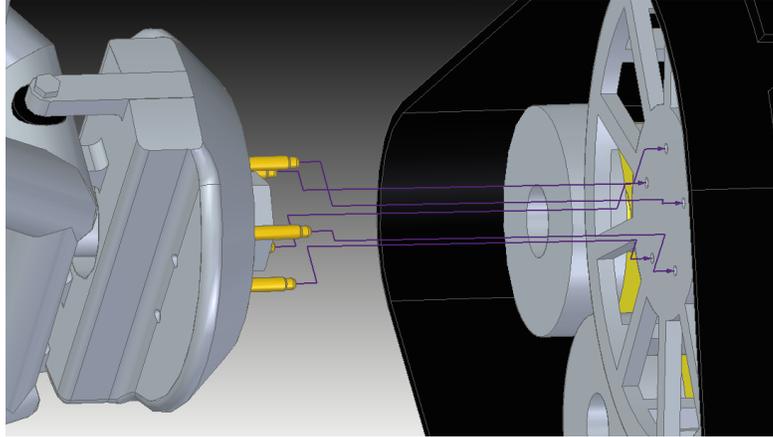
Con las manguetas y los semiejes ubicados se procede a acoplar el soporte de dirección que contiene el sistema de dirección y el servomotor que lo accionará, luego se unen por medio de pernos las manguetas de ambos extremos y las barras de dirección.

Ilustración 32: Acople sistema de dirección con manguetas de dirección.



Con las manguetas y los semiejes ubicados se procede a acoplar los mattracks en las manguetas y seguido se ajustan con pernos.

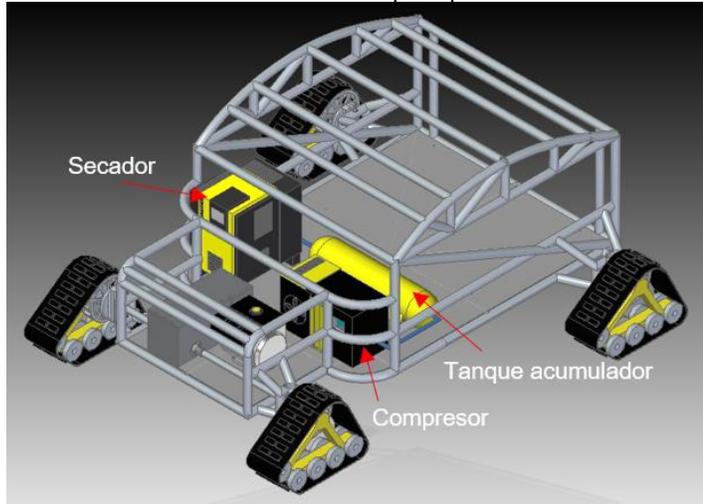
Ilustración 33: Acople Mattracks a las manguetas



6.1.3 Sistema neumático. Este sistema se compone por el compresor, el tanque acumulador, el secador de la línea de aire comprimido, la unidad de mantenimiento, el grupo de electroválvulas, la línea de aire comprimido y los actuadores, de los cuales se encuentran 3 motores neumáticos y dos cilindros neumáticos.

Inicie con el montaje del sistema neumático ubicando y atornillando al suelo el compresor, el secador y el tanque acumulador en la máquina de la forma en que se muestra en el siguiente esquema, además conéctelos entre sí con tubería adecuada.

Ilustración 34: Ubicación elementos principales del sistema neumático

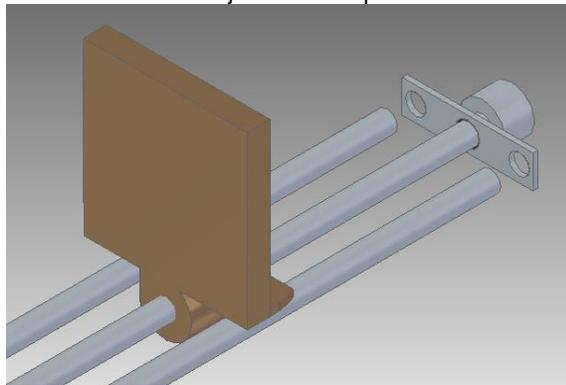


Para seguir con el ensamblado del sistema neumático en los siguientes esquemas se muestra la forma en que se va a conectar los elementos neumáticos y los tornillos de potencia a la bandeja de alimentación.

Para iniciar se ubican los tornillos de potencia, pero se deben ensamblar, para ello los tornillos de potencia están compuestos por el tornillo, la tuerca y dos barras de soporte que están unidos por una platina.

El procedimiento a seguir es introducir la tuerca en el tornillo y seguido a esto se inserta el tornillo en la platina de las barras de soporte y las barras de soporte en la platina del tornillo como se muestra a continuación.

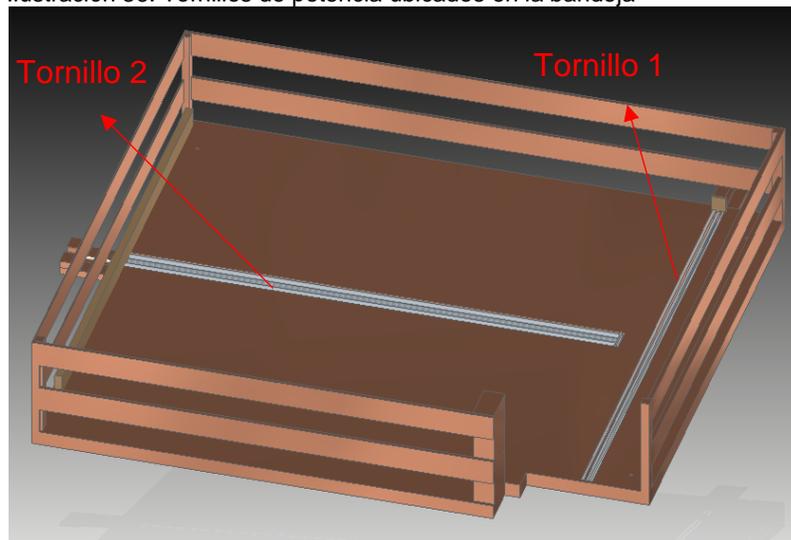
Ilustración 35: Montaje tornillo de potencia



Este procedimiento se repite con el segundo tornillo de potencia, al quedar ensamblados, los tornillos deben quedar de la siguiente forma.

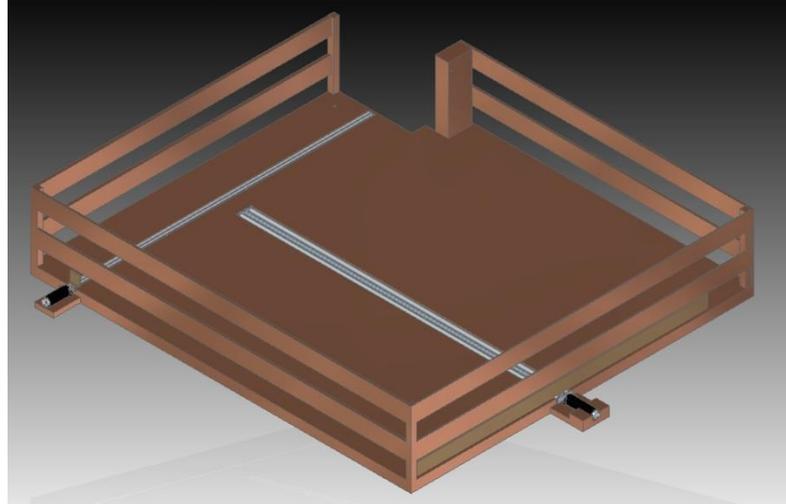
Con los tornillos ensamblados se montan sobre la bandeja de la siguiente forma.

Ilustración 36: Tornillos de potencia ubicados en la bandeja



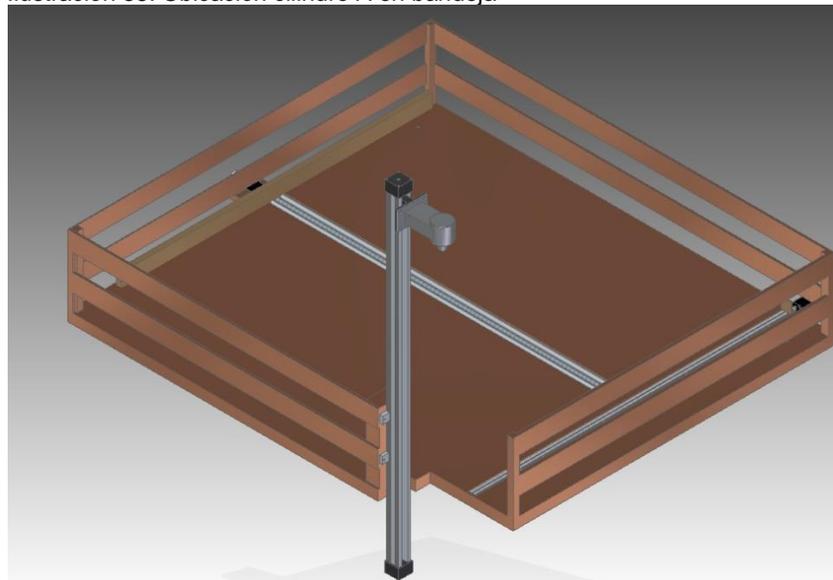
Con los tornillos ubicados en la bandeja de alimentación, se ubican y aseguran los motores neumáticos a la bandeja y se enroscan con los tornillos de potencia.

Ilustración 37: Acople motores neumáticos



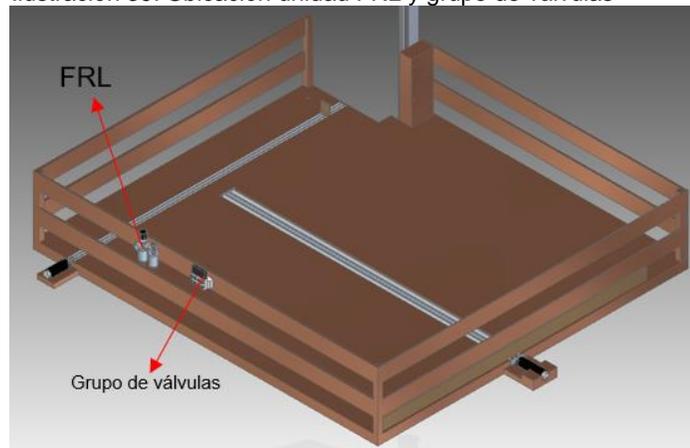
Con los motores neumáticos ubicados y atornillados a la bandeja de alimentación, se procede a unir el cilindro neumático con el motor neumático que llevará el barreno de perforación, y seguido se atornilla el conjunto del cilindro y el motor a la bandeja.

