

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE LABRANZA CON TRACCIÓN ACCIONADA POR UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA EL TALLADO DE UN SURCO DE SIEMBRA A LA VEZ

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

CRISTIAN ROLANDO AINGLA SILVA

cristian_epn2010@hotmail.com

JORGE DANIEL QUIROZ ONCE

daniel_dk1@hotmail.com

DIRECTOR: Ing. WASHINGTON ALTUNA

washington.altuna@epn.edu.ec

Quito, Febrero 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Cristian Rolando Aingla Silva y Jorge Daniel Quiroz Once, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Cristian Rolando Aingla Silva

Jorge Daniel Quiroz Once

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Cristian Rolando Aingla Silva y Jorge Daniel Quiroz Once, bajo nuestra supervisión.

Ing. Washington Altuna
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Jaime Vargas
COLABORADOR

Ing. Jorge Escobar
COLABORADOR

DEDICATORIA

Especialmente a mi hermano Jaime Raúl, porque a pesar de las dificultades que Dios nos pone en el camino, tú has sido y serás ejemplo de lucha y esfuerzo, por cual viviré eternamente agradecido.

A mis padres, Cristóbal y Mariana, mi hermano, Santiago quienes han sido ejemplo a seguir cada día de mi vida; que gracias a su apoyo, cariño y comprensión han sido el pilar fundamental para alcanzar esta meta juntos.

A mi abuelito Miguel Ángel que desde el cielo nos iluminas, y a mis abuelitos José Luis y Lucia que siempre me alegran y alientan cada día.

Finalmente agradezco a Dios, por ponerme personas maravillosas en mi camino y permitirme estar donde estoy.

Cristian Rolando

A Dios y a la Virgen del Quinche, por ser fuente de sabiduría, fuerza, valor y fe.

A mis padres, Alfredo e Inés, por darme el mejor regalo que es la educación, por su esfuerzo y sacrificio, por todo el amor depositado en mí, y darme esas palabras de ánimo y aliento en los momentos difíciles.

A mis hermanas Eve, Karol y Keisha, a mi esposa Erika y a mi hijo Guillermo, por el apoyo, la comprensión y paciencia que me tienen.

A mis abuelitas, primos, tíos, por su cariño y confianza depositada en mí.

Jorge Daniel

AGRADECIMIENTO

Primero a Dios, por haberme guiado a lo largo de mi carrera Estudiantil, a mis padres y hermanos; los cuales siempre estuvieron apoyándome en todo momento, además a los Ing. Washington Altuna, Jaime Vargas y Jorge Escobar, por su acertada dirección y colaboración para culminar el presente trabajo, al personal de Ofisna: Víctor, Gabriel, Alfredo, Amado, Washo, Luis, Marcelo, a mi compañero de Tesis y amigo Daniel.

A todos mis compañeros y amigos por estar en los momentos difíciles para darnos una mano, por depositarnos su confianza y amistad sincera.

Cristian Rolando

A Dios por darme el don de la vida.

A mis padres por la confianza brindada.

A mis hermanas, esposa e hijo quienes son mi principal motivación.

Al Ing. Washington Altuna por su amistad y todas las enseñanzas impartidas en la realización de este proyecto.

A mis amigos Cris, David y Julián con quienes compartimos alegrías y tristezas.

A Víctor, Gabriel, Alfredo, Amado, Washo, Luis, Marcelo, y a Ofisna por haber impartido sus experiencias y criterios durante la construcción del proyecto.

A todas aquellas personas que de una u otra manera depositaron en mí, su apoyo moral y su amistad para la culminación de esta etapa de mi vida.

Jorge Daniel

ÍNDICE

DECLARACIÓN	i
RESUMEN	xv
PRESENTACIÓN	xvii
CAPÍTULO 1	1
SÍNTESIS DE LA SITUACIÓN AGRÍCOLA	1
1.1. EL SUELO	1
1.1.1. PERFIL DEL SUELO.....	1
1.2. UTILIZACIÓN AGRÍCOLA DEL TERRITORIO NACIONAL.....	2
1.3. IMPLEMENTOS DE LABRANZA.....	4
1.3.1. TRACCIÓN ANIMAL	5
1.3.2. ANÁLISIS DEL USO DE ANIMALES PARA EL PROCESO DE LABRANZA DE LOS SUELOS.....	9
1.3.3. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA TRACCIÓN ANIMAL FRENTE AL TRACTOR	10
1.3.4. ELECCIÓN ENTRE ANIMALES Y EL TRACTOR.....	11
1.3.5. ALTERNATIVAS PARA LA MECANIZACIÓN AGRÍCOLA EN EL ECUADOR	12
1.4. MÉTODOS DE TALLAR SURCOS DE SIEMBRA.....	13
1.5. EQUIPOS AGRÍCOLAS DISPONIBLES EN EL MERCADO ECUATORIANO Y EXTRANJERO	14
1.5.1. EQUIPO AGRÍCOLA DISPONIBLE EN EL PAÍS	14
1.5.2. EQUIPO AGRÍCOLA DISPONIBLE INTERNACIONALMENTE	16
CAPÍTULO 2	18
DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA	18
2.1. CONSIDERACIONES PARA DETERMINAR LAS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	18
2.2. CASA DE LA CALIDAD	18
2.2.1. VOZ DEL USUARIO.....	19
2.2.2. VOZ DEL INGENIERO.....	19
2.2.3. RESULTADOS.....	20
2.2.4. CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD	20
2.3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	21
CAPÍTULO 3	23

3.1.	ANÁLISIS FUNCIONAL	23
3.1.1.	DEFINICIÓN DEL ANÁLISIS FUNCIONAL.....	23
3.1.2.	DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES	24
3.1.3.	ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES	25
3.1.4.	DEFINICIÓN DE MÓDULOS.....	25
3.2.	SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO	26
3.2.1.	ACCIONAR LA MÁQUINA	26
3.2.2.	TRANSMITIR POTENCIA	28
3.2.3.	REGULAR LA PROFUNDIDAD DEL SURCADOR.....	30
3.2.4.	OPERAR LA MÁQUINA	31
3.3.	ALTERNATIVAS DEL MÓDULO	32
3.4.	EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DEL MÓDULO	34
3.5.	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	39
3.5.1.	CONTROL DE DIMENSIONES FÍSICAS	39
3.5.2.	VELOCIDAD DE TRABAJO.....	40
CAPÍTULO 4	42
4.1.	DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE DISEÑO	42
4.1.1.	CARGAS VERTICALES DE DISEÑO	42
4.1.2.	CÁLCULO DE LA FUERZA DE TIRO	43
4.2.	SELECCIÓN DE LA RUEDA MOTRIZ.....	49
4.3.	POTENCIA Y SELECCIÓN DEL MOTOR	49
4.4.	DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	51
4.4.1.	CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	51
4.4.2.	SELECCIÓN DE LA CADENA	52
4.4.3.	CÁLCULO DE LAS POLEAS.....	59
4.4.4.	DISEÑO DEL SISTEMA DE RODILLOS TENSORES, GUÍA.....	59
4.4.5.	DISEÑO DEL EJE MOTRIZ	73
4.4.6.	SELECCIÓN DE CHUMACERAS.	85
4.4.7.	DISEÑO DE LA LENGÜETA DEL EJE MOTRIZ	87
4.4.8.	DISEÑO DEL EJE DE LA RUEDA	90
4.4.9.	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	104
4.4.10.	CÁLCULO DE LA SOLDADURA PARA EL ACOPLAMIENTO DE LA RUEDA CON EL EJE DE TRACCIÓN.....	106
4.5.	SELECCIÓN DE PERNOS	108
4.5.1.	DISEÑO A CORTE.....	108
4.6.	DISEÑO DEL BASTIDOR.....	110
4.6.1.	DISEÑO DE LAS MANIJAS.....	110
4.6.2.	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	113
4.7.	ELABORACIÓN DE PLANOS	115

CAPÍTULO 5	116
5.1. COSTRUCCIÓN	116
5.1.1. MÁQUINAS Y EQUIPOS	116
5.1.2. HERRAMIENTAS	117
5.1.3. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN	117
5.1.4. EQUIPO DE SEGURIDAD.....	118
5.1.5. MATERIA PRIMA.....	118
5.1.6. ELEMENTOS A CONSTRUIR	119
5.1.7. OPERACIONES TECNOLÓGICAS	120
5.1.8. DIAGRAMA DE FLUJO DE CONSTRUCCIÓN.....	121
5.2. MONTAJE.....	127
5.2.1. MONTAJE DEL MÓDULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	127
5.2.2. MONTAJE DEL MÓDULO DE LA ESTRUCTURA.....	127
5.2.3. MONTAJE DEL MÓDULO DE SUJECION DEL SURCADOR.....	128
5.2.4. MONTAJE FINAL	128
5.3. PRUEBAS DE CAMPO.....	129
CAPÍTULO 6	131
6.1. COSTOS DIRECTOS	131
6.2. COSTOS INDIRECTOS.....	131
6.3. ANALISIS DE COSTOS.....	132
6.3.1. COSTOS DIRECTOS.....	132
6.3.2. COSTOS INDIRECTOS	137
6.3.3. COSTO TOTAL DEL PROTOTIPO.....	138
CAPÍTULO 7	139
7.1. CONCLUSIONES	139
7.2. RECOMENDACIONES.....	141
7.3. BIBLIOGRAFÍA.....	142
ANEXOS	144

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Comparación entre diferentes animales de tiro y el tractor	11
Tabla 2.1 Especificaciones técnicas de la máquina	22
Tabla 3.1 Criterios de evaluación	36
Tabla 3.2 Evaluación de cada criterio	36
Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio “alta fiabilidad”	37
Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio “costo de la máquina”	37
Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio “mecanismo de funcionamiento sencillo”	38
Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio “ergonomía, maniobrabilidad y seguridad”	38
Tabla 3.7 Conclusiones de cada alternativa.....	39
Tabla 3.8 Formato del protocolo de pruebas de la máquina	41
Tabla 4.1 Valores representativos de resistencia a la rodadura para diversas superficies y sistemas de rodaje, en kg/tn	45
Tabla 4.2 Valores experimentales de la fuerza de tracción animal.	47
Tabla 4.3 Características técnicas del sistema de cadena.....	53
Tabla 4.4 Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad	53
Tabla 4.5 Características técnicas de la transmisión por bandas y poleas	60
Tabla 4.6 Propiedades mecánicas del material a emplearse en la construcción de las manijas de sujeción.	111

Tabla 4.7 Resultados obtenidos para el análisis de la estructura.....	115
Tabla 5.1 Elementos del equipo de labranza con tracción accionada por un motor de combustión interna	119
Tabla 5.2 Operaciones Tecnológicas	121
Tabla 5.3 Simbología utilizada en el diagrama de flujo	122
Tabla 6.1 Costos de materia prima	132
Tabla 6.2 Costos de elementos de máquina.....	133
Tabla 6.3 Costos de equipos.....	136
Tabla 6.4 Costos de mano de obra	136
Tabla 6.5 Costos no recuperables.....	137
Tabla 6.6 Costos de imprevistos	137
Tabla 6.7 Costo total del Prototipo	138

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Capas del suelo.....	1
Figura 1.2 Uso del suelo.....	3
Figura 1.3 Cultivos solos	3
Figura 1.4 Beneficios de la tracción animal.....	6
Figura 1.5 Ventajas de utilizar burros.....	7
Figura 1.6 Ventajas de utilizar ganado vacuno.....	8
Figura 1.7 Ventajas de utilizar caballos	8
Figura 1.8 Arado con yunta	10
Figura 1.9 Relación entre los índices de mecanización agrícola y en ingreso per cápita de varios países de Latinoamérica	13
Figura 1.10 Motocultor modelo 760.....	15
Figura 1.11 Motocultivador HUSQVARNA TR530.....	16
Figura 1.12 Motocultor PLOW HOSS PH50B.....	16
Figura 3.1 Diagramas funcional y modular de la máquina	24
Figura 3.2 Motor diesel.....	27
Figura 3.3 Motor a gasolina.....	28
Figura 3.4 Sistema de caja reductora.....	30
Figura 3.5 Surcador.....	31

Figura 3.6 Opciones del módulo.....	33
Figura 3.7 Alternativa 1 y 2 del módulo 1	34
Figura 3.8 Alternativa 3 del módulo 1	34
Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre de la máquina.....	44
Figura 4.2 Yunta tallando surcos de siembra	46
Figura 4.3 Adaptación de los dinamómetros en el mecanismo de labranza con yunta.....	47
Figura 4.4 Ángulo de tiro de la yunta.....	48
Figura 4.5 Rueda agrícola	49
Figura 4.6 Fuerza de la Catalina motriz	58
Figura 4.7 Sistema rodillo tensores, guía	59
Figura 4.8 Resorte a tensión	68
Figura 4.9 Diagrama de cuerpo libre en el plano (xy).....	72
Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano (xyz).....	73
Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre en el plano (xy).....	74
Figura 4.12 Diagrama de fuerza cortante	75
Figura 4.13 Diagrama de momento flector M_z	76
Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre en el plano (XZ).....	76
Figura 4.15 Diagrama de fuerza cortante	77
Figura 4.16 Diagrama de momento flector M_y	78
Figura 4.17 Esfuerzo sinusoidal completamente invertido	81

Figura 4.18 Esfuerzo constante en el tiempo	82
Figura 4.19 Dimensiones de la lengüeta	88
Figura 4.20 Diagrama de cuerpo libre de la lengüeta.....	89
Figura 4.21 Diagrama de cuerpo libre plano (xy)	91
Figura 4.22 Diagrama de fuerza cortante	92
Figura 4.23 Diagrama de momento Flector.....	93
Figura 4.24 Diagrama de cuerpo libre plano (xz)	93
Figura 4.25 Diagrama de fuerza cortante	95
Figura 4.26 Diagrama de momento flector	95
Figura 4.27 Diagrama de cuerpo libre plano (xy)	99
Figura 4.28 Diagrama de fuerza cortante, momento flector y deflexión en el plano XY	100
Figura 4.29 Diagrama de cuerpo libre plano (xz)	101
Figura 4.30 Diagrama de fuerza cortante, momento flector y deflexión en el plano XZ	102
Figura 4.31 Esfuerzo cortante en la soldadura eje de rueda – piñón conductor.	106
Figura 4.32 Fuerzas que soportan el eje	108
Figura 4.33 Visualización de la estructura.....	110
Figura 4.34 Simulación de la estructura	111
Figura 4.35 Resumen de resultados del software SAP 2000	112
Figura 4.36 Esquema de la colocación de cargas en la estructura	114

Figura 4.37 Esfuerzos generados y deformaciones de la estructura.....	114
Figura 5.1 Diagrama de flujo de construcción del módulo de transmisión	123
Figura 5.2 Diagrama de flujo de construcción del módulo estructura.....	124
Figura 5.3 Diagrama de flujo de construcción del módulo sujeta-herramienta....	125
Figura 5.4 Operaciones tecnológicas: a) Esmerilado; b) Soldadura.....	126
Figura 5.5 Operaciones tecnológicas: a) Torneado b) Pintado	126
Figura 5.6 Montaje de la rueda de tracción	127
Figura 5.7 a) Rueda delantera b) Estructura	128
Figura 5.8 Culminación del montaje	129
Figura 5.9 Pruebas de campo con Director y Colaboradores.....	130
Figura 5.10 Pruebas de campo	130

RESUMEN

El presente proyecto de titulación surge a consecuencia de que, mientras la tecnología para la labranza de los suelos se ha desarrollado rápidamente, sin embargo los pequeños y medianos agricultores todavía utilizan métodos y equipos tradicionales muy antiguos.

Uno de los principales problemas que el sector agrícola enfrenta es la falta de capacidad para mejorar los procesos de producción, principalmente al no tener la maquinaria agrícola adecuada para agilizar los procesos de labranza de los suelos.

Por tales razones se decide diseñar y construir un equipo de labranza con tracción accionada por un motor de combustión interna para el tallado de un surco de siembra a la vez.

En el primer capítulo se realiza una síntesis de la situación agrícola con el afán de conocer los implementos de labranza, las alternativas para la mecanización agrícola en el país, los métodos de tallar surcos de siembra y los equipos agrícolas disponibles en el país y en el exterior, se expone las características principales, ventajas y desventajas, con el propósito de comparar y evaluar las diferentes presentaciones de las maquinarias y poder aplicarlas en el diseño propuesto.

En el segundo capítulo se establecen las consideraciones para determinar las especificaciones técnicas, se elabora la casa de la calidad y se establecen las conclusiones respectivas.

En el tercer capítulo se establece el diseño conceptual, para lo cual se emplean herramientas tales como el análisis funcional y el diseño concurrente.

En el cuarto capítulo se determina las cargas que actúan sobre el equipo de labranza y se detalla el diseño de las partes mecánicas a construirse y la selección de los elementos y dispositivos para el prototipo.

El quinto capítulo trata sobre la construcción del prototipo, proceso de montaje y los resultados de las pruebas de campo.

El sexto capítulo contiene el análisis de costos relacionados con el diseño y construcción de la máquina.

Finalmente en el séptimo capítulo se presentan las conclusiones y recomendaciones que se debe tener en cuenta para el correcto funcionamiento del prototipo.

PRESENTACIÓN

La agricultura en el Ecuador ha tenido un notable progreso; prueba de ello es la gran cantidad de haciendas y fincas que se dedican a esta actividad. Algunas incluso han conseguido abarcar una parte del exigente mercado internacional con buenos resultados.

Sin embargo, la llegada de nuevos competidores al sector y la apertura del mercado hacia la libre competencia representan un gran reto, al cual el pequeño y mediano agricultor se enfrenta. Además, la tecnología referente a la preparación del suelo para la siembra está aún basada en utilizar métodos, equipos y herramientas tradicionales.

En la actualidad, la falta de capacidad para mejorar los procesos de producción y acceder a un equipo agrícola que agilite el proceso de tallado de surcos, genera un desfase respecto a la época propicia para la siembra.

Es por ello que a través del desarrollo del presente proyecto de titulación se diseña y construye un equipo de labranza con tracción accionada por un motor de combustión interna para el tallado de un surco de siembra a la vez, se pretende que sus características satisfagan las necesidades del agricultor, y que sea accesible para su economía, brindándole además seguridad, eficiencia y una buena calidad de la actividad a realizar.

CAPÍTULO 1

SÍNTESIS DE LA SITUACIÓN AGRÍCOLA

1.1. EL SUELO

El suelo es la capa superior de la tierra donde se desarrollan las raíces de las plantas. Para el caso de los suelos de la región interandina la profundidad efectiva de labranza es de 20 a 30 cm.

1.1.1. PERFIL DEL SUELO

A medida que las partículas de roca se desintegran y se mezclan con los residuos vegetales y animales, se forman las diferentes capas de suelo. Estas capas, llamadas horizontes, tienen diferentes características como el color y el tamaño, y forman el perfil del suelo. La figura 1.1 muestra las principales capas del suelo.



Figura 1. 1 Capas del suelo.

Fuente: <http://www.somexnutricion.com/orinoquia/index.php>

El horizonte O es la capa de maleza sobre la superficie del suelo, sin saturar en agua; materia orgánica poco o nada transformada, frecuente en los bosques.

El horizonte A se ubica en la superficie; tiene mayor contenido en materia orgánica transformada que los horizontes situados debajo y se ven muchas raíces vivas o muertas, lombrices, insectos y animales muy pequeños.

La descripción del perfil de un suelo es un proceso sistemático de observación, calificación y cuantificación de algunas de sus propiedades, con la intención primordial de definir sus limitantes de uso y establecer su uso y manejo más racional.

1.2. UTILIZACIÓN AGRÍCOLA DEL TERRITORIO NACIONAL

El Instituto Nacional de Estadística y Censos, a través de la Unidad de Estadísticas Agropecuarias ESAG, presentó a los diferentes usuarios públicos y privados un compendio de información de la Encuesta de Superficie y Producción Agropecuaria Continua (ESPAC) 2002-2009, que contiene la información agrícola y pecuaria más relevante.

En la Figura 1.2, se puede observar la serie estadística del 2002-2009 del gráfico con la distribución en porcentaje, de cada una de las categorías del suelo a nivel nacional.



Figura 1.2 Uso del suelo

Fuente: Resultado III Censo Nacional Agropecuario

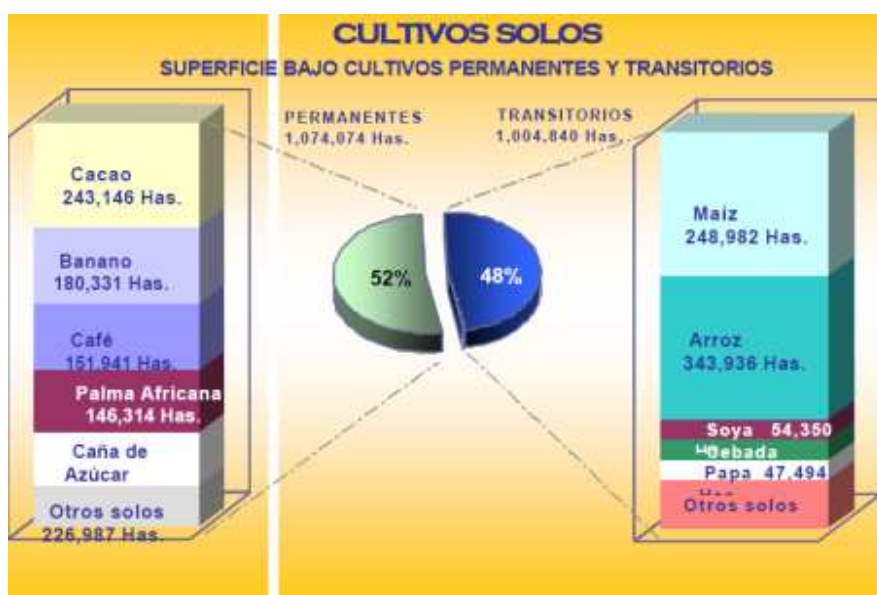


Figura 1.3 Cultivos solos

Fuente: Resultado III Censo Nacional Agropecuario

En la Figura 1.3, se observa que a nivel nacional la superficie de la tierra, está destinada en primer lugar a montes y bosques con el 32%, pastos cultivados, con

el 27%, seguido de los cultivos permanentes con el 11%, y el 10% dedicada a cultivos transitorios y barbecho.

Los cultivos Transitorios y Barbecho representan un importante porcentaje de uso del suelo a nivel nacional y representa un aproximado de un millón de hectáreas, que se deben remover para poder cultivar.

Para comprender mejor la magnitud del desplazamiento de tierra por medio de implementos agrícolas, se debe considerar que la superficie de tierras de cultivo anual, 1 004 840 Has, multiplicada por 15 cm, profundidad promedio empleada en los cultivos transitorios, da un volumen aproximado de 1.5 billones de metros cúbicos de tierra que se debe cortar y remover por lo menos una vez al año. Multiplicado el volumen anterior por 1.5 Ton/m³ da 2.2 billones de toneladas, cantidad que no mueven ni la industria de la construcción ni la actividad vial; de ahí que el diseño de componentes para preparar el terreno de siembra adquiere gran importancia.

1.3. IMPLEMENTOS DE LABRANZA

Es evidente que el valor del índice de mecanización está relacionado con el grado de desarrollo, pero se debe advertir que en el país no toda la superficie productiva es mecanizable completamente. Así, la zona de la sierra contenida entre las Cordilleras Andinas, presenta una topografía demasiado irregular, discontinua y compleja con pendientes del 20 al 50% por lo que se dificulta el hacer surcos con la ayuda del tractor.

Además, es necesario tomar en cuenta que el empleo de cultivos mecanizados solo puede hacerse allí donde el sistema agrícola produce ingresos suficientes para poder financiar los gastos de adquisición, funcionamiento y mantenimiento y depreciación de los equipos, pero en el país los campesinos trabajan en superficies reducidas, de modo familiar y no tienen dinero suficiente para pasar

rápidamente de los métodos de labranza tradicionales al empleo de grandes máquinas motorizadas.

1.3.1. TRACCIÓN ANIMAL¹

La tracción animal es el uso del ganado mayor para ayudar a los agricultores a llevar a cabo las siguientes tareas,

- En la **agricultura**, para el arado, rastra, siembra, aporque, deshierbe, corte y cosecha.
- En el transporte, para tirar remolques y desplazar cargas en general.
- En el **riego**, para tirar agua de los pozos.
- En el **sector de la construcción**, para ayudar en el movimiento de tierras para obras viales, para acarrear ladrillos, etc.
- Para **suministrar energía** a la operación de otros servicios de implementos tales como trilladoras, molinos de granos y máquinas de procesamiento de alimentos.

1.3.1.1. Los beneficios de la tracción animal

La tracción animal es una tecnología apropiada, asequible y sostenible que ha sido ampliamente utilizada por los pequeños y medianos agricultores. La figura 1.4 muestra los beneficios que se obtienen con la tracción animal.

¹ DEVELOPING AGRICULTURE WITH ANIMAL TRACTION, University of Fort Hare, Pretoria 1997



Figura 1.4 Beneficios de la tracción animal

Fuente: DEVELOPING AGRICULTURE WITH ANIMAL TRACTION, University of Fort Hare, Pretoria 1997

Los beneficios de la tracción animal son:

- Proporcionar a los pequeños agricultores la fuerza de tracción necesaria para el cultivo y el transporte.
- La creación de empleo y transporte, promover la producción de alimentos, lo que conduce a un mejor nivel de vida.
- Posibilidad de comercialización e intercambio de animales.
- Mejora de la fertilidad de los suelos, por el aporte del estiércol de los animales.
- La energía animal tiene la ventaja de ser utilizada en zonas de difícil acceso.

1.3.1.2. Elección de los animales

Los animales deben ser elegidos de acuerdo al tipo de trabajo a realizar, el lugar de trabajo, las condiciones socio-económicas y la disponibilidad de animales en el sector.

1.3.1.2.1. Burros

Las ventajas de utilizar los burros se presentan en la figura 1.5.



Figura 1.5 Ventajas de utilizar burros

Fuente: DEVELOPING AGRICULTURE WITH ANIMAL TRACTION, University of Fort Hare, Pretoria 1997

Ventajas:

- Los burros proporcionan la energía para la agricultura y el transporte a bajo costo.
- Los burros se adaptan bien a zonas secas
- Comen menos que el ganado y por eso son mejores en condiciones de sequía.
- Los burros pueden vivir una vida larga y pueden trabajar hasta 25 años.
- Permite el transporte de mercancías y personas en sus espaldas.
- Pueden tirar remolques, accionar molinos y ruedas hidráulicas.
- Los burros son muy pacientes, realizan un trabajo duro y fiable

1.3.1.2.2. Ganado vacuno

Las ventajas de utilizar ganado vacuno se presentan en la figura 1.6

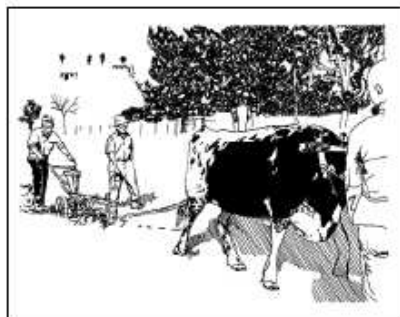


Figura 1.6 Ventajas de utilizar ganado vacuno

Fuente: DEVELOPING AGRICULTURE WITH ANIMAL TRACTION, University of Fort Hare, Pretoria 1997

Ventajas:

- Los bueyes son de los animales más poderosos, y ampliamente utilizados, pero son lentos y no se puede trabajar por largos períodos.
- Se utilizan generalmente para trabajo pesado, donde la velocidad no es esencial como es arar y tirar.
- Las vacas se pueden utilizar donde el trabajo es ligero y poco frecuente

1.3.1.2.3. Caballos y mulas

Las ventajas de utilizar caballos se presentan en la figura 1.7.

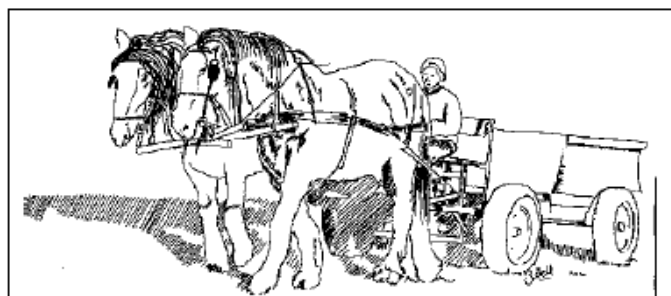


Figura 1.7 Ventajas de utilizar caballos

Fuente: DEVELOPING AGRICULTURE WITH ANIMAL TRACTION, University of Fort Hare, Pretoria 1997

Ventajas:

- Los caballos en su mayoría son usados para montar en las zonas altas y en condiciones difíciles.
- Ofrecen transportes rápidos y fuertes, pero en general no se usan para trabajos duros como lo hacen otros animales de tiro.
- En general no tienen una larga vida de uso
- Cuestan lo mismo que los bueyes, pero son considerablemente más caros que los burros.

1.3.2. ANÁLISIS DEL USO DE ANIMALES PARA EL PROCESO DE LABRANZA DE LOS SUELOS

Diferentes autores² se han ocupado de la fisiología del trabajo, efecto del medio ambiente, potencia de tiro, selección de animales, alimentación, manejo sanitario y adiestramiento, de acuerdo con ello, el trabajo y la temperatura ambiente afectan los signos vitales de los animales como la temperatura corporal, ritmo respiratorio, pulsaciones y tienen efecto, en condiciones extremas, en la rumia, la producción de secreciones acuosas, la fuerza de tiro y la velocidad; se hace necesario por lo tanto intercalar periodos de reposo en medio del trabajo para mantener los anteriores parámetros en valores aceptables.³

En la figura 1.8 se presenta a la yunta labrando surcos de siembra.

² Milton Vidal, Miguel Serrano, Oscar Herrera

³ Diagnóstico del uso de animales de tiro en una zona montañosa del norte del Cauca, Colombia 1993.



Figura 1.8 Arado con yunta

Fuente: Propia

El costo de mantenimiento de los animales de tiro depende de factores como el grado de pastoreo, prácticas de alimentación, tamaño de los animales, calidad de alojamiento, cuidados al animal, jornales y otros.

Quienes manejan los animales de tiro se basan en saberes que se transmiten a través del tiempo y en su propia experiencia, saberes tales como selección, manejo sanitario, alimentación y otros.

1.3.3. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA TRACCIÓN ANIMAL FRENTE AL TRACTOR

1.3.3.1. Animales

- Los animales se pueden comprar de manera fácil y están disponibles a todo momento.
- Son más fáciles de utilizar, pues para manejar un tractor se requiere de cierta capacitación.
- Los animales son fáciles de trabajar y pueden, en el caso de los burros, ser utilizado por las mujeres y los niños.

1.3.3.2. Tractor

- Los tractores son más caros para comprar y contratar.
- Son mucho más rápidos y oportunos para los propietarios, pero aquellos que contratan los tractores a menudo tienen que esperar mucho tiempo antes que lleguen para hacer el trabajo.
- Se utilizan generalmente para el cultivo de grandes superficies y cuando el suelo está duro.
- Los tractores generalmente sólo son económicos para grandes superficies de cultivo.

1.3.4. ELECCIÓN ENTRE ANIMALES Y EL TRACTOR

El agricultor debe decidir cuál de las dos opciones es más asequible y económicamente viable. En la tabla 1.1 se presentan diferentes animales de tiro comúnmente utilizados, comparados frente al tractor:

Tabla 1.1 Comparación entre diferentes animales de tiro y el tractor

Consideración	Burros	Ganado vacuno	Caballos	Mulas	Tractor
Tiempo de uso (años)	12-25	6-9	15-20	20-30	5-10
Alimento/Combustible	Poca hierba y otros insumos	Mucha hierba y otros insumos	Poca hierba y suplementos de alta calidad	Poca hierba y suplementos	Gasolina diesel
Mantenimiento	Bajo	Bajo	Alto	Bajo	Alto
Operabilidad	Los animales son pacientes, fácil de manipular y manejar				Alta capacitación del operador
Horas diarias de trabajo	4	6	5	6	Mayor a 8

Fuente: DEVELOPING AGRICULTURE WITH ANIMAL TRACTION, University of Fort Hare, Pretoria 1997

1.3.5. ALTERNATIVAS PARA LA MECANIZACIÓN AGRÍCOLA EN EL ECUADOR

El incremento de tractores e implementos agrícolas, que respondan a las condiciones de cada región y con una adecuada administración, selección y aplicación de conocimientos técnicos y científicos, constituye un factor preponderante para impulsar la mecanización de la agricultura, pensando en la reducción del esfuerzo del hombre y la conservación de los recursos naturales.

El actual índice de mecanización en el Ecuador es de 0.30 Kw/ha, considerando las áreas de cultivos permanentes y transitorios. Este índice aumenta tan solo a 0.36 Kw/ha al incorporar al parque actual de tractores el déficit de 2.600 unidades.

Estos índices están por debajo del valor recomendado como razonable para los países en desarrollo de 0,75 Kw/ha.

Estos índices son también menores que los que tienen otros países Latinoamericanos, como Argentina (0,60 Kw/ha), México (0,77 Kw/ha), Chile (0,56 Kw/ha), Venezuela (0,79 Kw/ha), estando más cerca de los índices de Colombia y Perú (0,23 y 0,14 Kw/ha).⁴

Es importante destacar claramente que a mayor potencia por hectárea cultivada mayor es el ingreso per cápita de un país.

La relación entre los índices de mecanización agrícola y en ingreso per cápita de varios países de Latinoamérica se presenta en la figura 1.9.

