

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA
GUTIÉRREZ**

**INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA
PROFESIONAL**

**DISEÑO DE UN IMPLEMENTO AGRÍCOLA PARA
FERTILIZAR PLANTAS DE PAPAYA**

TECNOCULTIVA S.A. DE C.V.

INGENIERÍA MECÁNICA

ASESOR INTERNO: ING. RUTILO MORALES ÁLVARADO

ASESOR EXTERNO: C.P. HUGO GARCÍA ENRÍQUEZ

AUTOR: CLAUDIO FERNANDO BONILLA OCHOA

NÚMERO DE CONTROL: 06270421

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS, 15 DE DICIEMBRE

DEL 2011

CAPITULO 1 INFORMACIÓN GENERAL

1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 JUSTIFICACIÓN	2
1.3 OBJETIVOS	3
1.3.1 GENERALES	3
1.3.2 ESPECÍFICOS	3
1.4 CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA	3
1.4.1 ANTECEDENTES	3
1.4.2 CONSOLIDACIÓN	4
1.4.3 LOGROS	5
1.4.4 MISIÓN Y VISIÓN	5
1.4.5 ORGANIGRAMA GENERAL	6
1.4.6.- LOCALIZACIÓN	7
1.4.7.- DATOS DE LA PLANTACIÓN DE TECNOCULTIVA S.A. DE C.V.	8
1.4.8.- FOTOGRAFÍAS DE LA PLANTACIÓN DE PAPAYA	8
1.4.9.- DIMENSIONES DE LA PLANTACIÓN DE PAPAYA	10
1.5--PROBLEMAS A RESOLVER.	11
1.6.-ALCANCES Y LIMITACIONES	11

CAPITULO 2 FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 PAPAYA	12
2.1.1 MORFOLOGÍA Y TAXONOMÍA	12
2.1.2. EXIGENCIAS EN CLIMA	13
2.1.3. EXIGENCIAS EN SUELO	14
2.1.4. VARIEDADES COMERCIALES	14
2.1.5. PLANIFICACIÓN DEL CULTIVO	14
2.1.6. RECOLECCIÓN	15
2.1.7. PLANTACIÓN	15

2.1.8. RIEGO	16
2.1.9 APLICACIÓN DE NUTRIENTES Y FERTILIZANTES	16
2.2 TRACTOR NEW HOLLAND 5610S 2WD	17
2.2.1 USOS Y PARTES COMPONENTES DE UN TRACTOR AGRÍCOLA	18
2.2.2- FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE LEVANTE	20
2.2.3- ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	22
2.2.4- DIMENSIONES	23
2.3- SEMBRADORA DE NENDO DANGO	25
2.4- SEMBRADORAS	27
2.4.1- TIPOS DE SEMBRADORAS	27
2.4.1.2- COMPONENTES / ELEMENTOS PRINCIPALES	29
2.5- EL SUELO ARABLE	30
2.5.1- CARACTERÍSTICAS DE ALGUNAS TEXTURAS DE SUELO	30
2.5.2- CONSISTENCIA DE LOS SUELOS	33
2.5.3- POROSIDAD	35
2.5.4.- RELACIONES SUELO/SUELO	35
2.5.4.1- PARÁMETROS DE LA RELACIÓN SUELO/SUELO	35
2.6. ESFUERZO Y DEFORMACIÓN	39
2.6.1 ESFUERZO	39
2.6.2 DEFORMACIÓN	40
2.6.2.1 COEFICIENTE DE POISSON	41
2.6.2.2. MÓDULO DE CIZALLADURA	42
2.6.3 RESISTENCIA A LA ROTADURA	43
2.7. FACTORES DE DISEÑO	45
2.8 TEORÍAS DE FALLAS PARA CARGA ESTÁTICA.	47
2.8.1 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN (TED).	47

2.9 RESISTENCIA A LA FATIGA EN CASO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.	48
2.9.1 CRITERIO DE GOODMAN.	48
2.10. TEORÍAS DE FALLA POR CARGAS DINÁMICAS.	49
2.10.1 FALLA POR FATIGA.	49
2.10.1.1 <i>ESFUERZOS CÍCLICOS</i> .	49
2.10.1.2. DIAGRAMAS S – N.	50
2.10.1.3 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.	51
2.11 TRANSMISIONES CON CADENAS.	56
2.11.1- CADENAS DE RODILLOS.	56
2.12- CABLES METÁLICOS.	59
2.13- RESORTES	60
2.14- COLUMNAS	
2.14.1- ESTABILIDAD DE ESTRUCTURAS	61
2.14.2- FÓRMULA DE EULER PARA COLUMNAS ARTICULADAS	62
2.14.3- EXTENSIÓN DE LA FÓRMULA DE EULER PARA COLUMNAS CON OTRAS CONDICIONES DE EXTREMO	62

CAPITULO 3 DISEÑO

3.1 DISEÑO DEL IMPLEMENTO AGRÍCOLA PARA FERTILIZAR HASTA 2 MESES.	64
3.1.1 DETERMINACIÓN DE LA FORMA DE LA ESTRUCTURA Y SU FUNCIÓN	64
3.1.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA QUE OPONE EL SUELO AL ABRIR LOS HOYOS	65
3.1.3 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA	68
3.1.4 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA CUCHARA	70

3.1.5 SELECCIÓN DEL MATERIAL Y FACTOR DE SEGURIDAD	71
3.1.6 SELECCIÓN DEL TIPO DE PERFIL Y CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA ESTRUCTURA	71
3.1.7 CÁLCULO DE LA CUCHARA Y SU ESTRUCTURA	75
3.1.8 CÁLCULO DE LA BASE DE LA CUCHARA	78
3.1.9 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAMINA DE APOYO DEL TUBO	79
3.1.10 CÁLCULO DEL RESORTE	81
3.1.11 CÁLCULO DE LA CADENA	81
3.1.12 CÁLCULO DEL HUSILLO	82
3.1.13 SELECCIÓN DE CHUMACERAS Y EJE SUPERIOR	83
3.1.14 CÁLCULO DEL PERNO	83
3.1.15 CÁLCULO DEL ACOPLER DEL IMPLEMENTO	86
3.1.16 CÁLCULO DEL REMOQUE	88
3.1.17 CÁLCULO DE LA TOLVA	89
3.1.18 CÁLCULO DEL CABLE DE ACERO	91
3.1.19 CÁLCULO DE EL TUBO TENSOR	92
3.1.20 SELECCIÓN DE PUNTAS DE EJE	94
3.1.21 CÁLCULO DE LA VIGA LATERAL DEL REMOLQUE	95
3.1.22 CÁLCULO DE LA VIGAS TRANSVERSALES DEL REMOLQUE	97
3.1.23 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA A LA ROTADURA	98
3.1.24 CÁLCULO DE LA VIGA DE TIRO DEL REMOLQUE	99
3.1.25 CÁLCULO DE LA BARRA DE ACOPLER CON EL TRACTOR	100
3.1.26 CÁLCULO DE LA VIGA AXIAL A LAS LLANTAS	103
3.1.27 CÁLCULO DE LAS COLUMNAS SOPORTADAS EN LA VIGA AXIAL A LAS LLANTAS	105
3.1.28 DIMENSIONES DEL SISTEMA DOSIFICADOR	106
3.2 DISEÑO DEL IMPLEMENTO AGRÍCOLA PARA FERTILIZAR A MAS DE 2 MESES.	108

3.2.1 DETERMINACIÓN DE LA FORMA DE LA ESTRUCTURA Y SU FUNCIÓN	108
3.2.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA QUE OPONE EL SUELO AL ABRIR EL SURCO	109
3.2.3 CÁLCULO DE LA RUEDA PARA APISONAR LA TIERRA EN EL SURCO	110
3.2.4 CÁLCULO DEL ORIFICIO PARA EL PERNO DE LA RUEDA	110
3.2.5 CÁLCULO DE LOS RAYOS DE LA RUEDA	113
3.2.6 CÁLCULO DE LA BARRA DE SOPORTE DE LA RUEDA DE APISONADO	114
3.2.7 CÁLCULO DE LA RUEDA PARA CERRAR EL SURCO Y SU EJE	116
3.2.8 CÁLCULO DE LA BARRA DE SOPORTE DE LAS RUEDAS PARA CERRAR EL SURCO	118
3.2.9 CÁLCULO DEL PERNO DE SOPORTE DE LA RUEDA DE APISONAR Y DE CERRAR EL SURCO	120
3.2.10 CÁLCULO DE LA TOLVA	124
3.2.11 CÁLCULO DE LA VIGA PRINCIPAL DE LA ESTRUCTURA	125
3.2.12 CÁLCULO DE LA CADENA	127
3.2.13 SELECCIÓN DE DISCO ABRIDOR DE SURCO Y CÁLCULO DE SU EJE	127
3.2.14 CÁLCULO EL SISTEMA DE ELEVACIÓN Y DESCENSO DE LOS DISCOS DE CORTE	130
3.2.15 CÁLCULO DEL HUSILLO	132
3.2.16 CÁLCULO DEL SOPORTE PARA COLOCAR DOS FERTILIZADORAS EN CADA EXTREMO	134
3.2.17 CÁLCULO DEL BRAZO DE ACOUPLE EN EL IMPLEMENTO CON EL TRACTOR	135
3.2.18 CÁLCULO DEL PERNO	136

CAPITULO 4 RESULTADO FINAL

4.1 RESULTADOS	139
4.2 CONCLUSIONES	139
4.3 RECOMENDACIONES	140
4.4 REFERENCIAS	141
4.5 ANEXOS.	143
ANEXO1 TABLA DE PROPIEDADES TÍPICAS DEL ACERO (MECÁNICA DE MATERIALES) .	143
ANEXO 2 DIMENSIONES DE PTR (CATALOGO ACERO DIPAC)	144
ANEXO 3 DIMENSIONES DEL PERFIL G (CATALOGO ACERO DIPAC)	145
ANEXO 4 DIMENSIONES DEL PERFIL U (CATALOGO ACERO DIPAC)	146
ANEXO 5 DIMENSIONES DEL TUBO GALVANIZADO (CATALOGO ACERO DIPAC)	147
ANEXO 6 DIMENSIONES DE PLANCHAS DE ACERO (CATALOGO ACERO DIPAC)	148
ANEXO 7 DIMENSIONES DE CADENAS(CATALOGO DE CADENA DE RODILLOS SERIA A)	149
ANEXO 8 DIMENSIONES DE HUSILLOS (CATALOGO DE TUERCAS Y HUSILLOS GAEZ)	150
ANEXO 9 DIMENSIONES DE TUERCAS (CATALOGO DE TUERCAS Y HUSILLOS GAEZ)	151
ANEXO 10 DIMENSIONES DE CHUMACERAS (CATALOGO DE CHUMACERAS NTN)	152
ANEXO 11 DIMENSIONES DE VARILLAS (CATALOGO ACERO DIPAC)	153
ANEXO 12 DIMENSIONES DE CLAVES DE ACERO (CATALOGO DE CABLES DE ACERO TECHNO)	154
ANEXO 13 DIMENSIONES DE TUBO MECÁNICO (CATALOGO ACERO DIPAC)	155
ANEXO 14 DIMENSIONES DE PUNTAS DE EJE SEGÚN EL CATALOGO DE PRODUCTOS MECANIZADOS SAN MIGUEL	156
ANEXO 15 DIMENSIONES PERFIL IPN (CATALOGO ACERO DIPAC)	157

ANEXO 16 CATALOGO DE DISCOS JOHN DEER	158
ANEXO 17 DIMENSIONES DE TUERCAS DE BRIDA (CATALOGO DE TUERCAS Y HUSILLOS GAEZ)	159
ANEXO 18 DIBUJO ISOMÉTRICO DEL IMPLEMENTO PARA MENOS DE UN MES PARTE POSTERIOR Y FRONTAL	160
ANEXO 19 VISTA FRONTAL DE LA CUCHARA PARA ABRIR EL ORIFICIO DONDE SE COLOCA EL FERTILIZANTE	161
ANEXO 20 VISTA LATERAL DE LA CUCHARA PARA ABRIR EL ORIFICIO DONDE SE COLOCA EL FERTILIZANTE	162
ANEXO 21 VISTA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA PARA ACOPLAR LAS CUCHARAS	163
ANEXO 22 VISTA LATERAL DEL REMOLQUE PARA FERTILIZAR PARA MENOS DE DOS MESES	164
ANEXO 23 VISTA SUPERIOR DEL REMOLQUE PARA FERTILIZAR PARA MENOS DE DOS MESES	165
ANEXO 24 DIBUJO ISOMÉTRICO PARTE FRONTAL Y POSTERIOR DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES	166
ANEXO 25 VISTA SUPERIOR DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES	167
ANEXO 26 VISTA LATERAL DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES	168
ANEXO 27 VISTA LATERAL DEL SISTEMA DOSIFICADOR DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES	169
ANEXO 28 VISTA FRONTAL DEL SISTEMA DOSIFICADOR DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES	170

1.1 INTRODUCCIÓN

La fertilización constituye uno de los pilares fundamentales de la producción agrícola. Hoy no se concibe la explotación agrícola sin una adecuada fertilización que permita obtener del suelo toda la capacidad productiva dentro de las limitaciones que imponen las condiciones climatológicas en cada caso.

El objetivo de la agricultura es el de proporcionar alimentos a la población, para ello debe procurar que los rendimientos que se obtengan sean elevados. El problema surge cuando se enfrenta a hechos como el empobrecimiento del suelo por determinadas prácticas de cultivo, mayores densidades de siembra, mejora de variedades, contaminación del suelo y agua por exceso de fertilizantes, etc.

De los factores que regulan el desarrollo y rendimiento de las plantas es quizás, la nutrición de las mismas, el más importante. La escasez de elementos esenciales, tradicionalmente se ha resuelto con la adición de sales minerales al suelo. Hasta hace unos años esto era suficiente, pero en la actualidad se ha hecho necesario buscar nuevos productos y desarrollar otras técnicas de aplicación a fin de mejorar la productividad. Una de las técnicas más difundidas y que ha alcanzado gran auge en muchos países en la nutrición de los cultivos es la "*Fertilización Foliar*".

Las raíces y tallos de las plantas terrestres son órganos funcionalmente separados, aunque dependientes. El tallo recibe los nutrientes a partir de la raíz y por contra, los metabolitos son translocados a la raíz, vía tallo. Esta diferenciación no es válida en las plantas acuáticas, las cuales ocupan aproximadamente dos tercios del reino vegetal. Estas crecen inmersas en un medio capaz de proporcionarles todos los factores de crecimiento; agua, dióxido de carbono, luz difusa, y todas las partes del vegetal son capaces de realizar las dos funciones básicas: absorción de nutrientes y fotosíntesis. No es de extrañar que las hojas de las plantas terrestres conserven parte de esta capacidad ancestral de toma de elementos.

1.2 JUSTIFICACIÓN

Muchos factores han contribuido a la mecanización de la agricultura. Los hechos más significativos son las necesidades de reducir las demandas laborales, reducir el trabajo fatigante hecho por el hombre e incrementar la productividad, entre otras. El trabajo agrícola es agotador físicamente y las condiciones de trabajo son adversas. En términos generales la mecanización reduce el trabajo físico humano; es menos extenuante conducir un tractor que cultivar el campo todo el día con un azadón.

Un tractor tirando un arado puede cultivar un área más grande que un hombre con una herramienta manual en el mismo tiempo, con el consecuente incremento de la productividad y reducción en los tiempos de operación.

Complementando ciertas operaciones agrícolas como sembrar y cosechar, oportunamente, aumentan, los rendimientos considerablemente.

La demanda de mano de obra, varía durante el cultivo. Es necesario mayor número de obreros durante la labranza y la cosecha, que durante otros períodos del crecimiento de las plantas. Esta fluctuación en la mano de obra crea problemas logísticos desde el punto de vista de la administración y programación del trabajo. Con la mecanización es posible reducir la demanda en los picos de demanda laboral y mantener una fuerza laboral estable.

La definición y análisis de la secuencia de operaciones mecánicas para la producción de cultivos son pertinentes, para la optimización del recurso máquina, tiempo y costos. En función de las condiciones del clima, suelo y del cultivo, son diferentes las operaciones, su secuencia y las características de los equipos. Por ello, la selección y planificación de las máquinas dentro de un proceso de mecanización debe estar soportada por el análisis de operaciones (labores mecánicas).

Son diversas las prácticas mecánicas ejecutadas en la producción de cultivos; igualmente existe una gran disponibilidad en el mercado de máquinas y equipos con significativas diferencias funcionales, constructivas y de capacidad.

Lo anterior, conduce a un proceso riguroso de planificación de necesidades y de la programación de su utilización.