Ilustración 38: Ubicación cilindro A en bandeja



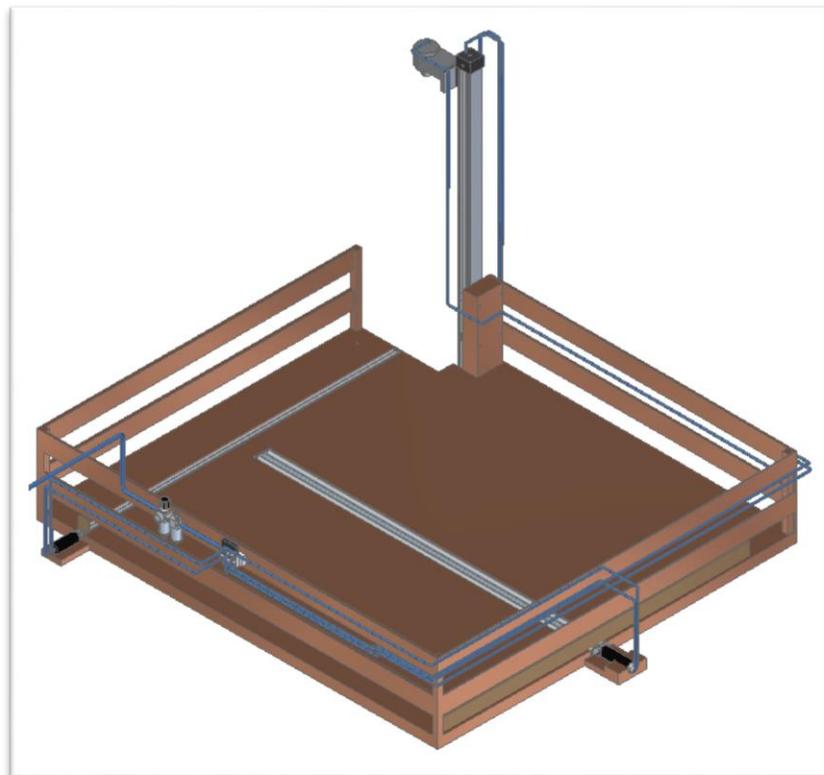
Con los actuadores neumáticos ensamblados en la bandeja de alimentación, se procede a ubicar y atornillar la unidad de mantenimiento o FRL, y el grupo de válvulas en el extremo que se indica de la bandeja de alimentación.

Ilustración 39: Ubicación unidad FRL y grupo de válvulas



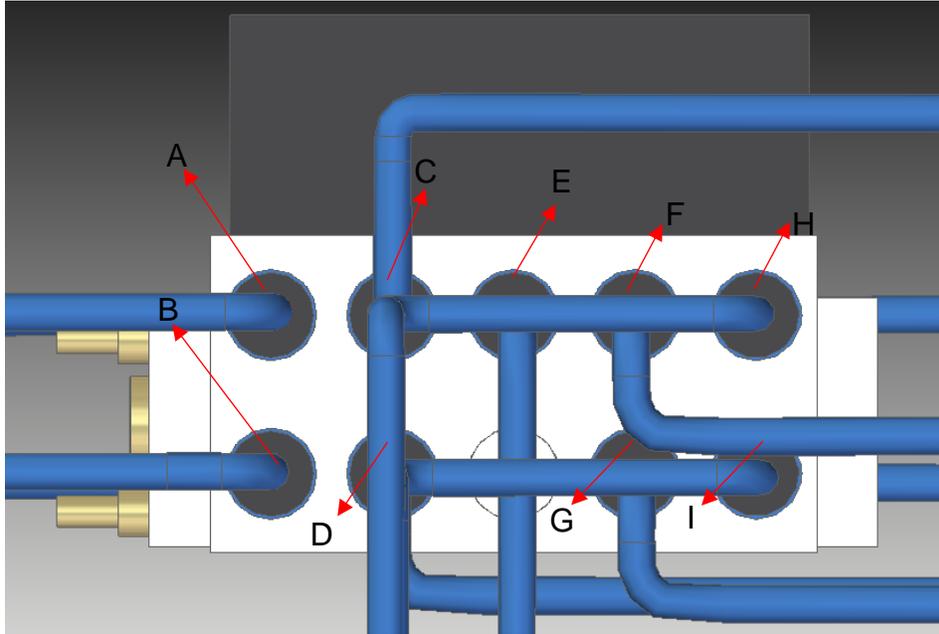
Con la unidad de mantenimiento y el grupo de válvulas asegurados a la bandeja de alimentación, proceda a conectar con la red neumática de los actuadores neumáticos a las válvulas y las válvulas a su vez a la unidad de mantenimiento.

Ilustración 40: Conexión de la tubería.



Las conexiones de los actuadores a las válvulas se deben realizar en las siguientes posiciones.

Ilustración 41: Conexión a las válvulas.

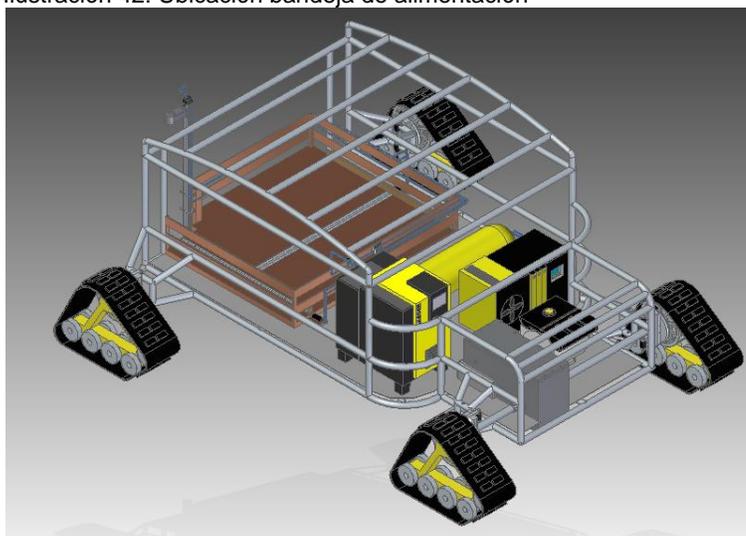


A las conexiones se les dio una nomenclatura con el fin de facilitar su montaje, a continuación se explica cada una.

- ✓ Conexión A: Línea de trabajo del motor del tornillo 1.
- ✓ Conexión B: Escape del motor del tornillo 1.
- ✓ Conexión C: Línea de trabajo del motor del tornillo 2.
- ✓ Conexión D: Escape del motor del tornillo 2.
- ✓ Conexión E: Línea de trabajo del motor del barreno.
- ✓ Conexión F: Línea de trabajo del cilindro neumático.
- ✓ Conexión G: Escape del cilindro neumático.
- ✓ Conexión H: Línea de trabajo del cilindro de embrague.
- ✓ Conexión I: Escape del cilindro de embrague.

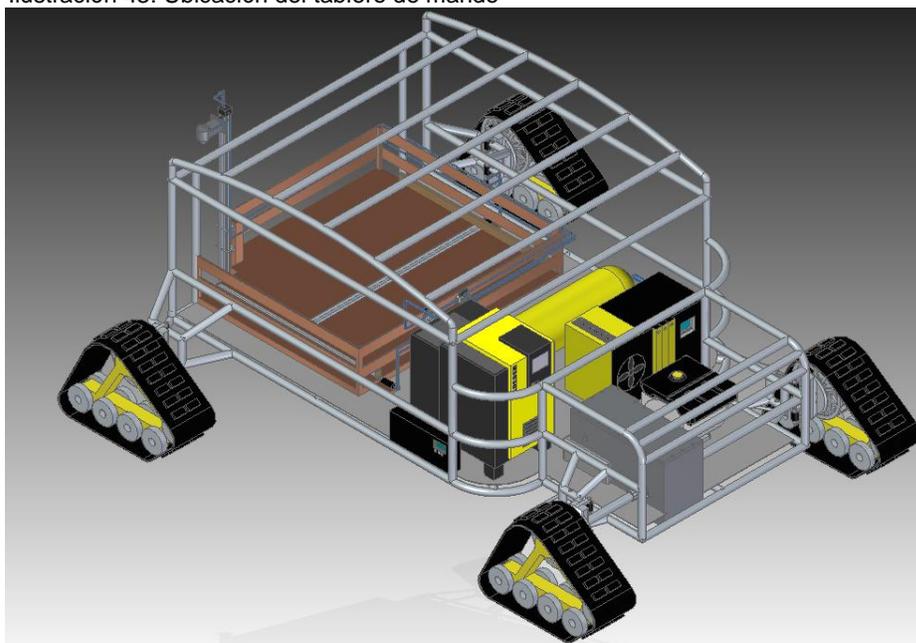
Con los actuadores conectados ubique y asegure la bandeja de alimentación a la placa del suelo y conecte la unidad de mantenimiento al secador de aire comprimido.

Ilustración 42: Ubicación bandeja de alimentación



Con la red neumática conectada proceda a instalar y conectar el tablero de mando, tal como se muestra en el plano eléctrico de la máquina en el anexo O.

Ilustración 43: Ubicación del tablero de mando



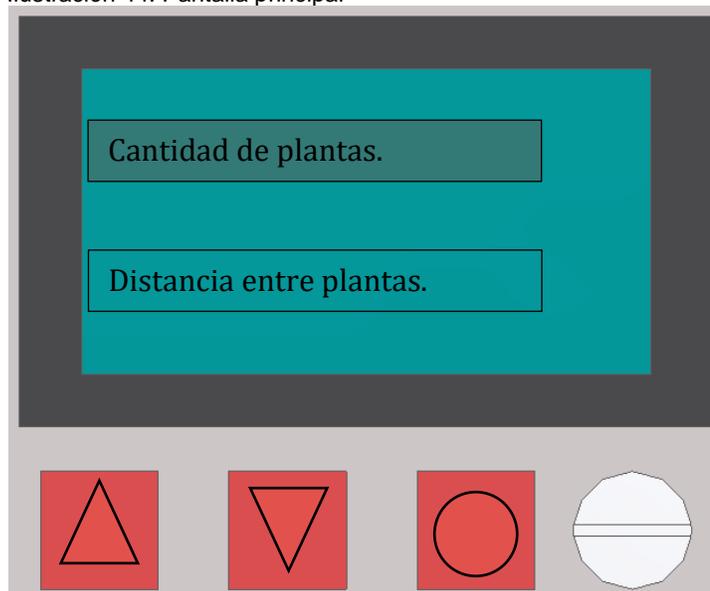
6.2 MANUAL DE OPERACIÓN

Para comenzar con el proceso de reforestación se requiere que se haya realizado el tratamiento adecuado al terreno y seguido a este proceso se debe ubicar la máquina en el lugar a reforestar, es decir, en el extremo del terreno, de tal forma que la máquina siga el recorrido programado, seguido a esto se cargará la máquina con las plantas a reforestar.