⁴ Lizardo Reina Castro, Profesor de la Facultad de Ingeniería Agrícola Universidad Técnica de Manabí

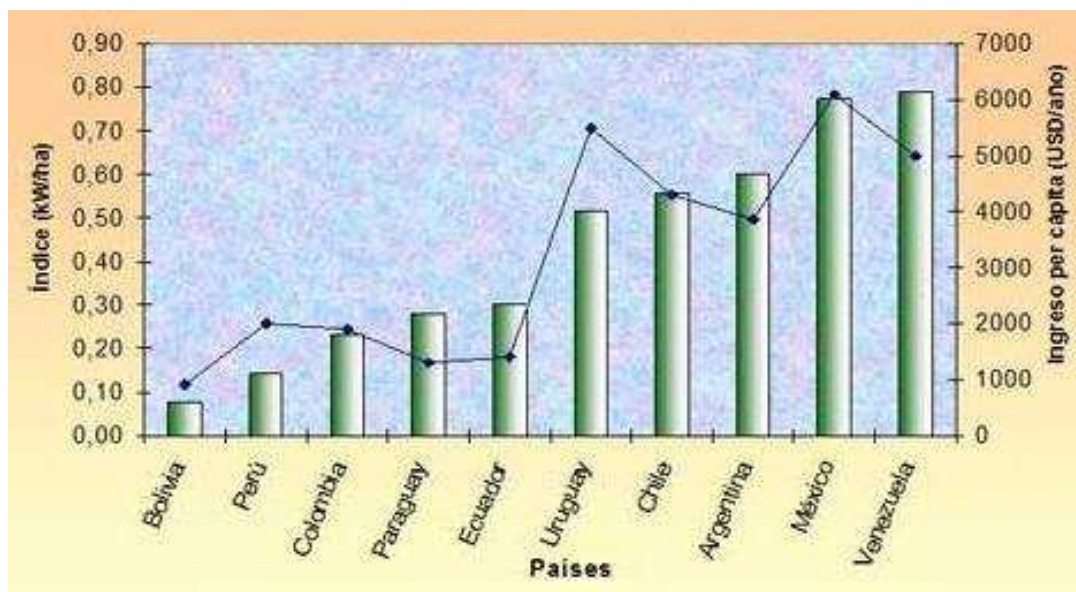


Figura 1.9 Relación entre los índices de mecanización agrícola y en ingreso per cápita de varios países de Latinoamérica

Fuente: Elaborado por el autor sobre la base de los datos de FAOSTAT, (2004), Censos agropecuarios Nacionales y Fondo Monetario Internacional

1.4. MÉTODOS DE TALLAR SURCOS DE SIEMBRA⁵

El tallado de los surcos de siembra puede llevarse a cabo con los siguientes métodos:

- **Semimanual.** Este es el método más difundido en el país. El tallado del surco se realiza mediante el uso de la tracción animal, en especial de la yunta, operada por una persona, la cual es la encargada de controlar los diferentes parámetros en la tarea como profundidad-ancho del surco, velocidad de trabajo, tiempos de operación, entre otros. Con este método solo se puede tallar un surco a la vez.

⁵ ANEXO A; Compostura para el buen riego

- **Mecánico.** El proceso del tallado de surcos se realiza con la ayuda de un tractor, el cual es encargado de generar la tracción necesaria para efectuar la tarea, el tractor tiene un mecanismo que permite acoplar varias herramientas para la labranza de los suelos, entre las cuales están el surcador, el cual dependiendo de la capacidad del tractor puede permitir tallar de 1 a 6 surcos al mismo tiempo. El tractor es operado por una persona, la cual debe estar capacitada para poder maniobrar y operar la máquina.

1.5. EQUIPOS AGRÍCOLAS DISPONIBLES EN EL MERCADO ECUATORIANO Y EXTRANJERO

1.5.1. EQUIPO AGRÍCOLA DISPONIBLE EN EL PAÍS

Para determinar el equipo agrícola disponible en el país, se ha considerado adecuado realizar una encuesta a los pequeños y medianos agricultores para así tener una idea de las características y demanda insatisfecha del mercado nacional.

La encuesta es dirigida a los agricultores de la provincia de Pichincha. Para mayor facilidad se toma una muestra que contempla 30 encuestados, los cuales respondieron de acuerdo a su criterio y sin ninguna presión.

Mediante la encuesta⁶ se tiene la siguiente conclusión:

- El uso de la yunta es el modelo más difundido en el sector. Usualmente los dispositivos utilizados, o sea, los arados, son fabricados de manera artesanal y empírica, lo que genera que la actividad del tallado de surcos se vea limitada por un bajo rendimiento y algunos casos una pobre calidad.

⁶ ANEXO B; Encuesta

Sin embargo, en el mercado se dispone de algunos equipos que realizan el tallado de surcos, conocidos como motocultores. La figura 1.10 muestra un *motocultor modelo 760 UNIDECO*.



Figura 1.10 Motocultor modelo 760

Fuente: Catálogo UNIDECO 2010-2011

El modelo mostrado en la figura 1.10 presenta las siguientes características:

- La potencia es generada por un motor de combustión interna (Diesel).
- Consta de un sistema de ajuste de la herramienta (surcador).
- La transmisión realiza por medio de una caja de cambios.
- La altura del manillar es ajustable.
- Este motocultor permite un acceso excelente a terrenos abruptos.
- Permite acoplar otros accesorios: azadón, subsolador, rotavator, fumigadora, cortadora de césped, segadora, remolque.

Otros motocultores disponibles en el país presentan el mismo principio de funcionamiento que el descrito anteriormente, variando una u otra característica. Por ejemplo la potencia del motor y el sistema de transmisión.

Cabe indicar que el principal limitante para poder adquirir estos equipos es el costo, pues éstos son importados.

Estos resultados indican que la producción agrícola se ve afectada sobremanera por la falta de capacidad para acceder a un equipo de labranza de surcos de siembra, siendo los pequeños y medianos agricultores los más afectados, pues es evidente que sin tecnificación disminuyen sus ganancias. Esto se debe a la falta de acceso a información, capacitación y herramientas.

1.5.2. EQUIPO AGRÍCOLA DISPONIBLE INTERNACIONALMENTE

En el ámbito internacional se cuenta con una enorme variedad de maquinaria con diferentes prestaciones y características, provenientes de varias partes del mundo. Las características más importantes de los modelos más significativos se exponen en los apartados siguientes.

Maquinarias de este tipo pueden observarse en las figuras 1.11 y 1.12



Figura 1.11 Motocultivador HUSQVARNA TR530

Fuente: Catálogo de productos HUSQVARNA 2010-2011



Figura 1.12 Motocultor PLOW HOSS PH50B

Fuente: www.maximmfg.com

El funcionamiento de las máquinas mostradas en las figuras 1.10, 1.11 y 1.12 se caracterizan porque,

- Las máquinas son operadas por una persona
- los equipos son accionados por un motor de combustión interna.
- La transmisión se realiza por medio de caja de cambios o un sistema de bandas y cadena.
- Permiten un excelente acceso a terrenos abruptos.
- La altura del manillar es ajustable.
- Son ideales para aplicaciones en horticultura, floricultura, fruticultura, viveros, potreros y fincas.

CAPÍTULO 2

DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA

2.1. CONSIDERACIONES PARA DETERMINAR LAS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.

El diseño a proponerse en el presente proyecto de titulación tiene como propósito satisfacer los requerimientos de los pequeños y medianos agricultores del país, en el proceso de tallado de surcos de siembra. Por ello se tomó como referencia el uso de la tracción animal mediante yunta para realizar esta actividad.

2.2. CASA DE LA CALIDAD⁷

Las especificaciones técnicas de la máquina son determinadas por medio de la casa de la calidad, cuyo fin principal es el de plasmar los requerimientos y deseos del cliente en el producto, y permitir la planificación de la calidad durante todo el ciclo de vida.

Para elaborar la casa de la calidad se requiere, en primer lugar, conocer la voz del cliente, mediante la cual este manifiesta sus requerimientos y deseos del producto; luego estos son traducidos, por medio del criterio del ingeniero, en requerimientos técnicos. Finalmente estos requerimientos técnicos son evaluados para determinar aquellos de mayor importancia.

⁷ RIBA, CARLES; Diseño Concurrente; Ediciones Upc; España 2002.

2.2.1. VOZ DEL USUARIO

De acuerdo al criterio del usuario, la máquina debe contar con las siguientes características,

- Económica
- Fácil de transportar
- Trabajo diario
- Fácil mantenimiento
- Fácil de operar
- Que se adapte a diferentes tipos de suelos
- Que dure mucho
- Que trabaje en condiciones adversas
- Que permita labrar surcos angostos
- Que varíe la velocidad
- Que no sea muy alta

2.2.2. VOZ DEL INGENIERO

Una vez conocidos los requerimientos y deseos del usuario, se procede a traducir a especificaciones o características técnicas,

- Económica
- Bajo peso
- Ciclo de trabajo
- Montaje sencillo
- Manubrio regulable
- Regulación de profundidad
- Vida útil
- Potencia
- Ancho mínimo

- Sistema de transmisión
- Ergonomía

2.2.3. RESULTADOS

La casa de la calidad⁸ fue elaborada según el procedimiento propuesto por Carles Riba en su texto *Diseño Concurrente*. Sin embargo se han hecho pequeñas modificaciones con el propósito de adecuar el método al presente proyecto. En primer lugar, en la columna A, en la que se evalúa el grado de cumplimiento se ha colocado una calificación de 1 en todos los parámetros ya que no se cuenta con ningún producto previamente elaborado. En segundo lugar, la evaluación de la competencia 1 se ha llevado a cabo calificando un motocultor disponible en el mercado y la evaluación de la competencia 2 se realiza calificando una máquina labradora de surcos producida en Estados Unidos, pero no está disponible en el país.

2.2.4. CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD

La casa de la calidad ha brindado valiosa información acerca de las características técnicas que satisfacen en mayor medida las demandas del cliente. Así, se tiene que los requerimientos técnicos más importantes son,

- El costo del diseño y la construcción del prototipo debe ser reducido, pues está enfocado como una solución a los pequeños y medianos agricultores, y en base a la encuesta se ha propuesto que se aproxime a 1400 dólares.
- La máquina debe ser diseñada de tal forma que garantice estabilidad, baja vibración, y que su estructura esté acorde con la capacidad de maniobrabilidad de un operador, permitiendo el fácil traslado de la máquina.

⁸ ANEXO C; Casa de la Calidad

- La máquina debe diseñarse de acuerdo con los requerimientos ergonómicos y de maniobrabilidad del operario, evitando diseñar elementos que disminuyan la seguridad del trabajador.
- La construcción y montaje de la máquina debe ser fácil, ya que a menudo la simplificación del montaje conlleva la fabricación de piezas más complejas o viceversa, por lo que hay que establecer compromisos entre estos dos aspectos.
- La máquina debe ser fácil de mantener y de reparar, que sea accesible para el operario, es decir, que no involucre excesivas horas de paro, gastos elevados por repuestos, reparaciones y mano de obra. Se ha propuesto una vida útil de 5 años
- La máquina se diseñará para que trabaje en un ambiente corrosivo y abrasivo, además se debe considerar las condiciones climáticas de temperatura y humedad a las que está expuesto el equipo.

2.3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Con la ayuda de la casa de la calidad se han establecido las especificaciones técnicas de la máquina, las mismas que se indican en la tabla 2.1

Tabla 2.1 Especificaciones técnicas de la máquina

Empresa	Producto	Fecha inicial: 14/03/2011		
E.P.N.	Máquina para labrar surcos	Página 1/1		
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	14/04/2011	C	R	Máquina para tallar un surco de siembra a la vez
		C	R	Ciclo de trabajo: 8 horas diarias
		C	D	Aprox. 2 Ha /día
		C	D	Realice proceso de aporque ⁹
Precio	14/04/2011	C	R	Aprox.\$1400
Sistema de transmisión	14/04/2011	I	R	Accionado mediante un motor de combustión interna y arranque manual de sogá
		C	D	Que se adapte a diferentes tipos de Suelo
		C+I	R	Velocidad aprox. 1.1 ± 0.2 m/s
Vida útil	14/04/2011	C	R	5 años
Dimensiones	14/04/2011	I	R	Ancho mínimo 540 mm.
		C	R	Profundidad del surcador variable (máximo 200 mm.)
Mantenimiento	14/04/2011	C	R	De fácil montaje y desmontaje para mantenimiento
Ergonomía	14/04/2011	C+I	D	La máquina debe ser operada por una persona.
		C	D	Debe permitir el traslado fácil de un lugar a otro

Propone: C= Cliente, I= Ingeniero, R/D: R= Requerimiento, D= Deseo

⁹ Acto de poner tierra al pie de las plantas, ya sea de forma manual o mecánico, para darles mayor consistencia y así conseguir que crezcan las raíces para asegurar nutrición más completa de la planta y conservar la humedad durante más tiempo.

CAPÍTULO 3

DEFINICIÓN Y DISEÑO CONCEPTUAL

3.1. ANÁLISIS FUNCIONAL

3.1.1. DEFINICIÓN DEL ANÁLISIS FUNCIONAL¹⁰

El análisis funcional es una técnica propuesta por el ingeniero estadounidense Lawrence d. Miles, cuyo propósito es el de separar la acción que se efectúa del componente o mecanismo, para de este modo buscar nuevas soluciones a un mismo problema. El análisis funcional logra obtener mejores productos a un menor costo.

Para aplicar esta herramienta de diseño, es necesario establecer claramente las funciones primarias y secundarias del producto. Las funciones primarias son aquellas por las que el cliente compra el producto, que en este caso es la de labrar surcos de siembra. Las funciones secundarias son aquellas que permiten que la función primaria se ejecute satisfactoriamente y son las que, mediante este análisis, se determinan.

Una vez establecidas todas las funciones secundarias se procede a plantear soluciones aptas para desempeñar estas funciones, para luego seleccionar la más conveniente. Estas funciones pueden ser agrupadas con el fin de obtener módulos que sean capaces de cumplir un conjunto de funciones secundarias, obteniéndose así un diseño modular.

La descomposición funcional del producto se lleva a cabo mediante diagramas de flujo en los que en cada recuadro aparece cada función, que puede tener 3 tipos de entradas y salidas: control, material y energía. Los diagramas de flujo se

¹⁰ LAWRENCE D. MILES; Techniques of Value Analysis and Engineering; Third Edition; 1989 USA.

presentan en diferentes niveles, comenzando con el nivel 0 o función global, y continuando hasta el nivel que se estime más conveniente.

3.1.2. DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

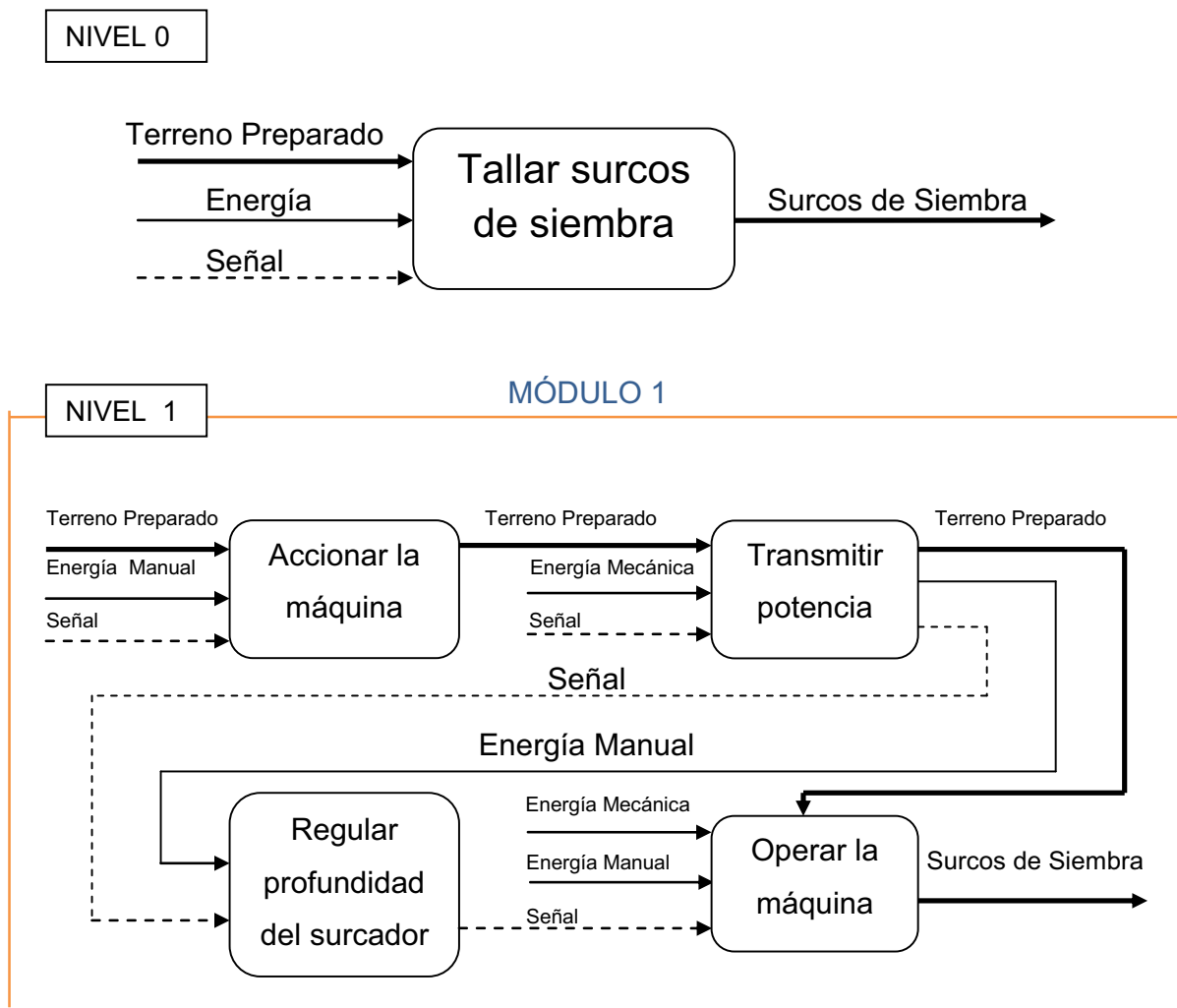


Figura 3.1 Diagramas funcional y modular de la máquina

Elaboración: Propia

3.1.3. ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

Se ha estimado conveniente desarrollar el diagrama funcional hasta el nivel 1 ya que, un despliegue mayor conduciría a establecer implícitamente determinadas soluciones.

En el nivel 0, como ya se explicó, se presenta la función global o primaria, que en este caso es la de tallar surcos de siembra. Evidentemente, para que la máquina cumpla su función se requieren materiales, energía y señales de control generadas por el operario.

En el nivel 1 se especifican de manera general los diferentes procesos o funciones a realizarse para obtener la tarea. No obstante, en el diagrama, además, se toma en cuenta el grado de automatización deseado por el cliente. Por esta razón, en aquellas acciones que deben ser manuales, se observa que ingresa un flujo energético manual.

3.1.4. DEFINICIÓN DE MÓDULOS

La modularidad consiste en dividir al producto en varios bloques funcionales o constructivos. El diseño de productos tomando en cuenta la modularidad ayuda enormemente en varios aspectos tales como la reducción de costos, la facilidad de mantenimiento, la ampliación de la gama y facilidad de producción, entre otros.

Debido a que dentro del proceso del tallado de surcos se cumplen varias funciones, resulta conveniente llevar a cabo una división modular. Para esto se analiza cuidadosamente los diagramas funcionales para establecer la división modular más apropiada tomando en cuenta las interfaces de los flujos energéticos, de material y de señal.

3.1.4.1. División modular

Al observar el diagrama funcional de nivel 1, se tiene que el conjunto cumple funciones principales fácilmente identificables: accionar la máquina, transmitir potencia, regular la profundidad del surcador y operar la máquina, por lo que se establece como un módulo.

3.2. SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO

Para la máquina que talla surcos de siembra, se ha propuesto dividir en los siguientes módulos,

- Accionar la máquina
- Transmitir potencia
- Regular la profundidad del surcador
- Operar la máquina

A continuación se proponen posibles soluciones para cada una de estas funciones para luego combinarlas y establecer la alternativa adecuada.

3.2.1. ACCIONAR LA MÁQUINA

De acuerdo a las especificaciones, esta función se la realiza mediante un motor de combustión interna.

Existen 2 tipos de motores que operan bajo diferentes principios los cuales se exponen a continuación:

3.2.1.1. Motor Diesel

En la figura 3.2 se indica un motor diesel



Figura 3.2 Motor diesel

Fuente: http://es.made-in-china.com/co_wellzoom/product_Diesel-Engine_huhhiueuy.html

Ventajas

- El combustible es más barato y más rentable, la máquina recorre más kilómetros por galón.
- Tiene mayor torque que un motor a gasolina de la misma potencia.
- Tiene mayor duración.
- El peligro de inflamación del diesel es bajo, la gasolina es más volátil.

Desventajas

- El costo de adquisición es mayor
- Se necesita aceites de lubricación de mejor calidad
- Alto impacto ambiental, es más ruidoso que el motor a gasolina

3.2.1.2. Motor a gasolina

En la figura 3.3 se indica un motor a gasolina



Figura 3.3 Motor a gasolina

Fuente: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx200>

Ventajas

- El costo de adquisición es menor
- Es más liviano que un motor diesel
- Fácil mantenimiento.
- No genera mucho ruido

Desventajas

- La gasolina contiene plomo, lo que genera contaminantes que son más perjudiciales que los generados por el motor diesel
- El galón de gasolina es más caro

3.2.2. TRANSMITIR POTENCIA

Esta función es la que permite llevar el poder del motor de combustión interna al sistema de tracción. Se han considerado dos posibles principios que permiten llevar a cabo esta función.

3.2.2.1. Sistema de bandas, poleas y cadena

Es un sistema que transmite el movimiento de una polea a otra a través de una banda o correa que envuelve a las dos. Este es un sistema de embrague pues, permite acoplar un tensor, el cual controla la transmisión de potencia.

Del eje principal, se transmite el movimiento por medio de catalinas, las cuales dan las revoluciones necesarias para mover la rueda motriz.

Las ventajas de este sistema son,

Ventajas

- Bajo costo.
- Sencilla instalación.
- Se puede transmitir el movimiento a distancia.
- El posible deslizamiento entre polea y banda permite controlar la transmisión de potencia
- La cadena tiene una vida útil larga y la relación de transmisión es constante, no hay problemas de deslizamiento
- Fácil mantenimiento

Desventajas

- Desgaste de la banda y cadena
- Desalineación de los elementos

3.2.2.2. Sistema de caja reductora

Con el fin de obtener una velocidad de salida (rpm) requerida, se emplea un reductor cuyas características principales son: potencia, relación de transmisión y peso del reductor.

El motor y el reductor se unen mediante pernos a la estructura de la máquina, y la sujeción entre los ejes del reductor y de la rueda se consigue a través de un acople.

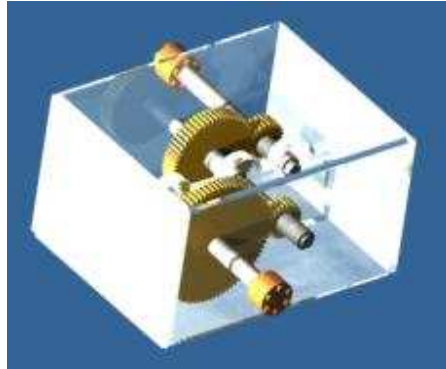


Figura 3.4 Sistema de caja reductora

Fuente: Propia

Ventajas

- La vida útil de los engranajes es larga.
- Fácil mantenimiento.
- Relación de transmisión es constante, no hay problemas de deslizamiento

Desventajas

- Costo alto.
- Arreglar sus averías es más costoso
- Limitaciones en la transmisión a distancia

3.2.3. REGULAR LA PROFUNDIDAD DEL SURCADOR

De acuerdo a las especificaciones, esta función debe ser realizada de manera manual por el operario. Lo que hay que garantizar es que sea posible regular la altura del surcador de acuerdo al tipo de cultivo.

El surcador se lo adquiere del mercado, por lo tanto el diseño estará limitado a las características geométricas del mismo. El surcador se presenta en la figura 3.5



Figura 3.5 Surcador

Fuente: www.maximmfg.com

3.2.4. OPERAR LA MÁQUINA

La máquina debe diseñarse de acuerdo con los requerimientos ergonómicos y de maniobrabilidad del operario, evitando diseñar elementos que disminuyan la seguridad del trabajador.

Existen dos tipos de estructuras de la máquina que operan bajo diferentes principios, los cuales se exponen a continuación:

3.2.4.1. Estructura apoyada a una rueda de tracción

En este tipo de máquina, la estructura se apoya sobre una rueda motriz y una rueda guía. Estas ruedas están alineadas y se desplazan por la parte inferior del surco.

Ventajas

- Estructura compacta
- Bajo peso
- El ancho y alto de la estructura, permiten tener una aplicación extra en el proceso de aporque

- Fácil mantenimiento

Desventajas

- La máquina no es estable
- Limita el trabajo en terrenos con pendientes muy pronunciadas.
- Es difícil el traslado de la máquina de un lugar a otro

3.2.4.2. Estructura apoyada a dos ruedas de tracción

En este tipo de máquina, la estructura se apoya sobre dos ruedas motrices. Éstas ruedas se desplazan por el terreno removido, por lo cual el ancho entre ellas es limitado.

Ventajas

- La máquina es estable y fácil de operar
- Facilidad para transportar la máquina de un lugar a otro
- Fácil mantenimiento

Desventajas

- La máquina es robusta
- Elevado peso
- No es posible realizar surcos en zig-zag.
- No permite realizar el proceso de aporque
- Elevado costo, por la mayor cantidad de elementos constitutivos.

3.3. ALTERNATIVAS DEL MÓDULO

Para determinar las diferentes alternativas del módulo se combinan entre sí las soluciones para cada función, como se muestra en la Figura 3.6. Es importante notar que no resulta conveniente realizar todas las combinaciones, sino aquellas cuyos componentes sean compatibles entre sí.

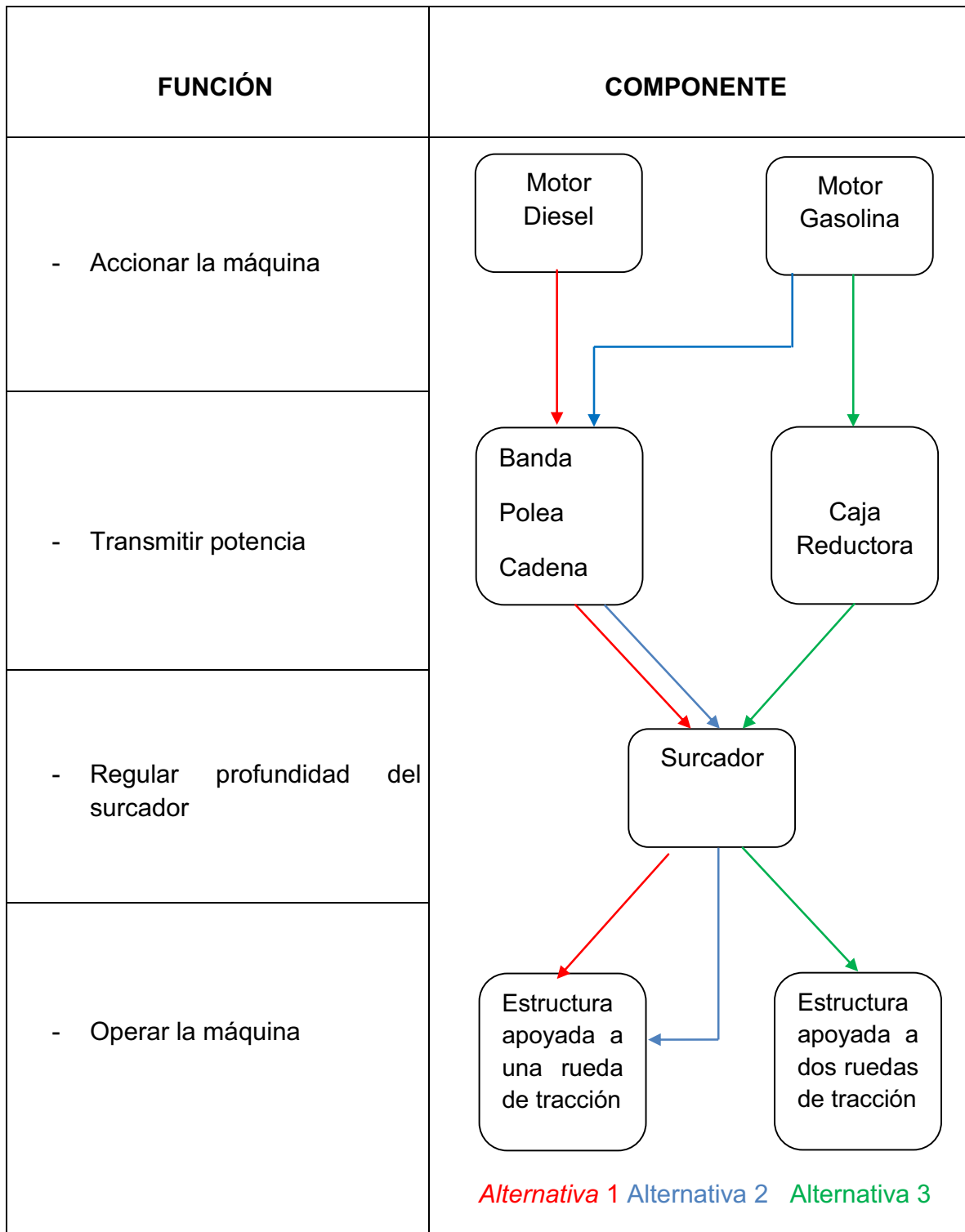


Figura 3.6 Opciones del módulo

Elaboración: Propia

El esquema de soluciones para el modulo aparece en las figuras 3.7 y 3.8



Figura 3.7 Alternativa 1 y 2 del módulo 1

Elaboración: Propia



Figura 3.8 Alternativa 3 del módulo 1

Fuente: Unideco

3.4. EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DEL MÓDULO

Para proceder a seleccionar el prototipo de la máquina labradora de surcos, se realiza un análisis evaluatorio mediante el método *ordinal corregido de criterios ponderados*¹¹ que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

¹¹ Diseño Concurrente, Carles Riba, Pág. 59

Se basa en unas tablas donde cada criterio se confronta con los restantes criterios y se asignan los valores siguientes:

- 1 Si el criterio de las filas es superior que el de las columnas
- 0.5 Si el criterio de las filas es equivalente al de las columnas
- 0 Si el criterio de las filas es inferior al de las columnas

Luego, para cada criterio, se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios al que se le añade una unidad, para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula; después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio.

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

Se consideran los siguientes criterios de evaluación,

- Alta fiabilidad en los componentes, para evitar paros imprevistos, considerando que la máquina debe trabajar en condiciones climáticas difíciles.
- Costo de operación, ya que, debe ser accesible a los pequeños y medianos agricultores
- Mecanismo de funcionamiento sencillo, para permitir que el mantenimiento y la construcción puedan ejecutarse fácilmente
- La máquina debe diseñarse de acuerdo con los requerimientos ergonómicos y de maniobrabilidad del operario, evitando diseñar elementos que disminuyan la seguridad del trabajador y permitan, además, un fácil traslado de la máquina.

En la tabla 3.1 se presenta los criterios de evaluación de la máquina labradora de surcos.

Tabla 3.1 Criterios de evaluación

CRITERIOS	
1	Alta fiabilidad
2	Costo de la máquina
3	Mecanismo de funcionamiento sencillo
4	Ergonomía, maniobrabilidad y seguridad

Elaboración: Propia

La evaluación de los criterios y las soluciones se detalla en las tablas 3.2-3.6

Tabla 3.2 Evaluación de cada criterio

CRITERIOS	Alta fiabilidad	Costo de la máquina	Mecanismo de funcionamiento sencillo	Ergonomía, maniobrabilidad y seguridad	$\Sigma +1$	Ponderación
Alta fiabilidad		0	1	0,5	2,5	0,25
Costo de la máquina	1		0,5	1	3,5	0,35
Mecanismo de funcionamiento sencillo	0	0,5		0,5	2	0,2
Ergonomía, maniobrabilidad y seguridad	0,5	0	0,5		2	0,2
SUMA					10	1

Costo de la máquina > Alta fiabilidad > Mecanismo de funcionamiento sencillo > Ergonomía, maniobrabilidad y seguridad

Elaboración: Propia

Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio “alta fiabilidad”

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO “ALTA FIABILIDAD”					
ALTERNATIVAS	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,33
Alternativa 2	0,5		0	1,5	0,25
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,42
		SUMA		6	1,00
Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2					

Elaboración: Propia

Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio “costo de la máquina”

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO “COSTO DE LA MÁQUINA”					
ALTERNATIVAS	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0,33
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	0	0		1	0,17
		SUMA		6	1,00
Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3					

Elaboración: Propia

Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio “mecanismo de funcionamiento sencillo”

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO “MECANISMO DE FUNCIONAMIENTO SENCILLO”					
ALTERNATIVAS	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1	2,5	0,42
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,42
Alternativa 3	0	0		1	0,17
		SUMA		6	1,00
Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa 3					

Elaboración: Propia

Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio “ergonomía, maniobrabilidad y seguridad”

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO “ERGONOMÍA, MANIOBRABILIDAD Y SEGURIDAD”					
ALTERNATIVAS	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0,5	2,5	0,42
Alternativa 2	0		0,5	1,5	0,25
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,33
		SUMA		6	1,00
Alternativa 1 > Alternativa 3 > Alternativa 2					

Elaboración: Propia

Finalmente, se presenta las conclusiones en la tabla 3.7

Tabla 3.7 Conclusiones de cada alternativa

ALTERNATIVAS	Alta fiabilidad	Costo de la máquina	Mecanismo de funcionamiento sencillo	Ergonomía, maniobrabilidad y seguridad	$\Sigma+1$	PRIORIDAD
Alternativa 1	0,083	0,117	0,083	0,083	0,367	2
Alternativa 2	0,063	0,175	0,083	0,050	0,371	1
Alternativa 3	0,104	0,058	0,033	0,067	0,263	3

Elaboración: Propia

Por consiguiente, según la tabla 3.7, la solución que más se ajusta a los criterios de evaluación es la alternativa 2.

3.5. PROTOCOLO DE PRUEBAS

Con la finalidad de comprobar el correcto funcionamiento de la máquina para tallar surcos de siembra, se debe plantear algunas pruebas a las que se somete el prototipo luego de terminada la construcción.

En el protocolo de pruebas se debe confirmar los siguientes aspectos fundamentales:

3.5.1. CONTROL DE DIMENSIONES FÍSICAS

Una vez terminada la máquina labradora de surcos, se debe comprobar los siguientes datos:

- Largo de la máquina
- Ancho y alto de la estructura
- Regulación de profundidad del surcador

Estas pruebas se realizan con la ayuda de un flexómetro.

3.5.1.1.Largo de la máquina

En esta prueba se pretende verificar la longitud de la máquina con el propósito de facilitar el manejo de la máquina, especialmente al momento de realizar los giros cuando finaliza de labrar un surco para inmediatamente empezar con uno nuevo.

3.5.1.2.Ancho y alto de la estructura

La máquina debe garantizar la ergonomía, la maniobrabilidad y la seguridad del operador.

3.5.1.3.Regulación de profundidad del surcador

La profundidad del surcador, lo determina el tipo de suelo y cultivo y se tiene un rango recomendado de 20 a 30 cm de profundidad.