La administración de un parque de maquinaria, requiere un conjunto de conocimientos técnicos, económicos-financieros y comerciales que el ingeniero debe abordar, para que combinándolos adecuadamente con los recursos humanos, pueda tomar decisiones acertadas.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivos generales

Evaluar las condiciones de trabajo del terreno, haciendo los cálculos necesarios y en base a eso, determinar el implemento que se empleara para fertilizar.

También se tomaran en cuenta otros parámetros debido al crecimiento de la planta y sus necesidades de esta, para hacer el proceso de fertilizado lo más eficiente, así que el implemento se deberá adaptar a sus etapas, horas de trabajo y humedad. Además tomaremos en cuenta el usuario para que este sea de fácil utilización y brindar comodidad y seguridad a este sin dejar de cumplir con lo antes planteado.

1.3.2 Objetivos específicos

- 1.-Diseñar un implemento para fertilizar plantas de papaya hasta los dos meses.
- 2.-Diseñar un implemento para fertilizar plantas de papaya con más de dos meses.

1.4 Caracterización del área

1.4.1 Antecedentes

La papaya es un cultivo originario del sur de México y Centroamérica que se adapta en condiciones favorables a las zonas tropicales y subtropicales del mundo en general.

En los últimos años, la papaya maradol por sus altos rendimientos y creciente demanda ha despertado gran interés en los agroempresarios mexicanos por invertir en este cultivo. Actualmente, la papaya se ha convertido en una excelente alternativa para desarrollar proyectos agrícolas de alta productividad que generan empleos permanentes en el campo.

México es sin lugar a dudas el país líder en las exportaciones de papaya en el mundo. En los últimos 10 años, México ha dirigido su atención al creciente mercado de los Estados Unidos, el mercado de exportación más importante del mundo. Sin embargo, se requerirá mayor organización para mantenerse en ese lugar especial. Otros países del Caribe y Centroamérica han aprovechado la distracción de México y han puesto toda su dedicación y esfuerzo para posicionarse en ese mercado. México cuenta con varias ventajas con respecto a otros países exportadores: la primera, su cercanía a los Estados Unidos; la segunda, sus diversas zonas de producción a lo largo del territorio mexicano; y la tercera y quizás más importante: la clara preferencia de los consumidores de Estados Unidos y Canadá por la papaya mexicana.

La papaya se puede sembrar con excelentes resultados en gran parte del territorio mexicano. Sin embargo, el mercado de consumo nacional e internacional manifiesta una preferencia particular por la papaya producida en el sureste de México. Los expertos consideran que es posible que la posición geográfica, combinada con la calidad de las tierras, juegue un papel determinante en esa especial preferencia.

1.4.2 CONSOLIDACIÓN

El Grupo MonteRico comercializa papaya producida en el sureste de México, principalmente en los estados de Chiapas, Campeche, Oaxaca, Veracruz y Yucatán. Nuestras oficinas corporativas se encuentran en la ciudad de McAllen, Texas.

En México contamos con oficinas en las ciudades de Tuxtla Gutiérrez, Tapachula, Huatulco y Campeche.

En Estados Unidos contamos con la oficina corporativa en la ciudad de McAllen, Texas; Además de contar con representantes en las ciudades más importantes de Estados Unidos como son, Nueva York, Filadelfia, Richmond, Raleigh, Baltimore, Chicago, Los Ángeles, San Francisco, Miami, Atlanta, Houston, Dallas, Boston, entre otras.

En Europa contamos con representantes en Inglaterra y España, y se distribuye el producto en ciudades como Londres, Madrid, Barcelona y Mallorca.

1.4.3 LOGROS

MonteRico año tras año

- En 1998, MonteRico fue el primer grupo de origen chiapaneco en desarrollar con éxito un proyecto de cultivo tecnificado de papaya.
- En 2000, MonteRico comienza sus primeras exportaciones a Estados Unidos, promoviendo su propia marca de origen Chiapaneco.
- En 2001, MonteRico comienza a promoverse en los shows más importantes del mundo.
- En 2002, MonteRico fue la primera marca mexicana de papaya en venderse en Europa.
- En 2003, MonteRico alcanzó hasta el 22% de las importaciones de Estados Unidos.
- En 2004, Campeche exporta por primera vez papaya a los EUA y fue con la marca MonteRico.
- En 2005, se envía la primera muestra de papaya a Tokio, Japón.
- En 2006, se suman al grupo MonteRico nuevos socios agroempresarios.
- En 2007, Oaxaca exporta por primera vez papaya a los EUA, con la marca MonteRico.
- En 2008, consolidamos nuestras operaciones en el sureste de México.
- En el 2009 se promueve la creación de Sinergia Chiapas.

1.4.4 MISIÓN Y VISIÓN

Misión

Organizar y fomentar nuevas agroempresas que desarrollen proyectos agrícolas de alta productividad enfocado a los mercados de exportación, con el propósito de producir alimentos saludables y nutritivos para el mundo.

Visión

Ser un Grupo líder de proyección Internacional altamente competitivo en agronegocios, que logre un desarrollo sustentable en su gente y un progreso permanente en su región, con un sentido de responsabilidad por el medio ambiente y su comunidad.

1.4.5 ORGANIGRAMA GENERAL

En la figura 1 se puede observar el organigrama de la empresa.

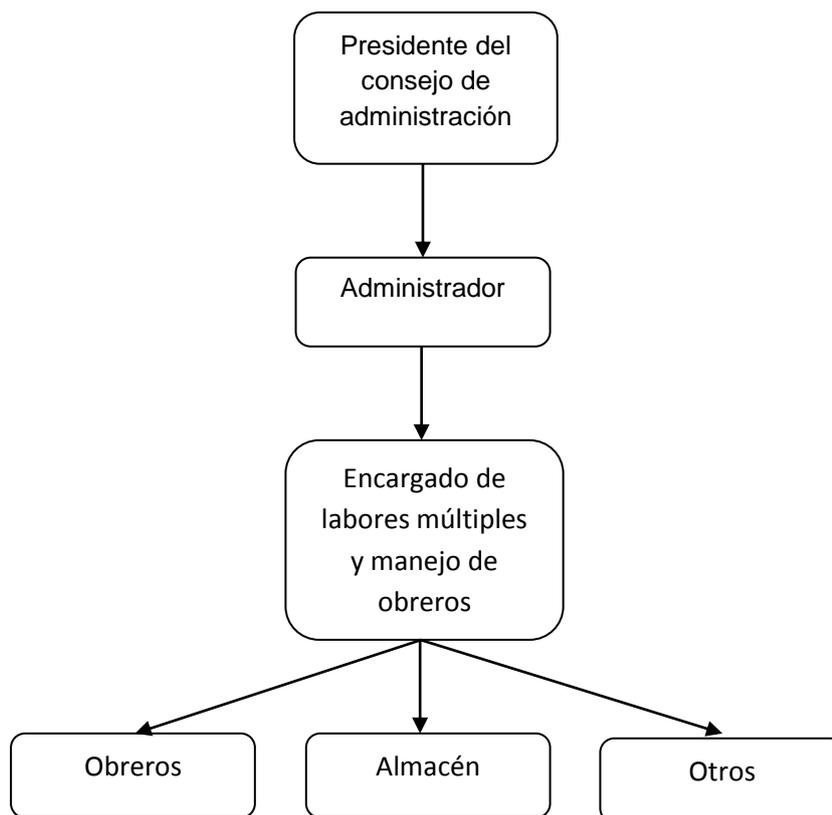


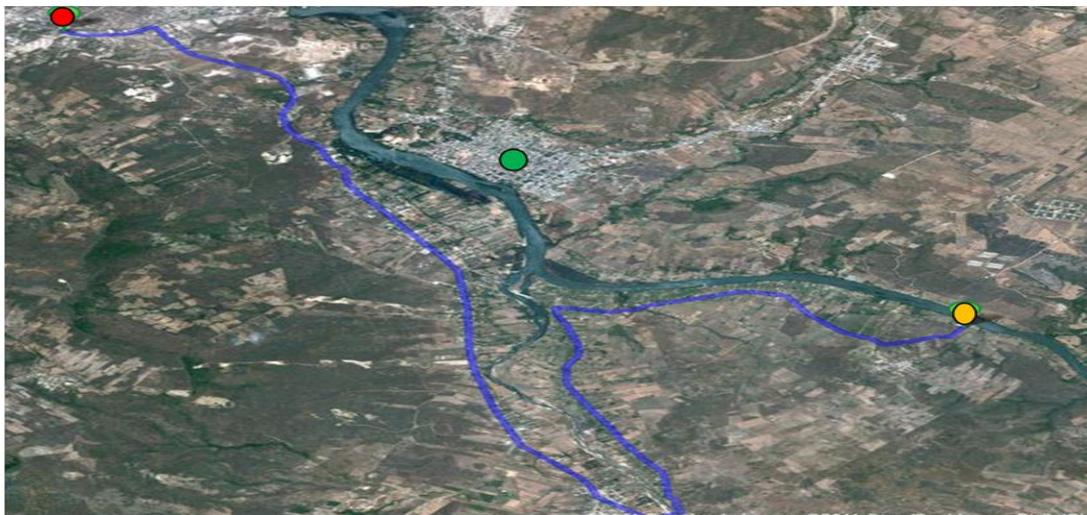
Figura 1 Organigrama general

1.4.6 LOCALIZACIÓN

TECNOCULTIBA S.A. DE C.V. se encuentra en la Ribera de Nandayacuti, municipio de Chiapa De Corzo "rancho Veracruz" en el estado de Chiapas ,Código postal: 29165, ver vista satelital en la figura 2 y 3. Aproximadamente a 40 minutos de la ciudad capital de Tuxtla Gutiérrez Chiapas y colinda con el rio Grijalva, su ubicación tiene las siguientes coordenadas:

16.672455, -92.968177

+16° 40' 20.84", -92° 58' 5.44"



- TUXTLA GUTIERREZ
- CHIAPA DE CORZO
- RANCHO VERACRUZ
- RUTA POR CARRETERA

Figura 2 Vista satelital



Figura 3. Vista satelital del rancho Veracruz

1.4.7 DATOS DE LA PLANTACIÓN DE TECNOCULTIVA S.A. DE C.V.

NOMBRE DE LA EMPRESA: **TECNOCULTIVA S.A. DE C.V.**

NOMBRE DEL TITULAR DE LA EMPRESA: José Librado De La Torre

UBICACIÓN: RANCHO VERACRUZ

MARCA DEL PRODUCTO: MONTERICO

PRODUCTO: PAPAYA

HECTÁREAS COSECHADAS: 40 HECTÁREAS

CANTIDAD DE PLANTAS POR HECTÁREA: 2200 PLANTAS

CANTIDAD TOTAL E PLANTAS: 88000 PLANTAS

TIPO DE FERTILIZANTE: FERTILIZANTE SOLIDO GRANULADO

TIPO DE COLOCACIÓN DE LAS PLANTAS: TRESBOLILLO

FORMAS DE FERTILIZAR:

Hasta 2 meses a cada planta se le deben agregar 50gr de fertilizante solido por medio de un orificio en el suelo de 10cm. de profundidad.

A más de dos meses a cada planta se le deben agregar 100gr. pero como es por medio de un surco entre planta y planta deben de haber 100gr. para que aprovechen 50gr. de la izquierda y 50gr. a la derecha.

1.4.8 FOTOGRAFÍAS DE LA PLANTACIÓN DE PAPAYA

En las figuras 4,5 y 6 se pueden observar fotografías de la plantación de papaya.



Figura 4. Plantas de papaya en formación tresbolillo



Figura 5. Paso del tractor



Figura 6. Plantación de papaya

1.4.9 DIMENSIONES DE LA PLANTACIÓN DE PAPAYA

En la figura 7 se muestran las dimensiones de la plantación de papaya.

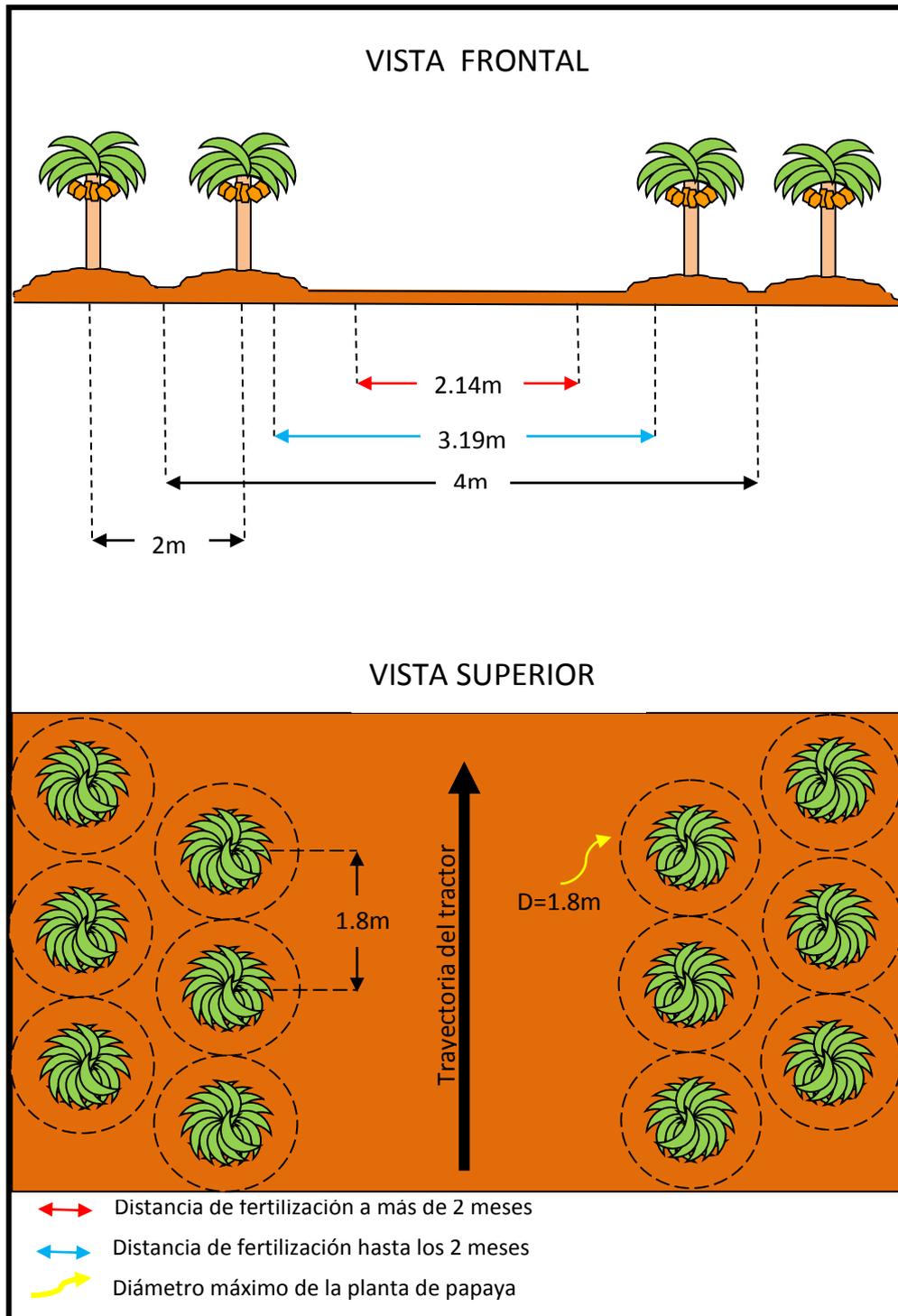


Figura 7. Dimensiones de la plantación

1.5 PROBLEMA A RESOLVER

Son 2200 plantas de papaya por hectárea y el rancho consta de 40 hectáreas lo que da un total de 88000 plantas de papaya se tienen que fertilizar de manera individual y todo esto lo hacen los campesinos durante 8 horas de trabajo empezando su jornada a las seis de la mañana llevando consigo un peso aproximado de 40kg.

Así que para alrededor de las doce del día el trabajador esta fatigado y agobiado por el clima tropical así que la eficiencia de fertilización no se mantiene.

1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES

El proyecto es para suelos francos friables por que entran en la categoría de suelos blandos. Es franco ya que estos no son arcillosos, ni arenosos y son típicos de las vegas de los ríos y friable ya que es húmedo pero no se excede. aun que se limita a que el análisis, es aplicable única y exclusivamente para las dimensiones de la plantación de papaya del “rancho Veracruz” municipio de Chiapas De Corzo.

CAPITULO DOS: FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 papaya

2.1.1 MORFOLOGÍA Y TAXONOMÍA

Familia: *Caricáceas*

Orden: Parietales

Especie: *Carica papaya*

Origen: América Central (Sur de México). Actualmente se cultiva en Florida, Hawai, África Oriental Británica, Sudáfrica, Ceilán, India, Islas Canarias, Archipiélago Malayo y Australia.