Ya realizadas estas operaciones se debe programar la máquina, para ello siga el siguiente proceso.

La programación de la máquina se realizará desde el tablero de control, para encender el tablero se requiere arrancar el motor de la máquina, el compresor y el secador; ya encendidos estos elementos, se digitarán dos únicos datos en el tablero de control, estos datos son la cantidad de plantas que se encuentran en la máquina y la distancia que se deberá dejar entre cada planta, A continuación se presenta la forma en que se va a ingresar los datos ya mencionados desde la pantalla del tablero de control.

Ilustración 44: Pantalla principal



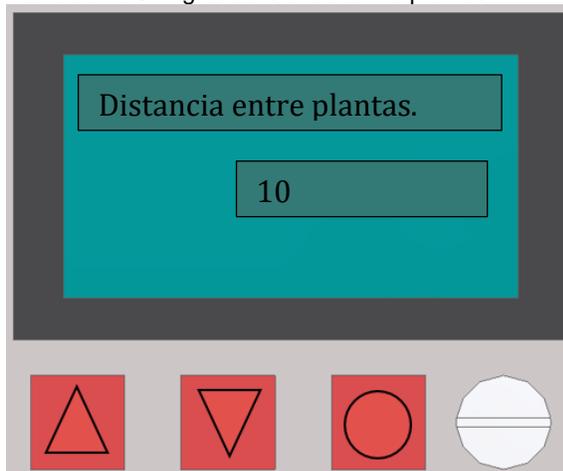
Para elegir entre las opciones utilice los botones según lo requiera, al momento de seleccionar una de las opciones oprima el tercer botón, al oprimir el botón cambiará la pantalla para ingresar ya sea la cantidad o la distancia a dejar entre plantas, esto se puede observar en la siguiente imagen.

Ilustración 45: Ingreso cantidad de plantas



En el ejemplo anterior se seleccionó la cantidad de plantas. Al oprimir el tercer botón se ingresa la cantidad de plantas, el cual para este caso es la capacidad máxima de carga de la máquina, al terminar con esta operación oprima el tercer botón para regresar al menú anterior, para la distancia entre las plantas, ingrese el valor en metros.

Ilustración 46: Ingreso distancia entre plantas



Terminadas estas operaciones gire el interruptor para que la máquina inicie a operar. Ya ubicadas todas las plantas en el terreno, la máquina se detendrá. Al detenerse la máquina, ubique el interruptor en la posición inicial y apague el motor, el compresor y el secador de la máquina.

6.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento de la plantadora forestal no debe ser una tarea ardua, ya que fue uno de los puntos a tener en cuenta en su diseño, por lo tanto si la máquina opera bajo las condiciones necesarias, esta operará según se diseñó, por lo tanto solo es necesario realizar un mantenimiento preventivo con el fin de evitar posibles fallas.

Para efectuar las tareas de mantenimiento asegúrese que:

- El interruptor de arranque esté en la posición “0”.
- El compresor se encuentre desconectado de la instalación de aire comprimido.
- Se halla liberado totalmente la presión de aire comprimido en el compresor y el circuito neumático.
- El motor de la máquina se encuentre apagado.

6.3.1 Cambio de aceite. Debido a que la máquina opera con un aceite lubricante para el motor de combustión, para los engranes y otro lubricante para las catarinas de la caja reductora, a su vez se requiere un lubricante para el compresor, por lo cual se dará a continuación una recomendación del aceite lubricante a emplear para cada elemento anteriormente mencionado.

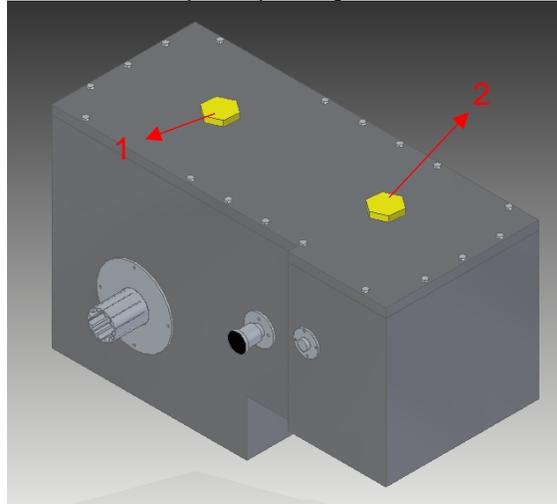
Cuadro 44: Periodos de cambio de aceite

	Aceite	Periodo de cambio
Motor	15w40 CI-4	500000 Km
Caja reductora		
Engranes	ISO VG 100	6000 h
Catarinas	ISO VG 68	6000 h
Compresor		2000 h

Las horas recomendadas para el periodo de cambio del aceite lubricante para el compresor, son recomendaciones realizadas por el fabricante.

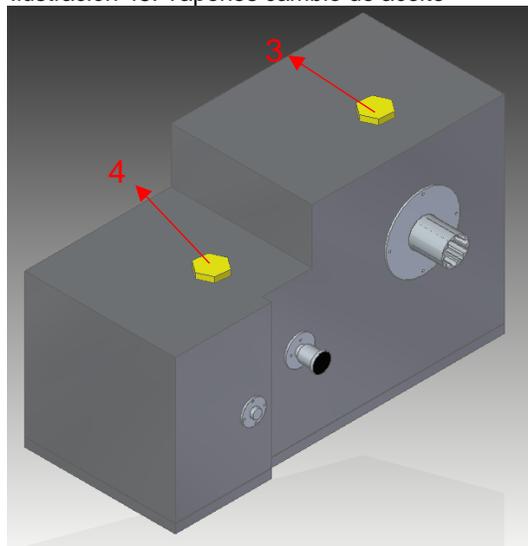
Para realizar el cambio de aceite asegúrese de que el circuito de aceite del motor de combustión y el compresor se encuentre completamente vacío y realice el cambio de filtro correspondiente. En cuanto a la caja reductora, retire los tapones que se encuentran en la parte inferior para extraer el aceite a cambiar, seguido a esto cierre el tapón y vierta desde los tapones superiores el aceite adecuado.

Ilustración 47: Tapones para ingreso de aceite



El tapón uno se emplea para llenar el cárter del aceite lubricante para la cadena y el segundo se emplea para llenar el cárter del aceite lubricante de los engranajes.

Ilustración 48: Tapones cambio de aceite



El tercer tapón se emplea para vaciar el cárter del aceite lubricante para la cadena y el cuarto se emplea para vaciar el cárter del aceite lubricante de los engranajes.

6.3.2 Rodamientos. Los rodamientos que se encuentran en la máquina son rodamientos auto lubricados y sellados, debido a estas características se evita una contaminación interna de los rodamientos, sin embargo estos rodamientos requieren ser cambiados cierto número horas de trabajo, según el eje en el que van montados los rodamientos, se presenta en la siguiente tabla las horas de operación, estos datos fueron tomados de la norma ISO 281:2007.

Cuadro 45: Vida útil rodamientos.

Rodamientos por eje	Horas de trabajo
Eje A	1289 h
Eje B	64000 h
Eje C	1767 h
Eje D	64000 h

6.3.3 Inspecciones y consideraciones. Aunque el sistema neumático no requiere de un trabajo de mantenimiento preventivo en función del tiempo de operación, se recomienda revisar el estado de la tubería para la línea neumática, al igual que la sujeción y estado de los actuadores y a su vez revisar la presión de operación que registra la unidad de mantenimiento.

7. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO

Para este capítulo se desarrolla un estudio del valor monetario de la máquina y su posible retribución, basado en el ahorro de tiempo invertido en tareas de reforestación de gran tamaño. Para el estudio se tuvieron en cuenta los siguientes factores que afectan el modo de desarrollo.

- Ya que se trata de un proyecto con el cual se pretende disminuir el tiempo destinado a procesos de reforestación ejecutados por personal sin maquinaria especializada para estas tareas y que afectan la salud de estos individuos, la máquina no solo presenta un beneficio tanto ambiental por la tarea que desempeña, también presenta un factor humano al disminuir las lesiones ocasionadas por las máquinas empleadas actualmente.
- El uso de la máquina diseñada en tareas de reforestación, donde se desempeñan una cantidad considerable de personal, pretende disminuir el tiempo destinado a estos procesos y por lo tanto los costos implicados al pago del personal destinado.
- Al realizar la plantación de dos hectáreas teniendo cuatro trabajadores y que estos se demoren ocho días en reforestar la totalidad del terreno presenta un costo de \$ 735418.66¹ trabajando ocho horas diarias.

$$\text{Costo} = 4 \text{ trabajadores} * \$22981.8 * 8 \text{ dias} = \$735418.66$$

- Partiendo que el trabajo realizado por los cuatro trabajadores es realizado por una máquina que estará bajo la supervisión de una persona será en seis días de trabajo, el costo de esta operación sería de \$193338.3 teniendo en cuenta los costos en combustible.

$$\text{Costo} = 1 \text{ trabajador} * \$22981.8 * 6 \text{ dias} = \$137890.8$$

$$\text{Consumo de combustible} = \frac{P * CE}{\delta_{diesel}} = \frac{5.97 \text{ Kw} * 374 \text{ g/Kwh}}{832 \text{ g/L}} = 2.68 \text{ L/h}$$

En una hora de operación se consumen 2.68 litros, sabiendo que el tanque de gasolina del motor es de seis litros, se requerirá llenar el tanque unas tres veces. Sabiendo esto se calcula el costo de gasolina por día de operación.