3.5.2. VELOCIDAD DE TRABAJO

En esta prueba se verifica las revoluciones a la salida, puesto que se debe garantizar una velocidad adecuada de trabajo (Aproximadamente 5 Km/h)

Para la evaluación de la máquina labradora de surcos de siembra se aplicará el formato de la tabla 3.9

Tabla 3.8 Formato del protocolo de pruebas de la máquina

FORMATO DEL PROTOCOLO DE PRUEBAS DE LA MÁQUINA						
RESPONSABLE:						
TIPO DE CULTIVO:						
LUGAR:						
FECHA:				ACEPTACIÓN		
PRUEBAS	DISEÑO		PROTOTIPO		SI NO	
Dimensiones	Largo 2000	[mm]	Largo	[mm]		
	Ancho y Ancho	[mm]	Ancho y Ancho	[mm]		
	Prof. Surcador 200	[mm]	Prof. Surcador	[mm]		
Velocidad de Trabajo	1.2 m/s					
INSPECCIÓN EN LA TAREA						
	FALLA	NO FALLA	OBSERVACIONES			
Sistema Motriz						
Ajuste de Estructura						
Maniobrabilidad						
Fiabilidad de la Tarea						
Facilidad de Transporte						

Elaboración: Propia

CAPÍTULO 4

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

4.1. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE DISEÑO

La estructura del equipo de labranza se diseña considerando las siguientes cargas.

- Carga Permanente.
- Carga de Seguridad.
- Carga Muerta.
- Carga Viva.
- Carga de Diseño.
- Carga del Surcador

4.1.1. CARGAS VERTICALES DE DISEÑO

4.1.1.1. Carga Permanente¹²

Para determinar la carga permanente total (Pe) del prototipo se unifica el peso total del mismo y se obtiene el peso propio de 100Kg

$$Pe= 100 \text{ [kg]}$$

4.1.1.2. Carga de Seguridad

Constituye aquella carga que se concibe con el objeto de evitar posibles fallas en la estructura debido a sobrecargas. Según el Colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha se recomienda asignar un valor 20 Kg/m² como carga de seguridad adicional para estructuras metálicas convencionales.

¹² ANEXO D; Determinación del peso de la máquina

$$C_s = 20 \frac{kg}{m^2} \times \text{Área de la estructura} \quad \text{Ec. (4-1)}$$

$$C_s = 20 \frac{kg}{m^2} \times 0.23m^2$$

$$C_s = 4.5 \text{ [kg]}$$

4.1.1.3. Carga Muerta

Generalmente la carga muerta es el peso propio de la estructura sumada la carga de seguridad.

$$C_m = P_e + C_s \quad \text{Ec. (4-2)}$$

$$C_m = 100 + 4.5$$

$$C_m = 104.5 \text{ [kg]}$$

4.1.1.4. Carga de diseño

Constituye la carga con la que se efectúa el diseño estructural. La carga de diseño se obtiene mediante la suma de la carga muerta (C_m) más la carga de impacto (C_i). La carga de impacto se la considera con un valor de cero, puesto que el prototipo va a trabajar en un terreno que ya es preparado con un tractor, por lo que la tierra se encuentra floja.

$$C_d = C_m + C_i \quad \text{Ec. (4-3)}$$

$$C_d = 104.5 \text{ [kg]}$$

4.1.2. CÁLCULO DE LA FUERZA DE TIRO

En la figura 4.1 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la máquina surcadora en una pendiente de 10° cuando la máquina se encuentra realizando un surco de siembra.

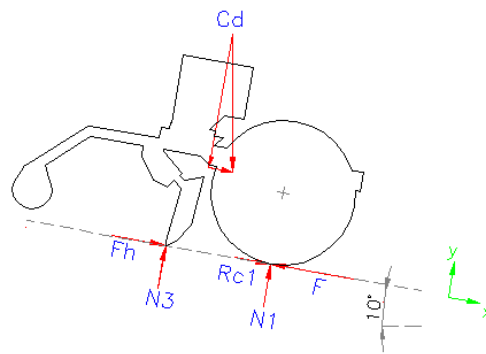


Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre de la máquina

Fuente: Propia

Cálculo de las reacciones

$$Cd_y = Cdcos10$$

$$Cd_y = 104.5xcos10$$

$$Cd_y = 102.9 \text{ kg}$$

$$Cd_x = Cdsin10$$

$$Cd_x = 104.5xsin10$$

$$Cd_x = 18.1 \text{ kg}$$

$\sum M_z = 0$, Respecto al punto 1, positivo dirección antihorario

$$Cd_y \times 0.215 - N3 \times 0.430 = 0$$

$$102.9 \times 0.215 - N3 \times 0.430 = 0$$

$$N3 = \frac{22.1 \text{ Nm}}{0.43 \text{ m}}$$

$$N3 = 51.5 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N1 + N3 - Cd_y = 0$$

$$N1 + 51.5 - 102.9 = 0$$

$$N1 = 51.5 \text{ kg}$$

4.1.2.1. Resistencia a la rodadura (Rc 1)

La resistencia a la rodadura es la resistencia al movimiento sobre una superficie horizontal a una velocidad constante. Esta resistencia varía considerablemente con el tipo y condiciones de la superficie sobre la cual se mueve una máquina. Un suelo blando ofrece una resistencia mucho mayor que caminos de superficie dura como los pavimentos de concreto.

Tabla 4.1 Valores representativos de resistencia a la rodadura para diversas superficies y sistemas de rodaje, en kg/tn

VALORES DE RESISTENCIA A LA RODADURA				
Superficie	Acero	Orugas	Neumáticos de alta presión	Neumáticos de baja presión
Concreto	20	27	18	23
Asfalto	25-35	30-35	20-33	25-30
Tierra compactada con mantenimiento	30-50	30-40	20-35	25-35
Tierra con poco mantenimiento	50-75	40-55	50-70	35-50
Tierra, lodosa sin mantenimiento	100-125	70-90	90-110	75-110
Arena suelta y grava	140-160	80-100	130-145	110-130
Tierra muy lodosa y suave	175-200	100-120	150-200	140-170

Fuente: Peurifoy, R. Construction Planning, Equipment and Methods. 2002. Pág. 129.

De la tabla 4.1 para las condiciones de arena suelta y neumáticos de baja presión se escoge un valor de resistencia a la rodadura de $110 \frac{kg}{tn}$, si a éste valor se multiplica por el peso que actúa en el neumático, se obtiene el valor de la resistencia a la rodadura en kg, así.

$$R_{c1} = 110 \frac{kg}{tn} \times 51.5 \times 10^{-3} \quad \text{Ec. (4-4)}$$
$$R_{c1} = 5.6 \text{ kg}$$

4.1.2.2. Fuerza necesaria para tallar el surco de siembra (Fh)

A continuación se realizan mediciones para determinar la fuerza por tracción de una yunta, en el proceso del tallado de un surco de siembra, estas mediciones se llevan a cabo en un terreno de labranza que ha sido previamente preparado con tractor, localizado en la Parroquia de Yaruquí, Provincia de Pichincha.

Se realizan estas mediciones, con el propósito de conocer la fuerza generada en el surcador, al momento de realizar la actividad.

La fuerza por tracción de una yunta, se la obtiene de manera experimental, para este ensayo se emplean dinamómetros, los cuales se los coloca de forma adecuada con el propósito de obtener datos confiables.

A continuación en la figura 4.2 se muestra una fotografía de una yunta tallando surcos de siembra.



Figura 4.2 Yunta tallando surcos de siembra

Fuente: Propia

La figura 4.3 muestra los dinamómetros que se encuentran entre el yugo y el timón con los cuales se mide la fuerza de tracción que realiza la yunta.



Figura 4.3 Adaptación de los dinamómetros en el mecanismo de labranza con yunta

Fuente: Propia

La tabla 4.2 presenta los valores obtenidos de la tracción animal al momento de tallar un surco de siembra.

Tabla 4.2 Valores experimentales de la fuerza de tracción animal.

Medida	Fuerza [kgf]
1	130
2	128
3	125
4	133
5	130
6	129
7	125
8	133
9	133
10	132
11	132
12	130
Promedio	130

Elaboración: Propia

El valor promedio por la fuerza de tracción de una yunta al tallar un surco de siembra con la herramienta, es de 130kgf. Kanafojski recomienda un ángulo de tiro (φ_2) entre 15 y 30°, para el diseño se considera el ángulo de tiro de la yunta. $\varphi_2 = 25^\circ$

La figura 4.4 indica el ángulo de tiro de la yunta, que se forma entre el fondo del surco y el timón.

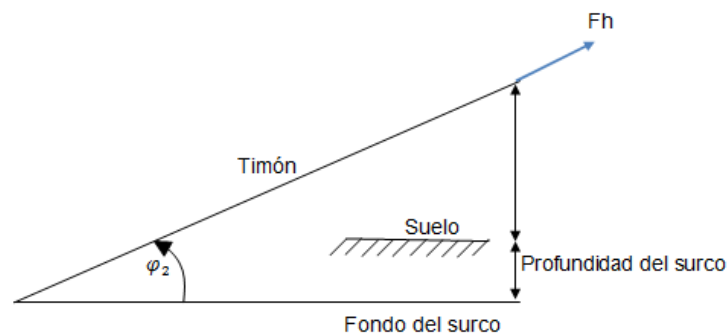


Figura 4.4 Ángulo de tiro de la yunta

Por lo tanto

$$F_h = 130 \times \cos 25$$

$$F_h = 117.8 \text{ kg}$$

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 4.1 se tiene,

$$\sum F_x = 0$$

$$F_h + Rc_1 + Cd_x - F = 0$$

$$117.8 + 5.6 + 18.1 - F = 0$$

$$F = 141.5 \text{ kg} \quad (1\ 386.7 \text{ N})$$

4.2. SELECCIÓN DE LA RUEDA MOTRIZ

El establecer el diámetro de la ruedas como punto de partida, se prioriza debido a que los cálculos subsecuentes y selección de otros elementos para la máquina, requieren de las características y dimensión de la rueda.

En la figura 4.5 se observa el tipo de rueda seleccionada para la máquina, este tipo de ruedas son las que normalmente se emplean en motocultores, la rueda seleccionada tiene un diámetro de 500 mm cuya denominación es: *Super, Suregrip Tractor, Tubeless, 2 Ply, Goodyear*¹³.



Figura 4.5 Rueda agrícola

Fuente: <http://www.goodyear.com.gt/tirecatalog>

4.3. POTENCIA Y SELECCIÓN DEL MOTOR

La máquina debe ser impulsada por un motor de combustión interna y para determinar la potencia se considera las fuerzas que intervienen en la máquina.

$$Pot = Fx v \quad \text{Ec. (4-5)}$$

¹³ ANEXO F; Características técnicas de una rueda agrícola

Donde

Pot: Potencia, W

F: Fuerza de tiro máxima, (1 386.7 N)

v: Velocidad, m/s

La velocidad máxima que puede alcanzar la máquina es de 1.3 m/s

Remplazando en la ecuación 4-5 se tiene.

$$Pot = 1\,386.7\text{ N} \times 1.3 \frac{m}{s}$$

$$Pot = 1.8\text{ kW} \quad (2.4\text{ Hp})$$

Para determinar la potencia requerida, se considera un factor de seguridad de 2, considerando la pérdida de potencia de los motores por la altura y además, para no sobrecargarlo, puesto que el aire en la altura es menos denso por lo que refrigera menos, además la máquina va a trabajar en diferentes tipos de suelos, también, se tiene pérdida de energía en rodamientos, rozamiento de la banda en el motor, sobreesfuerzos realizados por el operador, necesidad de mayor fuerza en el arranque, etc.

$$n = \frac{P_r}{P}$$

Ec. (4-6)

Donde

n: Factor de seguridad

P_r: Potencia requerida para labrar surcos

$$P_r = Pot * n = 2.4 \times 2 = 4.8\text{ [Hp]}$$

El mercado nacional dispone de motores de 5, 6.5, 9 Hp, sin embargo se ha elegido un motor de 9 Hp, por la ventaja de tener una caja reductora incorporada, que facilita el diseño de transmisión, además el costo de adquisición no es muy representativo respecto a un motor de menor potencia.

4.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

4.4.1. CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Para calcular la relación de transmisión se escoge las revoluciones recomendadas por el fabricante cuando el motor trabaja al máximo torque y con el menor consumo de combustible.¹⁴

La máquina debe trabajar a una velocidad máxima de 1.3 m/s por lo que las revoluciones de la rueda se determina por.

$$n = \frac{v}{r} \times \frac{60}{2\pi} \quad \text{Ec. (4-7)}$$

Donde

n : revoluciones de la rueda, en rpm

v : velocidad máxima de la máquina, 1.3 m/s

r : radio de la rueda, 0.250 m

Reemplazando en la ecuación 4-7, se tiene

$$n = 49.6 \text{ rpm} = 50 \text{ rpm}$$

Para calcular la relación de transmisión global se utiliza la siguiente ecuación

$$i_{total} = \frac{n_o}{n_i} \quad \text{Ec. (4-8)}$$

¹⁴ ANEXO G; Curvas características del motor a gasolina 9 Hp

Donde

i_{total} : relación de transmisión de la máquina.

n_o : rpm a la rueda, 50 rpm.

n_i : rpm que sale del motor, 1200 rpm.

Reemplazando en la ecuación 4.8 se tiene.

$$i = \frac{1200}{50} = \frac{1}{4}$$

Se puede descomponer en dos etapas, una etapa por banda y poleas, y otra por catalinas; por lo que la relación de transmisión es.

$$i_{total} = i_{cadena} \times i_{polea} = \frac{1}{24}$$

$$i_{cadena} = \frac{1}{4}$$

$$i_{polea} = \frac{1}{6}$$

4.4.2. SELECCIÓN DE LA CADENA¹⁵

4.4.2.1. Selección de las catalinas

Para la seleccionar las catalinas, se inicia con las características técnicas del sistema de cadena, las cuales se detallan en la tabla 4.3

¹⁵INTERMEC; Transmisión de Potencia por Cadena de Rodillos

Tabla 4.3 Características técnicas del sistema de cadena

Características técnicas para transmisión por cadenas		
Eje principal	Características	Eje de Rueda
Pot= 2.41 Hp= 1.8 kW	Servicio diario: aprox. 10 horas.	Pot= 2.41 Hp= 1.8 kW
$n_1 = 200 \text{ r.p.m}$	Numero de arranques: aprox. 4 al día. Condiciones de servicio: temperatura ambiental normal, con influencia de agua y polvo.	$n_2 = 50 \pm 15 \text{ r.p.m}$

Elaboración: Propia

De la tabla 4.4 se encuentra SF para calcular el margen compensatorio de seguridad.

Tabla 4.4 Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad		
Tipo de carga	Clase de la fuente de potencia	
	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con embrague o caja mecánica
Uniforme	1.0	1.2
Fluctuante	1.3	1.4
Muy fluctuante	1.5	1.7

Fuente: INTERMEC

Para el diseño de la máquina se ha considerado como carga uniforme, pues, el sistema de transmisión de la máquina consta en un inicio, de un sistema de poleas que hacen que el arranque sea suave.

Se elige $SF= 1.2$

Se calcula la potencia de diseño

$$P_B = SF * Pot \quad \text{Ec. (4-9)}$$

Donde

P_B : Potencia de diseño

SF : Factor de servicio, (1.2)

Pot : Potencia nominal, (2.4Hp)

Reemplazando en la ecuación 4.9 se tiene la potencia de diseño

$$P_B = 1.2 \times 2.4 = 2.89 \text{ Hp} \quad (2.1 \text{ kW})$$

Se trata de seleccionar el paso y el número de dientes de la catalina conductora. Observando las tablas de capacidad del catálogo de transmisión de potencia por cadena de rodillos¹⁶.

Resulta muy factible un paso $3/4''$ (No. 60) de acuerdo a la potencia de diseño requerida.

Examinando de cerca el paso No. 60 a 200 RPM se tiene 12 dientes requeridos para la catalina conductora.

Se calcula el número de dientes requerido en el conducido

$$i = \frac{d_{eje \text{ lento}}}{d_{eje \text{ rápido}}} \quad \text{Ec. (4-10)}$$

Donde

$d_{eje \text{ lento}}$: dientes del eje lento, (12 dientes)

¹⁶ ANEXO G; Tabla de Capacidad

$d_{\text{eje rápido}}$: dientes del eje rápido

$$d_{\text{eje lento}} = i * d_{\text{eje rápido}}$$

$$d_{\text{eje lento}} = 4 * 12 = 48 \text{ dientes}$$

En el mercado nacional hay una catalina de 42 dientes por lo cual la nueva relación de transmisión será de,

$$i = \frac{12}{42} = 0.28$$

y las rpm finales serán de

$$rpm = 0.28 * 200 = 56rpm$$

Con lo cual se comprueba que está en el rango de trabajo.

Por tanto que las catalinas conductora y conducida son 60B12 y 60B42 respectivamente.

4.4.2.1.1. Cálculo de la longitud de la cadena

Se calcula la longitud de la cadena con la siguiente fórmula.

$$L = 2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{C} \quad \text{Ec. (4-11)}$$

Donde

$$C = \frac{\text{distancia entre centros}}{p}$$

Por consideraciones geométricas se ha dispuesto de una distancia entre ejes tentativa de 12.48".

p = paso de la cadena

$$C = \frac{12.48}{0.75}$$

$$C = 16.64$$

$$S = d_{\text{eje rápido}} + d_{\text{eje lento}}$$

$$S = 12 + 42 = 54$$

Se resta el número de dientes de la catalina pequeña del número de dientes de la catalina conductora grande. Esta cantidad se designa con la letra D . Con esta cantidad, se encuentra el valor representado en la fórmula por la letra K ¹⁷.

Para $D = 42 - 12 = 30$, se tiene: $K = 22.8$

Reemplazando en la ecuación 4.11 se tiene

$$L = 2(16.64) + \frac{54}{2} + \frac{22.8}{16.64}$$

$$L = 61.6 \text{ Eslabones}$$

Se escoge 61.5 eslabones.

Multiplicando esta cantidad por el pitch de la cadena se tienen el desarrollo en milímetros.

$$L = 61.5 \times 0.75 \times 25.4$$

$$L = 1112 \text{ mm}$$

4.4.2.1.2. Cálculo de la fuerza en la catalina motriz

Se calcula el torque que actúa sobre el eje motriz¹⁸

¹⁷ ANEXO G; Tabla de los Valores de K

¹⁸ SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 97.

$$T = \frac{9550Pot}{rpm} \quad \text{Ec. (4-12)}$$

Donde

T : Torque, (Nm)

Pot: potencia de la rueda, (1.8 kW)

rpm: revoluciones de la catarina motriz, (200rpm)

Reemplazando estos valores en la ecuación 4-12 se tiene

$$T = 85.9 \text{ Nm} \approx 86 \text{ Nm}$$

Con el torque y con el radio de la catalina motriz se puede calcular la fuerza que ejerce la catalina al eje mediante la ecuación

$$F_c = \frac{T}{r} \quad \text{Ec. (4-13)}$$

Donde

F_c : Fuerza de la catalina motriz, (N)

T : Torque de la rueda, (86Nm)

r : Radio del piñón conductor (0,041m)

Reemplazando estos valores en la ecuación 4-13 se tiene

$$F_c = 2\,097.6 \text{ N}$$

La figura 4.6 muestra la fuerza de la cadena en la catalina motriz.

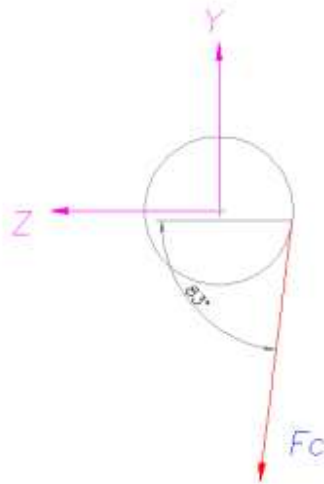


Figura 4.6 Fuerza de la Catalina motriz

Fuente: Propia

De la fuerza F_c de la figura 4.6 se calcula las componentes ortogonales en el plano yz.

La componente en la dirección del eje y se calcula con la fórmula

$$F_{cy} = F_c \times \sin \vartheta$$

$$F_{cy} = 2\,097.6 \sin 83^\circ$$

$$\mathbf{F_{cy} = 2\,082\,N}$$

La componente en la dirección del eje z se calcula con la fórmula

$$F_{cz} = F_c \times \cos \vartheta$$

$$F_{cz} = 2\,097.6 \times \cos 83^\circ$$

$$\mathbf{F_{cz} = 255.6\,N}$$

4.4.3. CÁLCULO DE LAS POLEAS

4.4.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE RODILLOS TENSORES, GUÍA

La figura 4.7 muestra un esquema de un sistema de rodillos tensores con guía exterior.

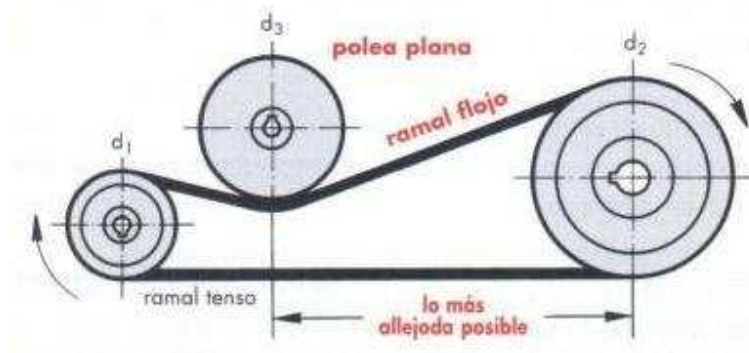


Figura 4.7 Sistema rodillo tensores, guía

Fuente: Catalogo Optibelt

Para el diseño del sistema de transmisión de potencia del motor al eje motriz, se utiliza correas flexibles de caucho reforzado. El objetivo de utilizar las correas es construir un mecanismo que permita embragar la máquina, cuando el operador requiera detener la máquina, haciendo que las poleas deslicen para interrumpir la transmisión de potencia.

Utilizando como referencia el Catálogo Optibelt de correas trapezoidales se indica la selección de correas de sección trapezoidal y poleas para conectar los ejes.

4.4.4.1. Características técnicas del sistema de poleas

La tabla 4.5 muestra las características técnicas de la primera etapa de reducción.

Tabla 4.5 Características técnicas de la transmisión por bandas y poleas

Características técnicas de la transmisión por bandas y poleas		
Eje motor	Características	Eje principal
Pot= 2.41 Hp= 1.8 kW	Servicio diario: aprox. 10 horas.	Pot= 2.41 Hp= 1.8 kW
$n_1 = 1200 \text{ r.p.m}$	Número de arranques: aprox. 4 al día. Condiciones de servicio: temperatura ambiental normal, con influencia de agua y polvo.	$n_2 = 200 \pm 15 \text{ r.p.m}$

Elaboración: Propia

4.4.4.2. Cálculo de la potencia de diseño

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones.

De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio c_2 que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado.

Del catálogo de bandas Optibelt¹⁹ se elige $c_2 = 1.2$

La potencia de diseño se calcula con la ecuación 4-14.

$$P_B = Potxc_2 \quad \text{Ec. (4-14)}$$

$$P_B = 1.8x1.2$$

$$P_B = 2.1 \text{ kW}$$

¹⁹ ANEXO H; Factor de Carga

Con los datos de potencia de diseño se realizará los cálculos para el tipo de correa **SPA²⁰**.

4.4.4.3. Selección de las poleas

Con la relación de transmisión y el tipo de sección de correa se elige un valor de 63 mm para d_{a1} . Entonces se calcula d_{a2} de la siguiente forma.

$$d_{a2} = i \times d_{a1}$$

Reemplazando se tiene

$$d_{a2} = 6 \times 63 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 378 \text{ mm}$$

Del catálogo Optibelt²¹, y por la disponibilidad en el mercado se ha seleccionado $d_{a2} = 355 \text{ mm}$

4.4.4.4. Cálculo de la longitud de la banda

La distancia provisional a entre ejes se obtiene con las siguientes relaciones:

$$a > 0.8(d_{a1} + d_{a2}) \quad \text{Ec. (4-15)}$$

$$a < 2(d_{a1} + d_{a2}) \quad \text{Ec. (4-16)}$$

Donde a es la distancia entre ejes.

Reemplazando valores en las ecuaciones 4-15 y 4-16 se tiene,

$$a > 0.8(63 + 355)$$

$$a > 334.4 \text{ mm}$$

$$a < 2(63 + 355)$$

²⁰ ANEXO H; CATALOGO OPTIBELT; Selección del perfil

²¹ ANEXO H; CATALOGO OPTIBELT; Poleas Acanaladas Trapeciales

$$a < 836 \text{ mm}$$

Distancia seleccionada

$$a = 450 \text{ mm}$$

Con estos valores obtenidos se puede calcular el largo aproximado de la correa que se necesita, por medio de la ecuación 4-17.

$$L_{dth} = 2 * a + 1.57 * (d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{(4 * a)} \quad \text{Ec. (4-17)}$$

Donde

L_{dth} = el desarrollo provisional de la banda

Reemplazando valores en la ecuación 4-17 se tiene

$$L_{dth} = 2 * 450 + 1.57 * (355 + 63) + \frac{(355 - 63)^2}{(4 * 450)}$$

$$L_{dth} = 1\,603.6 \text{ mm}$$

La longitud escogida del Catálogo Optibelt²² es

L_{dst} = longitud estándar

$$L_{dst} = 1600 \text{ mm}$$

Se realiza la corrección de la distancia entre ejes con la ecuación 4-18.

$$a_{nom} = a - \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2} \quad \text{Ec. (4-18)}$$

Donde

a_{nom} : distancia entre ejes nominal

Reemplazando valores en la ecuación Ec. 4-18 se tiene

²² ANEXO H; Longitud estándar de poleas

$$a_{nom} = 450 - \frac{1862 - 1878.5}{2}$$

$$a_{nom} = 458.3 \text{ mm}$$

El ajuste mínimo de la distancia X/Y nominal²³ se escoge de la tabla 21 del Catálogo Optibelt

Con $L_{dst} = 1\ 600 \text{ mm}$ se tiene:

$$x = 30 \text{ mm}$$

$$y = 30 \text{ mm}$$

4.4.4.1. Número de correas

El uso de rodillos aumenta la tensión por flexión en las correas. Para evitar una reducción de la vida útil de la correa se incluye un factor de corrección C_4 ²⁴. Este factor de corrección considera el número de rodillos y el diámetro mínimo que debe mantenerse.

Del Anexo H se escoge un valor de C_4 de 0.91

4.4.4.1.1. Cálculo de la potencia nominal por correa (P_N)²⁵

Para la transmisión se escoge el perfil SPA, con la velocidad angular del motor de 1200rpm e interpolando del anexo se tiene que la potencia nominal es.

$$P_N = 1.24 + 0.45$$

$$P_N = 1.69 \text{ kW}$$

²³ANEXO H; Ajuste mínimo de la distancia X/Y

²⁴CATALOGO OPTIBELT; Transmisiones Especiales; Cálculo del factor de corrección C_4

²⁵CATALOGO OPTIBELT; Transmisiones Especiales; Potencia nominal por correa

4.4.4.1.2. Cálculo del factor de ángulo de contacto (C_1)²⁶

Para un ángulo de contacto $\beta = 210^\circ$ se tiene $C_1 = 1$

4.4.4.1.3. Cálculo del factor de desarrollo (C_3)²⁷

Con el valor de L_{dst} y el perfil SPB se obtiene el valor de C_3 de 0.92

Tras tener en cuenta el factor de rodillo C_4 , se determinará el número de correas mediante la fórmula.

$$Z = \frac{PC_2}{P_N C_1 C_3 C_4} \quad \text{Ec. (4-19)}$$

Donde

Z: es el número de correas

Reemplazando en la ecuación 4-19, valores se tiene que:

$$Z = \frac{1.8 \times 1.2}{1.69 \times 1 \times 0.92 \times 0.91}$$

$$Z = 1.5$$

Por lo que las poleas son de dos canales tipo SPA.

4.4.4.2. Tensado de Correas

El tensado de la correa tiene una importancia crucial para conseguir una transmisión de potencia sin problemas y la vida útil de la correa esperada.

²⁶CATALOGO OPTIBELT; Transmisiones Especiales; Factor del ángulo de contacto C_1

²⁷CATALOGO OPTIBELT; Transmisiones Especiales; Cálculo del factor de desarrollo C_3

La tensión estática de la correa T es la mínima tensión necesaria para transmitir el máximo de potencia, considerando el valor normal de deslizamiento.

4.4.4.2.1. Control de la tensión de la correa mediante la flecha del ramal

E: Flecha del ramal por 100mm de longitud	(mm)
Ea: Flecha del ramal	(mm)
f: Fuerza de prueba por correa	(N)
k: constante para el cálculo de la fuerza centrífuga	
L: longitud del ramal	(mm)
P: Fuerza estática sobre el eje	(N)
T: tensión estática mínima por correa	(N)
β : arco de abrazo de la polea	(°)

4.4.4.2.2. Cálculo de la tensión estática de la correa²⁸

La tensión estática de la correa se calcula por medio de la ecuación 4-20.

$$T = \frac{500(2.02 - C_1)P_B}{C_{1ZV}} + kv^2 \quad \text{Ec. (4-20)}$$

$$T = \frac{500(2.02 - 1)2.1}{1 \times 2 \times 3.95} + 0.12 \times 3.95^2$$

$$T = 137 \text{ N}$$

Para el primer montaje se multiplica por 1.3

$$T = 137 \times 1.3$$

$$T = 178 \text{ N}$$

²⁸ CATALOGO OPTIBELT; Tensado de Correas Trapeciales pág.122

Se calcula la flecha por cada 100 mm de ramal E a partir de la curva característica de tensión del diagrama 8²⁹

De la cual se obtiene.

$$E = 3.8\text{mm}$$

Se calcula la flecha del ramal E_a ³⁰ para la longitud existente del ramal L.

$$L = a_{nom} \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad \text{Ec. (4-21)}$$

$$L = 450x \sin\left(\frac{210}{2}\right)$$

$$L = 435 \text{ mm}$$

La flecha del ramal se calcula con la siguiente fórmula³¹.

$$E_a = \frac{ExL}{100} \quad \text{Ec. (4-22)}$$

$$E_a = \frac{3.8x435}{100}$$

$$E_a = 16.5 \text{ mm}$$

4.4.4.2.3. Cálculo de la fuerza estática sobre el eje

Con la siguiente fórmula³² se calcula la fuerza estática sobre el eje.

$$P = 2T \sin\frac{\beta}{2} Z \quad \text{Ec. (4-23)}$$

Reemplazando valores se tiene

²⁹ ANEXO H; Tensado de Correas Trapeciales

³⁰ CATALOGO OPTIBELT; Tensado de Correas Trapeciales pág.122

³¹ CATALOGO OPTIBELT; Tensado de Correas Trapeciales pág.122

³² CATALOGO OPTIBELT; PowerTransmission; Cálculo; pág.80

$$P = 2 \times 137 \times \sin\left(\frac{210}{2}\right) \times 2$$

$$P = 529 \text{ N}$$

Esta es la máxima tensión que soportan las correas de perfil SPA.

4.4.4.2.4. Cálculo de la tensión en la banda

Con el torque generado en el eje motriz y con el radio de la polea conducida se procede a calcular la fuerza que ejerce la polea al eje mediante la ecuación

$$P = \frac{T}{r} \quad \text{Ec. (4-24)}$$

Donde

P : Fuerza de la polea motriz, (N)

T : Torque del eje, (86 Nm)

r : Radio de la polea (0,175 m)

Reemplazando estos valores en la ecuación (4-24) se tiene

$$P = 484.5 \text{ N}$$

4.4.4.3. Selección del resorte

Es necesario diseñar un mecanismo que permita embragar y desembragar el sistema de transmisión por poleas. El mecanismo consta de un rodillo tensor, un eslabón que pivota y un resorte. Debido a las condiciones de trabajo requeridas se debe seleccionar un resorte de tensión.

El material seleccionado para el resorte es un alambre templado en aceite (ASTM 229-41) para el cual las constantes físicas son las siguientes,

Módulo de elasticidad (E) 196.5 GPa

Módulo de rigidez (G) 77.2 GPa

Por condiciones de funcionamiento se selecciona un resorte de tensión cuyas dimensiones se indican en la figura 4.8.

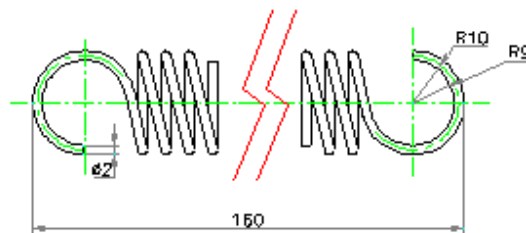


Figura 4.8 Resorte a tensión

Fuente: propia

Con estas condiciones el módulo o constante del resorte es³³

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \quad \text{Ec. (4-25)}$$

Donde

k : Módulo o constante del resorte [N/m]

d : Calibre o diámetro del alambre del resorte, 0.002 m

G : Módulo de rigidez del resorte [N/m²]

D : Diámetro medio del resorte [m]

N : Número de espiras activas, 50

Reemplazando en la ecuación 4-25 se tiene.

$$k = \frac{0.002^4 \times 77.2 \times 10^9}{8 \times 0.02^3 \times 50}$$

³³SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo10; 8ª Edición; pág. 502.

$$k = 386 \frac{N}{m}$$

La deformación máxima sufrida por este resorte por la acción de la fuerza es de 20 mm, determinado a partir del análisis geométrico del prototipo.

$$F_R = y * k \quad \text{Ec. (4-26)}$$

Donde

F_R : Carga aplicada al resorte [N]

y : Deformación del resorte [m]

Reemplazando en la ecuación 4-26 se tiene

$$F_R = 0.02x386$$

$$F_R = 7.72 N$$

La fuerza máxima que puede soportar el resorte seleccionado es³⁴

$$F_{Rmax} = \frac{\pi d^3 S_{sy}}{8K_s D} \quad \text{Ec. (4-27)}$$

Donde

F_{Rmax} : Fuerza máxima del resorte [N]

d : Calibre o diámetro del alambre del resorte, 0.002 m

S_{sy} : Resistencia de fluencia a la torsión [N/m²]

S_y : Resistencia de fluencia [N/m²]

D : Diámetro medio del resorte, 0.02 m

K_s : Factor de multiplicación del esfuerzo cortante

³⁴SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo10; 8ª Edición; pág. 501

Para determinar las propiedades mecánicas para el resorte se considera las propiedades para el alambre de cuerda musical indicados en la tabla 10-4³⁵.

Para determinar la resistencia de fluencia a la torsión se debe determinar la resistencia última a la tracción para el material.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec. (4-28)}$$

Considerando el material para el resorte como el alambre templado en aceite se obtiene,

$$S_{ut} = \frac{1855}{0.002^{0.187}}$$

$$S_{ut} = 1\,629 \text{ MPa}$$

Una relación aproximada entre la resistencia a la fluencia y la resistencia última a la tensión es,

$$S_y = 0.75S_{ut} \quad \text{Ec. (4-29)}$$

$$S_y = 1\,221.75 \text{ MPa}$$

Luego se aplica la teoría de la energía de distorsión, se obtiene³⁶

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad \text{Ec. (4-30)}$$

$$S_{sy} = 705 \text{ MPa}$$

³⁵SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo10; 8ª Edición;Tabla 10-4; pág. 507

³⁶SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo10; 8ª Edición; pág. 507

El factor de multiplicación de esfuerzo cortante es

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad \text{Ec. (4-31)}$$

Donde

C : Índice del resorte $C = D/d$

Reemplazando en la ecuación 4-31 se tiene:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{10}$$

$$K_s = 1.05$$

Por lo tanto la fuerza máxima que el resorte debe soportar para alcanzar la resistencia a la fluencia a la tensión es:

$$F_{Rmax} = 105 \text{ N}$$

4.4.4.4. Cálculo de la tensión necesaria para accionar el rodillo tensor

El análisis de las reacciones se determina a partir del DCL del eslabón, que se muestra en la figura 4.9.