Planta: Hierba arborescente de crecimiento rápido, de corta vida, de tallo sencillo o algunas veces ramificado, de 2-10 m de altura, con el tronco recto, cilíndrico, suave, esponjoso-fibroso suelto, jugoso, hueco, de color gris o café grisáceo, de 10-30 cm de diámetro y endurecido por la presencia de cicatrices grandes y prominentes causadas por la caída de hojas e inflorescencias.

Sistema radicular: Muy superficial, lo que condiciona el laboreo del terreno.

Hojas: Alternas, aglomeradas en el ápice del tronco y ramas, de pecíolo largo; ampliamente patentes, de 25-75 cm de diámetro, lisas, más o menos profundamente palmeadas con venas medias robustas, irradiantes; la base es profundamente cordada con lóbulos sobrepuestos; hay de 7-11 lóbulos grandes, cada uno con la base ancha o un tanto constreñido y acuminado, ápice agudo, pinatinervado e irregularmente pinatilobado. El haz de la hoja es de color verde oscuro o verde amarillo, brillante, marcado en forma visible por las nervaduras hundidas de color blanco amarillento y las venas reticuladas; por debajo es de color verde amarillento pálido y opaco con nervaduras y venas prominentes y visibles; el pecíolo es redondeado de color verde amarillento, teñido con morado claro o violeta, fistular, frágil, de 25-100 cm de largo y 0,5-1.5 cm de grueso.

Flores: Los arbustos de papayo tienen tres clases de pies diferentes; unos con flores femeninas, otros con flores hermafroditas y otros con flores masculinas. Las flores femeninas tienen un cáliz formado por una corona o estrella de cinco puntas muy pronunciada y fácil de distinguir. Encima de éste se encuentra el ovario, cubierto

por los sépalos; éstos son cinco, de color blanco amarillo, y cuando muy tiernos, ligeramente tocados de violeta en la punta; no están soldados. Los estigmas son cinco, de color amarillo, y tienen forma de abanico. Los frutos de este pie son grandes y globosos.

Las flores hermafroditas tienen los dos sexos y el árbol que las posee tiene a su vez tres clases de flores diferentes. Una llamada pentandria, parecida a la flor femenina, pero al separar los pétalos se aprecian cinco estambres y el ovario es lobulado. Los frutos de esta flor son globosos y lobulados. Otro tipo de flor es la llamada elongata y tiene diez estambres, colocados en dos tandas; la flor es alargada y de forma cilíndrica, al igual que el ovario, dando frutos alargados. El último tipo de flor es la intermedia o irregular, no es una flor bien constituida, formando frutos deformes. Las flores masculinas crecen en largos pedúnculos de más de medio metro de longitud y en cuyos extremos se encuentran racimos constituidos por 15 - 20 florecillas. Las flores están formadas por un largo tubo constituido por los pétalos soldados, en cuyo interior se encuentran 10 estambres, colocados en dos tandas de a cinco cada una. La flor tiene un pequeño pistilo rudimentario y carece de estigmas. Estas flores no dan frutos, pero si lo hacen son alargados y de poca calidad.

Fruto: Baya ovoide-oblonga, piriforme o casi cilíndrica, grande, carnosa, jugosa, ranurada longitudinalmente en su parte superior, de color verde amarillento, amarillo o anaranjado amarillo cuando madura, de una celda, de color anaranjado o rojizo por dentro con numerosas semillas parietales y de 10 - 25 cm o más de largo y 7-15 cm o más de diámetro. Las semillas son de color negro, redondeadas u ovoides y encerradas en un arilo transparente, subácido; los cotiledones son ovoide-oblongos, aplanados y de color blanco.

2.1.2 EXIGENCIAS EN CLIMA

La humedad y el calor son las condiciones esenciales para el buen desarrollo del papayo. Requiere zonas de una pluviometría media de 1800 mm anuales y una temperatura media anual de 20-22 °C; aunque puede resistir fríos ligeros, si no tiene la cantidad suficiente de calor, se desarrolla mal y los frutos no llegan a madurar. No se debe cultivar en áreas propensas a heladas o a temperaturas por debajo de la de congelación ya que éstas provocarían la muerte del vegetal. Las noches frescas y húmedas ocasionan que la fruta madure lentamente y resulte de mala calidad.

En cuanto al viento, lo soporta bien ya que su tallo es muy flexible y a él se le unen los pecíolos de las hojas y los pedúnculos de las flores, siendo difícil que se desprendan. Los fuertes vientos pueden dañar algunas hojas pero no flores ni frutos.

2.1.3 EXIGENCIAS EN SUELO

El papayo se desarrolla en cualquier tipo de suelo siempre que sean suelos ligeros, fértiles (ricos en humus), blandos, profundos y permeables.

Al tener sus tallos y raíces blandas y esponjosas, no deben cultivarse en terrenos demasiado húmedos y compactos con mal drenaje, ya que se pudrirán las raíces.

2.1.4 VARIEDADES COMERCIALES

Debido a que el papayo se reproduce por semilla, se han desarrollado un gran número de variedades, empleándose en cada zona de cultivo las mejor adaptadas a sus condiciones climatológicas. Las variedades mestizas son poco estables, y se recomienda tener cuidado en obtener semillas de progenitores que pertenezcan a la misma variedad.

Destacan las variedades Solo, Bluestem, Graham, Betty, Fairchild, Rissimee, Puna y Hortusgred.

Las variedades más aceptadas son la Solo, cuyo fruto, en plantas hermafroditas, pesa unos 450 gramos; la forma es de pera, la cáscara dura y el sabor dulce; y la variedad Puna, ambas procedentes de Hawai.

2.1.5 PLANIFICACIÓN DEL CULTIVO

Es aconsejable realizar una plantación anual de semillas para sustituir a los árboles que hayan cumplido dos años, ya que árboles superiores a esta edad son de gran porte lo que encarece los costes de recolección del fruto o la obtención de látex y tienen una menor producción. Los árboles femeninos son los mejores para la extracción de látex, ya que el fruto es mucho más grande. Para el consumo de frutos en fresco se prefieren los pies hermafroditas ya que sus frutos son más pequeños y comerciales.

Es necesario practicar la autopolinización o polinización cruzada entre plantas femeninas y hermafroditas o entre hermafroditas, ya que los pies masculinos son improductivos y suponen un costo económico dentro de la explotación. Para lograr la autofecundación o el cruzamiento se elegirán árboles femeninos y hermafroditas cuyas flores estén bien formadas y con ayuda de un pincel o pluma se hurgará dentro de ellas para hacer llevar el polen a los estigmas. Más tarde las flores polinizadas se cubrirán con una bolsita hasta que cuaje el fruto. Así se obtendrán semillas que darán lugar a plantas femeninas y a plantas hermafroditas que más tarde podremos plantar de nuevo, evitando la aparición de pies machos.

2.1.6 RECOLECCIÓN

La fructificación de la papaya se produce a los 10-12 meses después del trasplante, excepto en variedades como Betty que puede florecer a los dos o tres meses de ser plantada. Se aconseja realizar aclareos de flores y frutos, eliminados los más defectuosos, distribuyendo los frutos de forma que no se dañen entre sí. Anualmente un papayo produce unos cincuenta frutos, de los que se deben dejar para cosechar en plena madurez unos veinte y coger los restantes aún verdes. El estado de recolección se alcanza cuando los frutos empiezan a ablandarse y a perder el color verde del ápice. la madurez se alcanzará a los 4 o 5 días de la recolección y los frutos tomarán un color amarillo. Algunas variedades como Betty no cambian de color.

Debido a su piel delgada, se trata de frutos muy delicados por lo que se magullan fácilmente. Por ello se deben envolver individualmente y empacarse con acojinado por todos los lados para su transporte y comercialización. Se deben mantener durante cortos periodos de tiempo a 10-12 °C. El peso del fruto maduro varía entre uno y tres kilos.

2.1.7 PLANTACIÓN

Los marcos de plantación son reales a una distancia de tres metros, en hoyos con una profundidad de 80 cm y una anchura de 50 cm. Las plantas se colocarán de forma que el cuello esté al nivel del suelo para que el tallo no se pudra.

2.1.8 RIEGO

Las necesidades medias de riego del papayo son de 2000 m³ anuales por hectárea distribuidas en riegos poco abundantes cada quince días para que el suelo esté continuamente húmedo.

Con el empleo de sistemas de riego localizado se obtiene un gran ahorro de agua, proporcionando un bulbo húmedo óptimo para el desarrollo del papayo. Resiste bien la sequía, aunque en regresión de la producción final.

2.1.9 APLICACIÓN DE NUTRIENTES Y FERTILIZANTES

Tal como se dijo, el papayo es exigente con la fertilidad de los suelos. Este criterio se tomara en cuenta a tiempo de elegir su posicionamiento. Una condición esencial para una plantación sana de papayos es poseer un equilibrado sistema de cultivos mixtos con una alta producción de material orgánico, alta tasa de transformación biológica y suelos activos. En los hoyos donde se insertarán los plantines se pondrá previamente composta bien degradado. El compost estará bien mezclado con la tierra del fondo. Luego se colocarán los plantines en este substrato.

Por cosecha de 50 t de papayas se calcula que la pérdida de nutrientes por hectárea/año es la siguiente:

Nitrógeno (N) 100 kg

Fosfato (P) 40 kg

Potasio (K): 60 kg

La cuestión de pérdida o abastecimiento de nutrientes en los agrosistemas forestales complejos no se presenta en el mismo grado como en los sistemas convencionales. También en el caso de la papaya la fertilidad del suelo se mantiene, y hasta se mejora, a través de todo el sistema global. Por regla general no se necesita ingresar fertilizantes en forma de compost u otros fertilizantes admitidos en la agricultura ecológica.

En los seis primeros meses de vida, las necesidades de nitrógeno alcanzan los 700 gramos de sulfato amónico por pie y se suministrarán mediante el riego. Durante el resto del cultivo se suministrarán 1000 gramos anuales. Al hacerse la plantación deben incorporarse al terreno unos 400 a 500 gramos por pie de sulfato de potasa y otro tanto de superfosfato de cal. Es decir, se empleará por cada planta 0,1 kg de un

fertilizante 4-8-5 o una mezcla similar, a intervalos de dos semanas durante los primeros seis meses y 0,2 kg de ahí en adelante.

2.2 TRACTOR NEW HOLLAND 5610S 2WD



Figura 8. Tractor New Holland

Impulsados por modernos motores de cuatro cilindros y bajo consumo, los tractores TD5000 combinan un diseño probado con lo último en excelencia tecnológica. La potencia de los cuatro modelos de la gama, disponibles con plataforma plana ROPS o con cabina, oscila entre 72 y 95 CV.

PRODUCTIVIDAD

¿Necesita altos niveles de productividad? Los tractores TD5000 se caracterizan por una reserva de par que puede llegar al 50%, una capacidad de levantamiento trasera de hasta 3.565 kg y un caudal hidráulico de 61 l/min.

FIABILIDAD

Los tractores TD5000 pueden equipar las transmisiones Synchro Shuttle™ 12x12 y Synchro Shuttle™ 20x12 (220 m/h) con creeper con los acreditados motores NEF Tier III de cuatro cilindros.

MENOS COSTES DE PROPIEDAD

Con un consumo de combustible de apenas 215 g/kWh, los tractores TD5000 ofrecen economía diaria y reducidos costes de propiedad: los intervalos de mantenimiento del motor son de 600 horas.

CONFORT

Solicite su TD5000 con bastidor ROPS o con cabina y el operador tendrá garantizada una excelente comodidad. Además de los reducidos niveles de ruido y vibraciones, dispondrá de suelo plano, excepcional ergonomía y una selección de asientos de grandes prestaciones.

2.2.1 USOS Y PARTES COMPONENTES DE UN TRACTOR AGRÍCOLA

El tractor agrícola moderno se ha convertido en la fuente de energía más utilizada en la agricultura de hoy y es capaz de realizar una gran cantidad de labores, las cuales se detallan a continuación, de una manera muy general.

Dentro las principales labores se destacan las que proporcionan:

- tracción o fuerza de tiro, para las labores de preparación de suelos, siembra y cosecha,
- potencia por medio de la toma de fuerza a implementos como rotadores, chapeadoras rotativas, segadoras, aspersoras, etc. así como a equipo estacionario como bombas para riego y generadores de corriente eléctrica,
- potencia a través de su sistema hidráulico, para levantar y transportar y operar aperos colgados a los tres puntos, así como implementos de tiro operados a control remoto,
- fuerza de empuje para operar con implementos, como palas mecánicas delanteras o cargadoras frontales.

Un tractor agrícola está constituido por las partes que se muestran en la Figura 9 partes o sistemas que se estudiarán más adelante en forma detallada.

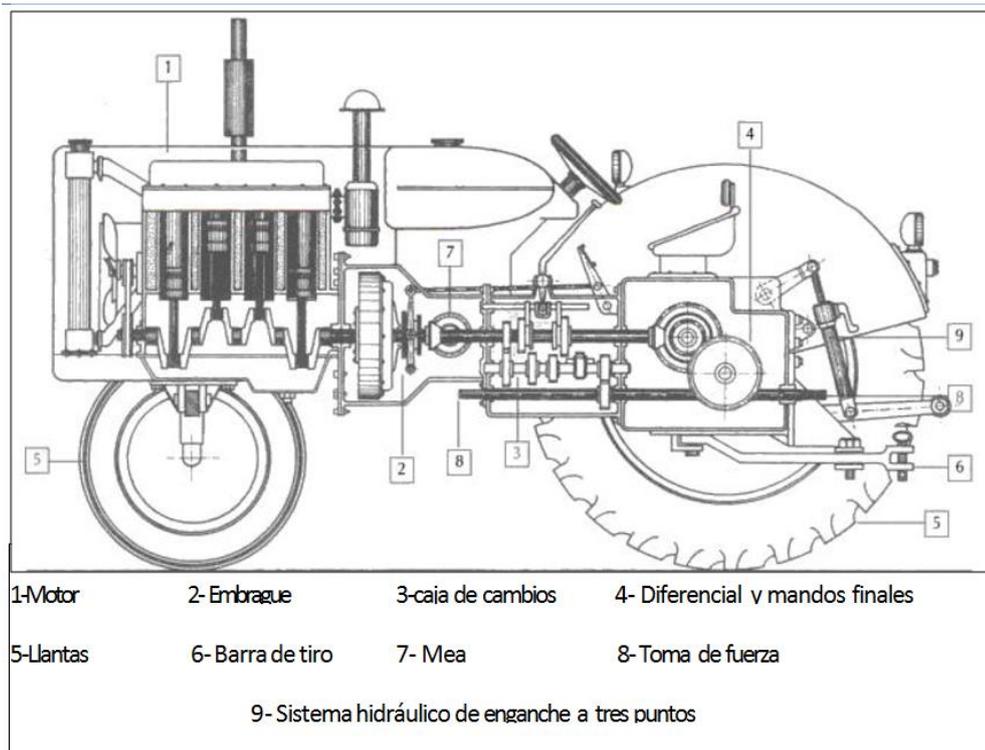


Figura 9. Partes del tractor

- (1) Motor. Es el dispositivo que transforma la energía química de un combustible en energía mecánica conocida como potencia. Cuenta con una serie de sistemas auxiliares que le ayudan a cumplir su misión.
- (2) Embrague. Es un mecanismo que sirve de puente para que la potencia del motor sea enviada o no a la transmisión del tractor, específicamente a la caja de cambios.
- (3) Caja de cambios. Su misión consiste en modificar la velocidad de avance y la fuerza con que se desplaza el tractor, así como cambiar la dirección de avance del tractor.
- (4) Diferencial y mandos finales. Son los que transmiten el movimiento que viene de la caja de cambios a las llantas del tractor, provocando su desplazamiento.
- (5) Llantas. Son las que soportan el peso del tractor. Las llantas traseras proporcionan la fuerza de tracción y las delanteras algunas veces también suministran fuerza de tracción, pero su misión más común es facilitar la dirección del tractor.
- (6) Barra de tiro. Es una barra de metal sólido con agujeros taladrados para el acople de implementos o equipos de tiro.
- (7) Polea. Es el dispositivo que poseían los tractores antiguos, que les servía para el

acople de maquinas trilladoras de cereales y que se conectaba a ellas por medio de correas planas de gran anchura. En los tractores modernos la polea fue sustituida completamente por la toma de fuerza.

- ⊗ Toma de fuerza. Es un mecanismo interno, con un eje externo estriado que sirve para el mando de máquinas que pueden ir, tanto remolcadas, como montadas en los tres puntos del tractor y de las cuales se dieron algunos ejemplos anteriormente.
- ⊙ Sistema hidráulico de enganche a tres puntos. Es el sistema que sirve para el levante de aperos. Aquí se muestra únicamente el sistema de levante, pero este sistema es mucho más amplio (como se estudiará en los próximos temas de esta unidad didáctica). En la Figura no se muestran algunas partes importantes del tractor, como por ejemplo, el sistema de frenos y el de dirección. Sin embargo, también estos se estudiarán en detalle en el tema cuatro.