El precio actual del diesel está en 1943.44 pesos el galón, lo cual equivale a 513.4 pesos el litro, si se requieren seis litros por seis días, se va a gastar en combustible la suma de \$9241.2.

¹ Ingeniero agrónomo Jean Paul Delgado Percásegui, subgerente de reforestación de la CONAFOR.

Por lo tanto el costo de operación de la máquina para la reforestación de dos hectáreas será de \$193338.3.

- Por lo tanto, teniendo en cuenta los últimos dos puntos, el ahorro por el uso de la máquina será de \$542,080.36.

Ya teniendo definidos los puntos anteriores, se realiza el análisis bajo el concepto de que el proyecto presentaría una gran retribución monetaria a proyectos de reforestación debido a la cantidad de personal involucrado y el tiempo destinado para estas operaciones. Por lo tanto se inició el análisis realizando una valoración monetaria teniendo en cuenta el costo de fabricación y de investigación de la máquina. Estos datos se pueden observar en cuadro 45.

Cuadro 46. Costos

Descripción	Unidad	Valor unitario	Cant.	Valor total
Perfil estructural	unidad	\$ 51.900	16	\$ 830.400
Soldadura	h	\$ 8.000	20	\$ 160.000
Motor combustión interna 177FD	unidad	\$ 998.846	1	\$ 998.846
Ejes en acero caja reductora	unidad	\$ 160.000	6	\$ 960.000
Torneado	h	\$ 70.000	2	\$ 140.000
Fresado	h	\$ 80.000	1	\$ 80.000
Rectificado	h	\$ 100.000	3	\$ 300.000
Fundición gris para carcasa	Kg	\$ 3.735	340	\$ 1.269.839
Molde y moldeo	unidad	\$ 220.000	1	\$ 220.000
Fresado carcasa superior	h	\$ 80.000	1	\$ 80.000
Fresado carcasa inferior	h	\$ 80.000	1	\$ 80.000
Taladrado y roscado	h	\$ 50.000	3	\$ 150.000
Engranajes y Catarinas	ton	\$ 1.247.604	0,2	\$ 249.521
Torneado	h	\$ 80.000	4	\$ 320.000
Fresado	h	\$ 80.000	6	\$ 480.000
Rectificado	h	\$ 100.000	1	\$ 100.000
Tapas de ejes	unidad	\$ 50.000	4	\$ 200.000
Torneado	h	\$ 80.000	1	\$ 80.000
Taladrado y roscado	h	\$ 50.000	1	\$ 50.000
Rectificado	h	\$ 100.000	1	\$ 100.000
Rodamiento SKF REF 629	unidad	\$ 155.950	1	\$ 155.950
Rodamiento SKF REF 315	unidad	\$ 233.925	2	\$ 467.849
Rodamiento SKF REF NA 69/22	unidad	\$ 155.950	2	\$ 311.900
Rodamiento SKF REF NNF 5005 ADB-2	unidad	\$ 120.000	3	\$ 360.000

Cuadro 46. (Continuación)

Descripción	Unidad	Valor unitario	Cant.	Valor total
Lámina de acero espesor 10mm	unidad	\$ 30.000	1	\$ 30.000
Cadena	unidad	\$ 386.000	1	\$ 386.000
Compresor Kaeser booster N60 G	unidad	\$ 3.744.905	1	\$ 3.744.905
Secador Kaeser TAH 5	unidad	\$ 8.738.113	1	\$ 8.738.113
Cilindro neumático	unidad	\$ 300.000	2	\$ 600.000
Electroválvulas	unidad	\$ 200.000	5	\$ 1.000.000
Mangueras de poliuretano	m	\$ 482	10	\$ 4.820
Válvula de paso	unidad	\$ 106.480	1	\$ 106.480
Cables y accesorios	unidad	\$ 200.000	1	\$ 200.000
Batería 110V	unidad	\$ 255.000	1	\$ 255.000
Batería 12V	unidad	\$ 50.000	1	\$ 50.000
Tornillos	unidad	\$ 1.000	87	\$ 87.000
Madera para bandeja	unidad	\$ 228.500	1	\$ 228.500
Mano de obra	h	\$ 30.000	3	\$ 90.000
Tornillos de potencia	unidad	\$ 1.491.871	2	\$ 2.983.742
Cubo tornillos de potencia	unidad	\$ 300.000	2	\$ 600.000
Matracks	unidad	\$12.000.000	1	\$12.000.000
Total				\$39.248.864

Con los costos de fabricación se procede a determinar los costos de ingeniería del proyecto, estos se pueden observar en el siguiente cuadro.

Cuadro 47. Costos de investigación.

Descripción	unidad	valor unitario	cantidad	valor total
Talento humano	HH	\$ 7.000	783	\$ 5.481.000
Gastos maquinaria y equipo	unidad	\$ 9.000.000	1	\$ 9.000.000
Gastos de documentación	unidad	\$ 940.000	1	\$ 940.000
Total				\$15.421.000

En el cuadro 48 se presentan los costos totales de inversión para el proyecto, teniendo en cuenta los elementos anteriores.

Cuadro 48. Costo total de inversión.

Ítem	Costo
Materiales y fabricación	\$39.248.468
Costos de investigación	\$15.421.000
Total	\$54.669.468

A continuación se presenta el precio de compra de la plantadora forestal fabricada por I.M.A.FOR. Como se describió en el capítulo de diagnóstico de situación actual y en el apartado de evaluación de dispositivos existentes para tareas de reforestación, la plantadora forestal de I.M.A.FOR, cuenta con una adaptación para el uso de fertilizante, medidas de plantación y profundidad del agujero, sin embargo requiere de un tractor para su funcionamiento y de un operario.

Teniendo las anteriores consideraciones en cuenta y partiendo que el precio de compra de esta plantadora forestal es próximo a los 47 millones, se determina que, aunque la plantadora forestal diseñada en cuatro millones de pesos más costosa, esta cuenta con un sistema para la automatización del proceso, evitando así el uso del tractor para su funcionamiento.

Para el desarrollo del análisis financiero del proyecto se debe partir por la cantidad de hectáreas reforestadas al año, ya sea por un fin comercial o un fin ambiental. Debido a que estos proyectos de reforestación son establecidos por el ministerio de agricultura y desarrollo rural, acorde al decreto 1824 de 1994, en el cual se fijaran a pequeños reforestadores unos porcentajes según el proyecto consolidado para el año establecido por el ministerio.

Por lo tanto no es viable determinar el costo de la plantación y por ende el tiempo de recuperación de la inversión de un posible comprador de la máquina. Por lo tanto se hizo un estudio costo-beneficio y se realizó una comparación en el precio de la plantadora diseñada y la plantadora presentada por I.M.A.FOR.

8. CONCLUSIONES

- ✓ Se determinó que con el uso de la máquina se reducirán los costos por plantación para una reforestación de dos hectáreas en \$542,080.36.
- ✓ En el análisis estructural del elemento crítico se obtuvo un valor para el factor de seguridad por flexión un valor de 4.77 y para fuerzas cortantes se obtuvo un valor de 2.24, sabiendo que en la solución analítica se tomó como factor de seguridad un valor de 2, se puede afirmar que este cambio se presentó debido a la elección de un perfil estructural hallando el módulo de sección requerido para el perfil y seguido a esto escogerse un perfil con un módulo mayor al obtenido de forma analítica.
- ✓ La máquina pese a tener un elevado costo de fabricación, permitirá la mayor intervención de empresas encargadas de elaborar reforestaciones comerciales, las cuales pese al apoyo estatal no se involucran en la reforestación de plantas de gran tamaño, de crecimiento lento y que se pueden encontrar en peligro de extinción, como es en este caso la *Juglans Neotropica* o también conocida Nogal.

9. RECOMENDACIONES

- ✓ Debido al uso de un motor de combustión interna y a restricciones de tamaño de la máquina ya sea por las condiciones de operación o por la seguridad de la planta, se puede adicionar un tanque de combustible externo al que ya posee el motor, esto con el fin de disminuir las interrupciones ocasionadas por la adición de combustible.
- ✓ Entre los posibles interesados en la adquisición de esta máquina se encuentran empresas que desarrollen reforestaciones comerciales, es decir, empresas que se encarguen la fabricación de papel, cartón y productos de ebanistería.

BIBLIOGRAFIA

ATLAS COPCO, Air Motors. Obtenido de http://www.atlascopco.com/microsites/Images/Air_Motors.ES_tcm659-1547881.pdf

DURÁN G, Jorge Enrique, MONTAÑA SANABRIA, Danilo: Características De Compresibilidad Y Resistencia De Arcillas Típicas Del Depósito Lacustre De Bogotá. Bogotá, Colombia, 2013. Trabajo de grado (Magister En Ingeniería Civil Con Énfasis En Geotecnia). Escuela Colombiana De Ingeniería Julio Garavito. Programa De Maestría En Ingeniería Civil.

FESTO, Actuadores neumáticos sin vástago. Obtenido de https://www.festo.com/cat/es-co_co/data/doc_es/PDF/ES/DGC-K_ES.PDF

GARCÍA SALMERÓN, José. Manual de repoblaciones forestales. Madrid: S.A Mundi-prensa libros, 2002.794p.

GEA PUERTAS, José, LLADONOSA GIRO, Vincent. Circuitos básicos de ciclos neumáticos y electroneumáticos. Barcelona: Marcombo, S.A, 1998.172p.

INGERSOLL RAND, Air Motors. Obtenido de <http://www.ingersollrandproducts.com/airmotors/popups/index.aspx?Series=MVAandMOVO&Type=Power+Curves>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 2008, p.1

----- Referencias bibliográficas, contenido, forma y estructura.. NTC 5613. Bogotá: El Instituto, 2008, p.1 – 2

----- Referencias documentales para fuentes de informaciones electrónicas. NTC 4490. Bogotá: El Instituto, 1998, p.2

INTERMEC, Cadenas. Obtenido en [www.intermec.com.co/pdf/Catalogo_productos Intermec.pdf](http://www.intermec.com.co/pdf/Catalogo_productos_Intermec.pdf)

KAESER, Compresor. Obtenido en <http://www.kaeser.com.co/Images/P-480-CO-tcm33-13912.pdf>

KAESER, Secador. Obtenido en <http://www.kaeser.com.co/Images/P-013-CO-tcm33-6741.pdf>

MONTALVO MOYA, Daniel: Diseño De Un Reductor De Velocidad Para El Accionamiento De Una Máquina De Rotomoldeo. Valencia, España, 2013. Trabajo de grado (Ingeniero Industrial). Universidad Politécnica de Valencia. Escuela Técnica Superior.