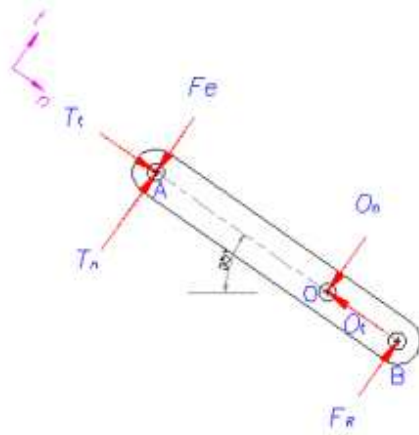


Figura 4.9 Diagrama de cuerpo libre en el plano (xy)

Fuente: Propia

$\sum M_Z = 0$, Respecto al punto O, positivo dirección antihorario

$$F_E \times 0.155 - T_n \times 0.155 + F_{Rmax} \times 0.055 = 0$$

$$50 \times 0.155 - T_n \times 0.155 + 105 \times 0.055 = 0$$

$$T_n = \frac{13.53 \text{ Nm}}{0.155 \text{ m}}$$

$$T_n = 87.3 \text{ N}$$

Se calcula la tensión en el plano tangencial

$$\tan 35^\circ = \frac{T_t}{T_n}$$

$$T_t = T_n \times \tan 35^\circ$$

$$T_t = 61 \text{ N}$$

$$\sum F_n = 0$$

$$T_n - O_n + F_{Rmax} = 0$$

$$87.3 - O_n + 105 = 0$$

$$O_n = 192.3 \text{ N}$$

$$\sum F_t = 0$$

$$T_t - O_t = 0$$

$$O_t = 61 \text{ N}$$

4.4.5. DISEÑO DEL EJE MOTRIZ

A continuación en la figura 4.10 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje motriz.

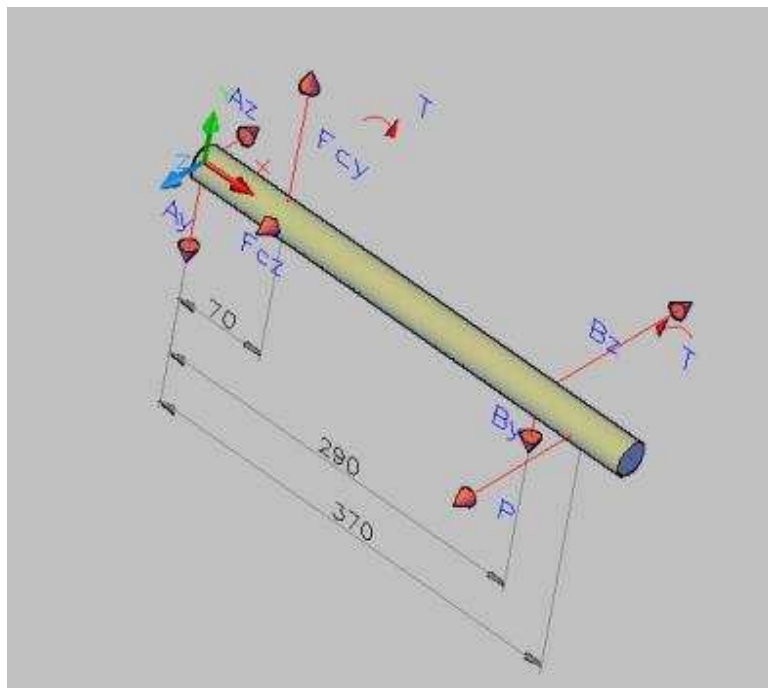


Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano (xyz)

Fuente: Propia

Donde

P : Fuerza de la polea motriz, (484.5N)

T : Torque del eje, (86 Nm)

F_{cy} : Fuerza de la catalina motriz en el plano y, (2 082N)

F_{cz} : Fuerza de la catalina motriz en el plano z, (255.6N)

A_y : Reacción de la chumacera A en el plano y

A_z : Reacción de la chumacera A en el plano z

B_y : Reacción de la chumacera B en el plano y

B_z : Reacción de la chumacera B en el plano z

4.4.5.1. Cálculo de las reacciones

Se procede a calcular las reacciones en el plano, la figura 4.11 muestra el diagrama de cuerpo libre en plano xy.

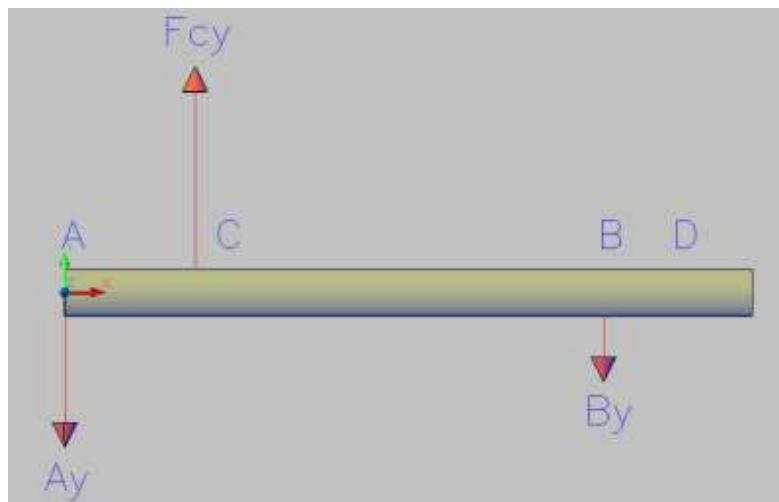


Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre en el plano (xy)

Fuente: propia

$$\sum M_z = 0, \text{ Respecto al punto A, positivo dirección antihorario}$$

$$F_{cy}x0,07 - B_yx0,29 = 0$$

$$2082x0,07 - B_yx0,29 = 0$$

$$B_y = \frac{145.74 Nm}{0.29 m}$$

$$B_y = 502.55 N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-A_y + F_{cy} - B_y = 0$$

$$-A_y + 2082 - 502.55 = 0$$

$$A_y = 1579.5 N$$

Utilizando funciones de singularidad se realiza los diagramas de cortante y momento flector en el plano z.

$$q(x) = -1\,579.5\langle x \rangle^{-1} + 2\,082\langle x - 0,07 \rangle^{-1} - 502.55\langle x - 0,29 \rangle^{-1}$$

$$V(x) = -1\,579.5\langle x \rangle^0 + 2\,082\langle x - 0,07 \rangle^0 - 502.55\langle x - 0,29 \rangle^0$$

$$M(x) = -1\,579.5\langle x \rangle^1 + 2\,082\langle x - 0,07 \rangle^1 - 502.55\langle x - 0,29 \rangle^1$$

Las figuras 4.12 y 4.13 muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

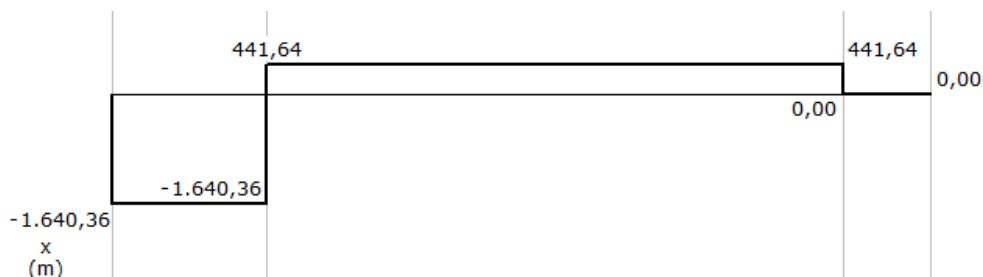


Figura 4.12 Diagrama de fuerza cortante

Fuente: Software MDSolids

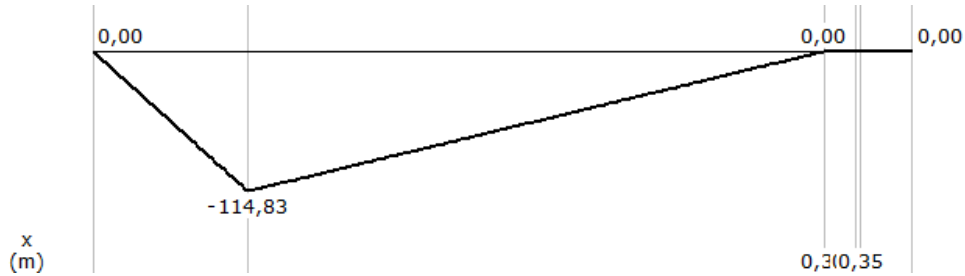


Figura 4.13 Diagrama de momento flector M_z

Fuente: Software MDSolids

A continuación en la figura 4.14 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje motriz en el plano xz.

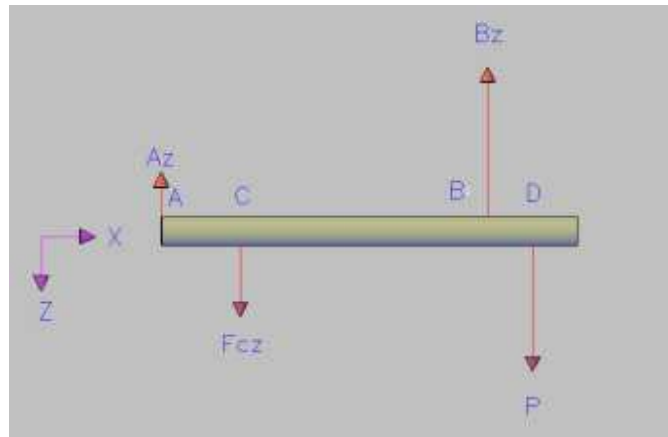


Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre en el plano (XZ)

Fuente: Propia

$\sum M_y = 0$, Respecto al punto A, positivo dirección antihorario

$$-F_{cz}x0,07 + B_zx0,29 - Px0,37 = 0$$

$$-255.6x0,07 + B_yx0,29 - 484.5x0,37 = 0$$

$$B_z = \frac{197.1 \text{ Nm}}{0.29 \text{ m}}$$

$$B_z = 679.85 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-A_z + F_{cz} - B_z + P = 0$$

$$-A_z + 255.6 - 679.85 + 484.5 = 0$$

$$A_z = 60.25 \text{ N}$$

Utilizando funciones de singularidad se realiza los diagramas de cortante y momento flector en el plano y.

$$q(x) = 60.25\langle x \rangle^{-1} - 255.6\langle x - 0,07 \rangle^{-1} + 679.85\langle x - 0,29 \rangle^{-1} - 484.5\langle x - 0,37 \rangle^{-1}$$

$$V(x) = 60.25\langle x \rangle^0 - 255.6\langle x - 0,07 \rangle^0 + 679.85\langle x - 0,29 \rangle^0 - 484.5\langle x - 0,37 \rangle^0$$

$$q(x) = 60.25\langle x \rangle^1 - 255.6\langle x - 0,07 \rangle^1 + 679.85\langle x - 0,29 \rangle^1 - 484.5\langle x - 0,37 \rangle^1$$

Las figuras 4.15 y 4.16 muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

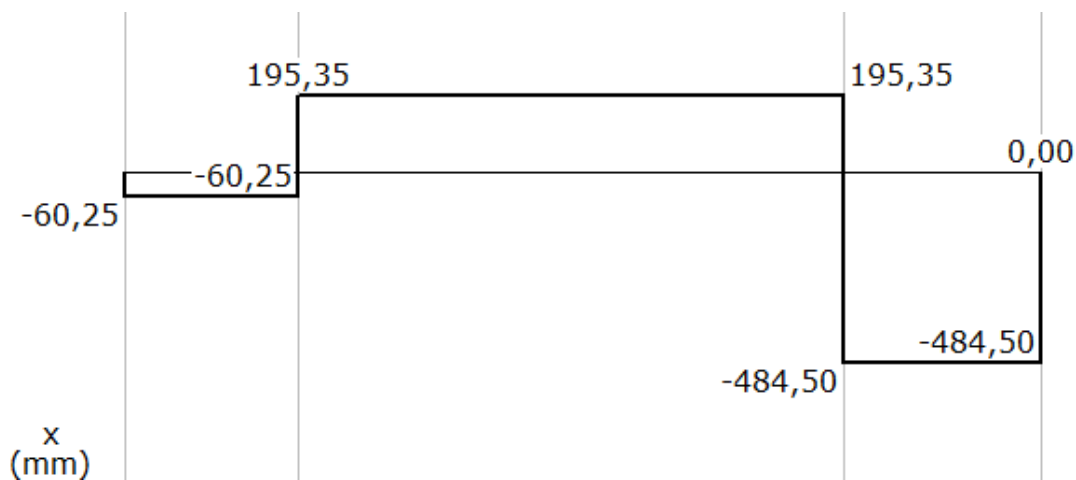


Figura 4.15 Diagrama de fuerza cortante

Fuente: Software MDSolids

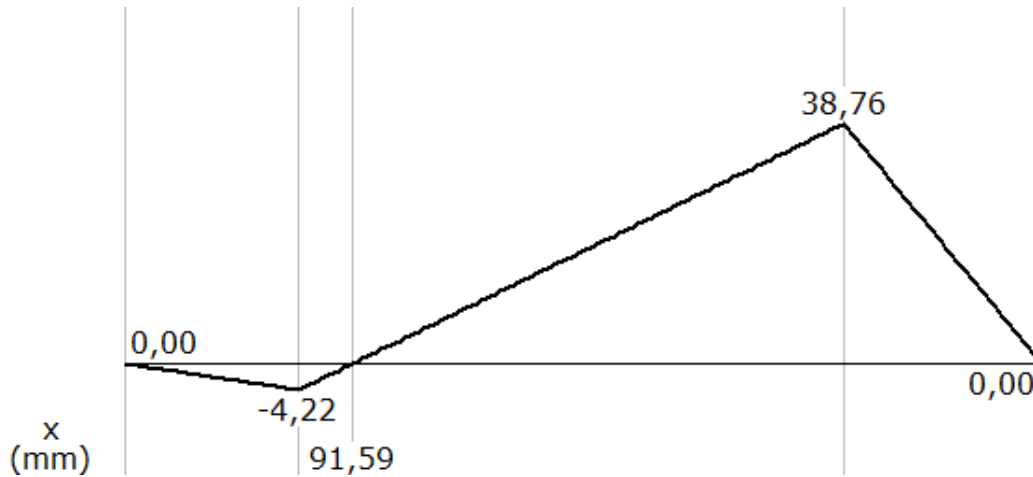


Figura 4.16 Diagrama de momento flector My

Fuente: Software MDSolids

Se analiza los esfuerzos en los puntos C y B, para conocer el lugar donde actúa el máximo esfuerzo, por medio de la ecuación 4-32.

$$\sigma_x = \frac{32}{\pi d^3} (M_y^2 + M_z^2)^{1/2} \quad \text{Ec. (4-32)}^{37}$$

Donde

σ_x : Esfuerzo normal, en MPa

d : Diámetro del eje motriz, 0.025 m

M_y, M_z : Momento flector en los puntos C y B

Reemplazando valores en la ecuación 4-32, para el punto C se tiene

$$\sigma_x = \frac{32}{\pi 0.025^3} (4.22^2 + 114.83^2)^{1/2}$$

³⁷SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 88.

$$\sigma_x = 75 \text{ MPa}$$

Remplazando valores en la ecuación 4-32, para el punto B se tiene

$$\sigma_x = \frac{32M_y}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (4-33)}^{38}$$

$$\sigma_x = \frac{32 \times 38.76}{\pi 0.025^3}$$

$$\sigma_x = 25.2 \text{ MPa}$$

Con lo cual se concluye que el máximo esfuerzo se encuentra en el punto C.

Cálculo del esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (4-34)}^{39}$$

Donde

τ : Esfuerzo cortante, en MPa

T : Momento torsor, 86Nm

d : Diámetro del eje motriz, 0.025 m

Reemplazando valores en la ecuación se tiene

$$\tau = \frac{16 \times 86}{\pi 0.025^3}$$

$$\tau = 28 \text{ MPa}$$

4.4.5.2. Cálculo de esfuerzos principales

El eje está sometido a flexión mono axial y a torsión. Por lo que la ecuación de los esfuerzos principales queda determinada de la siguiente forma.

³⁸SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 100.

³⁹SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 100.

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_x}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{Ec. (4-35)}^{40}$$

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{75}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{75}{2}\right)^2 + 28^2}$$

$$\sigma_A = 84.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = -9.3 \text{ MPa}$$

Utilizando la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles, se procede a calcular el esfuerzo de von Mises para los esfuerzos principales, mediante la ecuación 4-36

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} \quad \text{-36)}^{41}$$

$$\sigma' = \sqrt{84.3^2 - (84.3)(-9.3) + 9.3^2}$$

$$\sigma' = 89.3 \text{ MPa}$$

El material a ser utilizado es un acero SAE 1018 HR laminado en caliente cuyas propiedades mecánicas son las siguientes.

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa (58ksi)}$$

$$S_y = 220 \text{ MPa (32ksi)}$$

Con estas propiedades se procede a calcular el factor de seguridad

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (4-37)}^{42}$$

Despejando el factor de seguridad de la ecuación 4-37 se tiene

⁴⁰SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 77.

⁴¹SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 216.

⁴²SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 216.

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

$$n = \frac{220 \text{ MPa}}{89.3 \text{ MPa}} n = 2.46$$

4.4.5.3. Cálculo de esfuerzos fluctuantes

4.4.5.3.1. Cálculo de esfuerzos normales

Los esfuerzos normales del eje van a estar invirtiéndose completamente como se muestra en la figura 4.17.

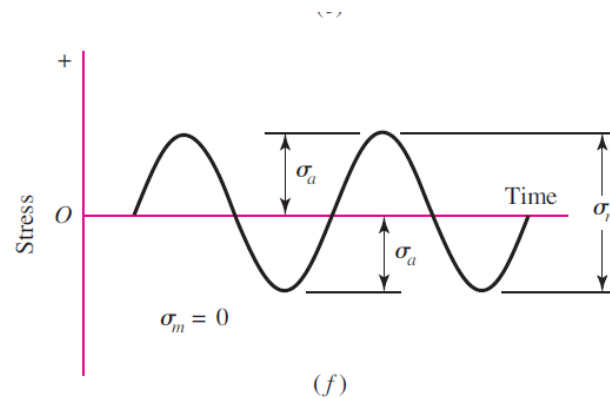


Figura 4.17 Esfuerzo sinusoidal completamente invertido⁴³

De la figura 4.17 se observa que los esfuerzos amplitud y medio son

$$\sigma_a = 75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

4.4.5.3.2. Cálculo de esfuerzos cortantes

La figura 4.18 muestra el esfuerzo constante en el tiempo.

⁴³SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; Fig. 6-23 f; pág. 293.



Figura 4.18 Esfuerzo constante en el tiempo

De la figura 4.18 se concluye que no hay esfuerzos cortante amplitud, por lo tanto el esfuerzo cortante medio es

$$\tau_m = 28 \text{ MPa}$$

4.4.5.4. Cálculo de esfuerzo de Von Mises⁴⁴ amplitud

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad \text{Ec. (4-38)}^{45}$$

Como el esfuerzo cortante amplitud es cero, el esfuerzo de Von Mises amplitud es igual.

$$\sigma_a' = 75 \text{ MPa}$$

4.4.5.5. Cálculo del esfuerzo de Von Mises medio

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \text{Ec. (4-39)}^{46}$$

Como el esfuerzo normal medio es cero, el esfuerzo de Von Mises medio es igual.

$$\sigma_m' = \sqrt{3 \times 28^2}$$

$$\sigma_m' = 48.5 \text{ MPa}$$

⁴⁴SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 215.

⁴⁵SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 215.

⁴⁶SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 215

4.4.5.6. Diseño del eje a fatiga

El material a ser utilizado es un acero SAE 1018 HR laminado en caliente cuyas propiedades mecánicas son las siguientes.

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa (58ksi)}$$

$$S_y = 220 \text{ MPa (32ksi)}$$

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria (S_e')

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad \text{Ec. (4-40)}^{47}$$

$$S_e' = 0.5 \times 400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 200 \text{ MPa}$$

Factor de superficie (k_a)

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. (4-41)}^{48}$$

El eje es maquinado en frío, del libro de Shigley se escoge

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Reemplazando en la ecuación 4-41 valores de a y b, se tiene

$$k_a = 0.92$$

Factor de tamaño (k_b)

$$k_b = 0.879d^{-0.107} \quad \text{Ec. (4-42)}^{49}$$

⁴⁷SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 274

⁴⁸SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 279

⁴⁹SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 280.

$$k_b = 0.879 \left(\frac{125}{127} \right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.88$$

Factor de carga (k_c)⁵⁰

Se escoge un valor de $k_c = 1$ para asegurar que el eje no falle por fatiga.

Factor de temperatura (k_d)⁵¹

Se escoge un valor de k_d de 1 ya que el eje va a trabajar en condiciones normales de temperatura (25°C).

Factor de confiabilidad (k_e)⁵²

Para una confiabilidad del 90% se tiene k_e de 0.897

Factor de efectos varios (k_f)⁵³

Como el eje no tiene cambios de sección se tiene un valor k_f de 1.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga (S_e)⁵⁴

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad \text{Ec. (4-43)}$$

$$S_e = 0.92 \times 0.88 \times 1 \times 1 \times 0.897 \times 1 \times 200$$

$$S_e = 145.2 \text{ MPa}$$

Como $S_e > \sigma_a' > \sigma_m'$ entonces el eje tiene vida infinita.

⁵⁰SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 282.

⁵¹SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 283.

⁵²SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 285.

⁵³SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 287.

⁵⁴SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 279.

Utilizando el criterio de distorsión de Goodman Modificado⁵⁵, se procede a calcular el factor de seguridad

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. (4-44)}$$

Donde

σ_a' : Esfuerzo de Von Mises amplitud, 75MPa

σ_m' : Esfuerzo de Von Mises medio, 48.5MPa

S_e : Resistencia a la fatiga, 145.2MPa

S_{ut} : Resistencia última a la tensión, 400MPa

n : Factor de seguridad

Reemplazando valores se tiene

$$\frac{75}{145.2} + \frac{48.5}{400} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.56$$

Con esto se concluye que, el eje, presenta un factor de seguridad de fatiga de 1.56 por lo tanto no hay riesgo de falla por carga variable.

4.4.6. SELECCIÓN DE CHUMACERAS.

El tamaño necesario viene determinado por la capacidad de carga estática C_o , ya que los rodamientos y las unidades de rodamientos giran a velocidades muy bajas.

⁵⁵SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 6; 8ª Edición; pág. 298.

A altas temperaturas, la capacidad de carga del rodamiento se reduce. Para tener esto en cuenta se debe multiplicar la capacidad de carga estática C_o por un factor de temperatura f_T .

La capacidad de carga estática requerida se puede calcular según la ecuación 4-45.

$$C_{oreq} = \frac{2P_0}{f_T} \quad \text{Ec. (4-45)}$$

Donde

C_{oreq} = Capacidad de carga estática requerida [kN]

P_0 = Carga estática equivalente [kN]

f_T = Factor de temperatura⁵⁶

La carga estática equivalente P_0 se obtiene con la ecuación 4-46.

$$P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a \quad \text{Ec. (4-46)}$$

Donde

P_0 = Carga estática equivalente, en [N]

F_r = Componente radial de la fuerza, 1580.6 [N]

F_a = Componente axial de la fuerza, 0 [N]

Al calcular P_0 se deberá utilizar la carga máxima posible así como sus componentes radiales y axiales incorporados a la ecuación anterior. Si $P_0 < F_r$, entonces se debe usar $P_0 = F_r$.

$$P_0 = 0.6 \times 1580.6 \text{ [N]}$$

$$P_0 = 948.36 \text{ [N]}$$

Reemplazando en la ecuación 4-46, se tiene

⁵⁶CATÁLOGO GENERAL SKF; Selección del factor de temperatura; Tabla 3 pág. 928.

$$C_{oreq} = \frac{2 \times 948.36}{1}$$

$$C_{oreq} = 1\,896.7 \text{ [N]} = 1.9 \text{ [kN]}$$

Por lo tanto la chumacera seleccionada⁵⁷ es la YAR 205 2RF, la cual cumple con los requerimientos.

4.4.7. DISEÑO DE LA LENGÜETA DEL EJE MOTRIZ

Para la transmisión del par de torsión entre la catalina conducida y el eje motriz, se utiliza una lengüeta que garantice la conservación del par de giro del motor hacia la rueda y también posicione axialmente a la catalina.

Las chavetas y lengüetas vienen en tamaños estándar para el grosor, la altura y la profundidad de la cuña según la norma DIN 6886⁵⁸ y se los selecciona en base al diámetro del eje de transmisión.

En el diámetro del eje de 25 mm y de acuerdo al libro se selecciona una altura de la lengüeta de 7mm y un ancho de 8mm.

Las dimensiones de la lengüeta se dan en base a la figura 4.19.

⁵⁷CATÁLOGO GENERAL SKF; Soportes de pie con rodamientos Y para altas temperaturas; pág. 936.

⁵⁸GTZ, Tablas para la Industria Metalúrgica, 3ra Edición, 1984, pág. 139

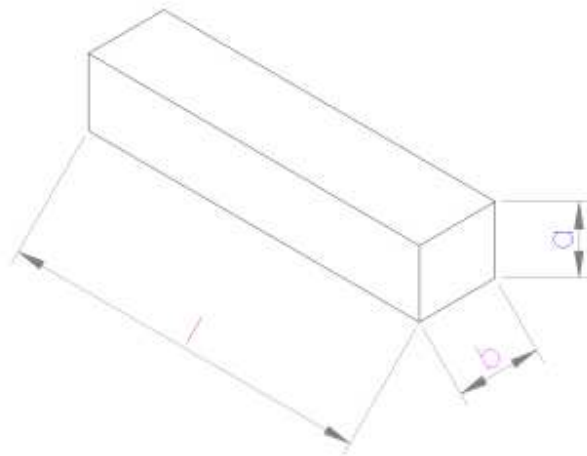


Figura 4.19 Dimensiones de la lengüeta

Fuente: Propia

Donde

a: Altura de la lengüeta, 7mm

b: Ancho de la lengüeta, 8 mm

l: Longitud de la lengüeta, mm

El material de la lengüeta, (Usualmente es acero laminado en frio de bajo carbono⁵⁹) por lo que se selecciona un Acero UNS G10200, $S_y=448$ MPa. La lengüeta trabaja a cortante puro por lo que se emplea para su análisis la teoría de la energía de la distorsión, esto se muestra en la figura 4.20.

⁵⁹ SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 8ª Edición; pág. 379.

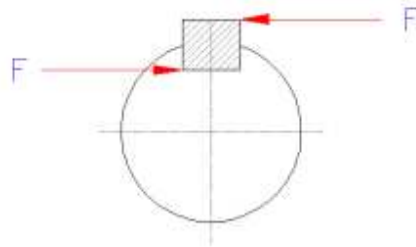


Figura 4.20 Diagrama de cuerpo libre de la lengüeta

Fuente: Propia

Donde la fuerza cortante de la lengüeta depende del diámetro y el momento torsor del eje.

$$F_s = \frac{T}{r_{eje}} \quad \text{Ec. (4-47)}$$

Donde

F_s : Fuerza cortante, en N

T : Momento torsor del eje, 86 Nm

r_{eje} : Radio del eje, 0,0125 m

Reemplazando los valores en la ecuación 4-47 se tiene

$$F_s = \frac{86}{0.0125}$$

$$F_s = 6\,880 \text{ N}$$

Cálculo del esfuerzo cortante

$$S_{Sy} = 0.577S_y \quad \text{Ec. (4-48)}^{60}$$

⁶⁰SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 217.

$$S_{Sy} = 0.577 \times 448 \text{ MPa}$$

$$S_{Sy} = 258.4 \text{ MPa}$$

Cálculo de la longitud de la lengüeta

$$l = \frac{F_s}{b S_{Sy}} \quad \text{Ec. (4-49)}$$

$$l = \frac{6880}{0.008 \times 258.4 \times 10^6}$$

$$l = 3.3 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad (3.3 \text{ mm})$$

Por el prontuario de Máquinas, el valor recomendado para la lengüeta está entre 18 y 90mm, se escoge un valor igual al espesor de la catalina que es de 25mm.

En conclusión las dimensiones de lengüeta son: 10x8x25 [mm], Material UNS G10200 estirado en frío.

4.4.8. DISEÑO DEL EJE DE LA RUEDA

Para el diseño del eje de la rueda se analizarán las fuerzas en los elementos que lo constituyen, como son la barra perforada y el eje de la rueda de tracción.

4.4.8.1. Diseño de la barra perforada

Para diseñar la barra perforada, se procede a elaborar el diagrama de cuerpo libre en el plano xy, como muestra la figura 4.21

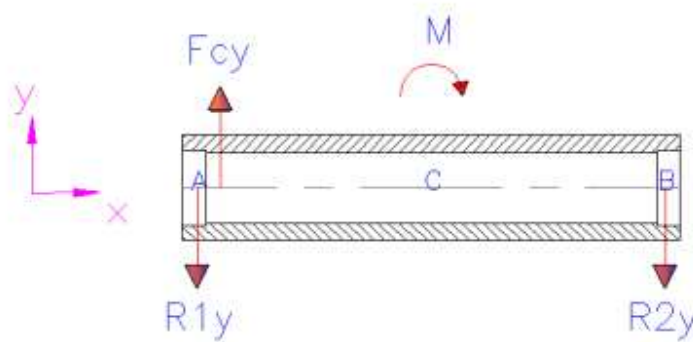


Figura 4.21 Diagrama de cuerpo libre plano (xy)

Donde

F_{cy} : Fuerza de la catalina motriz en el plano y, (2 082N)

R_{1y} : Reacción del rodamiento 1 en el plano y

R_{2y} : Reacción del rodamiento 2 en el plano y

M : Momento flector debido a fuerzas transversales que eventualmente pueden aparecer del piso al neumático debido a la irregularidad del terreo, (255 Nm)

$\sum M_z = 0$, Respecto al punto A, positivo dirección antihorario

$$F_{cy} \times 0,01 - R_{2y} \times 0,2 - M = 0$$

$$2\,081,7 \times 0,01 - R_{2y} \times 0,20 - 255 = 0$$

$$R_{2y} = \frac{-234,2 \text{ Nm}}{0,20 \text{ m}}$$

$$R_{2y} = -1\,170,9 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{1y} + F_{cy} - R_{2y} = 0$$

$$-R_{1y} + 2\,081.9 + 1\,170.9 = 0$$

$$R_{1y} = 3\,252.8 \text{ N}$$

Utilizando funciones de singularidad se realiza los diagramas de cortante y momento flector en el plano z.

$$q(x) = 3\,252.8 \langle x \rangle^{-1} + 2\,081.9 \langle x - 0.01 \rangle^{-1} + 1\,170.9 \langle x - 0.2 \rangle^{-1}$$

$$V(x) = 3\,252.8 \langle x \rangle^0 + 2\,081.9 \langle x - 0.01 \rangle^0 + 1\,170.9 \langle x - 0.2 \rangle^0$$

$$M(x) = 3\,252.8 \langle x \rangle^1 + 2\,081.9 \langle x - 0.01 \rangle^1 + 1\,170.9 \langle x - 0.2 \rangle^1$$

Las figuras 4.22 y 4.23, muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

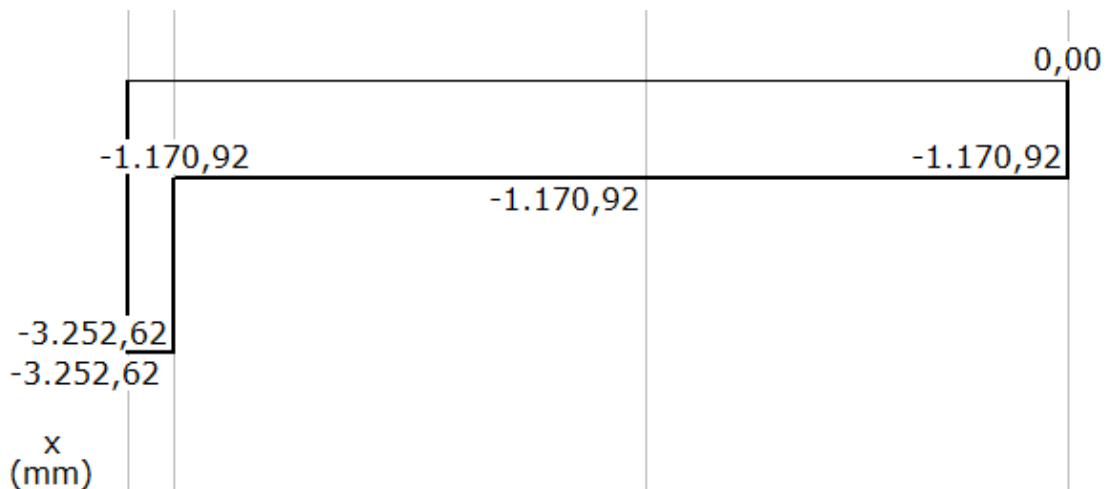


Figura 4.22 Diagrama de fuerza cortante

Fuente: Software MDSolids

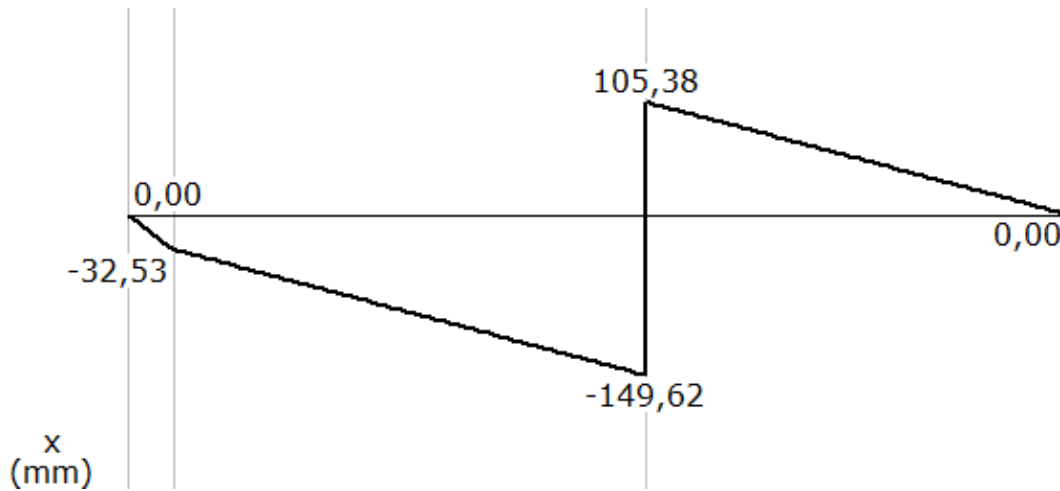


Figura 4.23 Diagrama de momento Flector

Fuente: Software MDSolids

La figura 4.24 muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra perforada en el plano xz.