2.2.2 Funcionamiento del sistema de levante

Para explicar de forma sencilla el funcionamiento de este sistema, se muestra en tres posiciones: la primera con los brazos de levante en posición intermedia o a media altura (*Figura 175 a*), la segunda con los brazos de levante hacia arriba (*Figura 10*) y la tercera, con los brazos de levante en descenso (*Figura 10*).

Como puede verse en la Figura 10, la palanca principal de mando puede situarse en el punto E, en el cual los brazos de levante alcanzarán su máxima elevación, o en el punto D, donde los brazos de levante llegarán a su punto más bajo. La palanca puede tomar muchas posiciones entre esos dos puntos.

En la posición intermedia, la palanca se encontrará en el punto medio entre los puntos E y D, por lo que el distribuidor se sitúa en una posición que impide que el aceite entre o salga del cilindro y, al mismo tiempo, permite que el aceite circule entre la bomba y el depósito. Al no poder salir ni entrar aceite en el cilindro, los brazos de levante se mantienen en posición fija.

En la segunda posición o posición de levante, la palanca se sitúa en el punto E, colocando al distribuidor en una posición tal, que el aceite a presión pasa hacia el cilindro y levanta al pistón, por medio de las varillas de la palanca. Al mismo tiempo, el distribuidor cierra el ingreso de aceite al depósito.

Debido a que el área circular del émbolo en contacto con el aceite, es muy grande, la fuerza de empuje que se concentra en el émbolo es de gran magnitud y se transmite al bulón, el cual, a su vez, la traslada a la biela, que hace girar el eje y los brazos se levantan.

Al girar el eje, la posición de la leva cambia, lo que libera espacio entre ésta y la placa del sensor. Entonces, el resorte arrastra la placa hacia atrás y la placa hala la varilla que la mantiene unida al distribuidor. Esa varilla también hala al distribuidor y lo coloca en una posición tal, que ya no pasa más aceite hacia el cilindro, pero tampoco regresa aceite al depósito.

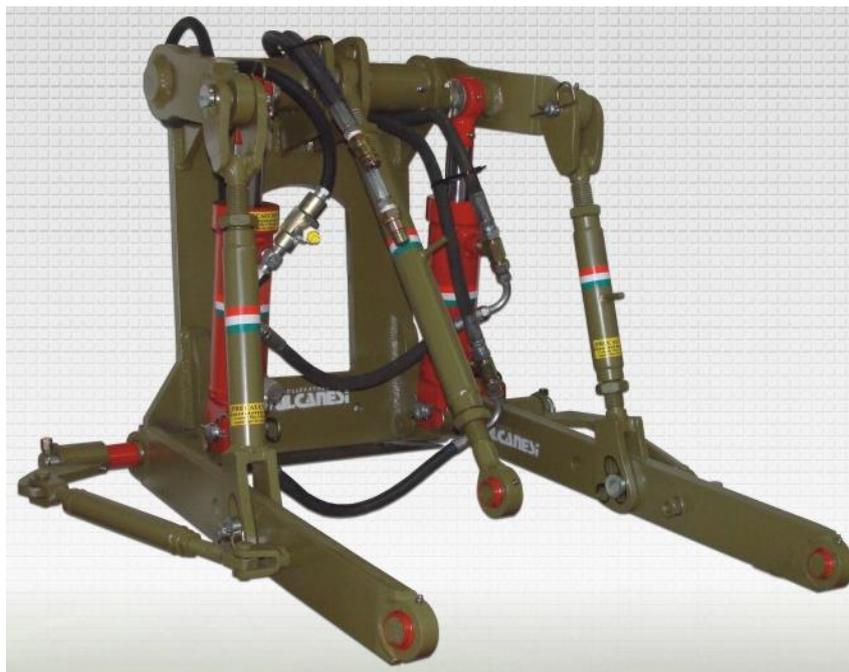


Figura 10. Sistema tres puntos

2.2.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

En las tablas 1,2,3 y 4 se pueden observar las especificaciones del tractor New Holland.

MOTOR		
Potencia a las rpm nominales	(kW - hp)	58 - 78
Velocidad nominal del motor	(rpm)	2200
Par máximo	(N.m - lbf.ft@rpm)	289 - 212 @ 1400
Cilindros		4
Cilindrada	(cm ³ - in. ³)	4392 - 268
Diámetro	(mm - in)	112 - 4.4
Carrera	(mm - in)	112 - 4.4
Relación de compresión		17.5:1
Bomba de inyección		Rotativa DPS
ACCESORIOS ADICIONALES AL SISTEMA DE COMBUSTIBLE:		
Bujía pre-calentadora		1
Trampa de agua con tazón transparente		1
Admisión de aire		Aspiración natural
Filtro de aire	Seco, doble elemento con pre - purificador	
Acelerador		Palanca y pedal

Tabla 1 Especificaciones tractor

TOMA DE FUERZA		
Potencia certificada ¹	(kW - hp)	49.6 - 66.4
Tipo		Independiente
Vel. toma de fuerza/estrias	(rpm)	540/6
Embrague		Multidisco
Accionamiento		Hidráulico
SISTEMA HIDRAULICO		
Tipo de circuito / bomba		Centro abierto / engranes
Localización		Transmisión
Máx. presión de operación	(Mpa - lb/in ²)	18 - 2500
Capacidad de levante a las esferas al 100% ²	(kg - lb)	2330 - 5137
a las esferas al 90% ²	(kg - lb)	2100 - 4630
a 610 mm al 100 % ²	(kg - lb)	1922 - 4237
a 610 mm al 90 % ²	(kg - lb)	1731 - 3816
Sensibilidad del sistema		3er punto
Categoría de enganche		II
Caudal de la bomba principal	(L/min - gal/min)	36.4 - 9.6
Caudal con bomba auxiliar (opcional)	(L/min - gal/min)	68.9 - 18.2
Válvula de control remoto		una, centro cerrado

Tabla 2 Especificaciones tractor

CAPACIDADES		
Aceite de motor	(L - gal)	11.4 - 3
Aceite transmisión y eje trasero	(L - gal)	56 - 14.7
Sistema de enfriamiento	(L - gal)	13.7 - 3.6
Tanque de combustible	(L - gal)	80 - 21.1
Tanque auxiliar de combustible (opc.)	(L - gal)	50 - 13.2

Tabla 3 Especificaciones tractor

EMBRAGUE - TRANSMISION		
Embrague:		Tipo seco, de diafragma
Disco		Cerametálico
Diámetro	(mm - pulg)	(356 - 14)
Tipo de transmisión		Engranaje constante
Cambios		8 de avance y 2 de reversa
Opcional Dual Power		16x4
Opcional creeper		12 x 3
EJE TRASERO		
Traba del diferencial (accionamiento)		Mecánico por pedal
Frenos tipo		Multidisco tipo húmedo
Frenos accionamiento		Mecánico
Cantidad de discos		3 por lado
Freno de estacionamiento (accionamiento)		Por pedal, con traba.
Reductores Finales		3 por lado, tipo planetario.

Tabla 4 Especificaciones tractor

2.2.4 DIMENSIONES

En las tablas 5 y 6 se muestran las dimensiones del tractor New Holland tanto como en la figura 11.

DIMENSIONES		
Altura al escape	(mm - in)	2784 - 109.6
Altura al volante	(mm - in)	1722 - 67.8
Ancho trocha delantera	(mm - in)	1422 - 2032 / 56 - 80
Ancho trocha trasera	(mm - in)	1524 - 2032 / 60 - 80
Despeje mínimo al suelo	(mm - in)	411 - 16.2
Distancia entre ejes	(mm - in)	2210 - 87.7
Longitud total Ext. - Eng.	(mm - in)	3691 - 145.3
Peso total sin contrapesos	(kg - lb)	2920 - 6437
Rodado trasero		15.5 - 38
Rodado delantero		7.50 - 16
Rodado trasero opcional		18.4 - 30

Tabla 5 Dimensiones del tractor New Holland

Dimensiones tomadas de campo	
Diámetro del orificio de la barra de tiro	31mm
Distancia de la barra de tiro al piso	445mm
Diámetro interior del cojinete del brazo hidráulico	31mm
Largo del cojinete del brazo hidráulico	35mm
Espesor del brazo hidráulico	20mm
Ancho del brazo hidráulico	100mm
Largo del brazo a partir del eje trasero del tractor	970mm
Elevación máxima del brazo hidráulico	825mm
Elevación mínima de brazo hidráulico	345mm
Apertura máxima entre brazos	1170mm
Apertura mínima entre brazos	820mm

Tabla 6. Dimensiones tomadas de campo

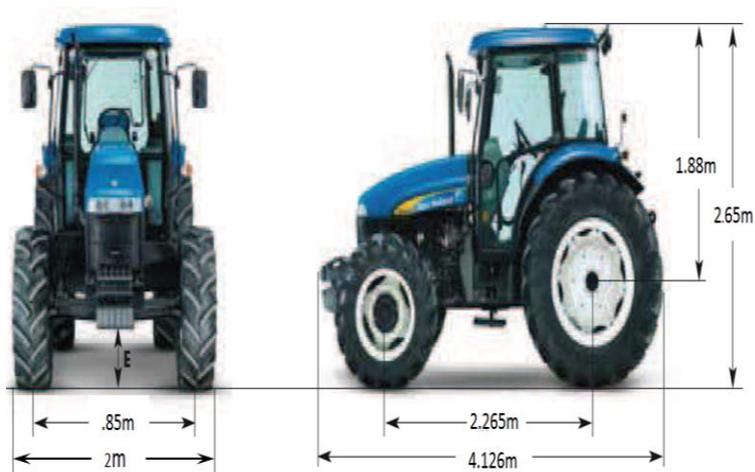


Figura 11. Tractor New Holland

2.3 SEMBRADORA DE NENDO DANGO

Se presenta una sembradora funcional que sea diseñado inspirándose en otros diseños de plantadoras de árboles y hortícolas, ver las figuras 12, 13 y 14.

Dado que se considero que las nendo dango en forma de bolitas si las esparcimos sobre la superficie no terminan de funcionar bien:

- Por el régimen de lluvias mediterráneo tan temporal y tan brusco.
- Por la alta temperatura que alcanza la semilla $> 40^{\circ}\text{C}$ dentro de la nendo dango en la interperie que hace que pierda su vigor rápidamente.
- Por el poco contacto de la bola con la superficie.
- Porque el suelo virgen tiene una capa superficial que a las nuevas raíces le cuesta penetrar.



Figura 12. Sembradora de nengo

La idea es sembrar las bolitas de nendo dango que vayamos creando, con o sin hormigonera para así asegurarnos su germinación y si la semilla tuviera latencia lo mejor es que esté enterrada. Agacharse para sembrarlas es muy tedioso, cansado y termina por dolerte todo así que se creo este sistema que con pocas soldaduras puedes crear un sistema igual y usarlo para sembrar lo que desees.

Sea usado un tubo de 1m x 3cm de diámetro de hierro dulce (8,6€ en Leroy Merlin, es carísimo, pero en las otras tiendas que tenían tubos eran muy estrechos y para bellotas y nendo dango este tamaño es ideal. No pesa demasiado para poder ser llevado por el monte durante horas y sirve como bastón igualmente. También sea usado unos hierros de grosor y ha quedado algo chapucero, porque quedó corto, y se

tuvo que soldar dos hierros planos para la "tapa", pero en vuestros diseños espero que se haga mejor.



Figura 13. Sembradora de nengo

Y la idea feliz ha sido usar una parte de un alicate/tenaza pico de loro que en un chino cuesta desde 2,5€ a 4€

Con este diseño espero que recurras a un herrero más próximo y haga una que tardará muy poco, lleva el alicate de pico de loro y lo demás lo hará en menos de una hora.

Para usarlo: hincar en el terreno donde no haya roca, girar la punta hacia los lados para remover la tierra, en este momento pondremos la semilla de nendo dango o la bellota y luego con el pié apretamos la palanca haciendo la fuerza justa para abrir hueco en la tierra y que la semilla entre en la tierra, después sin dejar de soltar el pié de la palanca subimos todo (esto es así porque aún no he ideado nada para que cuando apriete la palanca tenga un resorte que la mantenga y que lo suelte de forma manual)



Figura 14 Sembradora de nengo

2.4 SEMBRADORAS

INTRODUCCIÓN

La maquinaria para siembra o sembradoras es un grupo de máquinas empleadas para operaciones realizadas posteriormente a la preparación de tierras antes de que sean ejecutadas las operaciones de cosecha. La siembra consiste en la colocación en el terreno de cultivo de las semillas en las condiciones requeridas para su desarrollo, de acuerdo a estas condiciones tenemos diferentes tipos de siembra:

- Cultivo en toda la superficie: Se realiza cuando no es necesario dar labores durante toda o la mayor parte del tiempo de desarrollo de las plantas.
- Cultivo en líneas: Las plantas quedan colocadas en hileras, con el fin de dejar zonas libres para el paso de maquinaria.

Así también, la siembra tiene diferentes formas cómo realizarse: a voleo, en líneas o a chorrillo, a golpes y monograno. A continuación se desarrollará cada tipo de sembradora y se presentan los resultados de densidades de siembra obtenidos con las diferentes sembradoras vistas en práctica, la finalidad en todos los casos es establecer una densidad superficial de plantas óptimas, y el espaciamiento adecuado desde los puntos de vista agronómico y económico.

OBJETIVOS

- Estudiar la clasificación de las sembradoras, sus características y diferencias entre ellas.
- Reconocimiento de las sembradoras y sus principales partes y componentes.
- Obtención de las densidades de siembra calculada para la sembradora a chorrillo y a voleo.

2.4.1 TIPOS DE SEMBRADORAS

Las máquinas sembradoras tiene como misión colocar en el terreno, bien sobre toda la superficie o bien en líneas equidistantes, las más diversas clases de semillas, sin dañarlas y a una profundidad uniforme.

Las sembradoras se pueden clasificar según el sistema de siembra requerido:

- A voleo: distribución al azar de las semillas sobre toda la superficie del terreno.
- A golpes: Colocación de grupos de semillas a distancias definidas, en líneas.
- Monograno: colocación precisa de semillas individuales a distancia definidas, en línea.
- En líneas o a chorrillo: Colocación aleatoria de las semillas en un surco, cubriéndolas, para dar líneas definitivas (ver figura18).

Con las sembradoras en línea o de chorrillo se consigue depositar de forma continua sobre cada línea de siembra una determinada cantidad de grano.

Las operaciones que realizan estas máquinas son:

1. Abrir el surco donde se va a depositar la semilla. Se realiza con cuchillas circulares (un solo disco cóncavo o dos discos planos) o con rejas asurcadoras, montadas sobre el bastidor, de forma que van siguiendo la superficie del terreno y pueden elevarse por encima de algún obstáculo que encuentre.
2. Dosificar y depositar la semilla en el surco realizado. Se realiza por medio de los órganos distribuidores y de los tubos de caída.

El órgano de distribución es un parte esencial de la sembradora, debe permitir una gran regularidad de siembra, y según su polivalencia podrá ser utilizada para distintas especies de semillas. Pueden ser de rodillos, centrífugas y neumáticas.

Las sembradoras con elemento dosificador de rodillos llevan uno en cada línea de siembra, montados sobre un mismo eje giratorio. Se trata de un rodillo acanalado, una rueda de dientes o cucharillas.

En las sembradoras con distribuidor centrífugo las semillas penetran, por gravedad, desde la tolva en un cono giratorio por una abertura regulable. Una vez en el interior, por unas aletas soldadas al cono, son sometidas a fuerzas que originan su ascensión

hasta llegar a la tapa superior donde existen agujeros por los que penetran en los tubos de caída y son dirigidas hacia las botas de apertura del surco de siembra.

En las sembradoras con distribuidor neumático, la semilla es dosificada en un solo cilindro situado debajo de la tolva, a cuya salida es recogida por una corriente de aire y llevada a una cabeza distribuidora que los distribuye a los tubos de descarga.

3. Enterrar el grano. La propia reja puede realizar esta operación, aunque se pueden utilizar otras rejas, rastras, cadenas, etc.

4. Comprimir el suelo alrededor de la semilla, mediante rodillos y así favorecer el aumento de la humedad entorno a la ella.