MPOWER, Motores de combustión. Obtenido de <http://www.mpower.com.mx/6/4005/productos/gasolina/mpower-9-hp-con-marcha-el%EF%BF%BDctrica/>

NAVARRO, Miguel. Técnicas de forestación. Madrid. Madrid: Ministerio de agricultura. 1977. 211p.

PEMÁN GARCÍA, Jesús, NAVARRO CERRILLO, Rafael. Repoblaciones forestales. España: Ediciones de la Universidad de Lleida, 2013. ProQuest ebrary. Web. 21 March 2016.

PLANTADORA FORESTAL, *Jhartwich*. [En línea] www.jhartwich.com

PLANTADORA FORESTAL, I.M.A.FOR. [En línea] <http://www.imaformetalurgica.com.ar/>

PLANTADORA FORESTAL, Slpkrtiny [En línea] www.slpkrtiny.cz

ROBERT L. MOTT. (2006). DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. Cuarta edición. PEARSON.

SÁNCHEZ MEDINA, Emilio Ataulfo: Diseño De Sistema De Tracción Para Vehículo Eléctrico. México, 2012. Trabajo de grado (Maestro en Ingeniería). Universidad Nacional Autónoma de México. Programa De Maestría Y Doctorado En Ingeniería.

SKF. Y-bearings and Y-beraing units. [En línea] www.skf.com

TUBOS COLMENA, Perfiles tubulares. Obtenido de http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

UNIVERSIDAD NACIONAL ABIERTA Y A DISTANCIA. Sistemas agroforestales [en línea]. <
http://datateca.unad.edu.co/contenidos/201617/Contenido%20en%20linea/unidad_2_identificacin_analisis_y_seleccin_de_sistemas_agroforesales.html>.

VASQUEZ VICTORIA, Armando: Silvicultura de plantaciones forestales en Colombia. Ibagué, 2001, 304p. Trabajo de grado (Ingeniero Forestal). Universidad del Tolima. Facultad de Ingeniería Forestal.

VIGAS HIPERESTATICAS. Verónica Veas, Jing C. Lou. Facultad de arquitectura y urbanismo. Universidad de Chile.

Wat, Caja de dirección. Obtenido en:
http://www.wat.es/archivos/catalogo_general_2010_Direcciones.pdf

ANEXOS

ANEXO A
FICHA TECNICA DEL MOTOR

¡ Únete al Equipo MPOWER !

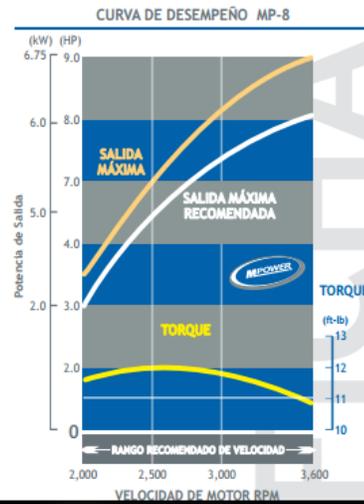


Todas las especificaciones están sujetas a cambio sin previo aviso



MOTOR 177F

Modelo	177 F
Tipo de Motor	Cilindro inclinado con sistema de enfriamiento por aire
Potencia Máxima	9 HP / 3,600 RPM
Cilindro	73 x 58 mm
Desplazamiento	242 cc
Compresión	8:2:1
Torque Máximo	1.7 Kg m / 2,500 RPM
Sistema de Ignición	Transistorizada sin contacto
Arranque de Motor	Polea retráctil
Filtro de Aire	Tipo semiseco
Capacidad de Aceite	1.1 Lt
Cap Tanque de Combustible	6.0 Lt
Consumo de Combustible	230 g / HP Hr
Dimensiones	485 x 455 x 515 mm
Peso	27 Kg



SOLUCIÓN TÉCNICA

ANEXO B
PROPIEDADES DE LOS ACEROS

Designación del material (Número AISI)	Condición	σ_{44} Resistencia a la tensión		σ_y Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

ANEXO C
PROPIEDADES DEL ACERO ASTM A500

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en caliente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

ANEXO D
CATÁLOGO DE PERFILES ESTRUCTURALES

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACION										PROPIEDADES ESTÁTICAS							UNIDADES DE EMPAQUE
DIAMETRO					PESO					FLEXION			TORSION				
Nominal pulgadas	Exterior d cm	Interior d int. cm	Espesor pared e mm	Negro Kg/m	Galvanizado Kg/m	AREA A cm ²	Momento Inercia I cm ⁴	Módulo Sección S cm ³	Radio de Giro r cm	Módulo Plástico Z cm ³	Momento Inercia J cm ⁴	Módulo Elástico B cm ³					
1/2"	2.05	1.75	1.50	0.70	0.76	0.89	0.40	0.40	0.67	0.54	0.81	0.79	37				
	2.07	1.67	2.00	0.94	0.99	1.17	0.52	0.50	0.66	0.70	1.04	1.00					
	2.07	1.57	2.50	1.12	1.17	1.43	0.60	0.58	0.65	0.83	1.21	1.17					
3/4"	2.58	2.28	1.50	0.90	0.98	1.15	0.85	0.66	0.86	0.89	1.70	1.32	37				
	2.61	2.21	2.00	1.21	1.27	1.51	1.11	0.85	0.86	1.17	2.22	1.70					
	2.61	2.11	2.50	1.45	1.51	1.85	1.31	1.00	0.84	1.40	2.61	2.00					
1"	3.29	2.99	1.50	1.16	1.25	1.48	1.83	1.11	1.11	1.48	3.66	2.23	37				
	3.29	2.89	2.00	1.55	1.63	1.94	2.33	1.42	1.10	1.91	4.66	2.83					
	3.29	2.79	2.50	1.87	1.95	2.29	2.78	1.69	1.08	2.32	5.56	3.38					
1 1/4"	3.29	2.69	3.00	2.21	2.30	2.82	3.19	1.94	1.06	2.69	6.37	3.87	19				
	4.22	3.92	1.50	1.48	1.60	1.92	3.99	1.89	1.44	2.49	7.98	3.78					
	4.22	3.82	2.00	2.01	2.13	2.53	5.11	2.42	1.42	3.23	10.23	4.85					
1 1/2"	4.22	3.72	2.50	2.44	2.55	3.12	6.17	2.92	1.41	3.95	12.33	5.85	19				
	4.22	3.62	3.00	2.85	2.96	3.70	7.16	3.39	1.39	4.63	14.32	6.78					
	4.83	4.53	1.50	1.73	1.86	2.20	6.03	2.50	1.65	3.28	12.06	5.00					
1 1/2"	4.83	4.23	2.00	2.32	2.45	2.91	7.81	3.23	1.64	4.29	15.62	6.47	19				
	4.79	4.29	2.50	2.79	2.91	3.56	9.20	3.84	1.61	5.15	18.41	7.69					
	4.83	4.23	3.00	3.29	3.42	4.27	10.97	4.55	1.60	6.15	21.94	9.09					
2"	5.99	5.69	1.50	2.16	2.33	2.75	11.76	3.93	2.07	5.12	23.53	7.85	19				
	5.99	5.59	2.00	2.90	3.07	3.64	15.29	5.10	2.05	6.72	30.59	10.21					
	5.99	5.49	2.50	3.53	3.69	4.51	18.64	6.22	2.03	8.25	37.28	12.44					
2 1/2"	5.99	5.39	3.00	4.14	4.30	5.36	21.76	7.27	2.01	9.72	43.53	14.53	7				
	6.02	5.22	4.00	5.50	5.66	7.06	28.02	9.31	1.99	12.66	56.05	18.62					
	7.24	6.84	2.00	3.52	3.73	4.42	27.41	7.57	2.49	9.91	54.83	15.15					
3"	7.24	6.74	2.50	4.29	4.49	5.49	33.56	9.27	2.47	12.22	67.12	18.54	7				
	7.24	6.64	3.00	5.04	5.24	6.54	39.44	10.90	2.46	14.45	78.87	21.79					
	7.24	6.44	4.00	6.72	6.92	8.59	50.42	13.93	2.42	18.73	100.83	27.86					
3"	8.82	8.42	2.00	4.32	4.57	5.42	50.40	11.42	3.05	14.88	100.80	22.85	7				
	8.82	8.32	2.50	5.26	5.51	6.73	61.93	14.04	3.03	18.38	123.87	28.07					
	8.82	8.22	3.00	6.19	6.44	8.03	73.05	16.56	3.02	21.81	146.11	33.12					
3"	8.82	8.02	4.00	8.28	8.52	10.59	94.11	21.33	2.98	28.41	188.23	42.66	7				
	8.89	7.79	5.50	11.29	11.53	14.41	125.84	26.31	2.96	38.31	251.67	56.62					

ESTRUCTURAL CIRCULAR

ANEXO E
CATÁLOGO DE LA CADENA

TABLA DE DIMENSIONES DE LAS CADENAS ANSI SENCILLAS

En pulgadas. El paso figura tanto en pulgadas como en milímetros. Para convertir a milímetros cualquier otra dimensión, multiplíquese por 25.4

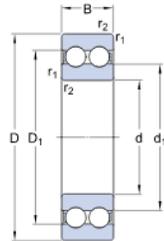


DIMENSIONES									
CADENA NUMERO	PASO "P"	LARGO RODILLO "W"	DIAMETRO RODILLO "D"	DIAMETRO PASADOR "C"	GRUESO CHAPETA "F"	ANCHO CHAPETA "H"	M.	LIMITE DE ROTURA Lbs.	PESO Lbs. POR PIE 30.5 cms.
25	1/4" * 6.35 mm	0.125	0.130	0.0905	0.030	0.234	0.188	0.875	0.09
35	3/8" * 9.52 mm	0.187	0.200	0.141	0.050	0.350	0.267	2.100	0.21
40	1/2" * 12.7 mm	0.312	0.312	0.156	0.060	0.466	0.380	3.700	0.42
50	5/8" * 15.87 mm	0.375	0.400	0.200	0.080	0.584	0.460	6.100	0.69
60	3/4" * 19.05 mm	0.500	0.468	0.234	0.094	0.700	0.586	8.500	1.00
80	1" * 25.4 mm	0.625	0.625	0.312	0.125	0.934	0.741	14.500	1.71
100	1 1/4" * 31.75 mm	0.750	0.750	0.375	0.156	1.166	0.923	24.000	2.58
120	1 1/2" * 38.10 mm	1.000	0.875	0.437	0.187	1.400	1.150	34.000	3.87
140	1 3/4" * 44.45 mm	1.000	1.000	0.500	0.219	1.634	1.215	46.000	4.95
160	2" * 50.80 mm	1.250	1.125	0.562	0.250	1.866	1.451	58.000	6.61
200	2 1/2" * 63.50 mm	1.500	1.562	0.781	0.312	2.250	1.777	95.000	10.96
240	3" * 76.20 mm	1.875	1.875	0.937	0.375	2.800	2.187	130.000	16.50