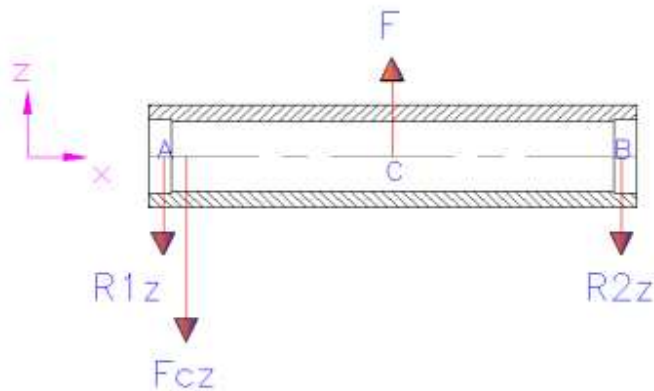


Figura 4.24 Diagrama de cuerpo libre plano (xz)

Donde

F : Fuerza de tiro máxima, (1 386.7 N)

F_{cz} : Fuerza de la catalina motriz en el plano z, (2 081.7N)

R_{1z} : Reacción del rodamiento1 en el plano z

R_{2z} : Reacción del rodamiento 2 en el plano z

$\sum M_y = 0$, Respecto al punto A, positivo dirección antihorario

$$-F_{c_z}x_{0,01} + Fx_{0.1} - R_{2_z}x_{0.20} = 0$$

$$-255.6x_{0.01} + 1384.5x_{0.1} - R_{2_z}x_{0.20} = 0$$

$$R_{2_z} = \frac{136 \text{ Nm}}{0.20 \text{ m}}$$

$$R_{2_z} = 680 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-R_{1_z} - F_{c_z} + F - R_{2_z} = 0$$

$$-R_{1_z} - 255.6 + 1384.5 - 680 = 0$$

$$R_{1_z} = 449 \text{ N}$$

Utilizando funciones de singularidad se realiza los diagramas de cortante y momento flector en el plano y.

$$q(x) = -449\langle x \rangle^{-1} - 255.6 \langle x - 0,01 \rangle^{-1} + 1384.5\langle x - 0,1 \rangle^{-1} - 680 \langle x - 0,2 \rangle^{-1}$$

$$V(x) = -449\langle x \rangle^0 - 255.6\langle x - 0,01 \rangle^0 + 1384.5\langle x - 0,1 \rangle^0 - 680 \langle x - 0,2 \rangle^0$$

$$M(x) = -449\langle x \rangle^1 - 255.6\langle x - 0,01 \rangle^1 + 1384.5\langle x - 0,1 \rangle^1 - 680 \langle x - 0,2 \rangle^1$$

En las figuras 4.25 y 4.26 muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

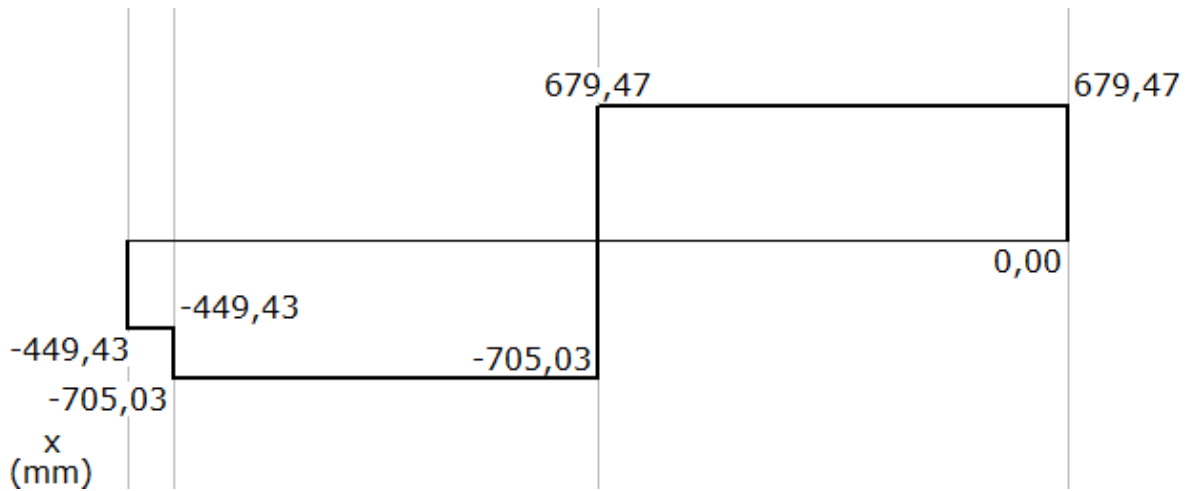


Figura 4.25 Diagrama de fuerza cortante

Fuente: Software MDSolids

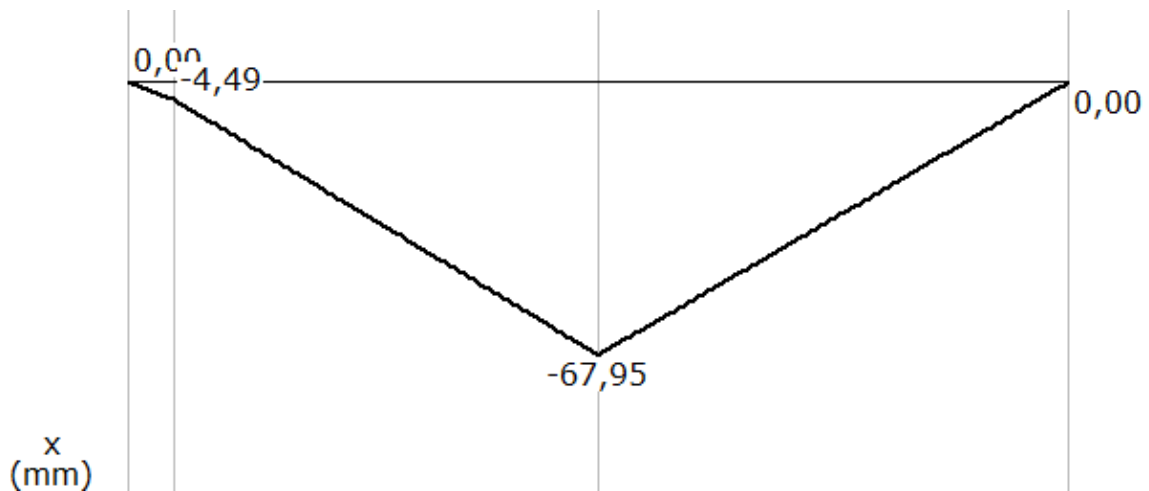


Figura 4.26 Diagrama de momento flector

Fuente: Software MDSolids

De las figuras 4.23 y 4.26 se concluye que el punto C es el punto más crítico, ya que soporta el mayor esfuerzo flexionante, por lo que se diseña la barra perforada en base a este punto.

Para el diseño la barra perforada se emplea las siguientes ecuaciones, las mismas que determinan los esfuerzos de tensión, compresión y corte:

$$\sigma_{(+)} = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. (4-50)}^{61}$$

$$\sigma_{(-)} = -\frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. (4-51)}^{62}$$

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad \text{Ec. (4-52)}^{63}$$

Para un tubo de sección circular se tiene:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad \text{Ec. (4-53)}^{64}$$

$$J = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \quad \text{Ec. (4-54)}^{65}$$

$$c = \frac{D}{2}$$

Donde

$\sigma_{(+)}$: Esfuerzo de tensión debido a la flexión

$\sigma_{(-)}$: Esfuerzo de compresión debido a la flexión

M : Momento flector, Nm

I : Inercia con respecto al eje horizontal de la sección crítica

c : Distancia del eje neutro a la fibra externa del material

T : Momento de torsión, 344Nm

J : Momento polar de inercia del área transversal.

⁶¹SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 86.

⁶²SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 86.

⁶³SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 96.

⁶⁴SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 1016.

⁶⁵SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 1016.

D : Diámetro exterior del eje, 0.045m

d : Diámetro interior del eje, 0.030m

Reemplazando valores se tiene

Momento de inercia

$$I = \frac{\pi}{64} (0.045^4 - 0.030^4)$$

$$I = 2.01 \times 10^{-7} m^4$$

Momento polar de inercia

$$J = \frac{\pi}{32} (0.045^4 - 0.030^4)$$

$$J = 4.02 \times 10^{-7} m^4$$

Momento flector en el punto C

$$M_C = (M_y^2 + M_z^2)^{1/2}$$

$$M_C = ((-67.95)^2 + (-255)^2)^{1/2}$$

$$M_C = 263.8 Nm$$

Esfuerzo de tensión y compresión

$$\sigma_x = \frac{263.8 \times 0.0225}{2.01 \times 10^{-7}}$$

$$\sigma_x = 29.5 MPa$$

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{344 \times 0.0225}{4.02 \times 10^{-7}}$$

$$\tau = 19.2 \text{ MPa}$$

4.4.8.1. Cálculo de esfuerzos principales

El eje está sometido a flexión mono axial y a torsión. Por lo que la ecuación de los esfuerzos principales queda determinada de la siguiente forma:

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_x}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{Ec. (4-55)}^{66}$$

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{29.5}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{29.5}{2}\right)^2 + 19.2^2}$$

$$\sigma_A = 38.96 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = -9.46 \text{ MPa}$$

Utilizando la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles, se procede a calcular el esfuerzo de von Mises para los esfuerzos principales, mediante la ecuación

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} \quad \text{Ec. (4-56)}^{67}$$

$$\sigma' = \sqrt{38.96^2 - (38.96)(-9.46) + 9.46^2}$$

$$\sigma' = 44.5 \text{ MPa}$$

El material a ser utilizado es un acero SAE 1018 HR laminado en caliente cuyas propiedades mecánicas son las siguientes

⁶⁶SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 3; 8ª Edición; pág. 77.

⁶⁷SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 214.

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa (58ksi)}$$

$$S_y = 220 \text{ MPa (32ksi)}$$

Con estas propiedades se procede a calcular el factor de seguridad

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

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

$$n = \frac{220 \text{ MPa}}{44.5 \text{ MPa}}$$

$$n = 4.9$$

4.4.8.2. Diseño del eje de la rueda de tracción

Con ayuda del programa SAP 2000, se determinan las reacciones y diagramas de cortante y momento flector.

La figura 4.27 muestra el diagrama de cuerpo libre de la rueda de tracción en el plano yx.

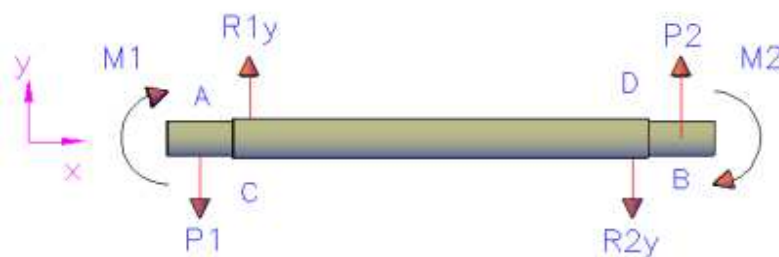


Figura 4.27 Diagrama de cuerpo libre plano (xy)

Fuente: Propia

Donde

R_{1y} : Reacción del rodamiento 1 en el plano y, (3 252.8 N)

R_{2y} : Reacción del rodamiento 2 en el plano y, (1 1710.9 N)

P_1 : Reacción 1 en el plano y, (3 134.9 N)

P_2 : Reacción 2 en el plano y, (1 052.62 N)

M_1 : Momento flector 1 en el plano z, (60.95 Nm)

M_2 : Momento flector 2 en el plano z, (-12.1 Nm)

La figura 4.28 muestra los diagramas de fuerza cortante, momento flector y deflexión.

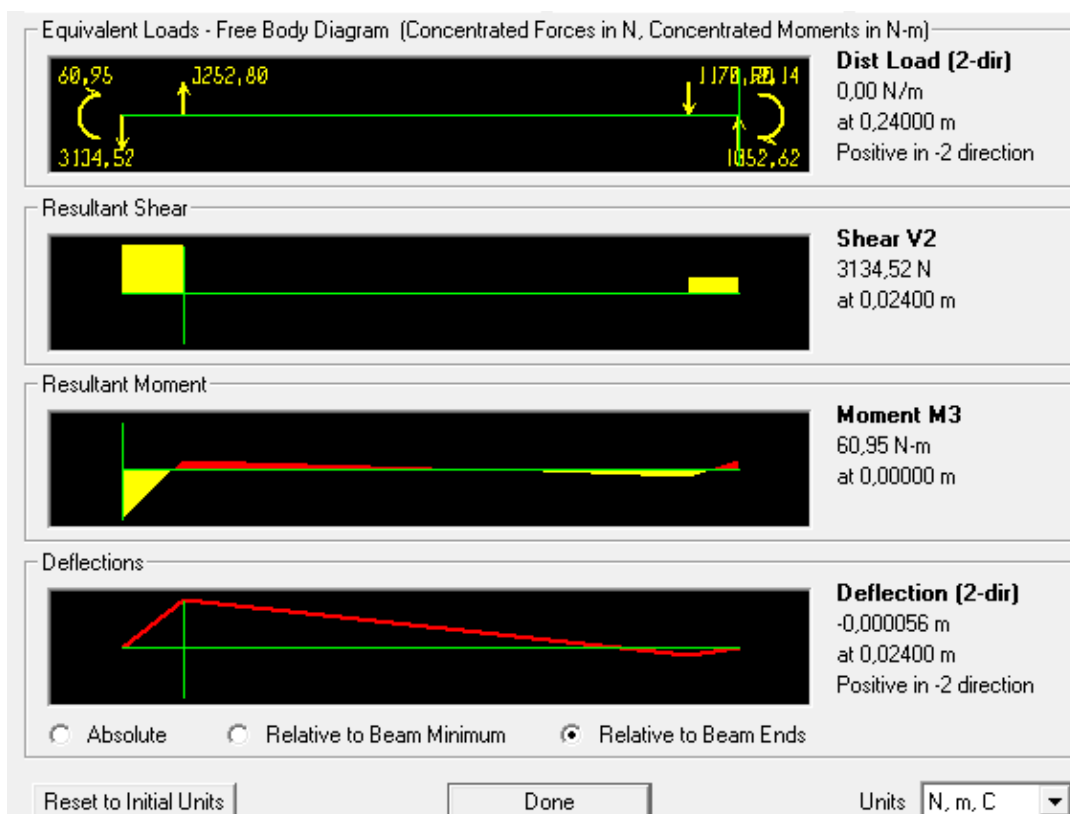


Figura 4.28 Diagrama de fuerza cortante, momento flector y deflexión en el plano XY

Fuente: Software SAP 2000

La figura 4.29 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje de la rueda de tracción en el plano xz.

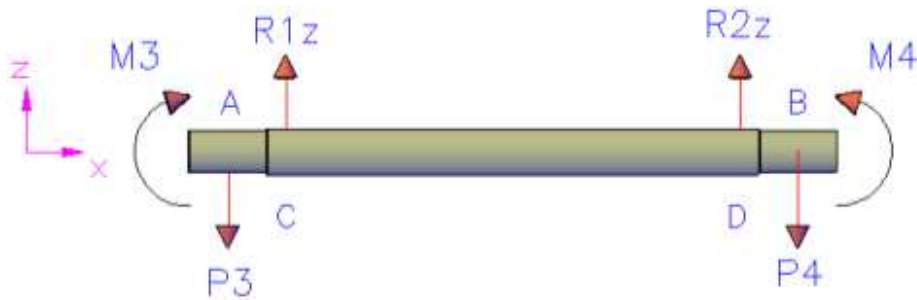


Figura 4.29 Diagrama de cuerpo libre plano (xz)

Fuente: Propia

Donde

R_{1z} : Reacción del rodamiento 1 en el plano z, (449.4 N)

R_{2z} : Reacción del rodamiento 2 en el plano z, (679.5 N)

P_3 : Reacción 1 en el plano y, (-450.3 N)

P_4 : Reacción 2 en el plano y, (678.6 N)

M_3 : Momento flector 1 en el plano z, (-9.79 Nm)

M_4 : Momento flector 2 en el plano z, (-12.4 Nm)

La figura 4.30 muestra los diagramas de fuerza cortante, momento flector y deflexión.

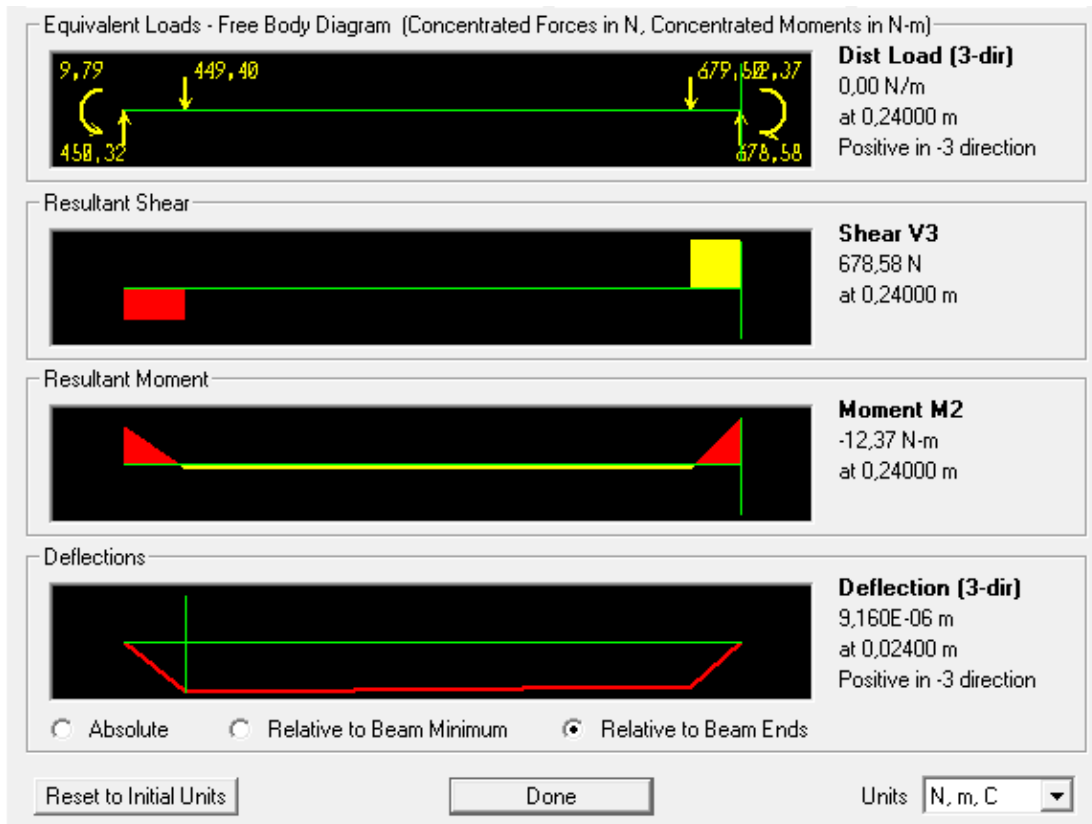


Figura 4.30 Diagrama de fuerza cortante, momento flector y deflexión en el plano XZ

Fuente: Software SAP 2000

4.4.8.2.1. Cálculo del factor de seguridad

Se analiza el eje en el punto $x = 0.015$ m y se encuentra el momento flector con ayuda del programa SAP 2000, ya que este punto es el que tiene cambio de sección.

Momento flector en el plano xy:

$$M_z = 13.9 \text{ Nm}$$

Momento flector en el plano xz:

$$M_y = -12.3 \text{ Nm}$$

Se calcula el momento resultante mediante la ecuación

$$M_R = (M_y^2 + M_z^2)^{1/2}$$

$$M_R = ((-12.3)^2 + (13.9)^2)^{1/2}$$

$$M_R = 18.56 \text{ Nm}$$

El esfuerzo generado por el momento flector es

$$\sigma_E = k_t \frac{32M_R}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (4-57)}^{68}$$

Donde

σ_E : Esfuerzo en el punto E, MPa

k_t : Factor de concentración de esfuerzo

M_R : Momento flector resultante, (19.56Nm)

d : Diámetro del eje, (0.018m)

4.4.8.2.2. Cálculo del factor de concentración de esfuerzo⁶⁹

Se calcula las relaciones

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5}{18} = 0.03$$

$$\frac{D}{d} = \frac{20}{18} = 1.1$$

Del grafico se obtiene $k_t = 2.2$

Reemplazando valores en la ecuación 4-57, se obtiene el esfuerzo en el punto E.

⁶⁸SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 228.

⁶⁹SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Figura A-15-9; 8ª Edición; pág. 1008

$$\sigma_E = 2.2 \frac{32 \times 18.56}{\pi \times 0.018^3}$$

$$\sigma_E = 71.4 \text{ MPa}$$

El material a ser utilizado es un acero SAE 1018 HR laminado en caliente cuyas propiedades mecánicas son las siguientes

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa (58ksi)}$$

$$S_y = 220 \text{ MPa (32ksi)}$$

Con estas propiedades se procede a calcular el factor de seguridad.

$$\sigma_E = \frac{S_y}{n}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_E}$$

$$n = \frac{220 \text{ MPa}}{71.4 \text{ MPa}}$$

$$n = 3.08$$

4.4.9. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Los alojamientos de los rodamientos son camisas que tienen un agujero por el cual pasa un eje roscado. Las camisas tienen alojamientos donde se montan los rodamientos y permiten que la camisa gire respecto al eje. Los rodamientos soportan carga radial.

Los requerimientos que estos rodamientos deben cumplir son:

Diámetro interno: 20 mm (diámetro del pasador)

⁷⁰SHIGLEY J.; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 5; 8ª Edición; pág. 216.

Capacidad de carga estática radial de 207 kgf ó 2 028 N.

Se calcula la carga estática equivalente con la ecuación:

$$P_o = 0.5 F_r + 0.5 F_a \quad \text{Ec. (4-58)}^{71}$$

$$P_o = 0.5 \times 3\,283.7 \text{ N}$$

$$P_o = 1.6 \text{ kN}$$

El rodamiento seleccionado⁷² es el **SKF 61804**, ya que en el mercado nacional existen solo de ese tipo, para evitar que el polvo entre en el rodamiento se realiza una tapa, como se detalla en el Anexo J, planos de taller.

La carga estática admisible C_o que consta en las especificaciones del rodamiento es 2.32 kN

El factor de seguridad s_o se calcula usando la ecuación:

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} \quad \text{Ec. (4-59)}$$

$$s_o = \frac{2.32 \text{ kN}}{1.6 \text{ kN}}$$

$$s_o = 1.4$$

Según el ANEXO I, el factor de seguridad mínimo para rodamientos rígido de bolas que se recomienda es $s_o > 1$; por lo cual el rodamiento seleccionado está dentro de este límite de seguridad.

⁷¹CATÁLOGO GENERAL SKF; Rodamientos rígidos de bolas; pág. 300.

⁷² ANEXO I; CATÁLOGO GENERAL SKF; Rodamientos rígidos de bolas; pág. 332.

4.4.10. CÁLCULO DE LA SOLDADURA PARA EL ACOPLAMIENTO DE LA RUEDA CON EL EJE DE TRACCIÓN.

Para que la rueda gire solidaria a el eje de tracción es necesario emplear un método de fijación entre ambos elementos, el método que se utiliza es unión por soldadura.

Sobre la soldadura actúa un torque de 344 N-m (3510.2 Kg-cm) en la figura 4.31 se muestra un esquema del torque sobre la soldadura para el acople entre el eje y el piñón conductor.

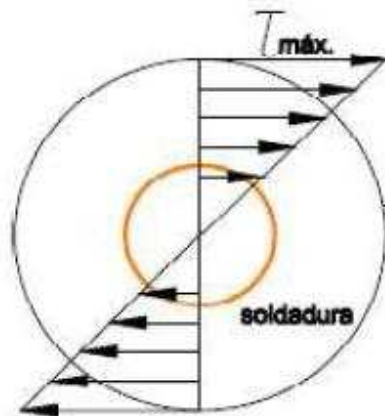


Figura 4.31 Esfuerzo cortante en la soldadura eje de rueda – piñón conductor.

4.4.10.1. Momento polar de inercia para la soldadura.

El momento polar de inercia para la soldadura se lo obtiene con la ecuación 4-54.

$$J_{SOL} = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$$

Donde

J_{SOL} = Momento Polar de Inercia de la soldadura.

D = Diámetro externo de la soldadura.

d = Diámetro Interno de la soldadura (Diámetro del eje = 45mm).

g = Garganta de la soldadura = 4 mm

Para determinar el valor de d_{ext} se realiza el siguiente cálculo

$$d_{ext} = d_{int} + 2 * g = 53 \text{ mm}$$

El valor de J_{SOL} es

$$J_{SOL} = \frac{\pi}{32} (53^4 - 45^4) = 372\,068 \text{ mm}^4$$

$$J_{SOL} = 3.7 \text{ cm}^4$$

4.4.10.2. Esfuerzo cortante en la soldadura.

Utilizando la ecuación 4-52 se procede a calcular el esfuerzo cortante de la soldadura

$$\tau_{max} = \frac{3\,510.2 \text{ Kg} - \text{cm} * 2.65 \text{ cm}}{3.7 \text{ cm}^4}$$

$$\tau_{max} = 2\,514 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

4.4.10.3. Factor de seguridad de la soldadura.

El alambre-electrodo utilizado es el ER70S-6, el cual tiene una resistencia última a la tensión de

$$S_{ut} = 4\,932 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2},$$

$$S_y = 4\,241 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2},$$

Utilizando la ecuación se puede calcular el factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_{ut}}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. (4-60)}$$

$$\eta = \frac{4\,932}{2\,514}$$

$$\eta = 1.9$$

Con este factor de seguridad se garantiza que la soldadura si resiste su función.

4.5. SELECCIÓN DE PERNOS

Los pernos permiten acoplar la rueda con el eje motriz, éstos trabajan bajo esfuerzos de corte.

En la figura 4.34 se muestra las fuerzas a las que están sometidos los pernos.

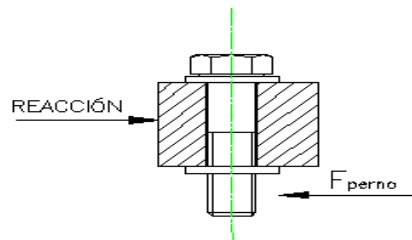


Figura 4.32 Fuerzas que soportan el eje

Elaboración: Propia

4.5.1. DISEÑO A CORTE

Los pernos seleccionados para el acople de la rueda con el eje son 4 pernos, M12x1.75 Grado 5.8, los mismos que deben verificarse si soportan la carga aplicada. Se utiliza la Tabla 8-11 de Joseph Shigley y se obtiene los siguientes datos:

Grado 5.8	
Sp= 380MPa	(Resistencia a la Prueba)
Sut= 520 MPa	(Resistencia a la tensión)
Sy= 420MPa	(Resistencia a la fluencia)
d= 12mm	(Diámetro mayor nominal)
At= 0.131	(Área del esfuerzo de Tensión)

La fuerza que soporta cada perno es de 896(N), este resultado se obtiene de la siguiente relación.

$$T = 344 \text{ (Nm)}$$

$$F = 344/0.064 = 5375 \text{ (N)}$$

Esta es la Fuerza total, como se considera que se utiliza cuatro pernos la fuerza de cada uno es 1 343 (N).

El esfuerzo por corte es

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A}$$

$$\tau = \frac{F_{perno}}{A} = \frac{4F_{perno}}{\pi d^2} = \frac{4(1\,343)}{\pi(0.012^2)} = \frac{5372}{4.52 \times 10^{-4}} = 11.9 \text{ MPa}$$

La resistencia de fluencia al corte

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577(420 \text{ MPa}) = 242.3 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{242.3 \text{ MPa}}{11.9 \text{ MPa}} = 20.3$$

Con este resultado se verifica que el perno seleccionado resiste a la aplicación propuesta.

4.6. DISEÑO DEL BASTIDOR

4.6.1. DISEÑO DE LAS MANIJAS

Las manijas sirven para maniobrar y controlar la máquina de acuerdo a los requerimientos del operador. Para su diseño se utiliza perfiles de tubo mecánico redondo, esto debido a las buenas propiedades mecánicas que presentan estos tubos y a la facilidad para doblarlos y poder darles la geometría requerida.

El diseño de las manijas se realizará empleando el Software SAP 2000 versión 12, con lo cual se obtienen factores de seguridad de los elementos.

En la figura 4.33 las restricciones de los apoyos de las estructura.



Figura 4.33 Visualización de la estructura

Fuente: Software SAP 2000

El material que se ha decidido emplear es un material de las siguientes características.

Tabla 4.6 Propiedades mecánicas del material a emplearse en la construcción de las manijas de sujeción.

TUBO MECÁNICO REDONDO			
Norma	Diámetro	Espesor	Symin
	[mm]	[mm]	[Mpa]
ASTM A513	22.22	1.5	248.56

Fuente: Propia

Los resultados obtenidos para el tubo de las características indicadas en la tabla 4.6, se presentan en la figura 4.34.

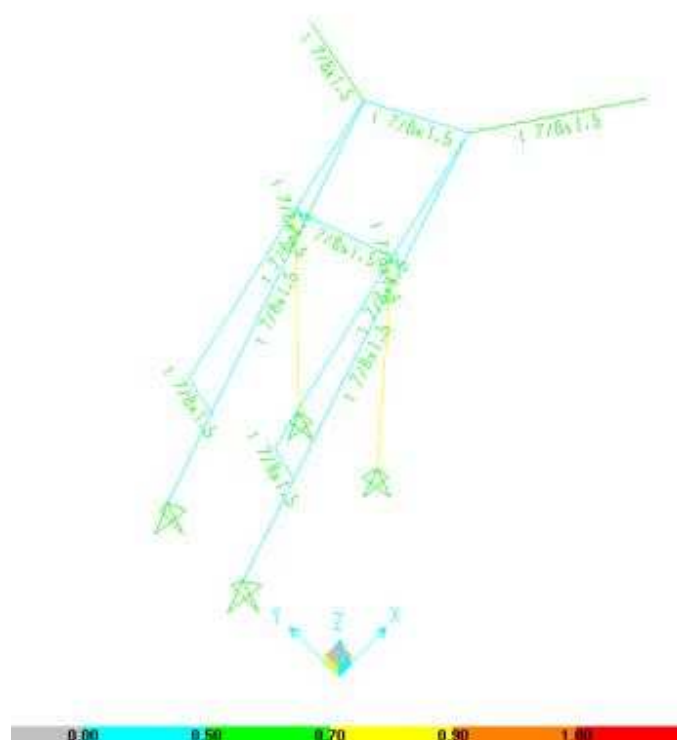


Figura 4.34 Simulación de la estructura

Fuente: Software SAP 2000

La figura 4.34 muestra el análisis que entrega el software, el color celeste de la estructura indica que no falla por las cargas a las que está sometida.

Para los elementos que se encuentran en color verde en la estructura, para que no haya una gran deflexión, estos elementos son cambiados por un tubo cedula 40 de 3/4" para aumentar el factor de seguridad en ese elemento de la estructura según el Anexo J de los planos de taller de la manija.

La figura 4.35, indica un resumen del Software SAP 2000 versión 14, en éste gráfico se ve claramente la configuración transversal del tubo, así como las cargas, momentos a los que está sometida la estructura.

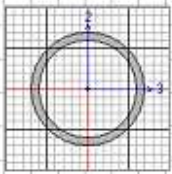
RISC-LRFD93 STEEL SECTION CHECK							Units: Kgf, mm, C	
Combo : DSL2								
Units : Kgf, mm, C								
Frame : 4	Design Sect: E 7/8x1.5							
X Mid : 650,000	Design Type: Brace							
Y Mid : 130,000	Frame Type : Moment Resisting Frame							
Z Mid : 800,000	Sect Class : Compact							
Length : 295,973	Major Axis : 0,000 degrees counterclockwise from local 3							
Loc : 0,000	RIIF : 1,000							
Area : 97,664	SHajor : 474,342	rHajor : 7,347	ASHajor : 49,002					
IHajor : 5271,131	SHminor : 474,342	rHminor : 7,347	ASHminor : 49,002					
IHminor : 5271,131	2Hajor : 645,413	E : 20389,019						
Ixy : 0,000	2Hminor : 645,413	Fy : 25,311						
STRESS CHECK FORCES & MOMENTS								
Location	Pu	Mu33	Mu22	Mu2	Mu3	Tu		
0,000	-10,904	-8952,090	0,000	-30,374	0,000	0,000		
PMH DEMAND/CAPACITY RATIO								
Governing Equation (H1-1b)	Total Ratio	P Ratio	MHajor Ratio	MHminor Ratio	Ratio Limit	Status Check		
	0,612	= 0,003	+ 0,609	+ 0,000	0,950	OK		
AXIAL FORCE DESIGN								
	Pu Force	phi*Pnc Capacity	phi*Pnt Capacity					
Axial	-10,904	1929,066	2226,739					
MOMENT DESIGN								
	Mu Moment	phi*Mn Capacity	Cn Factor	B1 Factor	B2 Factor	K Factor	L Factor	Cb Factor
Major Moment	-8952,090	14702,167	0,600	1,000	1,000	1,000	1,000	1,668
Minor Moment	0,000	14702,167	1,000	1,001	1,000	1,000	1,000	
SHEAR DESIGN								
	Mu Force	phi*Vn Capacity	Stress Ratio	Status Check	Tu Torsion			
Major Shear	30,374	669,748	0,045	OK	0,000			
Minor Shear	0,000	669,748	0,000	OK	0,000			

Figura 4.35 Resumen de resultados del software SAP 2000

Fuente: Software SAP 2000

Según el manual de la AISC para aceros de construcción, en su capítulo sexto referente a la carga, resistencia y factor de especificación de diseño para acero estructural (miembros de tubo).

El valor permisible para el factor de diseño para una situación de cargas combinadas (flexión y compresión axial) para el perfil de tubo, viene expresada por la desigualdad

$$\frac{P_u}{2\phi P_n} + \left(\frac{M_{u33}}{\phi_b M_{n33}} + \frac{M_{u22}}{\phi_b M_{n22}} \right) < 1 \quad \text{Ec. (4-61)}$$

Donde

P_u : Resistencia necesaria a la compresión.

P_n : Resistencia a la compresión nominal.