2.4.1.2 COMPONENTES / ELEMENTOS PRINCIPALES

Los diferentes componentes de una máquina para siembra directa se pueden clasificar de la siguiente manera (ver figura 15 y 16):

- a. De corte de residuos y suelo
- b. De preparación de la hilera.
- c. De apertura del surco
- d. De fijación de la semilla.
- e. De cubrimiento de la semilla
- f. De cierre del surco
- g. De abonado y tratamientos
- h. De control de profundidad

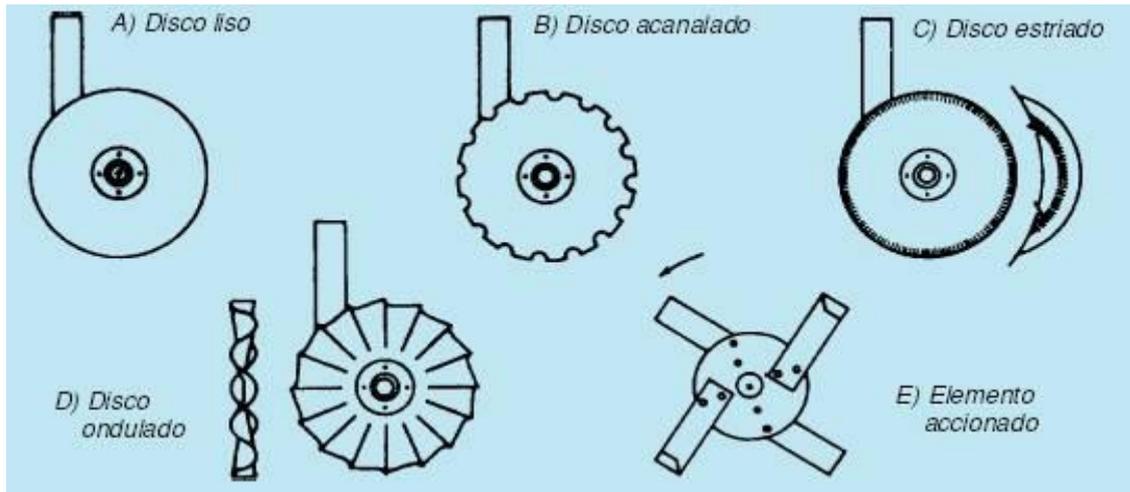


Figura 15. Elementos de corte de residuos e inicio de la franja de siembra. (Fuente: Morrison et al. 1988).

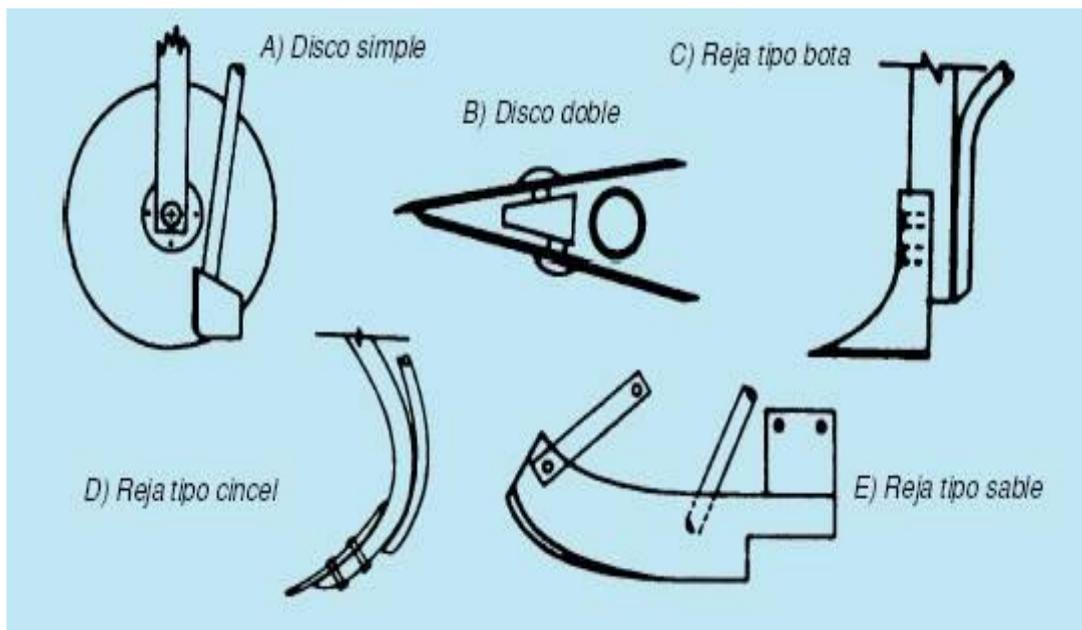


Figura 16. Elementos de apertura del surco de siembra (fuente: Morrison et al. 1988).

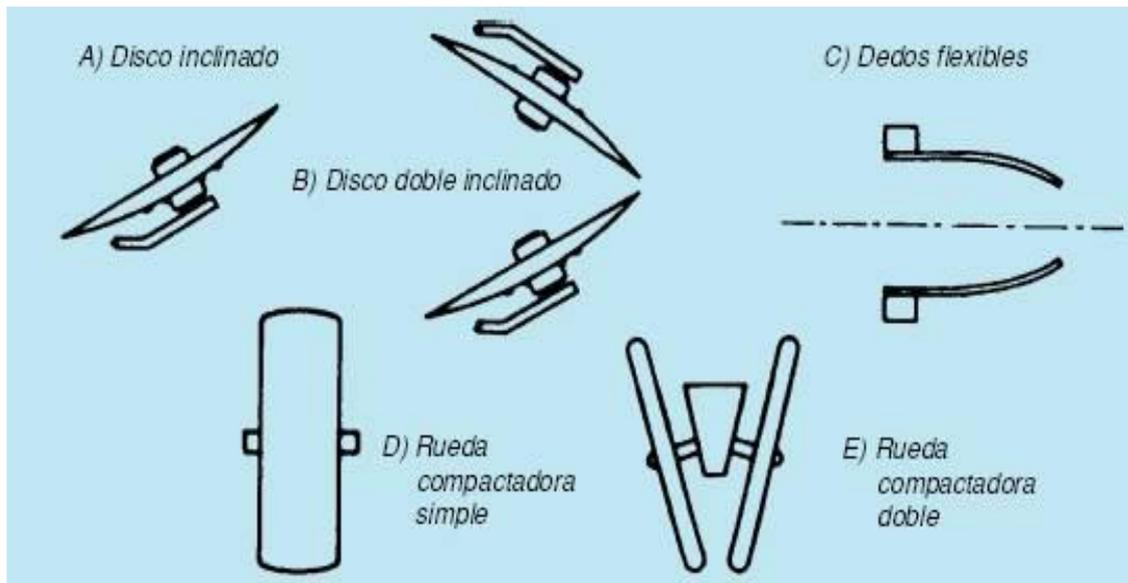


Figura 17. Elementos de cubrimiento de semillas y de cierre de surco. (Fuente: Morrison et al. 1988).



Figura 18 Fertilizadora de precisión

2.5 EL SUELO ARABLE

El suelo lomado desde el punto de vista de la relación con las herramientas de labranza tiene un componente principal de análisis que es su Resistencia Mecánica.

La resistencia mecánica es la que condiciona que el suelo pueda ser laboreado con mayor o menor facilidad, es decir la Resistencia al Laboreo.

Dicha resistencia está determinada por dos componentes de estado físico que son la Resistencia Cohesiva y la Resistencia Friccional.

A continuación abordaremos el análisis de cada uno de estos factores y veremos a su vez cuáles son las variables que afectan la magnitud de sus dimensiones.

2.5.1 CARACTERÍSTICAS DE ALGUNAS TEXTURAS DE SUELO

Textura Arenosa: es no cohesiva y forma sólo gránulos simples. Las partículas individuales pueden ser vistas y sentidas al tacto fácilmente. Al apretarse en la mano en estado seco se soltará con facilidad una vez que cese la presión. Al apretarse en estado húmedo formará un molde que se desmenuzará al palparlo.

Textura Franco arenosa: es un suelo que posee bastante arena pero que cuenta también con limo y arcilla, lo cual le otorga algo más de coherencia entre partículas. Los granos de arena pueden ser vistos a ojo descubierto y sentidos al tacto con facilidad. Al apretarlo en estado seco formará un molde que fácilmente caerá en pedazos, pero al apretarlo en estado húmedo el modo formado persistirá si se manipula cuidadosamente.

Textura Franca: es un suelo que tiene una mezcla relativamente uniforme, en términos cualitativos, de los tres separados texturales. Es blando o friable dando una sensación de aspereza, además es bastante suave y ligeramente plástico. Al apretarlo en estado seco el molde mantendrá su integridad si se manipula cuidadosamente, mientras que en estado húmedo el molde puede ser manejado libremente y no se destrozará.

Textura Franco limosa: es un suelo que posee una cantidad moderada de partículas finas de arena, sólo una cantidad reducida de arcilla y más de la mitad de las partículas pertenecen al tamaño denominado limo.

Al estado seco tienen apariencia aterronada, pero los terrones pueden destruirse fácilmente. Al moler el material se siente cierta suavidad y a la vista se aprecia polvoriento. Ya sea seco o húmedo los moldes formados persistirán al manipularlos libremente, pero al apretarlo entre el pulgar y el resto de los dedos no formarán una “cinta” continua.

Textura Franco arcillosa: es un suelo de textura fina que usualmente se quiebra en terrones duros cuando éstos están secos. El suelo en estado húmedo al oprimirse entre el pulgar y el resto de los dedos formará una cinta que se quebrará fácilmente al sostener su propio peso. El suelo húmedo es plástico y formará un molde que soportará bastante al manipuleo. Cuando se amasa en la mano no se destruye fácilmente sino que tiende a formar una masa compacta.

Textura Arcillosa: constituye un suelo de textura fina que usualmente forma terrones duros al estado seco y es muy plástico como también pegajoso al mojarse. Cuando el suelo húmedo es oprimido entre el pulgar y los dedos restantes se forma una cinta larga y flexible.

2.5.2 CONSISTENCIA DE LOS SUELOS

Consistencia de los suelos secos

Suelo Suelto: Se utiliza en aquellos horizontes que carecen de estructura o que aquella es particular. No existen agregados y las partículas del mismo no están unidas entre sí. Los horizontes que la presentan están muy bien aireados y son muy penetrables, pero las raíces tienen poco contacto y la retención de agua es muy débil.

Suelo Blando: Los agregados se rompen entre los dedos. Este tipo de consistencia suele estar asociado a estructuras migajosas o granulares. El suelo está bien aireado, es fácil de penetrar y ofrece buen contacto a las raíces. La retención de agua es, en general, buena y se laboreo bien, aunque es conveniente que presente un cierto nivel de humedad para que no se destruyan los agregados.

Suelo Duro: Los agregados son difíciles de romper con la mano, y en algunos casos es necesario recurrir al martillo. La aireación es escasa y las raíces penetran con mucha dificultad en los agregados y suelen crecer a través de las fisuras. Retiene gran cantidad de agua aunque el drenaje puede resultar escaso.

Consistencia del suelo húmedo

Suelo suelto: se corresponde con el término análogo en seco y presenta un comportamiento semejante.

Suelo friable: este término se deriva de friare que significa desmenuzar. Se desmenuza con cierta facilidad. En seco, suele ser "blando" o algo "duro" y su comportamiento es el equivalente a ellos.

Suelo Firme: No se desmenuza con facilidad. En seco suele ser duro o muy duro y con un comportamiento semejante. Puede ser muy proclive a la formación de suelas de arada. Usualmente existe una correspondencia entre la consistencia en seco y en húmedo, si bien en esta situación los agregados se desmenuzan con mayor facilidad.

Consistencia del suelo mojado

Suelo adherente: se utiliza para indicar que la tierra se pega a las manos. Suele ir asociada a suelos duros en seco y poco friables o firmes en húmedo. Cuando el suelo es muy adherente es debido a la presencia de partículas finas no coloidales que no se unen unas a otras para constituir agregados. La presencia de este limo hace que, al no estar adherido, el suelo húmedo se vuelva resbaladizo y se enfangue.

Suelo Plástico: Tiene la capacidad de poder ser moldeado. La plasticidad se mide formando un cordón y estableciendo lo largo y fino que se hace antes de que se rompa. Está en función del contenido y tipo de arcilla. Cuando a la plasticidad se añade la presencia de arcillas expansibles que provocan grandes cambios de volumen, pueden ocasionar deslizamientos.

TIPO DE MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD (E; MN/m ²)
Suelos muy flojos o muy blandos	< 8
Suelos flojos o blandos	8 - 40
Suelos medios	40 - 100
Suelos compactos o duros	100 - 500
Rocas blandas	500 - 8.000
Rocas duras	8.000 - 15.000
Rocas muy duras	> 15.000

Tabla 6. Módulos de elasticidad de diferentes tipos de suelo

2.5.3 POROSIDAD

La porosidad del tope de suelo típicamente decrece con el aumento de la granulometría. Esto se debe a que la formación de agregados de suelo en suelo más finamente de superficies texturadas cuando son sujetos de los procesos biológicos de suelo. La agregación involucra la adhesión de partículas, y más alta resistencia a la compactación.

Textura	porosidad	Densidad
suelo arenoso	0,43-0,36	1,5- 1,7 g/cm ³
suelo arcilloso	0,58-0,51	1,1- 1,3 g/cm ³

Tabla 7. Porosidad y densidad del suelo

2.5.4 RELACIONES SUELO/SUELO

Los esfuerzos mecánicos a los que se halla sometido un suelo deformable están referidos a su resistencia a la compresión, resistencia a la tensión y resistencia al corte siendo este último el más importante al hablar de labranza, tanto porque el suelo a labrar debe ser fundamentalmente cortado de la manera más económica en términos energéticos por la herramienta, cuanto deberá tener la suficiente resistencia como para que soporte la acción de tracción del neumático sin cortarse para que el tractor tenga piso.

Dicho en otras palabras, se genera una situación de compromiso entre la resistencia al corte para labranza y resistencia al corte para tracción (habitualmente en términos de tracción se refiere la resistencia al corte como la capacidad portante del suelo», es decir que todo lo que favorece al tiro liviano de una herramienta va en desmedro de la capacidad para fraccionar del equipo motriz.

2.5.4.1 PARÁMETROS DE LA RELACIÓN SUELO/SUELO

Los parámetros que definen la relación suelo/suelo son fundamentalmente:

1) Cohesión.

- 2) Fricción suelo/suelo (definido en función del ángulo de fricción interna θ)
- 3) Densidad aparente.

Al analizar los valores de esfuerzo máximo de corte de un suelo en función del esfuerzo normal al mismo, es decir lo que ocurre normalmente cuando uno introduce una herramienta en el suelo que tiene determinado peso o carga vertical y la arrastra a determinada velocidad se obtiene una relación que puede ser graficada e interpretada en función de una ecuación lineal.

Tal ecuación tiene ya algunos años ya que fue determinada por Coulomb en el año 1776 y no por ello ha perdido vigencia ya que se utiliza generalizada mente para definir respuestas mecánicas del suelo principalmente.

Según Coulomb, el esfuerzo máximo que puede soportar un suelo sin corlarse estará dado por la suma de todas de sus fuerzas cohesivas y las fricciónales. Dicha relación puede anotarse de la siguiente forma:

$$\tau_{max} = c + \sigma \tan\theta \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

τ_{max} =Máximo esfuerzo de corte

C=Cohesión del suelo

σ =Esfuerzo normal en la superficie de falla

θ =Ángulo de fricción interna suelo/suelo

Gráficamente:

Se obtiene prácticamente una gráfica de este modo colocando una carga en kg.

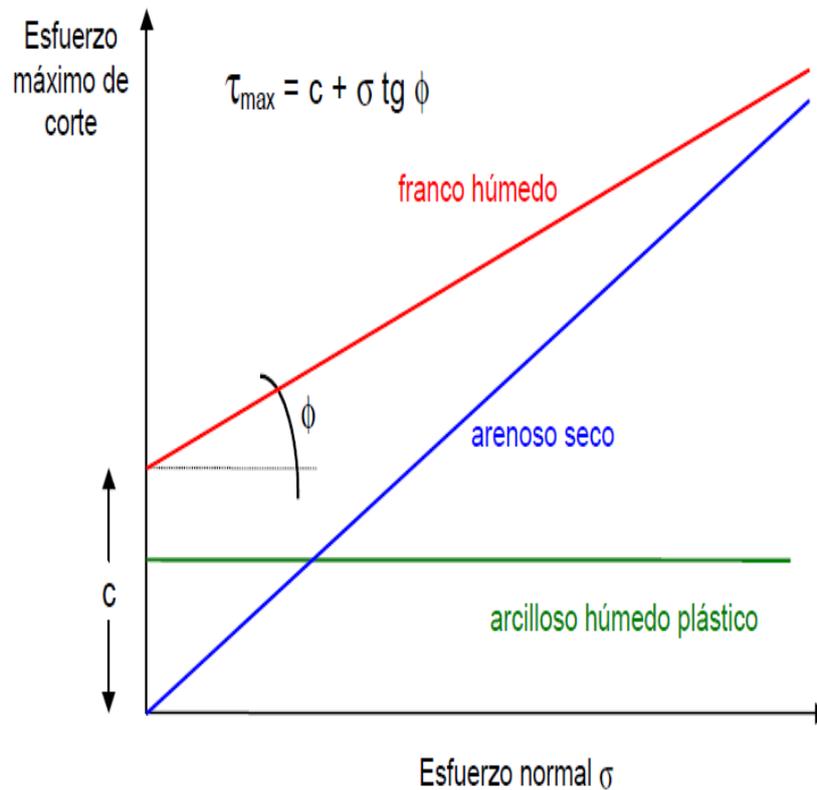


Figura 19. Grafica de esfuerzo al corte para el suelo

Sobre una superficie con garras la cual se clava en el suelo y se registra la fuerza que hay que realizar para que el suelo se corte. Manteniendo la superficie se va agregando progresivamente más carga de vez en vez. El valor de cohesión se obtiene por proyección al eje de ordenadas (ver figura 19).