ANEXO F
DIMENSIONES DE RODAMIENTOS

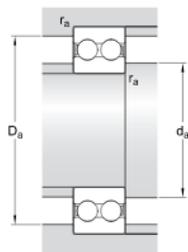
4200 ATN9

Dimensiones



d	10	mm
D	30	mm
B	14	mm
d ₁	≈ 16.7	mm
D ₁	≈ 23.3	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 14.2	mm
D _a	max. 25.8	mm
r _a	max. 0.6	mm

Datos del cálculo

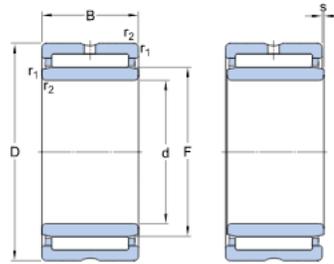
Capacidad de carga dinámica básica	C	9.2	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	5.2	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.224	kN
Velocidad de referencia		40000	r/min
Velocidad límite		22000	r/min
Factor de cálculo para la carga radial mínima	k _r	0.05	
Factor de cálculo	f ₀	12.1	

Masa

Rodamiento de masa		0.049	kg
--------------------	--	-------	----

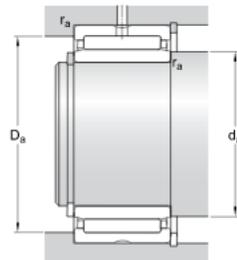
NA 69/22

Dimensiones



d	22	mm
D	39	mm
B	30	mm
F	28	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm
s	max. 0.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 24	mm
D _a	max. 37	mm
r _a	max. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica

C 36.9 kN

Capacidad de carga estática básica

C₀ 57 kN

Carga límite de fatiga

P_u 7.2 kN

Velocidad de referencia

14000 r/min

Velocidad límite

15000 r/min

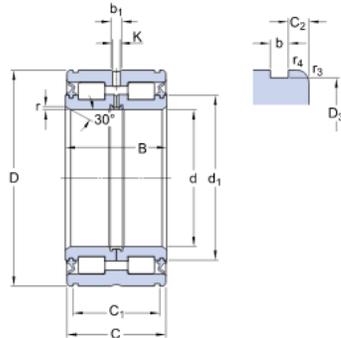
Masa

Rodamiento de masa

0.15 kg

NNF 5005 ADB-2LSV

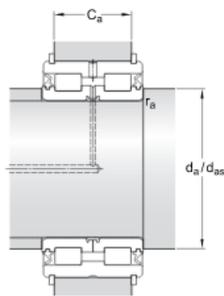
Dimensiones



d	25	mm
D	47	mm
B	30	mm
C	29	mm
d ₁	≈ 35.4	mm
D ₃	45.2	mm
C ₁	24.7	mm
	+ 0.2	mm
C ₂	2.15	mm
b	1.8	mm
b ₁	6.5	mm
K	3.5	mm
r	min. 0.5	mm
r _{3,4}	min. 0.3	mm

Dimensiones de los resaltes

C_{a1} applies for SW snap rings and C_{a2} for snap rings in accordance with DIN 471



d _a	min. 29	mm
d _{as}	33.6	mm
C _{a1}	21.5	mm
	- 0.2	mm
C _{a2}	21	mm
	- 0.2	mm
r _a	max. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica

C 50.1 kN

Capacidad de carga estática básica

C₀ 65.5 kN

Carga límite de fatiga

P_u 6.8 kN

Velocidad límite

3000 r/min

Factor de cálculo

k_r 0.4

Masa

Rodamiento de masa

0.24 kg

Productos adecuados

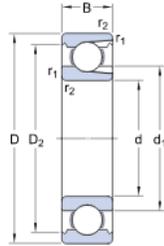
Anillo elástico Seeger

SW 47

Anillo elástico de acuerdo con la norma DIN 471

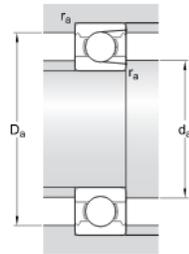
47x1.75

Dimensiones



d	75	mm
D	160	mm
B	37	mm
d ₁	≈ 99.7	mm
D ₂	≈ 138.4	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 87	mm
D _a	max. 148	mm
r _a	max. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	125	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	116	kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.5	kN
Velocidad de referencia		7500	r/min
Velocidad límite		4800	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.05	

Masa

Rodamiento de masa		3.25	kg
--------------------	--	------	----

ANEXO G
CATÁLOGO COMPRESOR

Datos técnicos – compresores booster

Enfriados por aire

Modelo	Presión inicial	Presión final	Caudal ¹⁾	Vol. de aspiración teórico	Vol. de carrera	Velocidad unidad compresora	Número de pistones	Potencia nominal motor	Nivel presión sonora ¹⁾	Conexión aire compr.		Dimensiones L x A x A	Peso
	psi	psi	cfm	cfm	cfm	rpm		hp	dB(A)	lado pres. inicial	lado pres. final	mm	kg
N 60-G	70	290	9,53	14,48	1,77	950	1	3	74	G ½	G ½	920 x 450 x 550	70
	110	435	13,42	18,36									
	145	508	18,71	24,01									
	190	508	26,48	27,19									
N 153-G	70	218	23,66	38,84	5,30	650	2	3	74	G ¼	G ½	1390 x 720 x 820	255
	70	290	20,13	38,84									
	110	218	36,37	49,43									
	145	218	49,43	64,97									
	145	580	31,43	64,97									
	190	580	46,96	73,44									
N 253-G (con bomba de aceite)	70	363	34,96	67,80	9,18	1135	2	10	76	G ¼	G ½	1390 x 730 x 810	290
	110	290	60,73	86,16									
	110	508	51,20	86,16									
	145	363	80,15	113,70									
	145	653	67,44	113,70									
	190	363	107,70	128,53									
	190	653	94,63	128,53									
N 351-G (con bomba de aceite)	70	363	55,79	99,57	13,42	950	2	15	77	G ¼	G ¼	1550 x 880 x 1020	415
	110	363	89,33	126,41									
	110	508	81,57	126,41									
	145	363	123,23	167,02									
	145	653	107,34	167,02									
	190	363	163,49	188,56									
	190	653	147,60	188,56									
N 502-G (con bomba de aceite)	70	363	70,62	130,29	17,66	990	2	15	77	G 1	G ¼	1570 x 880 x 1020	460
	110	363	112,64	165,60									
	110	508	101,34	165,60									
	145	363	154,66	218,57									
	145	508	143,36	218,57									
	145	653	132,08	218,57									
	190	508	193,85	246,82									
N 753C-G (con bomba de aceite)	70	363	182,20	222,45	37,08	1320	3	30	79	G 1 ½	G 1	1680 x 1050 x 1080	740
	110	435	205,86	268,36	31,07	1110							
	110	508	246,46	319,20	37,08	1320							
	145	363	313,91	358,75	32,49	1160							
	145	653	259,53	343,21	31,07	1110							
	190	290	465,74	519,41	37,08	1320							
	190	508	405,01	472,09	33,90	1200							
								40					

ANEXO H
CATÁLOGO SECADOR

Datos técnicos

Modelo*	Flujo volumétrico	Pérdida pres. secador refrigerativo	Pot. eléct. consumida al 100 % del volumen	Presión de trabajo	Peso	Dimensiones L x A x A	Conexión de aire comprimido	Conexión drenaje de condensado	Configuración eléctrica	Masa de agente refrig. R134a	Masa de agente refrig. equivalente en CO ₂	Circuito hermético refrigerante	
	cfm	psi	kW	psi	kg	mm				kg	t		
TAH 5	12	0.70	0.12		24					0.14	0.2	*	
TAH 7	20	1.90	0.16	De 45 a 232	24	386 x 473 x 440	G 1/2	G 1/4	115 V/ 60 Hz/1 Pz	0.16	0.2	*	
TAH 10	28	2.20	0.19		26					0.2	0.3	*	
TBH 14	42	2.6	0.28		33					462 x 525 x 548	G 1/2	G 1/4	115 V/ 60 Hz/1 Pz
TBH 16	57	2.7	0.33	38	0.43	0.6	*						
TBH 23	78	3.3	0.41	45	G 1	0.52	0.7	*					
TCH 27	90	3	0.47	De 45 a 232	56	640 x 663 x 609	G 1	G 1/4	115 V/ 60 Hz/1 Pz	0.6	0.8	-	
TCH 33	110	3.3	0.65		66					0.86	1.2	-	
TCH 36	124	3.6	0.73		69					G 1 1/4	0.9	1.2	-
TCH 45	159	3.3	0.89		75						1	1.6	-

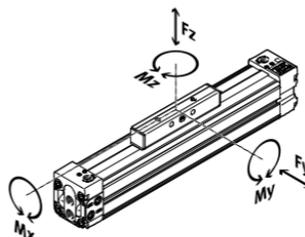
ANEXO I
DIMENSIONES CILINDROS NEUMÁTICOS

Actuadores lineales DGC

Cuadro general de los productos

FESTO

Variantes del producto



	∅ del émbolo [mm]	Fuerza teórica con 6 bar [N]	Características del guiado					→ Página/ Internet
			Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	
Ejecución compacta DGC-K								
	18	153	-	120	0,8	11	1	8
	25	295	-	330	1,2	20	3	
	32	483	-	480	1,9	40	5	
	40	754	-	800	3,8	60	8	
	50	1178	-	1200	6	120	15	
	63	1870	-	1600	5,7	150	24	
	80	3016	-	2500	30,6	400	100	