ϕ_b : Factor de resistencia a la flexión, 0.9

ϕ : Factor de resistencia a la compresión, 0.9

M_{u33}, M_{u22} : Resistencia a la flexión necesaria, en el eje mayor y menor.

M_{n33}, M_{n22} : Resistencia nominal a la flexión, en el eje mayor y menor

4.6.2. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

La estructura se encuentra unida mediante cordones de soldadura cuyas especificaciones se indican en los planos correspondientes del ANEXO J. Un esquema de la estructura se muestra en la figura 4.36.

Para el diseño de este elemento se ha empleado el programa INVENTOR.



Figura 4.36 Esquema de la colocación de cargas en la estructura

Elaboración: Propia

Para su modelación se colocan las cargas generadas, debido al peso del motor, la carga generada en el eje motriz y el eje de la rueda, la carga y el momento generado en la placa de acople de la herramienta surcadora. Los resultados obtenidos para la estructura construida en acero A-36, cuyo esfuerzo de fluencia es $S_y = 2536,37 \text{ Kg/cm}^2 = 248,56 \text{ MPa}$, se muestran a continuación en la figura 4.37.

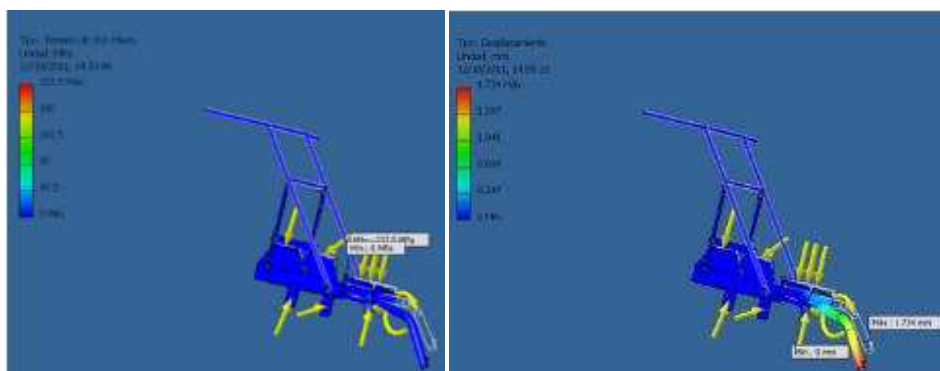


Figura 4.37 Esfuerzos generados y deformaciones de la estructura

Elaboración: Propia

La tabla 4.7 muestra los resultados de la estructura simulados.

Tabla 4.7 Resultados obtenidos para el análisis de la estructura

ANÁLISIS	RESULTADO
Tensión de Von Misses [MPa]	237.5
Deformación Máxima [mm]	1.7
Factor de seguridad	1.9

Elaboración: Propia

4.7. ELABORACIÓN DE PLANOS

Finalizado el diseño se realizan los planos de taller y de montaje del equipo de labranza con tracción accionada por un motor de combustión interna, que se presentan en el ANEXO J.

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

5.1. COSTRUCCIÓN

La construcción de los elementos constitutivos del equipo de labranza con tracción accionada por un motor de combustión interna, debe llevarse a cabo en un taller mecánico que cuente con máquinas y herramientas adecuadas para la creación de piezas y el armado de las mismas mediante algunos procesos tecnológicos y de ajuste.

Se utiliza materia prima y elementos normalizados que existen en el mercado nacional.

En el siguiente punto se enlistan todas las máquinas, equipos, herramientas, instrumentos de medición y verificación, equipo de seguridad y materia prima que se requiere.

5.1.1. MÁQUINAS Y EQUIPOS

- Cortadora de plasma
- Torno
- Fresadora
- Limadora
- Taladro vertical
- Taladro de mano
- Dobladora
- Sierra
- Cizalla

- Soldadora eléctrica
- Soldadora MIG
- Compresor
- Amoladora

5.1.2. HERRAMIENTAS

- Juego de brocas
- Útiles para torneear
- Martillo
- Limas
- Juego de llaves hexagonales
- Juego de machuelos
- Rayador
- Sierra de arco
- Pistola de pintura
- Discos de corte
- Disco de polifán
- Discos de desbaste
- Entenalla

5.1.3. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN

- Calibrador pie de rey
- Compás
- Flexómetro
- Escuadra
- Graduador
- Nivel

5.1.4. EQUIPO DE SEGURIDAD

- Gafas para soldar
- Guantes para soldar
- Casco
- Zapatos de seguridad
- Overol

5.1.5. MATERIA PRIMA

- Plancha acero ASTM A-36, 400x300x10mm
- Plancha acero ASTM A-36, 400x1200x4mm
- Plancha acero ASTM A-36, 330x330x6mm
- Plancha acero ASTM A-36, 540x300x2mm
- Plancha expandible acero ASTM A-36, 550x450x2mm
- Eje de transmisión SAE 1018, 1 1/8" de diámetro y 440mm de longitud.
- Eje de transmisión SAE 1018, 7/8" de diámetro y 320mm de longitud.
- Eje de transmisión SAE 1018, 1/2" de diámetro y 70mm de longitud.
- Eje de transmisión SAE 1018, 3/4" de diámetro y 180mm de longitud.
- Eje duralón, 100mm de diámetro y 70mm de longitud
- Barra perforada 50x25, 310mm de longitud
- Platina 75x6mm, 1600mm de longitud
- Platina 30x5mm, 1000mm de longitud
- Tubo mecánico redondo 7/8" de diámetro x 1.5mm de espesor
- Tubo cedula 40, 1 1/4" de diámetro.
- Tubo cedula 40, 1" de diámetro.
- Tubo cedula 40, 3/4" de diámetro.
- Electrodo E6011
- Electrodo ER70S-6

5.1.6. ELEMENTOS A CONSTRUIR

Para la construcción de la máquina talladora de un surco de siembra, se debe seguir un orden adecuado de manera que pueda ahorrar tiempo y recursos, así como también cumplir con normas de seguridad, calidad e higiene.

Los elementos de la máquina se detallan en la tabla 5.1.

Tabla 5.1 Elementos del equipo de labranza con tracción accionada por un motor de combustión interna

ELEMENTOS DEL EQUIPO DE LABRANZA CON TRACCIÓN ACCIONADA POR UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	
MÓDULO	DENOMINACIÓN DEL ELEMENTO
Módulo de transmisión	Chaveta 1 y 2
	Piñón motriz
	Polea motriz
	Polea conducida
	Eje motriz
	Eje para fijación de rueda
	Fijación de rueda
	Piñón conducido
	Complemento piñón conducido
	Tapa para rodamiento
	Barra perforada
	Tuerca fijación de rueda

.../

Tabla 5.1 Elementos de la máquina talladora de un surco de siembra (Continuación)

ELEMENTOS DE LA MÁQUINA TALLADORA DE UN SURCO DE SIEMBRA	
MÓDULO	DENOMINACIÓN DEL ELEMENTO
Módulo de estructura	Apoyo rueda*
	Bastidor*
	Soporte de resorte*
	Barra reguladora**
	Placa guía**
	Platina para manija**
	Estructura para manija
	Soporte para chumacera
	Base para motor
	Tubo para base de motor
	Ángulo refuerzo de bastidor
	Rodillo tensor
Módulo sujeta-herramienta	Conexión rueda delantera
	Fijación de surcador
	Sujeción de surcador

5.1.7. OPERACIONES TECNOLÓGICAS

Para la fabricación de los diferentes elementos mecánicos que componen equipo de labranza, se requiere de algunas operaciones tecnológicas que siguen una determinada secuencia.

En la tabla 5.2 se enlistan las operaciones tecnológicas necesarias para mecanizar cada elemento de los sistemas de la máquina.





Tabla 5.2 Operaciones Tecnológicas

OPERACIONES TECNOLÓGICAS	
DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
01	Rayado
02	Corte
03	Esmerilado
04	Doblado
05	Torneado
06	Fresado
07	Machuelado
08	Soldado
09	Taladrado
10	Limado
11	Pintado

5.1.8. DIAGRAMA DE FLUJO DE CONSTRUCCIÓN

Los diagramas de flujo que se describen a continuación, indican la secuencia de fabricación del sistema estructural y el ensamblaje de la máquina, para lo cual se hace uso de una simbología apropiada la cual se ilustra en la tabla 5.3

Tabla 5.3 Simbología utilizada en el diagrama de flujo

SÍMBOLO	DEFINICIÓN
	Operación
	Inspección
	Proceso Terminado
	Ensamble Final

Se realizan diagramas en los cuales se detallan las actividades necesarias del proceso de construcción para su posterior ensamble, de los módulos a construir.

En la figura 5.1 se muestra el diagrama de flujo de construcción del módulo de transmisión de potencia.

En la figura 5.2 se muestra el diagrama de flujo de construcción del módulo estructura en el cual, los elementos: apoyo rueda, bastidor, soporte de resorte se los designa con la letra A y con * en la tabla 5.1, los elementos: barra reguladora, placa guía, platina para manija, placa de fijación de surcador, placa de fijación se los designa con la letra B y con ** en la tabla 5.1.

En la figura 5.3 se muestra el diagrama de flujo de construcción del módulo sujeta-herramienta.

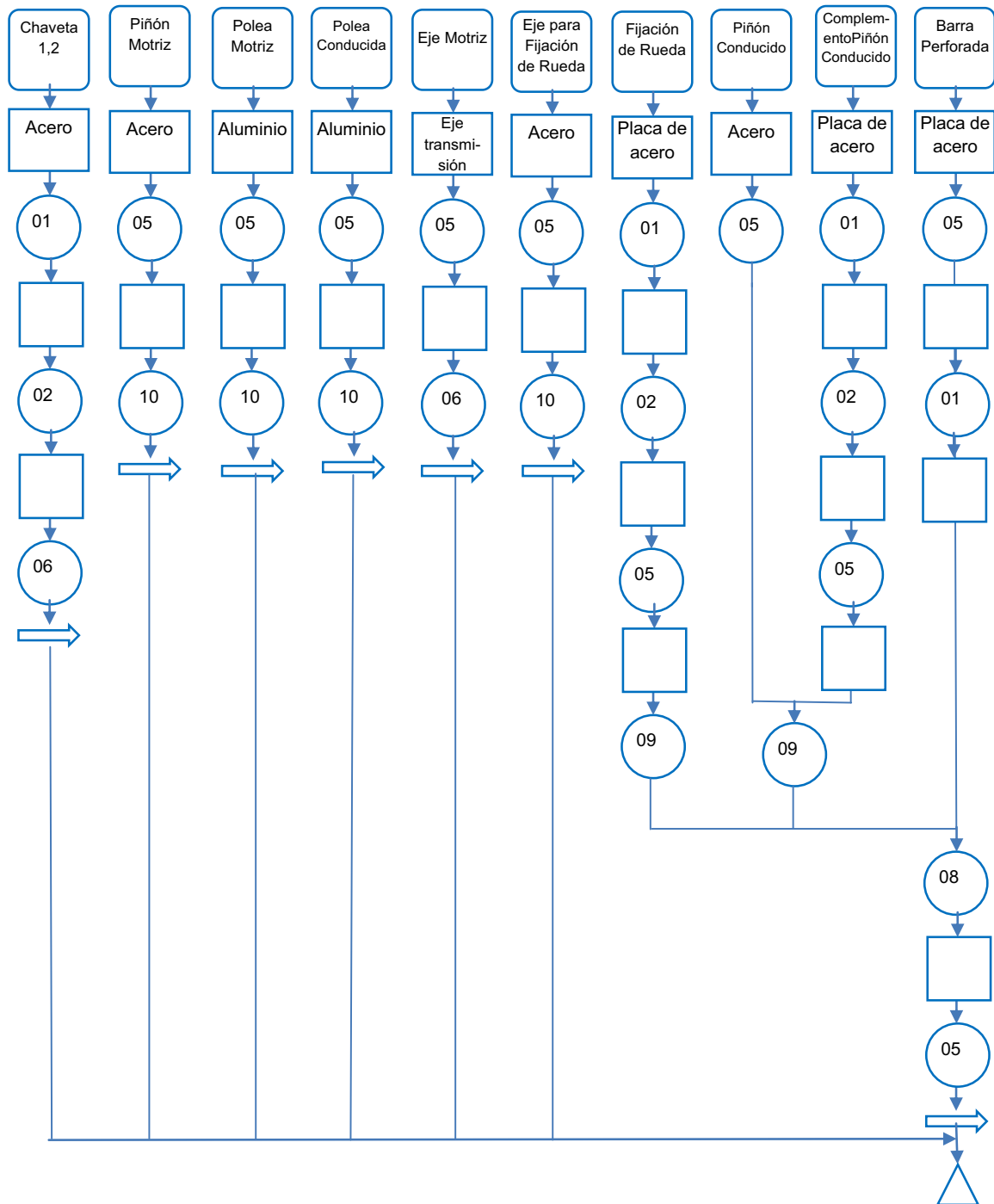


Figura 5.1 Diagrama de flujo de construcción del módulo de transmisión

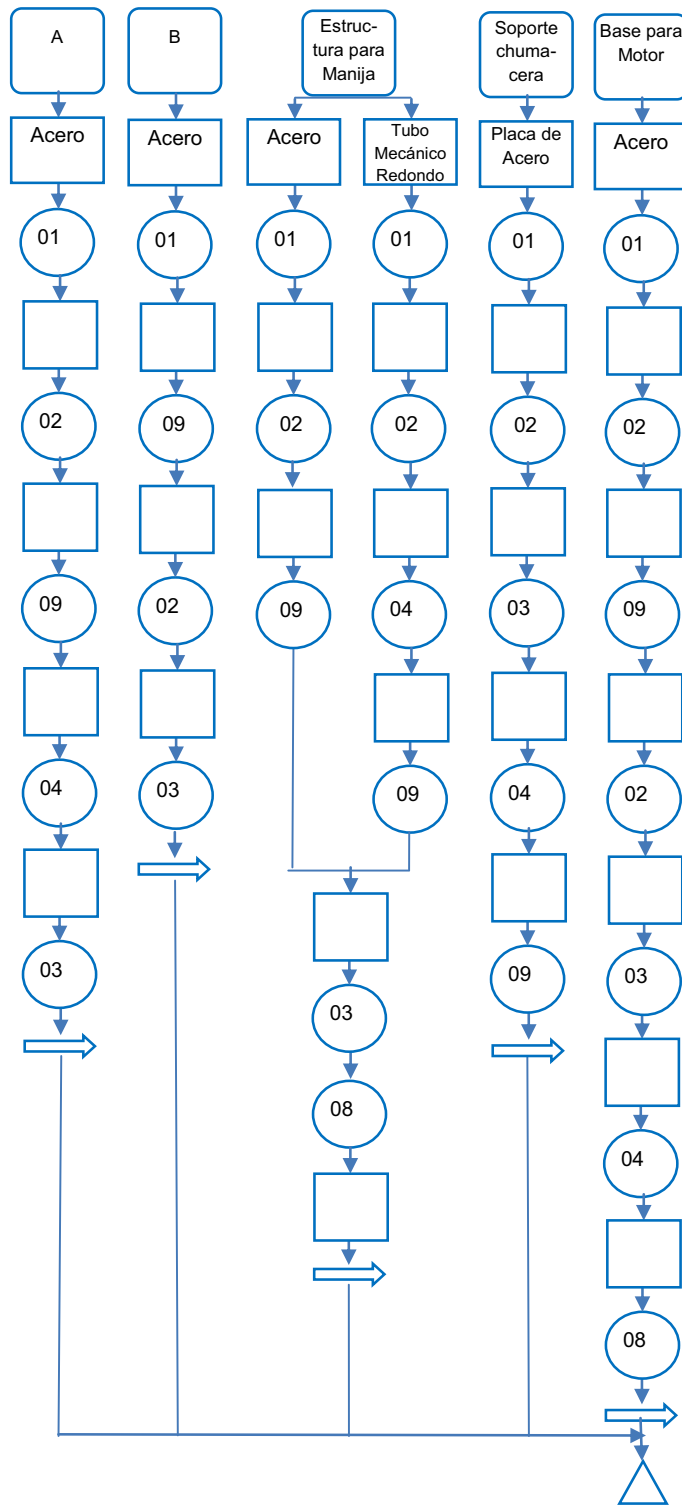


Figura 5.2 Diagrama de flujo de construcción del módulo estructura.

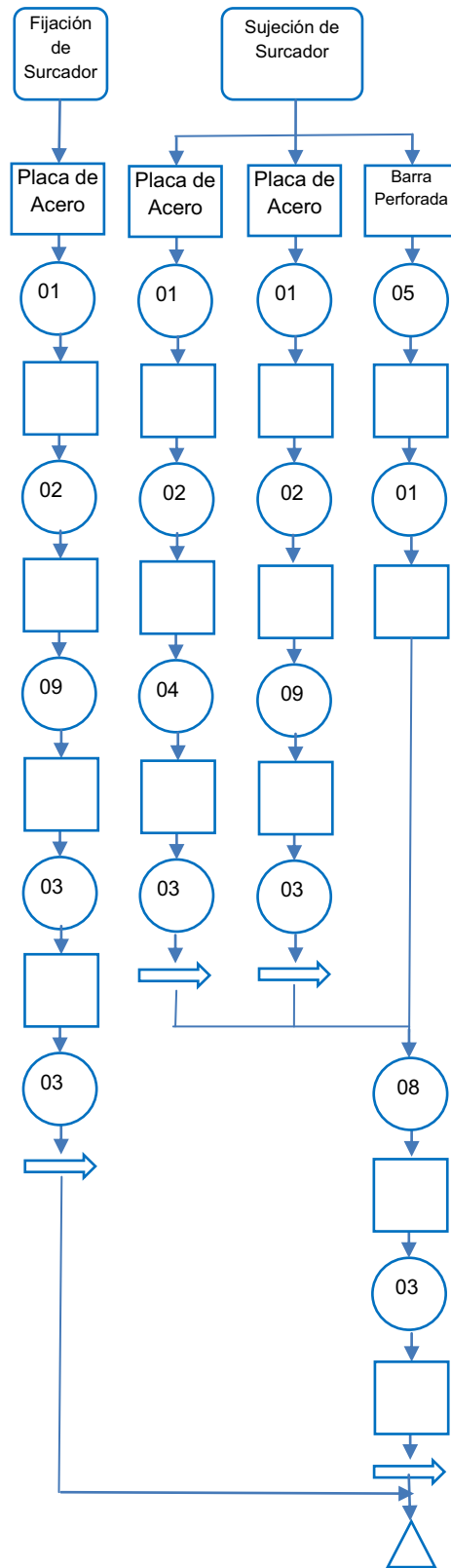


Figura 5.3 Diagrama de flujo de construcción del módulo sujeta-herramienta

Las figuras 5.4 y 5.5 muestran algunas operaciones tecnológicas utilizadas en el proceso de fabricación.

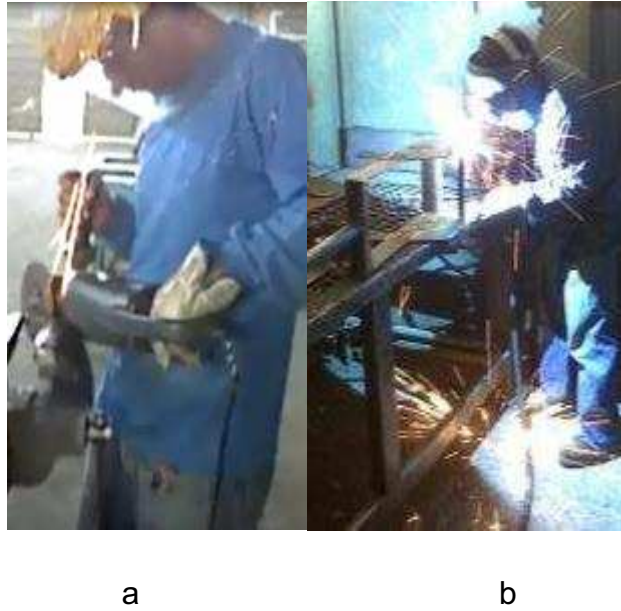


Figura 5.4 Operaciones tecnológicas: a) Esmerilado; b) Soldadura



Figura 5.5 Operaciones tecnológicas: a) Torneado b) Pintado

5.2. MONTAJE

El montaje se lo realiza por sus respectivos módulos.

5.2.1. MONTAJE DEL MÓDULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

- Montaje de la rueda en la placa de fijación.
- Montaje de la catalina en la placa de fijación.
- Montaje de los rodamientos en la barra perforada.
- Montaje del anillo elástico en el eje de la rueda.
- Montaje de la tapa de rodamiento en el eje de la rueda.
- Montaje de la Polea en el eje motriz.
- Montaje de la catalina en el eje motriz
- Montaje de las chumaceras en el eje motriz.

La figura 5.6 muestra el ensamble de la rueda de tracción.



Figura 5.6 Montaje de la rueda de tracción

5.2.2. MONTAJE DEL MÓDULO DE LA ESTRUCTURA

- Se coloca el bastidor en el sitio de armado.
- Montaje de la rueda delantera.
- Montaje de la manija.
- Montaje de las chumaceras en el bastidor.

- Montaje del rodillo tensor.
- Montaje del apoyo de la rueda.

La figura 5.7 muestra el ensamble del módulo de la estructura.



Figura 5.7 a) Rueda delantera b) Estructura

5.2.3. MONTAJE DEL MÓDULO DE SUJECION DEL SURCADOR

- Montaje de la placa de fijación de surcador
- Montaje de la sujeción de surcador

5.2.4. MONTAJE FINAL

Una vez finalizado el ensamble de los módulos independientes anteriormente descritos, se procede al montaje final con los siguientes pasos:

- Montaje del módulo del sistema de transmisión de potencia.
- Montaje del módulo de sujeción del surcador.
- Montaje del motor.
- Montaje y alineación de la cadena.
- Montaje y alineación de las bandas de transmisión.
- Montaje de los cables tensores.

- Montaje del tapa banda.

La figura 5.8 muestra el montaje final de la máquina talladora de surcos.



Figura 5.8 Culminación del montaje

5.3. PRUEBAS DE CAMPO

Una vez realizados la construcción y montaje del equipo de labranza, se realizan las pruebas de campo de acuerdo al protocolo de pruebas descrito en el Capítulo 3, punto 5, las cuales tienen como objetivo verificar el correcto funcionamiento del equipo.

Las figuras 5.9 y 5.10 muestran las pruebas de campo realizadas con el director del proyecto y los colaboradores.



Figura 5.9 Pruebas de campo con Director y Colaboradores



Figura 5.10 Pruebas de campo

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE COSTOS

Un factor predominante en la elaboración de un proyecto constituye sin duda el análisis de costos, de cuyos datos obtenidos se puede concluir si es viable y realizable el proyecto expuesto.

Con el análisis de costos se puede optimizar y reconsiderar aspectos que en el desarrollo del proyecto se omitieron y en consecuencia se constituye como una valiosa herramienta para ser más eficiente y eficaz el proyecto.

6.1. COSTOS DIRECTOS.

Son aquellos que se encuentran en mayor porcentaje respecto a los costos totales de la inversión del proyecto.

- Costos de materia prima.
- Costos de elementos de máquina.
- Costos de equipos.
- Costos de mano de obra

6.2. COSTOS INDIRECTOS.

Son aquellos que no están tomados en cuenta de forma minuciosa en el análisis de costos.

- Costos no recuperables.
- Costos de imprevistos.

6.3. ANALISIS DE COSTOS.

En las tablas 6.1 a 6.7 se tabulan todos los costos generados en el proceso de construcción y montaje del prototipo, para una adecuada comprensión estos costos se han subdividido por el tipo de categoría que los generan.

Este análisis se lo realiza con el objetivo de determinar el costo total una vez terminado el prototipo.

6.3.1. COSTOS DIRECTOS

6.3.1.1. Costos de materia prima

En la tabla 6.1 se resume los costos de materia prima que se utiliza en la fabricación y construcción de los elementos constitutivos de la máquina.

Tabla 6.1 Costos de materia prima

Descripción	Dimensiones [mm]	Cantidad [kg]	Costo unitario [USD/kg]	Costo total [USD]
Plancha ASTM A-36	540x300 x2	2.60	0.98	2.55
Plancha expandible	550x450 x2	1.00	1.10	1.10
Plancha ASTM A-36	400x1200x4	15.00	0.98	14.70
Plancha ASTM A-36	330x330x6	4.70	0.98	4.61
Plancha ASTM A-36	400x300x10	9.40	0.98	9.21
Tubo SH.40 D. ¾"	L=800	1.33	1.70	2.26
Tubo SH.40 D. 1"	L=3000	7.50	1.30	9.75
Tubo SH.40 D. 1 1/4"	L=3020	10.20	1.70	17.34
Tubomec. ϕ 7/8"x1.5	L=4570	3.74	1.26	4.71
Barra perforada 50x25	L=310	3.60	4.20	15.12
Eje SAE 1018 ϕ 1 1/8	L=320	1.60	4.00	6.40
Eje SAE 1018 ϕ 7/8	L=440	1.33	4.00	5.32
Eje SAE 1018 ϕ 1/2	L=70	0.07	4.00	0.28
Eje SAE 1018 ϕ 3/4	L=180	0.40	4.00	1.60

.../

Tabla 6.1 Costos de materia prima (Continuación)

Descripción	Dimensiones [mm]	Cantidad [kg]	Costo unitario [USD/kg]	Costo total [USD]
Eje de Duralón d=100	L=70	1	8.90	8.90
Platina 75x6	L=1600	5.40	1.28	6.91
Platina 30x5	L=1000	1.17	1.28	1.50
			Subtotal	112.66
			IVA 12%	13.52
			TOTAL	126.18

6.3.1.2. Costos de elementos de máquina

En la tabla 6.2 se muestran los costos de elementos de máquina

Tabla 6.2 Costos de elementos de máquina...

COSTOS DE ELEMENTOS DE MÁQUINA			
Descripción	Cantidad	Costo unitario [USD/kg]	Costo total [USD]
Motor FRIED POWER 9 HP	1	457.90	457.90
Polea de aluminio 2 1/2"x2 Tipo A	1	3.96	3.96
Polea de aluminio 15"x2 Tipo A	1	40.00	40.00
Banda A-63 de 1/2"	2	2.54	5.08
Piñón 60B12	1	5.40	5.40
Piñón 60B42	1	42.25	42.25
Cadena N.60, L=3 [m]	1	29.90	29.90
Candado Simple N.60	1	0.65	0.65
Medio candado Simple N.60	1	0.94	0.94
Chumacera de piso	2	6.65	13.30
Rodamiento SKF 61804	2	13.07	26.14
Rueda agrícola 500	1	60.00	60.00
Surcador con acople	1	80.00	80.00

.../

Tabla 6.2 Costos de elementos de máquina (Continuación)

COSTOS DE ELEMENTOS DE MÁQUINA (Final)			
Descripción	Cantidad	Costo unitario [USD/kg]	Costo total [USD]
Perno GR.8.8 10x1.50x75	4	0.38	1.52
Tuerca GR.8.8 Paso normal	4	0.08	0.32
Arandela plana tipo Europeo 3/8"	4	0.01	0.04
Seguro exterior DIN 471 MM20	2	0.30	0.60
Perno GR.8.8 12x1.25x50	3	0.44	1.32
Tuerca Paso especial 12x1.25	3	0.15	0.45
Arandela plana tipo Europeo 1/2"	3	0.03	0.09
Perno Prisionero SAE UNC 5/16x1/2"	1	0.10	0.10
Perno Prisionero SAE UNC 3/8x1"	1	0.25	0.25
Perno M-8x20	5	0.03	0.15
Perno M-8x40 Acerado	2	0.08	0.15
Perno M-10x25	8	0.06	0.48
Perno GR.8.8 10x1.50x75	4	0.38	1.52
Perno M-10x40	4	0.07	0.28
Perno M-10x60	2	0.14	0.28
Perno M12x25	8	0.09	0.72
Perno M12x25 Acerado	4	0.14	0.56
Perno M12x40	5	0.11	0.55
Arandela Plana 5/16	7	0.01	0.07
Arandela Plana 3/8	8	0.02	0.16
Arandela Plana 5/8	2	0.15	0.30
Arandela Presión 1/2	4	0.04	0.16

.../

Tabla 6.2 Costos de elementos de máquina (Conclusión)

COSTOS DE ELEMENTOS DE MÁQUINA (Final)			
Descripción	Cantidad	Costo unitario [USD/kg]	Costo total [USD]
Tuerca M-8	5	0.01	0.05
Tuerca Seguridad M-8	1	0.13	0.13
Tuerca M-10	18	0.03	0.49
Tuerca M-12	13	0.04	0.55
Tuerca M-18 G.8	4	0.04	0.14
Tuerca Seguridad M-10 Acerado	4	0.12	0.48
Caucho Shore 70°	4	0.80	3.20
Resorte	1	3.00	3.00
Accesorios de manubrio para control	1	8.00	8.00
Rueda neumática 400-8	1	24.00	24.00
Pintura azul martillado/4000	1 gl	4.00	4.00
Thiñer	4 gl	1.14	4.56
Piedra de Corte 178x2.5x22.2	1	1.87	1.87
		Subtotal	824.53
		12%IVA	95.94
		TOTAL	923.47

6.3.1.3. Costo de Equipos

Estos costos corresponden al costo de las máquinas herramientas empleadas para la fabricación de componentes del prototipo. Los costos de equipos se presentan en la tabla 6.3

Tabla 6.3 Costos de equipos

Descripción	Cantidad [h]	Costo unitario [USD/h]	Costo total [USD]
Torno	16	10	160.0
Fresadora Universal	3	7	21.0
Taladro vertical	3	2	6.0
Soldadora SMAW	1	2	2.0
Soldadora MIG	4	2.5	10.0
Cortadora de plasma	1	2.5	2.5
TOTAL			201.5

6.3.1.4. Costos de Mano de obra

Los costos de la mano de obra requerida para el armado y ensamblado del prototipo se presentan en la 6.4.

Tabla 6.4 Costos de mano de obra

Detalle	Tiempo de trabajo [h]	Personal requerido	Valor [USD/h]	Valor total [USD]
Tornero	20	1	3.50	70.00
Fresador	5	1	3.50	17.50
Soldador	4	1	3.00	12.00
Pintor	8	1	2.25	18.00
Armador	20	1	2.50	50.00
Ayudante	20	1	1.75	35.00
TOTAL				202.50

6.3.2. COSTOS INDIRECTOS

6.3.2.1. Costos no recuperables

La tabla 6.5 presenta los costos no recuperables de herramientas y máquinas utilizadas en la construcción.

Tabla 6.5 Costos no recuperables

Descripción	Cantidad [h]	Valor unitario [USD/h]	Valor total [USD]
Amoladora	6	0.80	4.80
Esmeril	6	1.00	6.00
Dobladora	3	3.00	9.00
Cizalla	3	3.00	9.00
Herramienta menor	10	2.00	20.00
TOTAL			48.80

6.3.2.2. Costos de imprevistos

En la tabla 6.6 se detalla los gastos generados por movilización, impresiones papelería y varios.

Tabla 6.6 Costos de imprevistos

Descripción	Valor total [USD]
Movilización	20.0
Papelería	10.0
Impresión de documentos	10.0
Impresión de planos	10.0
Varios	10.0
TOTAL	60.0

6.3.3. COSTO TOTAL DEL PROTOTIPO

En la tabla 6.7 se determina el costo final de la construcción del equipo de labranza con tracción accionada por un motor de combustión interna.

Tabla 6.7 Costo total del Prototipo

Descripción	Valor total [USD]
Costos de materia prima	126.18
Costos de elementos de máquina	923.47
Costos de equipos	201.50
Costos de mano de obra	202.50
Costos no recuperables	48.80
Costos de imprevistos	60.0
TOTAL	1 562.45

Como se puede observar en la Tabla 6.7; el costo de la máquina que talla surcos de siembra llega a ser de 1 562.45 [USD]. Éste valores aceptable de acuerdo a lo esperado inicialmente.

CAPÍTULO 7

7.1. CONCLUSIONES

- En el Ecuador uno de los sectores más olvidados ha sido el agrícola, pues todavía se emplean equipos y herramientas antiguas y de muy bajo rendimiento, por lo cual se hace necesario mejorar y tecnificar estas herramientas para facilitar la labranza de los suelos y obtener así mayores beneficios y desarrollo.
- A los pequeños y medianos agricultores, se les ha hecho muy difícil adquirir maquinarias agrícolas, ya que son importadas y resultan muy costosas, por lo cual el proyecto de titulación es una alternativa conveniente, pues cumple con los objetivos planteados.
- El prototipo construido tiene la capacidad de labrar surcos de siembra de diferente ancho y profundidad, puesto que, su sistema de regulación permite ajustar la herramienta de acuerdo al cultivo que se va a sembrar.
- La operación de la máquina labradora de surcos requiere de una sola persona la cual no necesariamente debe ser calificada.
- Con el prototipo se reduce el tiempo de tallado de surcos de siembra, ya que se reemplaza la tracción animal por una tracción mecánica.
- Para un óptimo funcionamiento de la máquina el ángulo entre el surcador y el suelo debe ser de 20° a 30°, ya que si es mayor, la herramienta se clava en la tierra y no podrá avanzar, pero si es menor la máquina avanzará, pero no hará surcos muy profundos, a más de esto, la profundidad del surco lo da el suelo, es decir si el suelo es preparado el surco quedará realizado en una

pasada, mientras que si el suelo no lo es, para lograr la profundidad requerida deberá realizar varias pasadas.

- El prototipo construido y de acuerdo al costo, se asemeja a una motoazada, ya que será utilizado por pequeños y medianos productores del sector agrícola, ya que las necesidades de éste sector es el labrar surcos de siembra a mayor velocidad y bajo costo.

7.2. RECOMENDACIONES

- Al momento de utilizar la máquina, el operador debe contar con un equipo de protección personal, el cual incluye mascarilla, gafas, guantes, orejeras, y botas, los cuales permiten atenuar los efectos generados por la labranza del suelo como es el polvo.
- Se recomienda dar mantenimiento de lubricación en las zonas donde hay contacto entre elementos (fricción), como es el motor, la caja reductora rodamientos, catalinas, y regulador de la herramienta.
- Se recomienda chequear los niveles de gasolina y de aceite con el motor apagado antes de empezar el trabajo.
- Para trasladar la máquina de un lugar a otro se debe levantar la herramienta al tope de la regulación, y siempre se lo debe hacer cuando el motor esté apagado.
- Al finalizar la jornada de trabajo se debe limpiar la tierra asentada en la herramienta y se debe limpiar el filtro de aire del motor.
- Una mejora en la máquina sería el de colocar una etapa de transmisión y colocarle a ésta un rotovalor, para que remueva el suelo y a la vez realice surcos de siembra.