Obsérvese que para un suelo franco los valores de ángulo de fricción interna son intermedios, la cohesión en la arena seca es cero y el esfuerzo máximo de corte en arcilla húmeda es independiente de la carga.

Si bien los ángulos de fricción dependen fundamentalmente de la textura del suelo, para cada contenido de humedad también hay variación, no solo del ángulo de fricción sino también de la cohesión.

Valores promedio de cohesión y ángulo de fricción para distintos tipos y estado de suelo se presentan a continuación:

Tipo de suelo	Tamaño típico de partículas mm	Estado	Angulo de fricción	Cohesión kN/m ²
Arena con partículas medianas	1.1	Compactado	38°–40°	0
		Suelto	32°–35°	0
Arena fina con materia orgánica	0.5–0.8	Compactado	25°–30°	0
		Suelto	18°–22°	0
Franco arenoso	0.02–0.2	Friable	24°–28°	20–25
		Plástico	24°–28°	10–15
Franco	0.01	Friable	22°–26°	25–30
		Plástico	15°–19°	15–20
Arcilloso	0.002	Friable	17°–19°	40–60
		Plástico	10°–14°	25–30

Tabla 8. Propiedades del suelo

La cohesión depende fundamentalmente de la humedad y la textura y desde el punto de vista de la resistencia mecánica del suelo son importantes sus componentes moleculares y superficiales, es así que se definen:

Cohesión molecular: referida a la resistencia de los terrones individuales.

Cohesión superficial: referida a la resistencia de grupos de terrones.

En general puede decirse que a medida que disminuye la humedad de un suelo dado aumenta la cohesión molecular y disminuye la cohesión superficial. Obviamente que para poder desmenuzar un suelo y llegar a la siembra con pocos cascotes será necesario que las labranzas se realicen con contenidos de humedad tales en que la cohesión superficial sea mayor que la molecular. Es común escuchar lamentos sobre situaciones de camas de siembra cascotudas debido a que la labranza primaria se llevó a cabo en un momento en que la situación mencionada no se tuvo en cuenta. En

general tal situación se produce cuando la parte superior del perfil está con la humedad necesaria para una buena labor pero la capa superficial se encuentra con menor contenido de agua y la relación se invierte.

Esta situación va asociada a la densidad aparente del suelo ya que las capas compactadas reducen la capacidad de infiltración y por ende de humectación.

Asimismo, la compactación afecta de manera directa el ángulo de fricción interna del suelo, es decir que un mismo suelo pero con mayor densidad aparente tendrá mayor ángulo de fricción.

2.6 ESFUERZO Y DEFORMACIÓN

Introducción

El diseño de cualquier elemento o de un sistema estructural implica responder dos preguntas: ¿El elemento es resistente a las cargas aplicadas? y ¿Tendrá la suficiente rigidez para que las deformaciones no sean excesivas e inadmisibles? Las respuestas a estas preguntas implican el análisis de la *resistencia* y *rigidez* de una estructura, aspectos que forman parte de sus requisitos. Estos análisis comienzan por la introducción de nuevos conceptos que son el *esfuerzo* y la *deformación*, aspectos que serán definidos a continuación (Salvadori y Heller, 1998; Timoshenko y Young, 2000).

2.6.1 Esfuerzo

Idea y necesidad del concepto de esfuerzo

Las fuerzas internas de un elemento están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área; justamente se denomina *esfuerzo* a la fuerza por unidad de área, la cual se denota con la letra griega sigma (σ) y es un parámetro que permite comparar la resistencia de dos materiales, ya que establece una base común de referencia.

$$\sigma = \frac{P}{A} \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

P ≡ Fuerza axial;

A ≡ Area de la sección transversal.

Cabe destacar que la fuerza empleada en la ec. 2 debe ser perpendicular al área analizada y aplicada en el centroide del área para así tener un valor de σ constante que se distribuye uniformemente en el área aplicada.

La ec. 2 no es válida para los otros tipos de fuerzas internas¹; existe otro tipo de ecuación que determine el esfuerzo para las otras fuerzas, ya que los esfuerzos se distribuyen de otra forma.

Unidades

El esfuerzo utiliza unidades de fuerza sobre unidades de área, en el sistema internacional (SI) la fuerza es en Newton (N) y el área en metros cuadrados (m²), el esfuerzo se expresa por N/m² o pascal (Pa). Esta unidad es pequeña por lo que se emplean múltiplos como el es el kilopascal (kPa), megapascal (MPa) o gigapascal (GPa). En el sistema americano, la fuerza es en libras y el área en pulgadas cuadradas, así el esfuerzo queda en libras sobre pulgadas cuadradas (psi). Particularmente en Venezuela la unidad más empleada es el kgf/cm² para denotar los valores relacionados con el.

2.6.2 Deformación

Concepto

La resistencia del material no es el único parámetro que debe utilizarse al diseñar o analizar una estructura; controlar las deformaciones para que la estructura cumpla con el propósito para el cual se diseñó tiene la misma o mayor importancia. El análisis de las deformaciones se relaciona con los cambios en la forma de la estructura que generan las cargas aplicadas.

Una barra sometida a una fuerza axial de tracción aumentara su longitud inicial; se puede observar que bajo la misma carga pero con una longitud mayor este aumento o alargamiento se incrementará también. Por ello definir la *deformación* (ϵ) como el cociente entre el alargamiento δ y la longitud inicial L , indica que sobre la barra la deformación es la misma porque si aumenta L también aumentaría δ . Matemáticamente la deformación sería:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \dots \dots \dots (3)$$

Al observar la ec. 3 se obtiene que la deformación es un valor adimensional siendo el orden de magnitud en los casos del análisis estructural alrededor de 0,0012, lo cual es un valor pequeño.

Las deformaciones debidas a los esfuerzos cortantes, no son ni alargamientos ni acortamientos, sino deformaciones angulares γ , como se muestra en la figura 20:

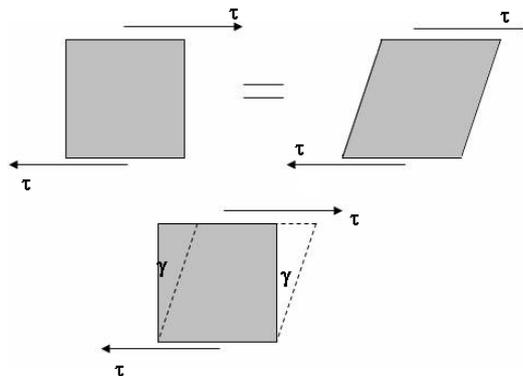


Figura 20. Deformación angular

Por lo tanto:

$$\tau = G \gamma \dots\dots\dots (4)$$

Donde:

γ es la deformación angular (radianes)

2.6.2.1 COEFICIENTE DE POISSON

El **coeficiente de Poisson** (denotado mediante la letra griega ν) es una constante elástica que proporciona una medida del estrechamiento de sección de un prisma de material elástico lineal e isótropo cuando se estira longitudinalmente y se adelgaza en las direcciones perpendiculares a la de estiramiento. El nombre de dicho coeficiente se le dio en honor al físico francés Simeon Poisson.

Materiales isótropos

Si se toma un prisma mecánico fabricado en el material cuyo coeficiente de Poisson pretendemos medir y se somete este prisma a una fuerza de tracción aplicada sobre sus bases superior e inferior, el coeficiente de Poisson se puede medir como: la razón entre el alargamiento longitudinal producido dividido por el acortamiento de una longitud situada en un plano perpendicular a la dirección de la carga aplicada.

Este valor coincide igualmente con el cociente de deformaciones, de hecho la fórmula usual para el Coeficiente de Poisson es:

$$\nu = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} \dots \dots \dots (5)$$

Donde: ε es la deformación.

Para un material isótropo elástico perfectamente incompresible, este es igual a 0,5. La mayor parte de los materiales prácticos en la ingeniería rondan entre 0,0 y 0,5, aunque existen algunos materiales compuestos llamados materiales auxéticos que tienen coeficiente de Poisson negativo. Termodinámicamente puede probarse que todo material tiene coeficientes de Poisson en el intervalo [-1, 0,5).

2.6.2.2 MÓDULO DE CIZALLADURA

El módulo de cizalladura, también llamado módulo de elasticidad transversal, es una constante elástica que caracteriza el cambio de forma que experimenta un material elástico (lineal e isótropo) cuando se aplican esfuerzos cortantes. Este módulo recibe una gran variedad de nombres, entre los que cabe destacar los siguientes: Módulo de rigidez transversal, módulo de corte, módulo de cortadura, módulo elástico tangencial, módulo de elasticidad transversal.

Para un material elástico lineal e isótropo, el módulo de elasticidad transversal tiene el mismo valor para todas las direcciones del espacio. En materiales anisótropos se pueden definir varios módulos de de elasticidad transversal, y en los materiales elásticos no lineales dicho módulo no es una constante sino que es una función dependiente del grado de deformación.

MATERIALES ISÓTROPOS LINEALES

Para un material isótropo elástico lineal el módulo de elasticidad transversal está relacionado con el módulo de Young y el coeficiente de Poisson mediante la relación:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \dots \dots \dots (6)$$

Donde:

G es el modulo de cizalladura o rigidez.

2.6.3 RESISTENCIA A LA ROTADURA

La **resistencia a la rodadura** se presenta cuando un cuerpo rueda sobre una superficie, deformándose uno de ellos o ambos. Como veremos, no tiene sentido alguno hablar de resistencia a la rodadura en el caso de un sólido rígido (indeformable) que rueda sobre una superficie rígida (indeformable).

El concepto de **coeficiente de rodadura** es similar al de coeficiente de rozamiento, con la diferencia de que este último hace alusión a dos superficies que deslizan o resbalan una sobre otra, mientras que en el coeficiente de rodadura no existe tal resbalamiento entre la rueda y la superficie sobre la que rueda, disminuyendo por regla general la resistencia al movimiento.

Desarrollo del concepto

En efecto, la resistencia a la rodadura aparece cuando el cuerpo que rueda, o la superficie sobre la que rueda, o ambos a la vez, se deforman, aunque sólo sea ligeramente, a causa de las grandes presiones existentes en los puntos de contacto. Pensemos en el caso de un cilindro que se apoya sobre una superficie plana; todo el peso del cilindro gravita sobre una exigua superficie de contacto (una generatriz, desde un punto de vista estrictamente geométrico). Es fácil comprender que la presión en el contacto será tan grande que hasta el material más rígido se deformará. De ese modo, el cuerpo, la superficie que lo soporta o ambos, se deforman, aumentando el área de contacto hasta que la presión disminuye y se restablece una situación de equilibrio elastostático. En resumen, al rodar un cuerpo real sobre una superficie real se producen unas deformaciones, de modo que el cuerpo tiene que "vencer" continuamente un pequeño obstáculo que se le presenta por delante y que se opone a su rodadura.

Cuerpos deformables (reales)

En las situaciones reales, los cuerpos se deforman, por poco que sea. El contacto no se realiza entonces a lo largo de una generatriz (como en el ejemplo anterior) sino a lo largo de una estrecha banda $A'A''$. Ello da lugar a que aparezcan reacciones en los apoyos; reacciones que dan lugar a la aparición de un par que se opone a la rodadura. Con la finalidad de simplificar el problema, podemos imaginar que en cada instante el cilindro debe rotar sobre la generatriz que pasa por A'' para poder rodar superando el pequeño obstáculo que se opone a ello. Eso equivale a considerar desplazada la línea

de acción de la reacción normal N una distancia que designaremos por μ_r . El par de resistencia a la rodadura y el par aplicado valen, respectivamente:

$$M_{res} = \mu_r N \dots \dots \dots (7)$$

$$M_{apl} = RF \dots \dots \dots (8)$$

En las condiciones críticas, cuando comienza la rodadura, esos el par aplicado o de arranque será mayor que el par resistente, de modo que:

$$M_{apl} \geq M_{res} \dots \dots \dots (9)$$

De modo que el cilindro comenzará a rodar si:

$$F \geq \frac{\mu_r N}{R} = C_{rr} N \dots \dots \dots (10)$$

Que nos da el valor de la fuerza mínima necesaria para el arranque (ver figura 21).

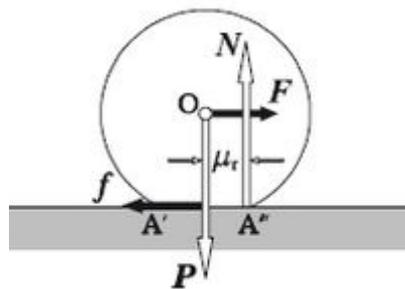


Figura 21. Rodadura de un cilindro deformable sobre un pavimento indeformable

Coefficientes

La magnitud μ_r , que tiene dimensiones de una longitud, es el llamado coeficiente de resistencia a la rodadura. De las expresiones anteriores se deduce que el par de arranque es proporcional a la reacción normal N y que la fuerza de tracción necesaria para el arranque es inversamente proporcional al radio del cilindro; esa es la ventaja de las ruedas grandes sobre las pequeñas. El valor del coeficiente μ_r depende de la naturaleza de los cuerpos en contacto (fundamentalmente de su rigidez). La magnitud adimensional es el llamado **coeficiente de rodadura** (ver tabla 9).

$$C_{rr} = \frac{\mu_r}{R} \dots \dots \dots (11)$$

C_{rr}	μ_T	Descripción
0,0002 a 0,0010 ^{1 2}	0,5 mm	Ruedas de ferrocarril sobre railes de acero
	0,1 mm	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0,0025 ³		Neumáticos especiales Michelin para automóvil solar/eco-marathon
0,005		Railes estándar de tranvía
0,0055		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares ³
0,006 a 0,01		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0,010 a 0,015 ⁴		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0,020		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
0,030 a 0,035		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0,055 a 0,065		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
0,3 ⁴		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

Tabla 9. Coeficientes de rodadura

2.7 FACTORES DE DISEÑO.

La expresión factor de diseño significa alguna característica o consideración que influye en el diseño de un elemento, o quizá en todo el sistema. Por lo general se tienen que tomar en cuenta varios de esos factores para un diseño determinado.

En ocasiones algunos de esos factores será crítico y, si se satisfacen sus condiciones no será necesario considerar los demás. A continuación se indican algunos de los factores que hay que tomar en cuenta:

- | | |
|---------------------------|-----------------------|
| 1.- Resistencia mecánica. | 7.- Vida útil. |
| 2.- Confiabilidad. | 8.- Forma. |
| 3.- Rendimiento. | 9.- Acabado exterior. |
| 4.- Cantidad de material. | 10.- Seguridad. |
| 5.- Mantenimiento. | 11.- Peso. |
| 6.- Costo. | 12.- Ruido. |

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al tipo de material, al proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

Con el fin de tomar en cuenta en el diseño los factores anteriores, se emplea lo que se conoce como “*factor de seguridad*”.

Para materiales dúctiles en los cuales se considera que el esfuerzo último a la tensión y compresión tienen el mismo valor, se tiene:

$$n_d = \frac{\sigma_u}{\sigma_{perm}} \dots\dots\dots (12)$$

Donde:

σ_u es el esfuerzo último

σ_{perm} es el esfuerzo permisible

Resulta aparente que la relación del factor de seguridad apropiada es empírica y depende mucho de la experiencia que se tenga. Cuando un dispositivo tiene mucho tiempo de uso, los factores referentes a su comportamiento son confiables. De hecho se puede depender de tales datos aunque hayan tenido modificaciones en el diseño.

Joseph P Vidosic considera razonables los siguientes factores de seguridad, los cuales están basados en la resistencia a la cedencia:

- 1.- $n_s = 1.25 - 1.5$, para materiales muy confiables usados bajo condiciones controladas y, sujetos a carga y esfuerzo que puedan determinarse con exactitud.
- 2.- $n_s = 1.5 - 2$, para materiales con características perfectamente conocidas con condiciones ambientales fijas y, sujetos a cargas y esfuerzos que puedan determinarse con facilidad.
- 3.- $n_s = 2 - 2.5$, para materiales que trabajan en condiciones normales y sujetos a carga y esfuerzo que puedan calcularse
- 4.- $n_s = 2.5 - 3$, para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones normales de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- 5.- $n_s = 3 - 4$, para materiales no experimentados en condiciones normales de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- 6.- $n_s = 2 - 4$, para fuerzas de impacto, donde deberá incluirse un factor de impacto.
- 7.- $n_s = 3 - 8$, para materiales frágiles, considerando a la resistencia última como la máxima teórica.