Actuadores lineales DGC-K

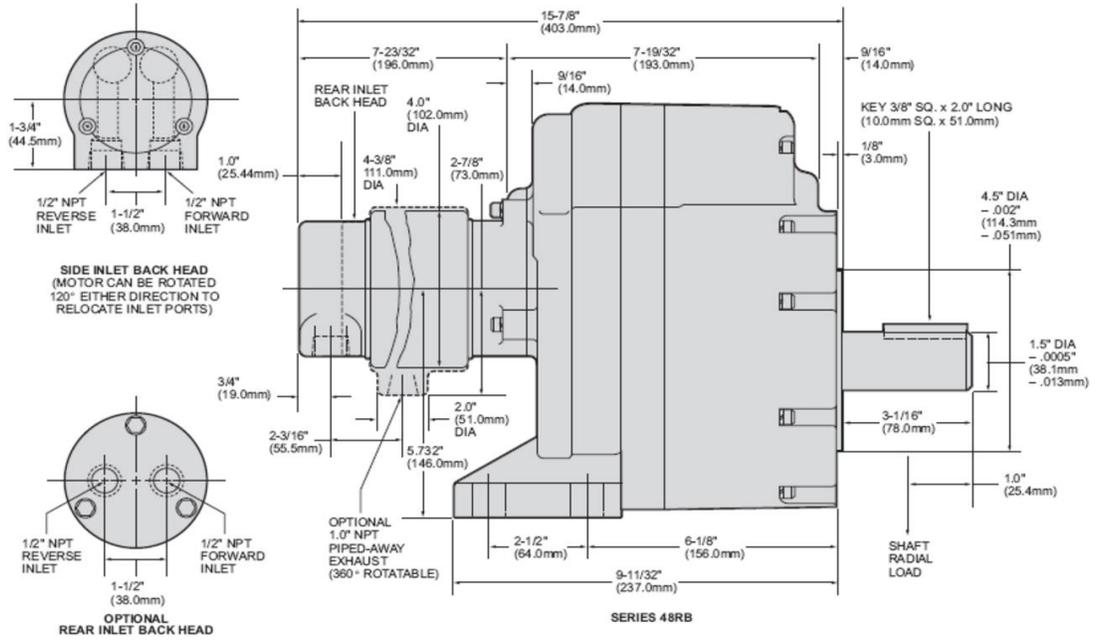
Referencias - Producto modular

FESTO

Tablas para realizar los pedidos										
Tamaño	18	25	32	40	50	63	80	Condi- ciones	Código	Entrada código
M N° de artículo	1312500	1312501	1312502	1312503	1312504	1312505	1312506			
Función	Actuador lineal								DGC	DGC
Guía	Compacto								-K	-K
∅ del émbolo [mm]	18	25	32	40	50	63	80		-	
Carrera [mm]	1 ... 3000	1 ... 8500			1 ... 6000	1 ... 5000	1 ... 3000		-	
Amortiguación	Amortiguación neumática regulable en ambos lados								-PPV	-PPV
Detección de posiciones	Para detectores de proximidad								-A	-A
Versión básica	Émbolo estándar								-GK	
	Émbolo prolongado							-	-GV	
O Conexión de aire	Unilateral									
	En ambos lados							[3]	-D2	
Lubricación	Estándar									
	Lubricante homologado para la industria alimentaria								-H1	
Arrastrador	Acoplamiento de arrastrador								-FK	
Certificado UE	II 3GD							[1]	-EX2	
	II 2G							[1]	-EX3	
O Accesorios	Incluidos sueltos (para montaje posterior)								ZUB-	ZUB-
Fijación por pies	1								F	
Soporte central	1 ... 10								...M	
Ranura para la fijación de la tuerca deslizable	1 ... 10							[2] [3]	...Y	
Tapa de la ranura de fijación	-	-	1 ... 10					...B		
Detector de proximidad, normalmente cerrado	Cable de 2,5 m								...G	
abierto	Conector M8							1 ... 10	...H	
Detector de proximidad, normalmente abierto, sin contacto, PNP	Cable de 2,5 m							1 ... 10	...I	
	Conector M8							1 ... 10	...J	
Detector de proximidad, normalmente cerrado	Cable de 7,5 m							1 ... 10	...N	
Cable de conexión	M8, 2,5 m							1 ... 10	...V	
Tapa para ranura de detectores	1 ... 10								...S	

ANEXO J
DIMENSIONES MOTOR NEUMÁTICO

SERIES 48RA AND 48RB DIMENSIONS



Motores de aletas LZB 33

Versiones sin lubricación LZB 33L

0,23 – 0,39 kW
0,31 – 0,52 CV

Para la certificación EX de acuerdo con la directiva ATEX (Ex II 2G T5 IIC D85°C) use la designación 9834 1108 00 (una sola entrega junto el motor).

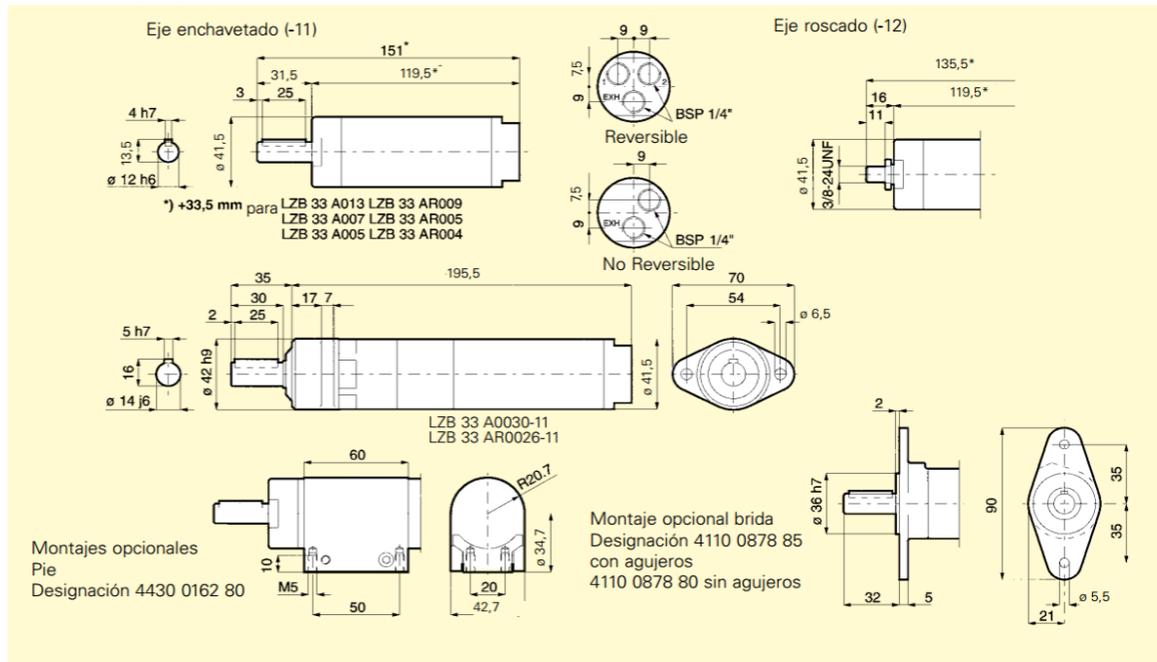
Certificación EX valida exclusivamente para aplicaciones con montaje fijo y no transportables.



Datos a una presión de aire de 6,3 bar (91 psi)

Tipo ¹⁾	Designación				Máx. potencia kW	Velocidad a máx. potencia r/min	Par a máx. potencia Nm	Par de arranque mín. Nm	Velocidad en vacío r/min	Cons. aire. a máx. potencia l/s	Peso kg	Carga sobre el eje código ²⁾	
	Eje enchavetado	Eje roscado	Tipo	Eje enchavetado									Eje roscado
Rotación en sentido horario													
Standard						Sin lubricación							
LZB 33													
A210-	8411 0301 51	8411 0302 50	A210-	8411 0306 07	8411 0306 80	0,39	9400	0,40	0,76	20000	8,3	0,75	c
A060-	8411 0301 44	8411 0302 43	A060-	8411 0306 15	8411 0306 98	0,39	2600	1,4	2,7	5600	8,3	0,75	c
A033-	8411 0301 36	8411 0302 35	A033-	8411 0306 23	8411 0307 06	0,39	1460	2,6	4,9	3100	8,3	0,75	c
A026-	8411 0301 28	8411 0302 27	A026-	8411 0306 31	8411 0307 14	0,39	1180	3,2	6,1	2500	8,3	0,75	c
A013-	8411 0301 10	8411 0302 19	A013-	8411 0306 49	8411 0307 22	0,38	580	6,3	12,0	1230	8,3	1,02	c
A007-	8411 0301 02	8411 0302 01	A007-	8411 0306 56	8411 0307 30	0,38	320	11,3	21,6	680	8,3	1,02	c
A005-	8411 0301 69	8411 0302 68	A005-	8411 0306 64	8411 0307 48	0,38	259	14,0	26,8	550	8,3	1,02	c
A0030-	8411 0301 77	-	A0030-	8411 0306 72	-	0,36	160	21,5	40,7	340	8,3	1,50	d

Dimensiones (mm)



ANEXO K
CATÁLOGO DE ELECTROVÁLVULAS

Función
Válvula de 5/2 vías



Temperatura
-25 ... +60 °C

Caudal
750 l/min (F9/F9-A)
1030 l/min (F19/F19A)



Especificaciones técnicas generales		
Tipo -F9/F9-A		
Función de la válvula	Válvula monoestable de 5/2 vías	
Toma de pilotaje	1	G1/4
	2	G1/4 y distribución de conexiones según NAMUR
	3	G1/4
	4	G1/4 y distribución de conexiones según NAMUR
Forma constructiva	Válvula de corredera con juntas blandas	
Posición de montaje	Indistinto	
Ancho	[mm]	40
Factor de utilización	100%	
Tipo de obturación	Blando	
Accionamiento manual	Ninguno	
Tipo de reposición	Muelle mecánico	
Tipo de accionamiento	Eléctrico	
Tipo de mando	Servopilotado	
Alimentación del aire de control	Pilotaje interno	
Caudal Kv alimentación de aire	[m ³ /h]	0,65
Caudal Kv escape de aire	[m ³ /h]	0,65
Sentido de flujo	Irreversible	
Peso del producto	[g]	514
Tiempo de conmutación para la desconexión	[ms]	40
Tiempo de conmutación a la conexión	[s]	< 1,0
Diámetro nominal	[mm]	6
Caudal nominal normal de la válvula	[l/min]	750

Condiciones de funcionamiento y condiciones del entorno		
Fluido de utilización	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [---]	
Grado de protección	IP65	
Margen de presión de funcionamiento	[bar]	2 ... 8
Temperatura del medio	[°C]	-25 ... +60
Temperatura ambiente	[°C]	-25 ... +60
Safety Integrity Level	[SIL]	Hasta SIL2 en modo Low Demand
		Hasta SIL2 en modo High Demand
Clase de resistencia a la corrosión ¹⁾	4	

1) Clase de resistencia a la corrosión CRC 4 según norma de Festo FN 9400/0
Riesgo de corrosión especialmente alto. Exposición a la intemperie en condiciones muy corrosivas. Piezas expuestas a sustancias agresivas, por ejemplo en la industria alimentaria o química. Estas aplicaciones deberán garantizarse en caso necesario mediante pruebas especiales (véase también FN 9400/02) utilizando los medios correspondientes.