7.3. BIBLIOGRAFÍA

1. BEER, Ferdinand, (2007), *“Mecánica de Materiales”*, Mc Graw Hill; México.
2. GTZ, (1976), *“Tablas para la Industria Metalúrgica”* Ed. Reverté, Barcelona.
3. INEN, (1981), *“Código de Dibujo Técnico Mecánico”*, Quito.
4. INTERMEC , *“La Transmisión de Potencia por Cadena de Rodillos”*, Colombia
5. OPTIBLELT, *“Manual Técnico para Transmisiones por Correas Trapeciales”*, Alemania.
6. PAREDES, Jorge, (1987), *“Diseño y construcción de un arado de vertedera reversible para tiro animal.” E.P.N: Quito.*
7. RIBA, Carles, (2004), *“Diseño Concurrente”*, Ed. ETSEIB-UPC; Barcelona.
8. SHIGLEY J., (2008), *“Diseño en Ingeniería Mecánica”*, Mc Graw Hill; México.
9. SKF, *“Catálogo General”*,
10. VARGAS J., (2007), *“Guía de Fundamentos de Dibujo Industrial”*, Quito.

PÁGINAS CONSULTADAS

1. http://www.auxitec.net/catalogo/13_tornilleria_fijaciones.pdf
2. http://www.safridu.cl/docs/desempe_equipos.pdf
3. http://www.ruedashofer.com.ar/01_ruedas_neumaticas.html
4. <http://www.tracepartsonline.net/>
5. <http://www.somexnutricion.com/orinoquia/index.php>

ANEXOS

ANEXO A. COMPOSTURAS PARA EL BUEN RIEGO



Se denomina compostura al acondicionamiento de la parcela para el riego. Consiste en conformar surcos principales, surcos secundarios y melgas para tener un mejor control del agua en la parcela. Una parte principal de la compostura es el adecuar los surcos y melgas a la pendiente de la parcela.

La compostura sirve:

- Para regular o distribuir por igual el agua en los surcos y/o melgas.
- Para facilitar el riego y regar en menor tiempo.
- Para evitar la pérdida de suelo y agua por escurrimiento fuera de la parcela.
- Para regar con menos agua y con menor número de personas.

Hay distintos tipos de composturas. Su aplicación depende del tipo de suelo y del tipo de cultivo.

Las más comunes se presentan en la próxima tabla:

Tipo de compostura	Adecuado para los siguientes cultivos	Ilustración
Surcos en zig-zag	Hortalizas en general: Cebolla Lechuga Brócoli Repollo Coliflor Acelga	 <p data-bbox="938 1608 1184 1630">Foto 6: Surcos en zig-zag</p>
Surcos de cabecera en parcela	Maíz Papa Haba Arveja	 <p data-bbox="884 2056 1241 2078">Foto 7: Surcos de cabecera en parcela</p>

Melgas con surcos	Papa Maiz Haba Arveja Cebolla	 <p data-bbox="938 636 1184 658">Foto 8: Melgas con surcos</p>
Melgas divididas o cajetas	Alfalfa Avena Cebada Trébol Vicias	 <p data-bbox="948 1095 1173 1117">Foto 9: Melgas divididas</p>

El inicio del acondicionamiento de la parcela para el riego se realiza con yunta o tractor, luego se procede a la siembra y finalmente se acondicionan los surcos con pala, azadón, picota o herramienta de preferencia.

ANEXO B. ENCUESTA

INSTRUCCIONES:

Marque con "X" la respuesta de su preferencia si tiene **cultivos menores a 1 Hectárea.**

Nombre:

¿Cómo realiza el labrado de surcos para sus cultivos?

Azadón

Yunta

Tractor

¿Considera que hay escases generalizada de mecanismos que realicen el labrado de surcos?

Si

No

¿Estaría dispuesto a adquirir un equipo que labore surcos de siembra en reemplazo de las yuntas?

Si

No

¿Cuál es el valor que estaría dispuesto a pagar por un equipo de labranza de surcos?

1000-1400

1400-1800

1800-2200

¿Qué característica considera primordial en el equipo?

Precio

.....

Facilidad de maniobrar

.....

Eficiencia en la tarea

.....

¿Cuáles son los cultivos a los que usted se dedica?

Maíz	<input type="checkbox"/>		Hortalizas	<input type="checkbox"/>
Frejol	<input type="checkbox"/>		Frutillas	<input type="checkbox"/>
Papa	<input type="checkbox"/>		otros	<input type="checkbox"/>

GRACIAS

RESULTADOS DE LAS ENCUESTAS

Los resultados de 25 encuestas se indican desde la figura A.1 hasta la figura A.6

Pregunta 1

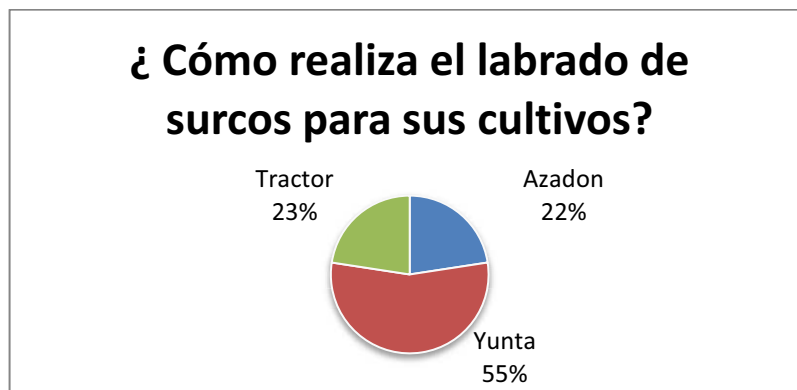
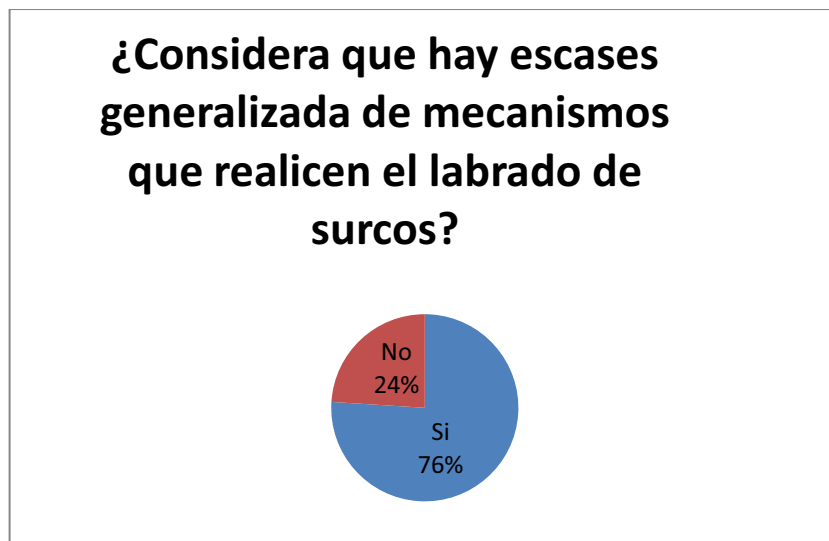


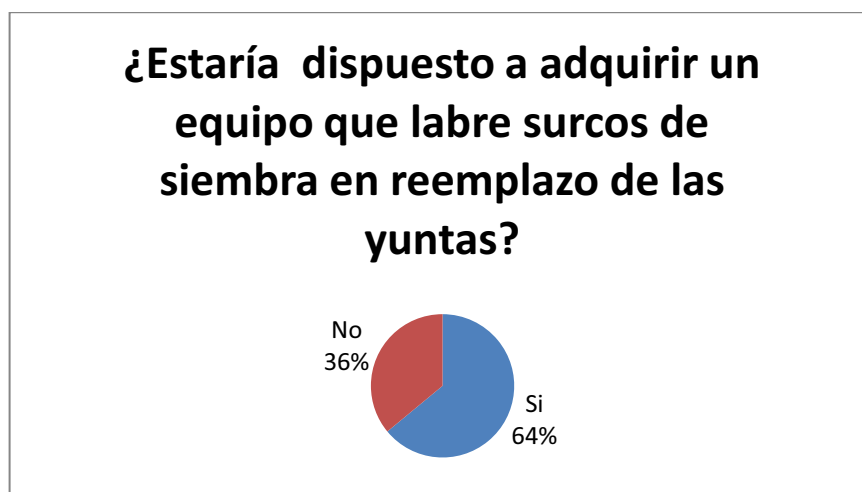
Figura A1:Pregunta 1

Fuente: Propia

De la figura A1 se observa que, un gran porcentaje del sector agrícola continúa realizando el labrado de surcos de siembra con la ayuda de la yunta, pues consideran que se pierde mucho tiempo en realizar esta actividad con azadón, sin embargo algunos agricultores piensan que al realizar el labrado de surcos con la ayuda de un tractor acortan el tiempo dedicado a esta tarea, pero, ello implica un elevado costo por el servicio, que el agricultor muchas veces no lo puede pagar.

Pregunta 2**Figura A2:** Pregunta 2**Fuente:** Propia

Del resultado de la encuesta se tiene que para un gran porcentaje de agricultores les es difícil acceder a un equipo de labranza de surcos, pues, al tener determinadas épocas para realizar la siembra, resulta que hay un déficit de estos equipos que muchas veces provoca un retraso en la siembra.

Pregunta 3**Figura A3:** Pregunta 3**Fuente:** Propia

El resultado de esta pregunta refleja que un 64% de los encuestados estarían dispuestos a adquirir un equipo de labranza de surcos, para de esta manera optimizar sus siembras.

Pregunta 4

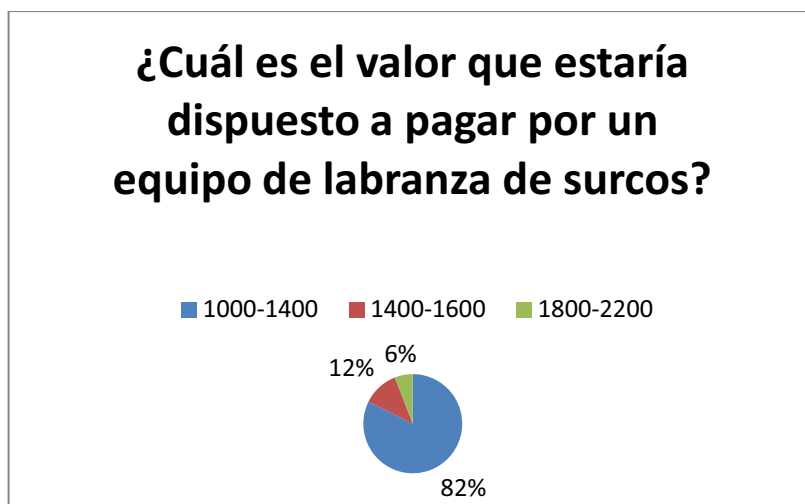


Figura A4: Pregunta 4

Fuente: Propia

De las personas que estarían dispuestas a adquirir un equipo de labranza, hay un 82% de encuestados que consideran que el costo del equipo debe variar de 1000 a 1400 dólares, lo que hace pensar que el diseño debe estar íntimamente relacionado con este criterio.

Pregunta 5

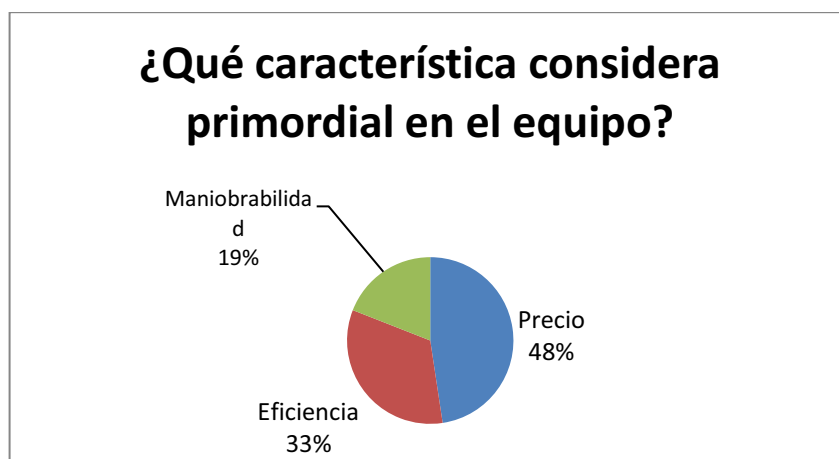


Figura A5: Pregunta 5

Fuente: Propia

La figura A5 refleja que hay un elevado porcentaje (48%) de agricultores que consideran que el equipo debe ser accesible por el costo, además hay un 33% de agricultores que consideran que además del costo, el equipo debe ser capaz de realizar un eficiente trabajo en la tarea, es decir que los surcos sean de una calidad aceptable y se los pueda hacer en un tiempo no muy prolongado.

Pregunta 6

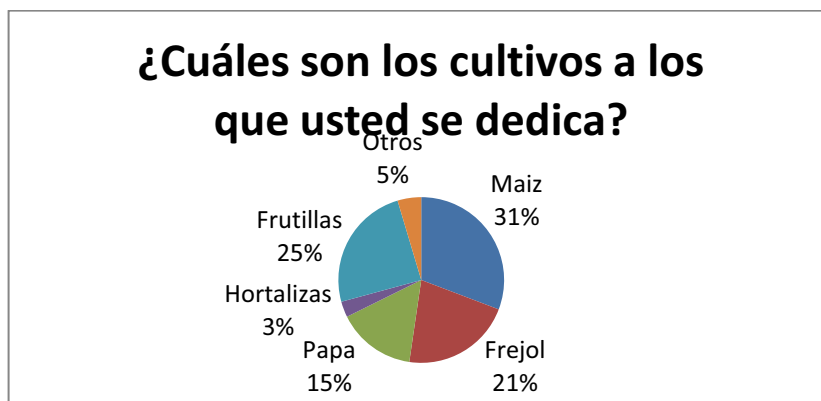


Figura A6: Pregunta 6

Fuente: Propia

De los encuestados se puede observar que un 31% de los encuestados se dedican al cultivo del maíz, seguido de un 25% que se dedican a cultivar frutilla, muy seguido se tiene que un 21% se dedican al cultivo del frejol, y ya en menor proporción se cultiva las papas y las hortalizas.

ANEXO C. CASA DE LA CALIDAD

ANEXO D. DETERMINACIÓN DEL PESO DE LA MÁQUINA

Partes	Elemento	Peso Unitario	Dimensión	Peso total
		[Kg/m]	[m]	[Kg]
Tubería	Tubería para vapor 60x42,2x3,56	3,38	0,96	3,24
Manubrio	Tubo mecánico redondo 60x25,4x2	1,21	3,25	3,93
Plancha	Planchas 1220x2440x5	116,84	0,35 plancha	41,2
Motor	Motor 8,5 Hp	30	unidad	25
Rueda Motriz	Rueda motriz Aro Rin 12	10	unidad	13
Rueda guía	Rueda guía	2	unidad	1
Sistema de transmisión	Banda, cadena, poleas, piñones	5	unidad	4
Surcador		10	unidad	5
Otros componentes:				3
ejes, rodamientos				
accesorios				
			TOTAL	99,38
El peso propio de la máquina es igual a $P_e = 99,38$ kg. Se cierra el valor en 100 kg.				

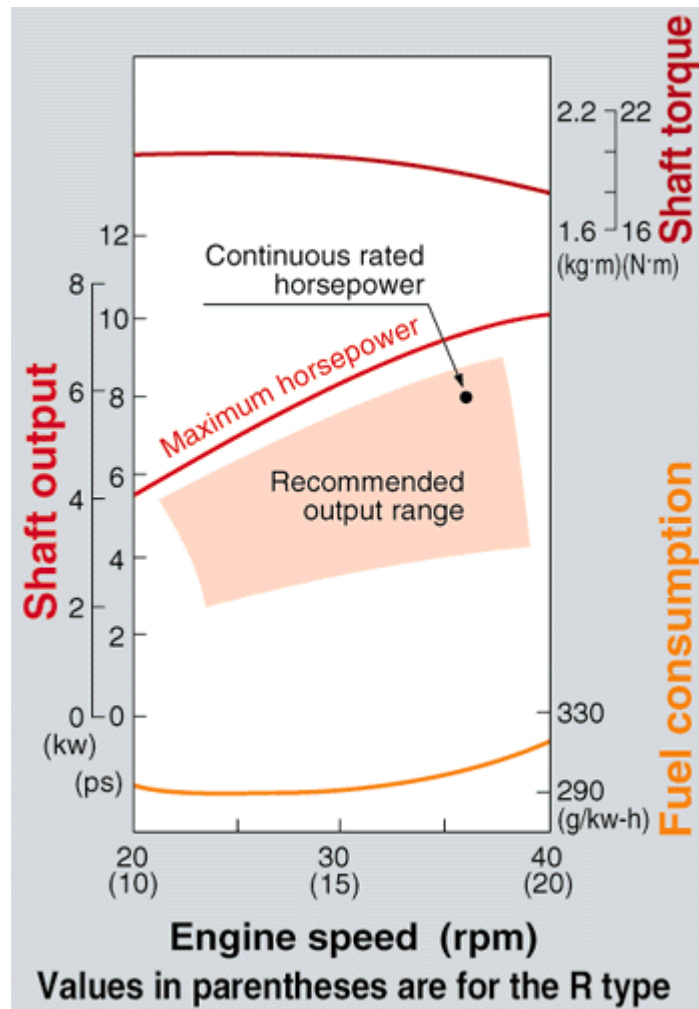
ANEXO E. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE UNA RUEDA AGRÍCOLA



SPECIAL SURE GRP TD-8

Característica	Beneficio
Tacos altos y curvos con el refuerzo en V en la línea central	Óptimo desempeño en la tracción, alta resistencia
Aspas tipo turbina y espacios centrales abiertos	Excelente acción de autolimpieza
Punta de tacos en forma de diamante	Mayor penetración en el suelo, gran fuerza de tracción
Carcasa más fuerte, amarre entre barras	Mayor resistencia a cortes y desgarres, apta para campos agrícolas y transporte en terrenos blandos y duros

ANEXO F. CURVA CARACTERÍSTICA DEL MOTOR 9HP



ANEXO G. CADENAS

G1. Tabla de Capacidad

INTERMEC

www.intermec.com.co

TABLA DE CAPACIDAD CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 60 PASO 3/4"

No. de dientes por rodillo	R.P.M DEL PIÑON CONDUCTOR																																		
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	950	1050	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500											
8	0.15	0.33	0.62	1.16	1.67	2.16	3.12	4.04	4.94	5.82	6.68	7.54	8.38	9.21	9.99	8.77	6.96	5.70	4.77	4.04	2.92	2.22	1.76	1.44	1.21										
10	0.16	0.37	0.70	1.30	1.87	2.43	3.49	4.53	5.53	6.52	7.49	8.44	9.39	10.3	11.2	10.2	8.15	6.67	5.59	4.77	3.42	2.60	2.06	1.69	1.41										
11	0.18	0.41	0.77	1.44	2.07	2.60	3.87	5.02	6.13	7.23	8.30	9.36	10.4	11.4	12.5	11.9	9.41	7.70	6.45	5.51	3.94	3.00	2.38	1.95	1.63										
12	0.20	0.45	0.85	1.58	2.28	2.95	4.25	5.51	6.74	7.94	9.12	10.3	11.4	12.6	13.7	13.5	10.7	8.77	7.35	6.28	4.49	3.42	2.71	2.22	1.86										
13	0.22	0.50	0.92	1.73	2.49	3.22	4.64	6.01	7.34	8.65	9.94	11.2	12.5	13.7	14.9	15.2	12.1	9.89	8.29	7.04	5.06	3.85	3.06	2.50	0										
14	0.24	0.54	1.00	1.87	2.69	3.49	5.02	6.51	7.96	9.37	10.8	12.1	13.5	14.8	16.2	17.0	13.5	11.1	9.26	7.91	5.66	4.31	3.42	2.80	0										
16	0.25	0.58	1.08	2.01	2.90	3.76	5.41	7.01	8.57	10.1	11.6	13.1	14.5	16.0	17.4	18.8	15.0	12.3	10.3	8.77	6.28	4.77	3.75	3.10	0										
16	0.27	0.62	1.16	2.16	3.11	4.03	5.80	7.52	9.19	10.8	12.4	14.0	15.6	17.1	18.7	20.2	16.5	13.5	11.3	9.66	6.91	5.28	4.17	3.42	0										
17	0.29	0.66	1.24	2.31	3.32	4.30	6.20	8.03	9.81	11.6	13.3	15.0	16.7	18.3	19.9	21.6	18.1	14.8	12.4	10.6	7.57	5.76	4.57	3.74	0										
18	0.31	0.70	1.31	2.45	3.53	4.58	6.59	8.54	10.4	12.3	14.1	15.9	17.7	19.5	21.2	22.9	19.7	16.1	13.5	11.5	8.25	6.28	4.98	4.08	0										
19	0.33	0.75	1.39	2.60	3.74	4.85	6.99	9.05	11.1	13.0	15.0	16.9	18.8	20.6	22.5	24.3	21.4	17.5	14.6	12.5	8.95	6.81	5.40	4.42	0										
20	0.35	0.79	1.47	2.75	3.96	5.13	7.38	9.57	11.7	13.8	15.8	17.9	19.8	21.8	23.8	25.7	23.1	18.9	15.8	13.5	9.66	7.35	5.83	0	0										
21	0.36	0.86	1.55	2.90	4.17	5.40	7.78	10.1	12.3	14.5	16.7	18.8	20.9	23.0	25.1	27.1	24.8	20.3	17.0	14.5	14.4	7.91	6.28	0	0										
22	0.38	0.87	1.62	3.05	4.39	5.67	8.19	10.6	13.0	15.3	17.5	19.8	22.0	24.2	26.4	28.5	26.6	21.8	18.2	15.6	11.1	8.48	6.73	0	0										
23	0.40	0.92	1.71	3.19	4.60	5.96	8.59	11.1	13.6	16.0	18.4	20.8	23.1	25.6	27.7	29.9	28.4	23.3	19.5	16.7	11.9	9.07	7.19	0	0										
24	0.42	0.96	1.79	3.35	4.82	6.24	8.99	11.6	14.2	16.8	19.3	21.7	24.2	26.6	29.0	31.3	30.3	24.8	20.8	17.8	12.7	9.66	7.67	0	0										
25	0.44	1.00	1.87	3.50	5.04	6.52	9.40	12.2	14.9	17.5	20.1	22.7	25.3	27.8	30.3	32.7	32.2	26.4	22.1	18.9	13.3	10.3	8.10	0	0										
28	0.46	1.05	1.95	3.65	5.25	6.81	9.80	12.7	15.5	18.3	21.0	23.7	26.4	29.0	31.6	34.1	34.2	28.0	23.4	20.0	14.3	10.9	8.65	0	0										
28	0.50	1.13	2.12	3.95	5.69	7.37	10.6	13.8	16.8	19.8	22.8	25.7	28.5	31.4	34.2	37.0	38.2	31.3	26.2	22.4	16.0	12.2	0	0	0										
30	0.54	1.23	2.28	4.26	6.13	7.94	11.4	14.8	18.1	21.4	24.5	27.7	30.8	33.8	36.8	39.8	42.4	34.7	29.1	24.8	17.8	13.5	0	0	0										
32	0.57	1.31	2.40	4.56	6.57	8.52	12.3	15.9	19.4	22.9	26.3	29.7	33.0	36.3	39.5	42.7	46.7	38.2	32.0	27.3	19.6	14.9	0	0	0										
33	0.63	1.44	2.69	5.03	7.24	9.38	13.5	17.0	21.4	25.2	29.0	32.7	36.3	39.9	43.5	47.1	53.4	43.7	36.6	31.5	22.4	17.0	0	0	0										
40	0.73	1.67	3.13	5.81	8.37	10.8	15.6	20.2	24.7	29.1	33.5	37.7	42.0	46.1	50.3	54.4	62.5	53.4	44.7	38.2	27.3	0	0	0	0										
43	0.83	1.89	3.53	6.60	9.50	12.3	17.7	23.0	28.1	33.1	38.0	42.6	47.7	52.4	57.1	61.7	70.9	63.7	53.4	45.6	32.6	0	0	0	0										
	Lubricación Tipo A							Lubricación Tipo B							Lubricación Tipo C																				
<p>LUBRICACIÓN TIPO A: A mano, con aceites o brochos. LUBRICACIÓN TIPO B: En baño de aceite o por salpique. LUBRICACIÓN TIPO C: Al chorro bajo presión.</p> <p>La información contenida en estas tablas está basada en los estándares de la ASOCIACION AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association). INFORMACION INTERMEC</p> <p>* Para velocidades comprendidas dentro de la zona entre rayas punteadas, considérense el uso de la cadena silenciosa o Morse Hg. Vó.</p>																																			
<p>Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique la capacidad por:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>No. DE HILERAS</th> <th>FACTOR</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>2</td><td>1.7</td></tr> <tr><td>3</td><td>2.5</td></tr> <tr><td>4</td><td>3.3</td></tr> <tr><td>5</td><td>3.9</td></tr> <tr><td>6</td><td>4.6</td></tr> </tbody> </table>																								No. DE HILERAS	FACTOR	2	1.7	3	2.5	4	3.3	5	3.9	6	4.6
No. DE HILERAS	FACTOR																																		
2	1.7																																		
3	2.5																																		
4	3.3																																		
5	3.9																																		
6	4.6																																		

G2.Tabla de los Valores de K

TABLAS DE LOS VALORES DE K
SEGUN SEA LA CANTIDAD **D**

D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K
1	.03	32	25.94	63	100.54	94	223.82	125	395.79	156	616.44
2	.10	33	27.58	64	103.75	95	228.61	126	402.14	157	624.37
3	.23	34	29.28	65	107.02	96	233.44	127	408.55	158	632.35
4	.41	35	31.03	66	110.34	97	238.33	128	415.01	159	640.38
5	.63	36	32.83	67	113.71	98	243.27	129	421.52	160	648.46
6	.91	37	34.68	68	117.13	99	248.26	130	428.08	161	656.59
7	1.24	38	36.58	69	120.60	100	253.30	131	434.69	162	664.77
8	1.62	39	38.53	70	124.12	101	258.39	132	441.36	163	673.00
9	2.05	40	40.53	71	127.69	102	263.54	133	448.07	164	681.28
10	2.53	41	42.58	72	131.31	103	268.73	134	454.83	165	689.62
11	3.06	42	44.68	73	134.99	104	273.97	135	461.64	166	698.00
12	3.65	43	46.84	74	138.71	105	279.27	136	468.51	167	706.44
13	4.28	44	49.04	75	142.48	106	284.67	137	475.42	168	714.92
14	4.96	45	51.29	76	146.31	107	290.01	138	482.39	169	723.46
15	5.70	46	53.60	77	150.18	108	295.45	139	489.41	170	732.05
16	6.48	47	55.95	78	154.11	109	300.95	140	496.47	171	740.60
17	7.32	48	58.36	79	158.09	110	306.50	141	503.59	172	749.37
18	8.21	49	60.82	80	162.11	111	312.09	142	510.76	173	758.11
19	9.14	50	63.33	81	166.19	112	317.74	143	517.98	174	766.90
20	10.13	51	65.88	82	170.32	113	323.44	144	525.25	175	775.74
21	11.17	52	68.49	83	174.50	114	329.19	145	532.57	176	784.63
22	12.26	53	71.15	84	178.73	115	334.99	146	539.94	177	793.57
23	13.40	54	73.86	85	183.01	116	340.84	147	547.36	178	802.57
24	14.59	55	76.62	86	187.34	117	346.75	148	554.83	179	811.61
25	15.83	56	79.44	87	191.73	118	352.70	149	562.36	180	820.70
26	17.12	57	82.30	88	196.16	119	358.70	150	569.93	181	829.85
27	18.47	58	85.21	89	200.64	120	364.76	151	577.56	182	839.04
28	19.86	59	88.17	90	205.18	121	370.86	152	585.23	183	848.29
29	21.30	60	91.19	91	209.76	122	377.02	153	592.96	184	857.58
30	22.80	61	94.25	92	214.40	123	383.22	154	600.73	185	866.93
31	24.34	62	97.37	93	219.08	124	389.48	155	608.56

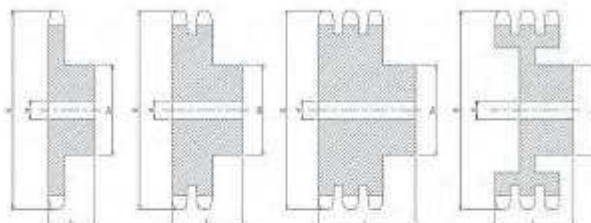
G 3. Dimensiones de las Catalinas

INTERMEC www.intermec.com.es

PIÑONES
3/4 (60)

TABLA DE DIMENSIONES
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 3/4" (19.05 mm)
para Cadena ANSI No. 60 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples

Dimensiones en Milímetros



REF	D	SENCILLOS			REF	DOBLES			REF	TRIPLES		
		Des	L	d		Des	L	d		Des	L	d
6009 R	63,8	40	32	19,05	60-289	32	54	25,4	60-289	32	63	25,4
60610 R	70,1	49	32	19,05	60-2910	48	57	25,4	60-2910	48	69	25,4
60611 R	76,2	52	31	19,05	60-2911	46	54	25,4	60-2911	46	65	25,4
60612 R	82,4	60	32	19,05	60-2912	54	60	25,4	60-2912	54	69	25,4
60613	88,6	60	32	19,05	60-2913	60	60	25,4	60-2913	60	69	25,4
60614	95,0	55	32	19,05	60-2914	63	54	25,4	60-2914	75	69	25,4
60615	101,1	73	32	19,05	60-2915	71	50	25,4	60-2915	71	77	25,4
60616	107,2	79	32	19,05	60-2916	76	58	25,4	60-2916	76	77	25,4
60617	113,3	82	32	19,05	60-2917	83	56	25,4	60-2917	72	77	25,4
60618	119,4	82	32	19,05	60-2918	89	56	25,4	60-2918	89	77	25,4
60619	125,5	86	32	19,05	60-2919	84	64	25,4	60-2919	96	77	25,4
60620	131,6	98	32	19,05	60-2920	95	64	25,4	60-2920	96	77	25,4
60621	137,9	103	32	19,05	60-2921	105	56	25,4	60-2921	95	77	25,4
60622	144,0	103	32	19,05	60-2922	108	56	25,4	60-2922	105	77	25,4
60623	150,1	103	32	19,05	60-2923	108	60	25,4	60-2923	108	77	25,4
60624	156,2	103	32	19,05	60-2924	108	64	25,4	60-2924	108	77	25,4
60625	162,3	103	32	19,05	60-2925	108	64	25,4	60-2925	108	77	25,4
60626	168,4	103	32	19,05	60-2926	108	64	25,4	60-2926	108	77	25,4
60627	174,5	103	32	19,05	60-2927	108	64	25,4	60-2927	108	77	25,4
60628	180,6	103	32	19,05	60-2928	108	64	25,4	60-2928	108	77	25,4
60629	186,6	103	32	19,05	60-2929	108	64	25,4	60-2929	108	77	25,4
60630	192,7	103	32	19,05	60-2930	108	64	25,4	60-2930	108	77	25,4
60631	198,8	103	32	19,05	60-2931	114	61	31,75	60-2931	108	77	31,75
60632	204,7	103	32	19,05	60-2932	114	61	31,75	60-2932	108	77	31,75
60633	210,8	103	32	25,4	60-2933	114	61	31,75	60-2933	114	83	31,75
60634	216,9	103	32	25,4	60-2934	114	61	31,75	60-2934	114	83	31,75
60635	223,0	103	32	25,4	60-2935	114	61	31,75	60-2935	114	83	31,75
60636	229,1	103	32	25,4	60-2936	114	61	31,75	60-2936	114	83	31,75
60637	235,2	103	32	25,4	60-2937	114	61	31,75	60-2937	114	83	31,75
60638	241,3	103	32	25,4	60-2938	114	61	31,75	60-2938	114	83	31,75
60639	247,4	108	32	25,4	60-2939	114	61	31,75	60-2939	114	83	31,75
60640	253,5	108	32	25,4	60-2940	121	70	31,75	60-2940	115	80	31,75
60641	259,5	108	32	25,4	60-2941	121	70	31,75	60-2941	121	89	31,75
60642	265,7	108	32	25,4	60-2942	121	70	31,75	60-2942	121	89	31,75

ANEXO H. SELECCIÓN DE POLEAS

H 1. Factor de Carga



Power Transmission

Cálculo Factor de carga c_2

El factor de carga c_2 considera el tiempo de servicio diario y el tipo de máquina matriz y arrastrada. Es de aplicación exclusiva para accionamientos de dos poleas. No se consideran las otras particularidades tales como: transmisiones con radillos tensores o guía. En las páginas 39 a 41 se indican las normas básicas de construcción para accionamientos con más de dos poleas.

Las condiciones de servicio extremas (por ejemplo, polvo agresivo, temperaturas especialmente altas o la influencia de los diferentes medios) **no** se han tenido en consideración. Puesto que prácticamente es imposible cubrir todas las combinaciones posibles entre las máquinas matrices / máquinas accionadas / condiciones de servicio en un manual breve, serán los factores de carga **solamente valores orientativos. En casos especia-**

les, como por ejemplo, momentos de arranque altos (arranque directo de ventiladores), en accionamientos con alta frecuencia de conmutación, en los sistemas sujetos a cargas de choque excepcionales, o allí donde deban acelerarse y frenarse masas de importancia, deberá incrementarse el factor de carga.

Valor experimental:

Con un momento de arranque $> 1,8$ veces el nominal, deberá dividirse el valor por 1,5 para conseguir así el factor de carga mínimo c_2 . Ejemplo: momento de arranque $M_A = 3,0$; c_2 seleccionada 2,0. Por favor, consulte nuestros ingenieros del departamento de aplicaciones para la solución de problemas especiales.

Tabla 17.