2.8 TEORÍAS DE FALLAS PARA CARGA ESTÁTICA.

Se han propuesto varios criterios teóricos con el objeto de obtener una correlación adecuada entre la vida o duración estimada del componente y la que realmente se logra en las condiciones de carga de servicio para aplicaciones tanto en materiales frágiles como dúctiles.

Para materiales dúctiles se tienen:

- a).- Teoría de la energía de distorsión (Von Mises-Hencky).
- b).- Teoría del esfuerzo cortante máximo (Criterio de fluencia de Tresca).

Para materiales frágiles se tienen:

- c).- Teoría del esfuerzo normal máximo (Rankine).
- d).- Teoría de la fricción interna (Coulomb-Mohr).
- e).- Teoría modificada de Mohr.

2.8.1 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN (TED).

Esta teoría postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la deformación por cortante.

Para un estado de esfuerzos biaxial, suponiendo $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1\sigma_2} \dots\dots\dots (13)$$

En función de los esfuerzos aplicados,

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \dots\dots\dots (14)$$

$$\sigma_{xy} = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} \dots\dots\dots (15)$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} \dots\dots\dots (16)$$

De esta forma, la teoría de la energía de distorsión predice la falla si

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{n_s} \dots\dots\dots (17)$$

2.9 RESISTENCIA A LA FATIGA EN CASO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.

Algunos criterios para esfuerzos de este tipo son:

- Criterio de Gerber
- Criterio de Goodman
- Criterio de Soderberg
- Criterio de fluencia

Los criterios anteriores pueden ser representados mediante la siguiente figura 22:

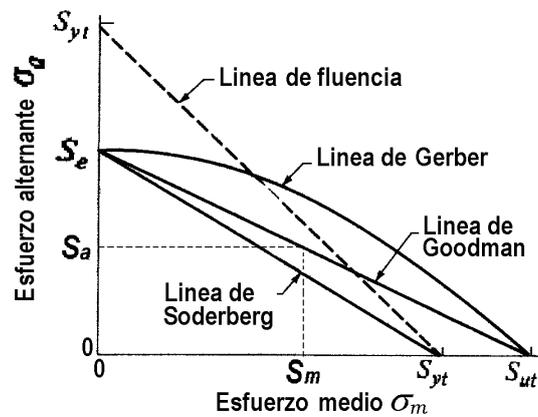


Figura 22.- Diagrama de fatiga con diferentes criterios de falla.

2.9.1 Criterio de Goodman.

Este criterio propone la conexión del límite a la fatiga modificado (s_e) sobre el eje de esfuerzo alternante con la resistencia última a la tensión (s_{ut}) sobre el eje de esfuerzo medio, mediante una línea recta. Matemáticamente se tiene:

$$\frac{\sigma_v}{s_e} + \frac{\sigma_m}{s_{ut}} = \frac{1}{n_s} \dots \dots \dots (18)$$

2.10 TEORÍAS DE FALLA POR CARGAS DINÁMICAS.

La mayoría de las fallas de los elementos de máquinas implican condiciones de carga que varían con el tiempo. Sin embargo las condiciones de carga estática analizadas anteriormente son muy importantes, pues proporcionan la base para comprender el tema de la fatiga.

2.10.1 FALLA POR FATIGA.

La fatiga es un fenómeno complejo, consistente en la propagación de grietas en una microescala al principio, y luego muy rápida a medida que las grietas alcanzan una longitud crítica.

Tres factores se requieren para que se de una falla por fatiga:

- 1.- Un esfuerzo de tensión suficientemente grande.
- 2.- Una variación de esfuerzos de suficiente amplitud.
- 3.- Un número de ciclos de aplicación de la carga suficientemente elevado.

Existen otros factores tales como: concentración de esfuerzos, corrosión, esfuerzos residuales, esfuerzos combinados, etc., que pueden alterar la resistencia a la fatiga del elemento.

2.10.1.1 ESFUERZOS CÍCLICOS.

Son esfuerzos que son funciones del tiempo; pero la variación es tal que la secuencia del esfuerzo se repite. Lo anterior puede observarse en la siguiente figura 23:

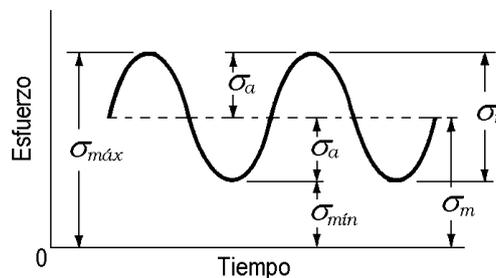


Figura 23.- Variación en esfuerzo medio cíclico diferente de cero.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \dots\dots\dots (19)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \dots\dots\dots (20)$$

En donde σ_{max} = esfuerzo máximo.

σ_{min} = esfuerzo mínimo.

σ_m = esfuerzo medio.

σ_a = amplitud del esfuerzo.

2.10.1.2.- DIAGRAMAS S – N.

La información de los experimentos de la flexión alternante se grafican como la resistencia a la fatiga contra el logaritmo del número total de ciclos a la falla N , para cada espécimen. Estas gráficas se llaman “diagramas S-N”.

A continuación se representa un diagrama S-N para cierto acero (figura 24):

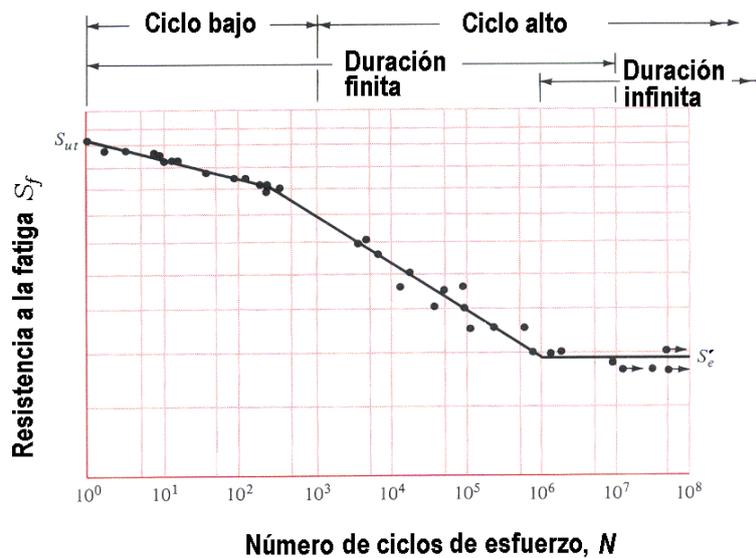


Figura 24.- Diagrama S-N trazado a partir de los resultados de pruebas de fatiga axial con inversión completa.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en una probeta de viga rotatoria.

Para otro tipo de cargas se tiene:

$$\boxed{S'_e = 0.45S_{ut}} \quad (\text{Para carga axial}) \dots\dots\dots (21)$$

$$\boxed{S'_e = 0.29S_{ut}} \quad (\text{Para carga de torsión}) \dots\dots\dots (22)$$

2.10.1.3 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.

Tomando en cuenta el límite de resistencia a la fatiga, se propone la siguiente expresión:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_r K_a S'_e \dots\dots\dots (23)$$

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en el elemento mecánico.

k_a = Factor de acabado de la superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de carga.

k_d = Factor de temperatura.

k_e = Factor diverso.

k_r = Factor de confiabilidad.

Factor de acabado de la superficie k_a .

Este factor toma en cuenta la calidad del acabado del elemento mecánico y la resistencia a la tensión. Este factor se determina mediante la expresión:

$$K_a = aS_{ut}^b \dots\dots\dots (24)$$

Los valores de a y b se obtienen de la tabla siguiente:

Acabado de superficie	Factor a Kpsi (MPa)	Exponente b
Esmerilado (rectificado)	1.34(1.58)	- 0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70(4.51)	- 0.265
Laminado en caliente	14.4(57.7)	- 0.718
Forjado	39.9(272)	- 0.995

Tabla 10.- Factores de acabado de superficie.

Factor de tamaño k_b .

Este factor toma en cuenta la sección transversal del elemento. Para secciones circulares se tiene:

$$k_b = \begin{cases} 0.869d^{-0.112} & 0.3 \text{ pul} < d < 10 \text{ pul} \\ 1 & d \leq 0.3 \text{ pul} (8 \text{ mm}) \\ 1.189d^{-0.112} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases} \dots\dots\dots (25)$$

Para cargas axiales: $k_b = 1$

Para tamaños mayores, k_b varía de 0.6 a 0.75 en flexión y torsión.

Para secciones rectangulares usar un diámetro efectivo $d_e = 0.808(bh)^{1/2}$.

Factor de carga k_c

Este factor depende de la forma en que se aplica la carga. Los valores que se sugieren se dan en la siguiente tabla:

Tipo de carga	k_c	Resistencia última (S_{ut})
Carga axial	0.923	≤ 220 kpsi (1520 MPa)
Carga axial	1	>220 kpsi (1520 MPa)
Flexión	1	-----
Torsión y cortante	0.577	-----

Tabla 11.- Factores de carga.

Factor de temperatura k_d .

Este factor depende de la temperatura de operación de los elementos mecánicos, ya que cuando esta temperatura es menor que la de trabajo, la fractura por fragilidad es una posibilidad latente; y cuando la temperatura es mayor debemos investigar la fluencia del material debido a que esta disminuye con la temperatura. La siguiente tabla nos da algunos valores de k_d para diferentes temperaturas:

Temperatura $^{\circ}C$	k_d	Temperatura $^{\circ}F$	k_d
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872

Tabla 12.- Factores de temperatura.

Factor de efectos diversos k_e

Este factor toma en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debido a efectos tales como:

- a).- Procesos de manufactura.
- b).- Esfuerzos residuales.
- c).- Recubrimientos.
- d).- Corrosión.

Un enfoque utilizado con frecuencia consiste en emplear el factor de efectos diversos como un factor de reducción de la resistencia. Con este enfoque se define mediante la expresión

$$K_e = \frac{1}{K_f} \dots \dots \dots (26)$$

Para elementos sin muescas $k_f = k_e = 1$

Las pruebas de fatiga han demostrado que el factor teórico de concentración de esfuerzos raramente se obtiene (excepto para algunos aceros de alta resistencia). En su lugar se utiliza un valor menor que K_t . Por lo tanto es necesario definir un factor de concentración de esfuerzos debido a la fatiga, designado por K_f .

Debido a que se requiere hacer un número ilimitado de pruebas para generar valores de K_f , es muy deseable relacionar el valor teórico de K_t con el de fatiga K_f para diferentes tamaños de muesca, materiales y tratamientos térmicos.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \dots \dots \dots (27)$$

La sensibilidad de las muescas q también se puede definir a partir de la fórmula de *Kun-Hardrath*, en función de la constante de *Neuber* a y del radio de la muesca r , ambos expresados en pulgadas.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \dots \dots \dots (28)$$

Valores de \sqrt{a} se representan en la siguiente tabla para aceros:

S_{ur} (kpsi)	\sqrt{a} (pul ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

Tabla 13.- Valores de \sqrt{a}

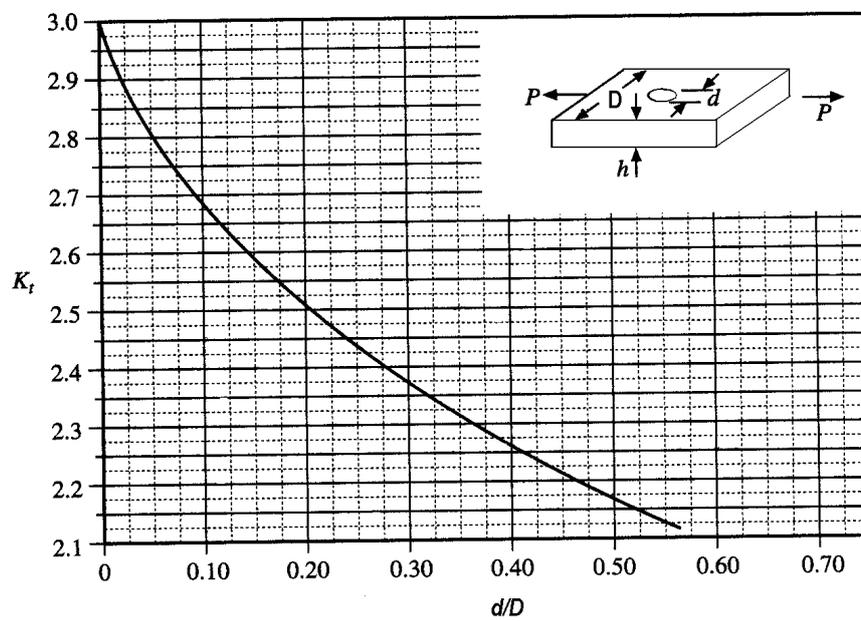


Figura 24.- Factor de concentración de esfuerzos para una barra plana con un agujero transversal en tensión axial.

Factor de confiabilidad k_r .

Este factor se refiere a la probabilidad de supervivencia de un material para un esfuerzo en particular. La siguiente tabla nos da la probabilidad de supervivencia de los aceros y está basada en el límite de fatiga con una desviación estándar de 8 %.

Probabilidad de supervivencia, %	Factor de confiabilidad, k_r
50	1.00
90	0.90
95	0.87
99	0.82
99.9	0.75
99.99	0.70

Tabla 13.- Factores de confiabilidad para seis probabilidades de supervivencia.

2.11 TRANSMISIONES CON CADENAS.

Las cadenas son elementos que se utilizan para transmitir potencia y para arrastre. Se fabrican como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. Pueden usarse para cargas elevadas y donde sea necesario mantener relaciones precisas de velocidad.

2.11.1 Cadenas de rodillos.

El tipo más común de cadena es la **cadena de rodillos**, en la que el rodillo de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas. Otros tipos incluyen una variedad de diseños extendidos de eslabones que casi siempre se emplean en transportadores. La figura 26 siguiente muestra algunos de estos elementos:

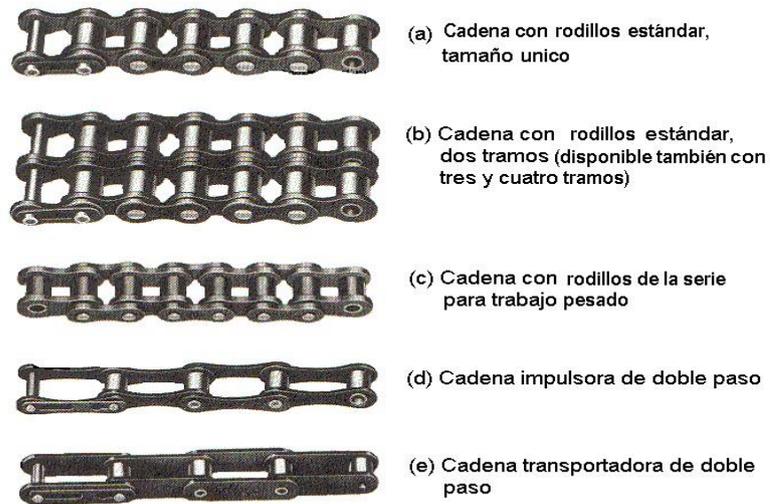


Figura 25. Algunos tipos de transportadores de cadenas y rodillos.

Cuando se transmite potencia entre flechas o ejes que giran, la cadena entra en contacto con ruedas dentadas que se enlazan. Lo anterior puede observarse en la siguiente figura 26:

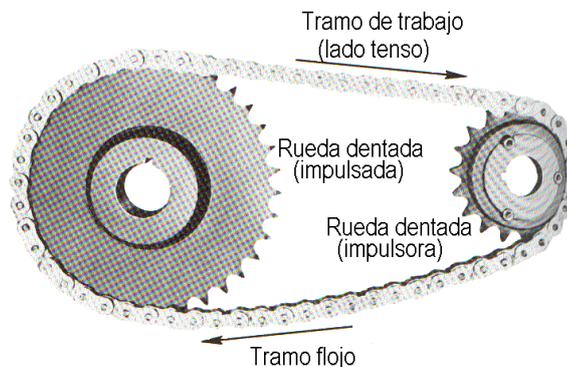


Figura 26 - Impulsor de cadena de rodillos.

La relación de la velocidad de salida n_2 y la velocidad de entrada n_1 está dada por

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} \dots \dots \dots (29)$$

Donde N_1 y N_2 representan el número de dientes de las ruedas dentadas a la entrada y a la salida respectivamente.

Las cadenas de rodillos se clasifican con base en su paso p , que es la distancia entre partes correspondientes de dos eslabones adyacentes. El paso se ejemplifica, por lo regular, como la distancia entre pernos adyacentes. La figura 27 que se indica a continuación nos muestra las características básicas de una cadena de rodillos.