Materiales	
Cuerpo	Aluminio recubierto con Emetal
Juntas	NBR
Nota sobre el material	Contiene sustancias agresivas para la laca; cumple con la normativa RoHS

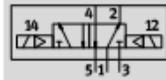
Válvulas básicas VOFC-L ... F19/F19A

FESTO

Hoja de datos – Válvulas de 5/2 vías, distribuidor axial, biestable, G1/4, NAMUR

Función

Válvula de 5/2 vías



- - Temperatura
-25 ... +60 °C

- - Caudal
Hasta 850 l/min (-F9/F9-A)
989 l/min (-F19/F19A)



Especificaciones técnicas generales			
Tipo -F9/F9-A	G1/4, NAMUR	G1/4	
Función de la válvula	Válvula biestable de 5/2 vías		
Toma de pilotaje	1	G1/4	
	2	Distribución de conexiones NAMUR	G1/4
	3	G1/4	
	4	Distribución de conexiones NAMUR	G1/4
Forma constructiva	Válvula de corredera con juntas blandas		
Posición de montaje	Indistinto		
Ancho	[mm]	40	
Factor de utilización	[%]	100	
Tipo de obturación	Blando		
Accionamiento manual	Ninguno		
Tipo de accionamiento	Eléctrico		
Tipo de mando	Servopilotado		
Alimentación del aire de control	Pilotaje interno		
Caudal Kv alimentación de aire	[m ³ /h]	0,65	
Caudal Kv escape de aire	[m ³ /h]	0,65	
Sentido de flujo	Irreversible		
Peso del producto	[g]	670	
Tiempo de conmutación para la desconexión	[ms]	40	20
Tiempo de conmutación a la conexión	[s]	< 1,0	< 1,0
Frecuencia máxima de conmutación	[Hz]	1	
Diámetro nominal	[mm]	6	
Caudal nominal normal de la válvula	[l/min]	750	850

Condiciones de funcionamiento y condiciones del entorno	
Fluido de utilización	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [---]
Grado de protección	IP65
Margen de presión de funcionamiento	[bar] 2 ... 8
Temperatura del medio	[°C] -25 ... +60
Temperatura ambiente	[°C] -25 ... +60
Safety Integrity Level	[SIL] Hasta SIL 2 Low Demand mode Hasta SIL 2 High Demand mode
Clase de resistencia a la corrosión ¹⁾	4

1) Clase de resistencia a la corrosión CRC 4 según norma de Festo FN 9400/0

Riesgo de corrosión especialmente alto. Exposición a la intemperie en condiciones muy corrosivas. Piezas expuestas a sustancias agresivas, por ejemplo en la industria alimentaria o química. Estas aplicaciones deberán garantizarse en caso necesario mediante pruebas especiales (véase también FN 94008.2) utilizando los medios correspondientes.

Materiales	
Cuerpo	Aluminio recubierto con Ematal
Juntas	NBR
Nota sobre el material	Contiene sustancias agresivas para la laca; cumple con la normativa RoHS

ANEXO L
CATÁLOGO MATTRACKS



65 Series

65M1-A1 TC

Specifically designed to fit Bobcat Toolcat. The first automotive approved system in the LiteFoot family. Features Mattracks exclusive oscillating framework with passive internal offset rocker suspension.



Exclusive Anti-Torque System	Rubber Stop
Frame Construction	Steel
Assembly Weight	1,120 lbs @ 280 ea (508 kg @ 127 ea)
Type of Vehicle**	Specifically Designed to fit Bobcat Toolcat
Internal Suspension	Concentric Pivot
Track Tread Width	15 in (381 mm)
Tread Style	65 1/4 in (32 mm) [All-Terrain Self-Cleaning]
Track Material	Rubber w/ Internal Composite, Cord
Recommended Operating Temperature	(Ambient) -40°F to +130°F (-40°C to +55°C)
Overall Width Increase from Standard	9 1/4 in (235 mm)
Increase Ground Clearance*	6 in (150 mm)
Repositions Vehicle Axle Center Height to	20 in (508 mm)
Lowers Center of Gravity*	1 1/2 in to 2 1/2 in (40 mm to 60 mm)
Ground Contact Length (approx)	(Hard Surface) - 30.8 in (782 mm) (Soft Surface) - 45 in (1,143 mm)
Ground Contact Surface Area (approx)	1,848 sq in min (11,922 sq cm min) 2,700 sq in max (17,419 sq cm max)
Ground Pressure*	0.7 to 2.4 psi (4.8 to 16.5 kPa)
Sprocket Diameter	16 1/2 in (419 mm)
Gear-Reduction	1/3 Increase on Vehicle
Wheels (Double Sealed Bearing)	(4) 1.5" x 8" and (4) 1.5" x 12" HD Extra Seals 8 per corner, 2 rows / UHMW & Rubber
Color	White, Orange

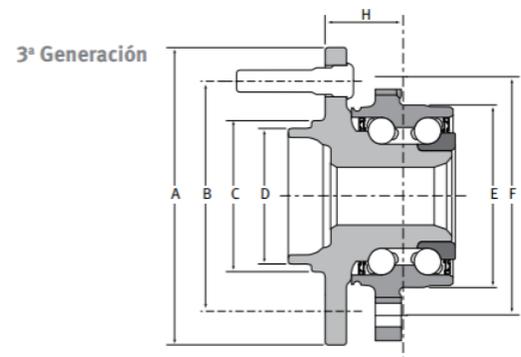
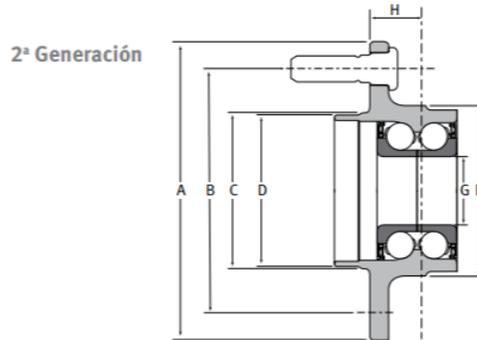
*DEPENDENT ON VEHICLE, CARGO, AND ACCESSORIES **SOME VEHICLES MAY REQUIRE SLIGHT ALTERATIONS
ALL SPECIFICATIONS ARE APPROXIMATE AND WE RESERVE THE RIGHT TO MAKE CHANGES OR MODIFICATIONS WITHOUT NOTIFICATION



202 Cleveland Ave E · PO Box 214 · Karlstad, MN 56732 · 877.436.7800 · mattracks.com

ANEXO M
MANGUETAS DE DIRECCIÓN

Dimensiones de mazas



FAG	Tipo	A	B	C	D	E	F	G	H	Birlos	Barrenos	Astriado	ABS	Nuevo
102003	G 3	203.000	170.000	129.000	125.000	113.800	140.000		54.500	8	4		OK	
102004	G 3	199.500	165.000	117.800	116.600	105.800	140.000		65.000	8	4		OK	
102005	G 3	205.000	165.100	122.100	120.950	113.800	140.000		54.300	8	4	33	OK	
102006	G 3	205.000	165.100	122.100	120.950	113.800	140.000		54.300	8	4	33		
102007	G 3	139.800	114.300	68.000	66.000	93.000	120.000		46.100	6	4		OK	
102008	G 3	139.800	114.300	68.000	66.000	93.000	120.000		46.100	6	4	29	OK	
102009	G 3	171.000	139.700	82.000	77.700	89.000	120.650		45.500	6	3	29	OK	
102010	G 3	208.000	165.100	116.590	116.590	113.900	140.000		68.400	8	4	33		
102011	G 3	183.000	139.700	78.420	77.700	90.000	126.000		47.000	5	3	33		
102012	G 3	183.000	139.700	78.290	77.680	90.000	126.000		46.800	5	3	33	OK	
102013	G 3	169.300	139.700	94.000	67.000	86.000	112.000		37.500	6	4	30		
102014	G 3	160.000	114.300	82.000	70.500	85.000	110.000		48.400	5	3	27	OK	
102015	G 3	183.000	135.000	90.000	86.800	99.300	160.000		45.600	6	4		OK	
102016	G 3	190.000	150.000	90.000	86.800	99.300	160.000		45.600	7	4		OK	



ANEXO N
CAJA DE DIRECCIÓN



FIESTA

Años / Annès:
01/11/01

Plataforma:
JD, JH

Ref. Interna:
FR78

Ref. WAT
AFR037

 Fabric. Original

 Longitud total 1.235

 Descr. axial M14x1,5

 Servotronic NO

 Racor entrada CÓNICO

 Racor salida CÓNICO

 Observaciones



ANEXO O
PLANOS

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES

Yo **Andrés Felipe Diazgranados Zapata** en calidad de titular de la obra **Diseño de una máquina automatizada para la perforación de tierra y posterior ubicación de la plántula de *Juglans Neotrópica* en llanuras**, elaborada en el año **2017**, autorizo al **Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América** para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que me corresponde y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autor manifiesto conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor puede publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autor establezco las siguientes condiciones de uso de mi obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:



Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.



Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.



Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a su autor.

De igual forma como autor autorizo la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:

AUTORIZO (AUTORIZAMOS)

La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso

SI NO

x

La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación

x

Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicaré, en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso.

SI NO

x

Para constancia se firma el presente documento en la ciudad de Bogotá, a los 4 días del mes de febrero del año 2017.

EL AUTOR:

Autor 1

Nombres

Andrés Felipe

Apellidos

Diazgranados Zapata

Documento de identificación No

1032462484

Firma

Andrés Diazgranados