Ejemplo de máquinas accionadas	Ejemplo de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para servicio diario (horas) hasta 10 más de 10 a partir de 16 hasta 16			Factor de carga c_2 para servicio diario (horas) up to 10 más de 10 a partir de 16 hasta 16		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16	up to 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, byas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Guillotinas, prensas, transportadores de cadena y bya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, máquinas herramienta (hornos, esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadores de carga pesada, expulsos (transportadores helicoidales, cintas de placas, cangilones y pala), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria del papel, bombas de pistón, bombas draga, aserraderos, molinos de machacado	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calyros, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para madera	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

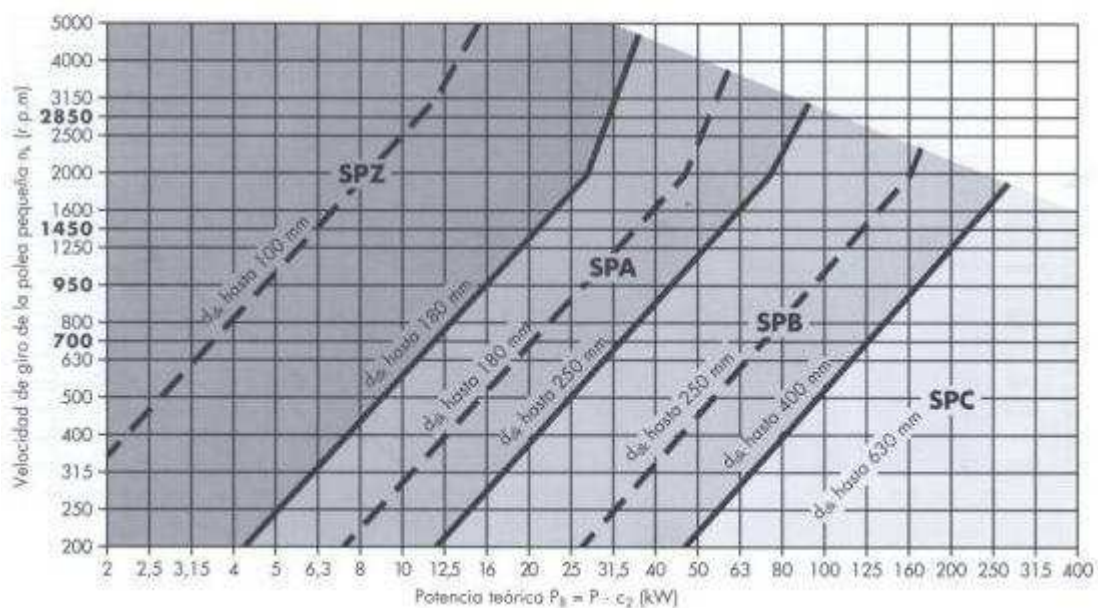
H.2 Elección del Tipo de Perfil



Cálculo

Recomendaciones para la elección de los perfiles de correas trapeciales y correas múltiples Kraftband

Diagrama 4: Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753 Parte 1



H3. Poleas Acanaladas Trapeciales



Programa estándar optibelt K5 Poleas acanaladas trapeciales para taladro cilindrico - Canales según DIN 2211

Perfil SPA/13											
Díámetro de referencia d_1 (mm)	Número de canales	Ejecución	Peso (= kg)	Taladro terminado d_{max} (mm)	Longitud del cubo l (mm)	Díámetro de referencia d_2 (mm)	Número de canales	Ejecución	Peso (= kg)	Taladro terminado d_{max} (mm)	Longitud del cubo l (mm)
50▲	1	○	0,34	18	34	106	1	○	0,88	28	34
	2	○	0,48	18	49		2	○	1,65	28	49
	3	○	0,55	18	47		3	○	2,20	32	42
56▲	1	○	0,42	20	34	112	4▽	○	3,24	32	53
	2	○	0,62	20	49		5▽	○	3,85	35	60
	3	○	0,74	20	47		1	○	1,09	28	34
63▲	1	○	0,52	25	34	118	2	○	1,75	38	49
	2	○	0,77	25	49		3	○	2,38	38	42
	3	○	0,85	25	47		4▽	○	3,37	42	53
	4▽	○	1,23	25	60		5▽	○	3,95	42	60
	5▽	○	1,48	25	70		1	○	1,10	32	34
71▲	1	○	0,50	25	34	125	2	○	1,80	38	49
	2	○	0,89	28	49		3	○	2,42	42	42
	3	○	0,96	32	42		4▽	○	3,42	42	53
	4▽	○	1,47	32	60		5▽	○	4,10	48	65
	5▽	○	1,83	32	70		1	○	1,38	32	34
75▲	1	○	0,53	24	34	132	2	○	1,90	38	49
	2	○	1,02	24	49		3	○	2,55	42	42
	3	○	1,08	24	42		4▽	○	3,49	42	53
	4▽	○	1,76	24	60		5▽	○	4,40	48	65
	5▽	○	1,92	28	82		1	○	1,45	32	34
80▲	1	○	0,56	28	34	140	2	○	2,20	38	49
	2	○	1,04	32	49		3	○	2,58	42	42
	3	○	1,19	38	42		4▽	○	3,58	42	53
	4▽	○	1,89	38	60		5▽	○	4,75	48	65
	5▽	○	2,00	38	55		1	○	1,52	32	34
85	1	○	0,64	24	34	150	2	○	2,33	38	49
	2	○	1,20	28	49		3	○	2,63	42	42
	3	○	1,40	28	42		4▽	○	3,65	42	53
	4▽	○	1,98	28	53		5▽	○	4,95	48	65
	5▽	○	2,20	32	55		1	x	1,60	38	36
90	1	○	0,88	28	34	160	2	x	2,59	38	49
	2	○	1,47	32	49		3	○	2,95	42	42
	3	○	1,62	38	42		4▽	○	4,04	42	53
	4▽	○	2,22	42	53		5▽	○	5,15	48	65
	5▽	○	2,51	42	67		1	x	1,75	38	36
95	1	○	0,76	28	34	170	2	x	2,40	38	49
	2	○	1,57	28	49		3	x	2,80	42	42
	3	○	1,89	28	42		4▽	○	3,62	48	60
	4▽	○	2,47	32	53		5▽	○	5,45	48	70
	5▽	○	2,75	35	67		1	x	2,00	35	36
100	1	○	0,84	28	34	170	2	x	2,90	35	49
	2	○	1,36	32	49		3	x	3,20	35	42
	3	○	1,98	38	52		4▽	x	4,20	35	60
	4▽	○	2,72	42	53		5▽	x	5,80	38	70
	5▽	○	3,10	42	60						


▲ sólo para perfil 10

▽ $d_2 + 4$ mm

Número de canales z	1	2	3	4	5
Ancho de corona b_2 (mm)	20	35	50	65	80

● polea maciza
○ polea perfilada
x polea de radios
Posición del cubo: ensartado por uno de los lados
Material: GG 20 - DIN 1021


H 4. Longitud de Referencia



Power Transmission

Programa estándar

optibelt SK Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento DIN 7753 parte 1 / ISO



Perfil SPZ			Perfil SPA				Perfil SPB		Perfil SPC	
Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d			Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d				Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d		Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d	
487	1037	1637	732	1382	2120	3350	1250	2000		
512	1047	1662	757	1400	2132	3382	1320	2120		
562	1060	1687	782	1407	2182	3550	1400	2240		
587	1077	1700	800	1432	2207	3750	1500	2360		
612	1087	1737	807	1457	2232	4000	1600	2500		
630	1112	1762	832	1482	2240	4250	1700	2650		
637	1120	1787	850	1500	2282	4500	1800	2800		
662	1137	1800	857	1507	2300		1900	3000		
670	1162	1812	882	1532	2307		2000	3150		
687	1180	1837	900	1557	2332		2120	3350		
710	1187	1862	907	1582	2360		2240	3550		
722	1202	1887	932	1600	2382		2360	3750		
737	1212	1900	950	1607	2432		2500	4000		
750	1237	1937	957	1632	2482		2650	4250		
762	1250	1987	982	1657	2500		2800	4500		
772	1262	2000	1000	1682	2532		3000	4750		
787	1287	2037	1007	1700	2582		3150	5000		
800	1312	2120	1032	1707	2607		3250	5300		
812	1320	2137	1060	1732	2632		3350	5600		
825	1337	2187	1082	1757	2650		3550	6000		
837	1347	2240	1107	1782	2682		3750	6300		
850	1362	2287	1120	1800	2732		4000	6700		
862	1387	2360	1132	1807	2782		4250	7100		
875	1400	2500	1157	1832	2800		4500	7500		
887	1412	2650	1180	1857	2832		4750	8000		
900	1437	2800	1207	1882	2847		5000	8500		
912	1462	3000	1232	1900	2882		5300	9000		
925	1487	3150	1250	1907	2932		5600	9500		
937	1500	3350	1257	1932	2982		6000	10000		
950	1512	3550	1272	1957	3000		6300	10600		
962	1537		1282	1982	3032		6700	11200		
987	1562		1307	2000	3082		7100	12500		
1000	1587		1320	2032	3150		7500			
1012	1600		1332	2057	3182		8000			
1024	1612		1357	2082	3282					

Desarrollo máximo de fabricación: 4500 mm
Cantidad mínima a pedir:
Más de 1800 mm =
20 unidades para desarrollos intermedios
80 unidades para determinadas ejecuciones especiales
Peso: ~ 0,074 kg/m

Desarrollo máximo de fabricación: 4500 mm
Cantidad mínima a pedir:
Más de 1800 mm =
31 unidades para desarrollos intermedios
73 unidades para determinadas ejecuciones especiales
Peso: ~ 0,123 kg/m

Desarrollo máximo de fabricación: 10000 mm
Cantidad mínima a pedir:
Más de 1800 mm =
25 unidades para desarrollos intermedios
75 unidades para determinadas ejecuciones especiales
Peso: ~ 0,195 kg/m

Desarrollo máximo de fabricación: 18000 mm
Cantidad mínima a pedir:
Más de 5000 mm =
16 unidades para desarrollos intermedios
48 unidades para determinadas ejecuciones especiales
Peso: ~ 0,377 kg/m

Desarrollo de referencia = desarrollo primitivo

H 5. Ajuste mínimo X/Y



Cálculo Ajuste mínimo x/y de la distancia entre ejes a_{nom}

Tabla 20: Correos trapeziales estrechos Optibelt SK

Desarrollo de referencia (mm)	Ajuste mínimo x (mm) – para tensado o retensado	Ajuste mínimo y (mm) para montaje			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
487 ≤ 670	10	10	10	—	—
> 670 ≤ 1 000	15	15	15	—	—
> 1 000 ≤ 1 250	20	15	15	—	—
> 1 250 ≤ 1 800	25	20	20	20	—
> 1 800 ≤ 2 240	25	20	20	20	25
> 2 240 ≤ 3 000	35	20	20	20	30
> 3 000 ≤ 4 000	45	20	20	20	30
> 4 000 ≤ 5 000	55	20	20	25	30
> 5 000 ≤ 6 300	70	25	25	30	35
> 6 300 ≤ 8 000	85	25	25	35	40
> 8 000 ≤ 10 000	110	30	30	35	45
> 10 000 ≤ 12 500	135	—	—	35	45
> 12 500 ≤ 15 000	150	—	—	45	55
> 15 000 ≤ 18 000	190	—	—	45	55

H6. Potencia nominal de correas



Potencias nominales Perfil SPA Potencia nominal P_N (kW) for β = 180° y L_d = 2500 mm

Tabla 27

Poleas <i>v</i> (m/s)	<i>n_s</i> (min ⁻¹)	Diámetro de referencia de la polea pequeña <i>d_a</i> (mm)																Suplemento de potencia (kW) por correa para <i>i</i>		
		90	100	112	118	125	132	140	150	160	180	200	224	250	280	315	1,01 hasta 1,05	1,06 hasta 1,26	1,27 hasta 1,57	
7	700	1,17	1,55	1,99	2,21	2,47	2,72	3,01	3,37	3,73	4,44	5,14	5,97	6,85	7,86	9,01	0,02	0,15	0,21	0,26
	950	1,49	1,98	2,57	2,86	3,20	3,53	3,91	4,39	4,86	5,78	6,70	7,78	8,92	10,21	11,60	0,03	0,20	0,29	0,36
	1450	2,04	2,76	3,62	4,04	4,53	5,02	5,57	6,25	6,92	8,24	9,32	11,02	12,58	14,30	16,18	0,05	0,31	0,44	0,54
	2850	3,14	4,40	5,88	6,60	7,43	8,23	9,13	10,21	11,25	13,21	14,97	16,81	18,43	19,78	20,57	0,09	0,61	0,87	1,07
	100	0,23	0,30	0,37	0,40	0,45	0,49	0,54	0,60	0,65	0,77	0,89	1,03	1,18	1,35	1,55	0,00	0,02	0,03	0,04
	200	0,42	0,54	0,68	0,75	0,83	0,91	1,00	1,11	1,22	1,45	1,67	1,94	2,22	2,55	2,92	0,01	0,04	0,06	0,07
	300	0,59	0,76	0,96	1,07	1,18	1,30	1,43	1,60	1,76	2,09	2,41	2,80	3,21	3,68	4,23	0,01	0,06	0,09	0,11
	400	0,75	0,97	1,24	1,37	1,52	1,67	1,85	2,06	2,30	2,70	3,12	3,63	4,16	4,78	5,49	0,01	0,09	0,12	0,15
	500	0,90	1,17	1,50	1,66	1,85	2,05	2,25	2,51	2,77	3,30	3,81	4,43	5,09	5,84	6,70	0,02	0,11	0,15	0,19
	600	1,04	1,36	1,75	1,94	2,16	2,38	2,63	2,95	3,26	3,87	4,48	5,21	5,98	6,86	7,88	0,02	0,13	0,18	0,22
	700	1,17	1,55	1,99	2,21	2,47	2,72	3,01	3,37	3,73	4,44	5,14	5,97	6,85	7,86	9,01	0,02	0,15	0,21	0,26
8	800	1,30	1,72	2,23	2,47	2,76	3,05	3,38	3,78	4,19	4,99	5,77	6,71	7,70	8,82	10,11	0,03	0,17	0,24	0,30
	900	1,43	1,90	2,45	2,73	3,05	3,37	3,74	4,19	4,64	5,52	6,39	7,43	8,52	9,76	11,17	0,03	0,19	0,27	0,34
	1000	1,55	2,06	2,68	2,98	3,34	3,69	4,09	4,58	5,07	6,04	7,00	8,12	9,32	10,66	12,18	0,03	0,22	0,31	0,37
	1100	1,66	2,23	2,90	3,23	3,61	4,00	4,43	4,97	5,50	6,55	7,59	8,80	10,09	11,53	13,15	0,04	0,24	0,34	0,41
	1200	1,77	2,38	3,11	3,47	3,88	4,30	4,76	5,34	5,92	7,05	8,16	9,46	10,84	12,37	14,08	0,04	0,26	0,37	0,45
	1300	1,88	2,54	3,31	3,70	4,15	4,59	5,09	5,71	6,33	7,54	8,72	10,10	11,58	13,17	14,96	0,04	0,28	0,40	0,49
	1400	1,99	2,69	3,52	3,93	4,40	4,87	5,41	6,02	6,72	8,01	9,26	10,72	12,25	13,93	15,79	0,05	0,30	0,43	0,52
	1500	2,09	2,83	3,71	4,15	4,65	5,15	5,73	6,42	7,11	8,47	9,79	11,32	12,91	14,66	16,56	0,05	0,32	0,46	0,56
	1600	2,19	2,97	3,91	4,37	4,90	5,43	6,02	6,76	7,49	8,91	10,29	11,89	13,54	15,34	17,29	0,05	0,34	0,49	0,60
	1700	2,28	3,11	4,09	4,58	5,14	5,69	6,32	7,09	7,86	9,34	10,78	12,44	14,14	15,99	17,95	0,06	0,37	0,52	0,64
	1800	2,37	3,24	4,27	4,78	5,37	5,95	6,61	7,42	8,21	9,76	11,25	12,97	14,71	16,59	18,56	0,06	0,39	0,55	0,67
1900	2,46	3,37	4,45	4,98	5,60	6,20	6,89	7,73	8,56	10,17	11,71	13,47	15,25	17,14	19,10	0,06	0,41	0,58	0,71	
2000	2,54	3,50	4,62	5,18	5,82	6,45	7,16	8,03	8,89	10,55	12,14	13,94	15,75	17,65	19,57	0,07	0,43	0,61	0,75	
9	2100	2,62	3,62	4,79	5,37	6,03	6,79	7,42	8,33	9,22	10,93	12,56	14,39	16,22	18,11	19,98	0,07	0,45	0,64	0,79
	2200	2,70	3,74	4,95	5,55	6,24	6,97	7,58	8,61	9,53	11,29	12,95	14,81	16,65	18,52	20,32	0,07	0,47	0,67	0,82
	2300	2,78	3,85	5,11	5,73	6,44	7,14	7,93	8,89	9,83	11,63	13,32	15,20	17,04	18,97	20,98	0,08	0,50	0,70	0,86
	2400	2,85	3,96	5,26	5,90	6,63	7,36	8,17	9,15	10,12	11,94	13,67	15,57	17,39	19,17	20,77	0,08	0,52	0,73	0,90
	2500	2,92	4,07	5,41	6,07	6,82	7,56	8,39	9,41	10,39	12,26	14,00	15,90	17,70	19,41	20,87	0,08	0,54	0,76	0,94
	2600	2,99	4,17	5,55	6,23	7,00	7,76	8,63	9,65	10,65	12,56	14,31	16,20	17,96	19,60	20,90	0,09	0,56	0,79	0,97
	2700	3,05	4,27	5,69	6,38	7,18	7,96	8,83	9,88	10,90	12,83	14,59	16,47	18,19	19,72	20,83	0,09	0,58	0,82	1,01
10	2800	3,11	4,36	5,82	6,53	7,34	8,14	9,03	10,11	11,14	13,09	14,85	16,70	18,36	19,78	20,88	0,09	0,60	0,86	1,05
	2900	3,16	4,45	5,94	6,67	7,50	8,32	9,22	10,32	11,36	13,32	15,08	16,90	18,49	19,77	20,44	0,10	0,62	0,89	1,09
	3000	3,22	4,53	6,06	6,81	7,66	8,49	9,41	10,51	11,57	13,54	15,29	17,07	18,57	19,70	20,44	0,10	0,65	0,92	1,12
	3100	3,26	4,61	6,18	6,94	7,80	8,64	9,58	10,70	11,77	13,74	15,47	17,20	18,60	19,40	20,42	0,10	0,67	0,95	1,16
	3200	3,31	4,69	6,29	7,06	7,94	8,80	9,74	10,87	11,95	13,92	15,62	17,29	18,58	19,10	20,01	0,11	0,69	0,98	1,20
	3300	3,35	4,76	6,39	7,18	8,07	8,94	9,89	11,03	12,11	14,07	15,75	17,34	18,51	19,04	20,10	0,11	0,71	1,01	1,24
	3400	3,39	4,83	6,49	7,29	8,19	9,07	10,03	11,18	12,26	14,21	15,84	17,35	18,38	19,08	20,19	0,11	0,73	1,04	1,27
	3500	3,43	4,91	6,58	7,39	8,31	9,19	10,17	11,32	12,40	14,32	15,91	17,33	18,20	19,04	20,18	0,12	0,75	1,07	1,31
	3600	3,46	4,95	6,66	7,48	8,41	9,31	10,28	11,44	12,52	14,42	15,95	17,26	18,05	19,01	20,16	0,12	0,77	1,10	1,35
	3700	3,49	5,01	6,74	7,57	8,51	9,41	10,39	11,55	12,62	14,48	15,95	17,15	17,95	18,91	20,06	0,12	0,80	1,13	1,39
	3800	3,51	5,06	6,81	7,65	8,60	9,50	10,49	11,64	12,70	14,53	15,93	16,99	17,95	18,91	20,06	0,13	0,82	1,16	1,42
3900	3,53	5,10	6,88	7,73	8,68	9,59	10,57	11,72	12,77	14,55	15,87	16,79	17,75	18,71	19,77	0,13	0,84	1,19	1,46	
4000	3,55	5,14	6,94	7,79	8,75	9,66	10,65	11,79	12,82	14,55	15,78	16,54	17,50	18,46	19,52	0,13	0,86	1,22	1,50	
11	4100	3,57	5,17	6,99	7,85	8,81	9,73	10,71	11,84	12,85	14,52	15,46	16,32	17,28	18,24	19,30	0,14	0,88	1,25	1,54
	4200	3,58	5,20	7,04	7,90	8,87	9,78	10,76	11,87	12,87	14,47	15,20	16,06	17,02	17,98	19,04	0,14	0,90	1,28	1,57
	4300	3,58	5,23	7,08	7,95	8,91	9,82	10,79	11,89	12,86	14,39	15,20	16,06	17,02	17,98	19,04	0,14	0,93	1,31	1,61
	4400	3,58	5,25	7,11	7,98	8,95	9,85	10,81	11,90	12,84	14,28	15,07	15,93	16,89	17,85	18,81	0,15	0,95	1,34	1,65
	4500	3,58	5,26	7,13	8,01	8,97	9,87	10,82	11,88	12,80	14,15	14,80	15,66	16,62	17,58	18,54	0,15	0,97	1,37	1,69
	4600	3,58	5,27	7,15	8,03	8,99	9,88	10,82	11,86	12,73	13,99	14,76	15,53	16,50	17,46	18,42	0,15	0,99	1,41	1,72
	4700	3,57	5,27	7,16	8,04	8,99	9,88	10,80	11,81	12,65	13,80	14,57	15,34	16,31	17,27	18,23	0,16	1,01	1,44	1,76
	4800	3,55	5,27	7,16	8,04	8,99	9,84	10,77	11,75	12,55	13,58	14,35	15,12	16,09	17,05	18,01	0,16	1,03	1,47	1,80
	4900	3,53	5,26	7,16	8,03	8,97	9,84	10,72	11,67	12,43	13,33	14,10	14,87	15,64	16,41	17,18	0,16	1,05	1,50	1,84
	5000	3,51	5,23	7,15	8,01	8,95	9,80	10,66	11,57	12,28	13,05	13,82	14,59	15,36	16,13	16,90	0,17	1,08	1,53	1,87
	5100	3,48	5,23	7,13	7,99	8,91	9,74	10,58	11,45	12,11	12,88	13,65	14,42	15,19	15,96	16,73	0,17	1,10	1,56	1,91
5200	3,45	5,21	7,10	7,95	8,86	9,68	10,49	11,32	11,92	12,69	13,46	14,23	15,00	15,77	16,54	0,17	1,12	1,59	1,95	
5300	3,42	5,18	7,06	7,91	8,80	9,60	10,39	11,17	11,71	12,48	13,25	14,02	14,79	15,56	16,33	0,18	1,14	1,62	1,99	
5400	3,38	5,14	7,02	7,85	8,73	9,51	10,27	11,00	11,48	12,25	13,02	13,79	14,56	15,33	16,10	0,18	1,16	1,65	2,02	
5500	3,33	5,10	6,96	7,79	8,65	9,41	10,13	10,81	11,27	12,04	12,81	13,58	14,35	15,12	15,89	0,18	1,18	1,68	2,06	
5600	3,28	5,05	6,90	7,71	8,56	9,29	9,97	10,60	11,17	11,94	12,71	13,48	14,25	15,02	15,79	0,19	1,21	1,71	2,10	
5700	3,23	4,99	6,83	7,63	8,45	9,16	9,80	10,37	10,94	11,71	12,48	13,25	14,02	14,79	15,56	0,19	1,23	1,74	2,13	
5800	3,17	4,93	6,75	7,54	8,34	9,01														

H7. Factor del ángulo de contacto C_1

Tabla 16

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta =$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

H 8. Factor de Desarrollo C_3 

Power Transmission

Cálculo

Factor de desarrollo c_3 para correas trapeciales estrechas **optibelt** y correas múltiples **Kraftband**

El factor de desarrollo c_3 considera la flexión de la correa basándose en el desarrollo de referencia para el perfil de correa en cuestión.

De ello se deducen las siguientes relaciones:

Desarrollo utilizado de correa > Desarrollo de referencia $c_3 > 1,0$

Desarrollo utilizado de correa = Desarrollo de referencia $c_3 = 1,0$

Desarrollo utilizado de correa < Desarrollo de referencia $c_3 < 1,0$

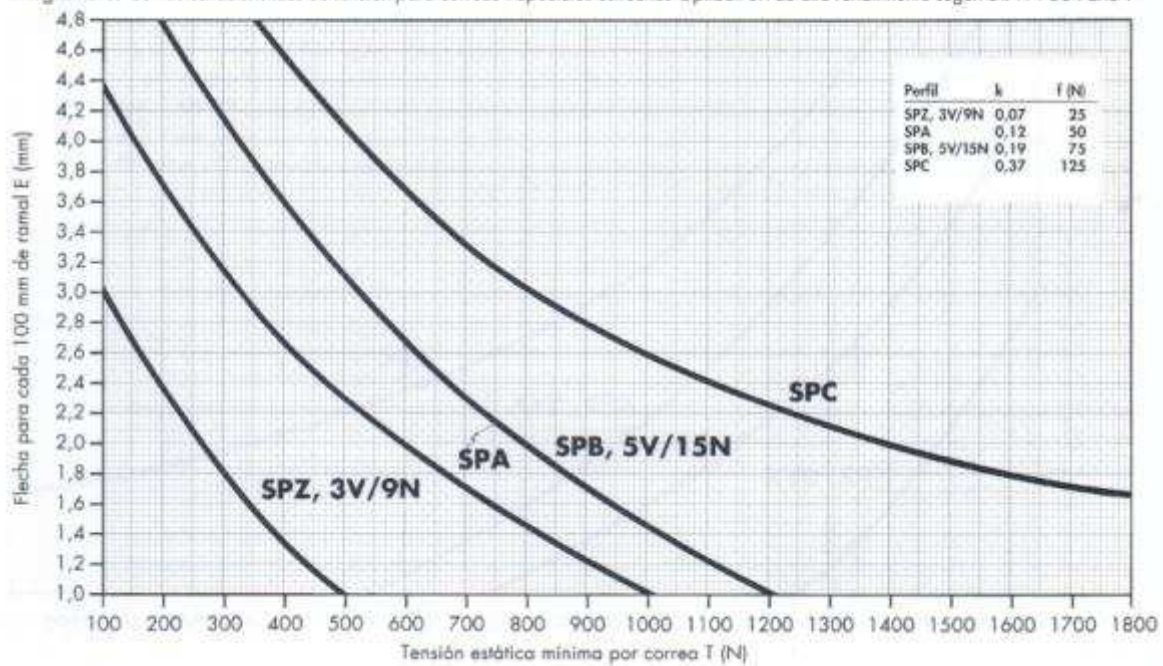
Tabla 18

Perfil SPZ, XPZ		Perfil SPA, XPA		Perfil SPB, XPB		Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3
630	0,83	800	0,81	1250	0,83	2000	0,85
670	0,84	850	0,82	1320	0,84	2120	0,86
710	0,85	900	0,83	1400	0,85	2240	0,86
750	0,86	950	0,84	1500	0,86	2360	0,87
800	0,87	1000	0,85	1600	0,87	2500	0,88
850	0,88	1060	0,86	1700	0,88	2650	0,89
900	0,89	1120	0,86	1800	0,89	2800	0,90
950	0,90	1180	0,87	1900	0,90	3000	0,91
1000	0,91	1250	0,88	2000	0,91	3150	0,91
1060	0,92	1320	0,89	2120	0,92	3350	0,92
1120	0,93	1400	0,90	2240	0,93	3550	0,93
1180	0,94	1500	0,91	2360	0,93	3750	0,94
1250	0,95	1600	0,92	2500	0,94	4000	0,95
1320	0,96	1700	0,93	2650	0,95	4250	0,96
1400	0,98	1800	0,94	2800	0,96	4500	0,97
1500	0,99	1900	0,95	3000	0,97	4750	0,98
1600	1,00	2000	0,96	3150	0,98	5000	0,98
1700	1,01	2120	0,97	3350	0,99	5300	0,99
1800	1,02	2240	0,98	3550	1,00	5600	1,00
1900	1,03	2360	0,99	3750	1,01	6000	1,01
2000	1,04	2500	1,00	4000	1,02	6300	1,02
2120	1,05	2650	1,01	4250	1,03	6700	1,03
2240	1,06	2800	1,02	4500	1,04	7100	1,04
2360	1,07	3000	1,03	4700	1,04	7500	1,04
2500	1,08	3150	1,04	5000	1,05	8000	1,05
2650	1,09	3350	1,05	5300	1,06	8500	1,06
2800	1,10	3550	1,06	5600	1,07	9000	1,07
3000	1,11	3750	1,07	6000	1,08	9500	1,08
3150	1,12	4000	1,08	6300	1,09	10000	1,09
3350	1,13	4250	1,09	6700	1,10	10600	1,09
3550	1,15	4500	1,10	7100	1,11	11200	1,10
3750	1,16	4750	1,11	7500	1,12	11800	1,11
4000	1,17	5000	1,12	8000	1,13	12500	1,12
4250	1,18	5300	1,13	8500	1,14	13200	1,13
4500	1,19	5600	1,14	9000	1,15	14000	1,14
		6000	1,15	9500	1,16	15000	1,15
				10000	1,17		

H9. Tensado de correas trapeciales

Ayudas constructivas Tensado de correas trapeciales **optibelt**

Diagrama 8: Curvas características de tensión para correas trapeciales estrechas Optibelt SK de alto rendimiento según DIN 7753 Parte 1



ANEXO I. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

I 1. Soporte rodamientos Y

Rodamientos Y, con prisionero

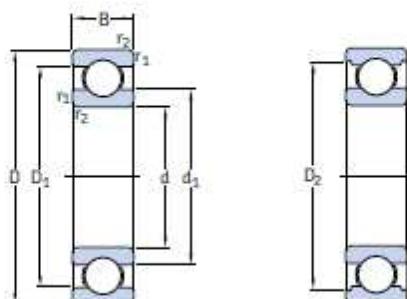


Tolerancias
Juego radial interno
Tolerancias del eje, ver el texto

Dimensiones principales				Capacidades de carga		Carga límite de fatiga F_L	Velocidad límite para el eje tolerancia h6	Masa	Designación
d	D	B	C	C	C_0				
mm				kN		kN	rpm	kg	-
23,813	52	34,1	15	14	7,8	0,335	7000	0,18	YAR 205-015-2F
23,813	52	34,1	15	14	7,8	0,335	7000	0,18	YAR 205-015-2F/AH
25	52	27,2	15	14	7,8	0,335	7000	0,14	YAT 205
25	52	34,1	15	14	7,8	0,335	7000	0,17	YAR 205-2F
25	52	34,1	15	14	7,8	0,335	4300	0,17	YAR 205-2RF
25	52	34,1	15	11,9	7,8	0,335	4300	0,18	YAR 205-2RF/HV
25	52	34,1	15	14	7,8	0,335	4300	0,18	YAR 205-2RF/VE495
25,4	52	27,2	15	14	7,8	0,335	7000	0,14	YAT 205-100
25,4	52	34,1	15	14	7,8	0,335	7000	0,17	YAR 205-100-2F
25,4	52	34,1	15	14	7,8	0,335	7000	0,17	YAR 205-100-2F/AH
25,4	52	34,1	15	14	7,8	0,335	4300	0,17	YAR 205-100-2RF
25,4	52	34,1	15	11,9	7,8	0,335	4300	0,18	YAR 205-100-2RF/HV
26,988	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,32	YAT 206-101-2F
28,575	62	31	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,25	YAT 206-102
28,575	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,30	YAR 206-102-2F
28,575	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,30	YAR 206-102-2F/AH
30	62	30,2	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,23	YAT 206
30	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,28	YAR 206-2F
30	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	3800	0,28	YAR 206-2RF
30	62	38,1	18	16,3	11,2	0,475	3800	0,29	YAR 206-2RF/HV
30	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	3800	0,29	YAR 206-2RF/VE495
30,163	62	31	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,22	YAT 206-103
30,163	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,29	YAR 206-103-2F
30,163	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,29	YAR 206-103-2F/AH
30,163	62	38,1	18	16,3	11,2	0,475	3800	0,29	YAR 206-103-2RF/HV

I 2. Rodamientos rígidos de bolas con obturaciones

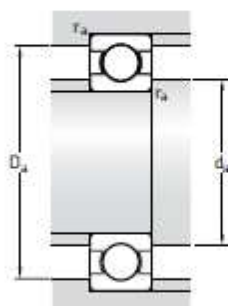
Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 12 – 22 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
12	21	5	1,43	0,67	0,028	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,25	0,98	0,043	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,10	60 000	38 000	0,022	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,10	56 000	34 000	0,023	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,060	* 6301
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	38 000	0,0074	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,025	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,030	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302
17	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	34 000	0,0082	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,018	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,032	* 16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,039	* 6003
	40	9	9,56	4,75	0,2	38 000	24 000	0,048	98203
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203
20	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,12	* 6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,038	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,050	* 16004
22	42	9	7,93	4,5	0,19	38 000	24 000	0,051	98204 Y
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,069	* 6004
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,096	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
22	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,40	6404
	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,12	62/22
	56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	63/22

* Rodamiento SKF Explorer

I 2. Rodamientos rígidos de bolas con obturaciones (Continuación)



Dimensiones					Dimensiones de acuerdos y resaltes			Factores de cálculo		
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min	d _a min	D _a máx	r _a máx	k _v	f ₀	
mm					mm			-		
12	15	18,2	-	0,3	14	19	0,3	0,015	9,7	
	15,5	20,6	21,4	0,3	14	22	0,3	0,02	9,7	
	17	23,2	24,8	0,3	14	26	0,3	0,025	13	
	16,7	23,4	24,8	0,3	14,4	27,6	0,3	0,025	13	
	18,5	25,7	27,4	0,6	16,2	27,8	0,6	0,025	12	
	19,5	29,5	31,5	1	17,6	31,4	1	0,03	11	
15	17,9	21,1	-	0,3	17	22	0,3	0,015	10	
	18,4	24,7	25,8	0,3	17	26	0,3	0,02	14	
	20,2	27	28,2	0,3	17	30	0,3	0,02	14	
	20,5	26,7	28,2	0,3	17	30	0,3	0,025	14	
	21,7	29	30,4	0,6	19,2	30,8	0,6	0,025	13	
	23,7	33,7	36,3	1	20,6	36,4	1	0,03	12	
17	20,2	23,2	-	0,3	19	24	0,3	0,015	10	
	20,4	26,7	27,8	0,3	19	28	0,3	0,02	15	
	22,7	29,5	31,2	0,3	19	33	0,3	0,02	14	
	23	29,2	31,4	0,3	19	33	0,3	0,025	14	
	24,5	32,7	-	0,6	21,2	35,8	0,6	0,025	13	
	24,5	32,7	35	0,6	21,2	35,8	0,6	0,025	13	
	23,9	33,5	-	0,6	21,2	35,8	0,6	0,03	12	
	26,5	37,4	39,7	1	22,6	41,4	1	0,03	12	
	32,4	46,6	-	1,1	23,5	55,5	1	0,035	11	
	20	24	28,3	-	0,3	22	30	0,3	0,015	15
25,6		31,4	32,8	0,3	22	35	0,3	0,02	15	
27,3		34,6	-	0,3	22	40	0,3	0,02	15	
27,4		36	36,2	0,6	23,2	38,8	0,6	0,025	14	
27,2		34,8	37,2	0,6	23,2	38,8	0,6	0,025	14	
28,8		38,5	40,6	1	25,6	41,4	1	0,025	13	
28,2		39,6	-	1	25,6	41,4	1	0,025	12	
30,4		41,6	44,8	1,1	27	45	1	0,03	12	
30,2		42,6	-	1,1	27	45	1	0,03	12	
37,1		54,8	-	1,1	29	63	1	0,035	11	
22		32,2	41,8	44	1	27,6	44,4	1	0,025	14
		32,9	45,3	-	1,1	29	47	1	0,03	12

ANEXO J. PLANOS