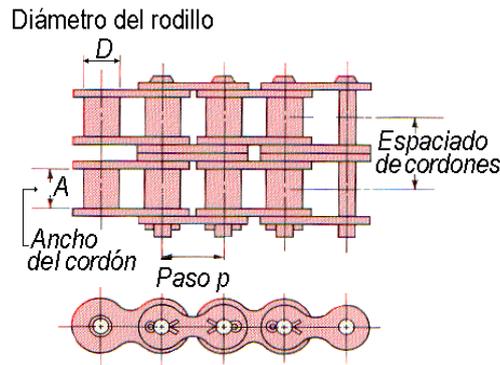


Figura 27 - Porción de una cadena de rodillos con dos cordones

Designando el paso de la cadena por p , el ángulo de paso por γ y el diámetro de paso de la rueda catarina por D dado en pulgadas o en metros, se observa que $\gamma = 360^\circ / N_1$, en donde N_1 es el número de dientes de la catarina menor.

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N_1)} \dots \dots \dots (30)$$

La longitud de la cadena debe ser un múltiplo completo del paso, y se recomienda un número par de pasos. La distancia central debe hacerse ajustable para adaptar la longitud de la cadena y compensar tolerancias y desgaste. Un juego excesivo en el lado flojo debe evitarse, sobre todo en impulsores no horizontales. Una relación conveniente entre la distancia central (C), la longitud de la cadena (L) el número de dientes de la rueda pequeña (N_1) y el número de dientes en la rueda dentada grande (N_2) expresada en pasos, es :

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 + N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p}\right)} \dots \dots \dots (31)$$

2.12 CABLES METÁLICOS.

Los cables metálicos se utilizan en lugar de bandas planas o de bandas en V cuando la potencia debe transmitirse sobre distancias centrales grandes, ya sea mediante malacates, elevadores o teleféricos. En la siguiente figura se observa una sección transversal de un cable de acero. La parte central (sección oscura) es el núcleo del cable el cual puede ser de cáñamo o de polipropileno. El propósito del núcleo es lubricar y en consecuencia prevenir el desgaste excesivo del cable y soportar elásticamente los cordones.

Los cordones (torones) son agrupamiento de alambres colocados alrededor del núcleo. En la figura (5.24) se muestran seis cordones de 19 alambres cada uno (ver figura 28).

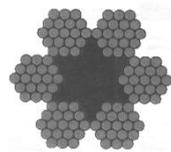


Figura 28 Corte transversal de un cable de acero

El esfuerzo de tensión es:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_m} \dots \dots \dots (31)$$

Donde:

$$A_m = 0.38d^2 \text{ (área de la sección transversal del cordón de metal en cables estándar de izar y arrastre)}$$

2.13 RESORTES

INTRODUCCIÓN.

Los resortes son elementos flexibles que se utilizan en las máquinas con el objeto de ejercer fuerzas, proporcionar flexibilidad y almacenar o absorber energía.

Los resortes se clasifican de manera general en:

- a).- Helicoidales.
- b).- Planos.
- c).- Formas especiales.

Los helicoidales incluyen los resortes de sección circular o cuadrada, los cuales se fabrican para resistir cargas de tensión, compresión o torsión.

Dentro de los resortes planos se tienen los tipos en voladizo y elípticos.

Algunas formas especiales son usadas en maquinarias de reloj, y los cónicos en forma de rondana denominados arandelas o muelles de *Belleville*.

Condiciones de los extremos y longitud del resorte.

En la siguiente figura se presentan cuatro tipos de extremos usados comúnmente en los resortes de compresión (ver figura 29):

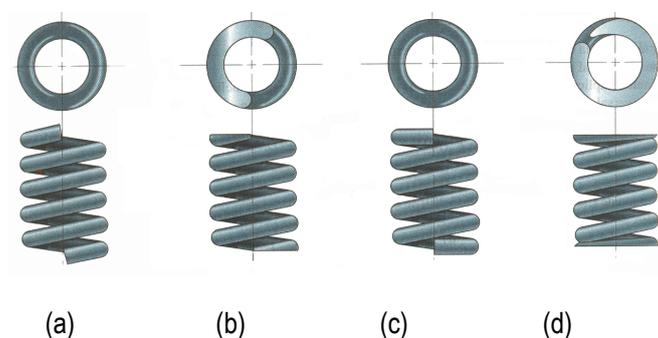


Figura 29.- Tipos de extremos usados en los resortes de compresión:

- a) Simple; b) Simple y aplanado; c) A escuadra; d) A escuadra y aplanados.

En la tabla siguiente se indican fórmulas útiles para el paso, longitud y número de espiras de resortes de compresión para las cuatro condiciones de los extremos descritos en la figura anterior.

Dos términos importantes usados en resortes son:

a).- Longitud CERRADA L_s .

b).- Longitud FINAL L_f .

Por lo tanto la deformación en:

$$\delta = L_f - L_s \dots\dots\dots (32)$$

Y la razón del resorte es.

$$K = \frac{F}{\delta} \dots\dots\dots (33)$$

2.14 COLUMNAS

2.14.1 ESTABILIDAD DE ESTRUCTURAS

Suponga que debe diseñarse una columna AB de longitud L , para para soportar cuna cargar P . Imagine que P es una carga axial céntrica y que la columna tiene sus *dos* extremos articulados. Si el área transversal A de la columna es tal que el valor del *esfuerzo* en la sección transversal

es menor que el valor del esfuerzo permisible para el material utilizado y si deformación cae dentro de las especificaciones dadas, podría concluir que la columna se ha diseñado bien. Sin embargo, puede suceder que al aplicar la carga la columna se *pandee*, en lugar de permanecer recta, y se curve repentinamente(ver figura 30 y 31).



Figura 30 Falla en la columna

2.14.2 FÓRMULA DE EULER PARA COLUMNAS ARTICULADAS

Con base en la columna AB de la sección anterior se busca hallar el valor crítico de la carga P , es decir, el valor P_{cr} de la carga para el cual la posición de la figura deja de ser estable. Si $P > P_{cr}$ la menor falta de alineación o perturbación provocará que la columna se doble, es decir, que adopte una forma curva como en la figura.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} = P(F.S.) \dots \dots \dots (34)$$

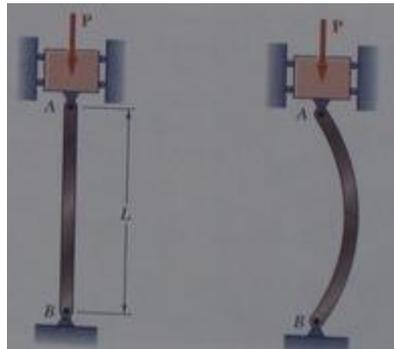


Figura 31 Columna articulada

2.14.3 EXTENSIÓN DE LA FÓRMULA DE EULER PARA COLUMNAS CON OTRAS CONDICIONES DE EXTREMO

La fórmula de Euler se dedujo en la sección precedente para una columna con extremos articulados. Ahora se estudiará cómo obtener la P_{cr} para columnas con diferentes condiciones de extremo.

En el caso de una columna con un extremo libre en A y empotrada con una carga P , se observa que la columna se comportara como la mitad superior de una columna articulada. La carga crítica para la columna de la figura es la misma que para la columna y puede obtenerse mediante la fórmula de Euler (ver figura32).

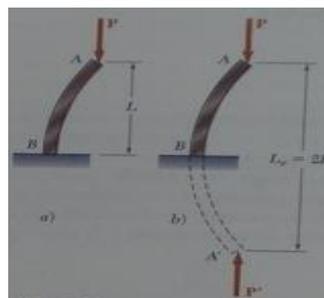


Figura 32 Flexión en columna

Usando una longitud igual al doble de la longitud real de la columna dada. Se dice que la *longitud efectiva* L_e de la columna de la figura es igual a $2L$ y se reemplaza $L_e = 2L$ en la fórmula de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \dots \dots \dots (35)$$

En forma similar se encuentra el esfuerzo crítico mediante la ecuación:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{r}\right)^2} \dots \dots \dots (36)$$

Donde:

$\frac{L_e}{r}$ es la relación de esbeltez

r es el radio de giro $= \frac{r}{2}$

Las longitudes efectivas para cada caso son (ver figura 33):

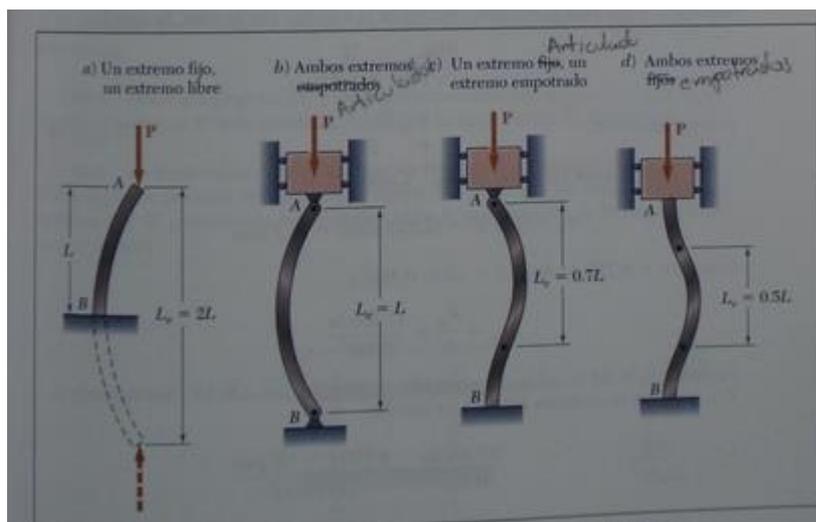


Figura 33 Longitudes efectivas

CAPITULO TRES DISEÑO

3.1 DISEÑO DEL IMPLEMENTO AGRÍCOLA PARA FERTILIZAR HASTA 2 MESES.

3.1.1 DETERMINACIÓN DE LA FORMA DE LA ESTRUCTURA Y SU FUNCIÓN

Se determino que la siguiente estructura es la mas optima para el tipo de trabajo q se desea realizar ya que cumple con la función, seguridad tanto para el operario como para el tractor, contara con dos cucharas soportadas por medio del husillo y a su vez este movida de por piñones colocado en un extremo para conectarse con una cadena y un eje el cual se moverá de forma manual. Las cucharas penetraran el suelo por medio del mismo movimiento del brazo hidráulico se abrirán atirantas por un cable y en un remolque ira el usuario y la tolva que tendrá una capacidad de 50 kilos y lugar para cuatro costales de fertilizante. El fertilizante se colocara por medio de una manguera que tendrá un dosificador de 50 gramos. A continuación se mostrara el bosquejo del implemento.

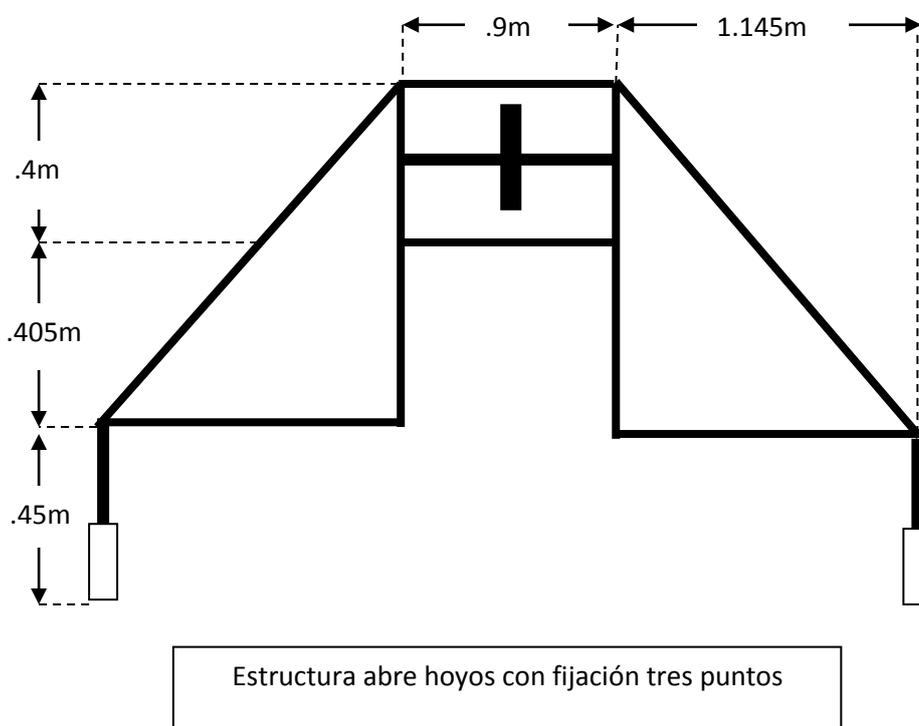
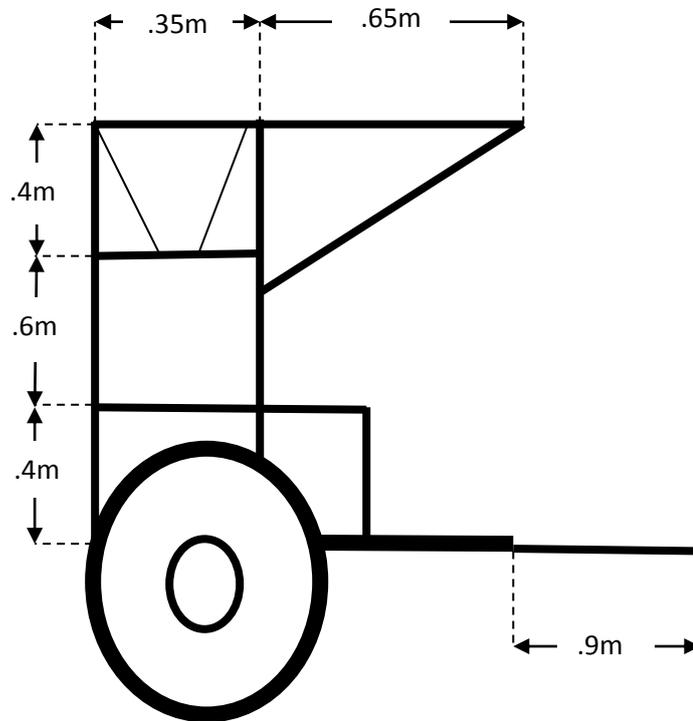


Figura 34



Remolque

Figura 35

3.1.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA QUE OPONE EL SUELO AL ABRIR LOS HOYOS

Primero de terminamos que el tipo de suelo es franco-friable ya que no es arcillos, ni arenoso, su humedad no es excesiva y son típicos de las vegas de los ríos.

En el orificio se deben depositar 50gr a 10cm de profundidad así que se determino q la sección transversal debe de ser de 6.26 cm x 6.26 cm.

Calculamos el área del bloque de tierra que se retirara y opone resistencia así como su masa.

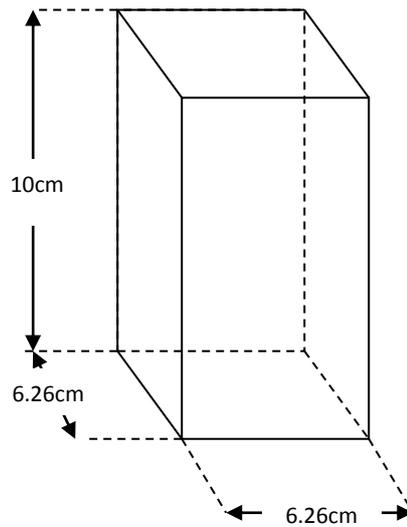


Figura 36 volumen de tierra extraída

$$A = 10 \times 25.04 = 250.4 \text{ cm}^2 = .02504 \text{ m}^2$$

$$V = 10 \times 6.26 \times 6.26 = 391.876 \text{ cm}^3$$

De la tabla de porosidad obtenemos que la densidad de suelo franco es de 1.4 g/cm^3 .

$$\text{Masa} = V \times \text{densidad} = (391.876 \text{ cm}^3)(1.4 \text{ g/cm}^3) = 548.626 \text{ g} = .5486 \text{ kg}$$

$$\text{Peso} = m \times g = (.5486)(9.81) = 5.382 \text{ N}$$

Para encontrar el esfuerzo utilizamos la ecuación (1) y (2):

$$\tau_{max} = c + \sigma \tan \theta$$

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Obtenemos los valores medios de cohesión el suelo y el ángulo de fricción de la tabla.

$$\tau_y = (27.5 \text{ kpa}) + \frac{(5.382 \text{ N})}{(.02504 \text{ m}^2)} \tan(24^\circ) = 27.523 \text{ kpa}$$

$$P_y = (27.523 \times 10^3)(.02504) = 689.17592 \text{ N}$$

Ahora determinamos el esfuerzo cortante necesario para deformar el suelo por el método de deformación unitaria cortante utilizando la ecuación 2, 3, 4, 5,6:

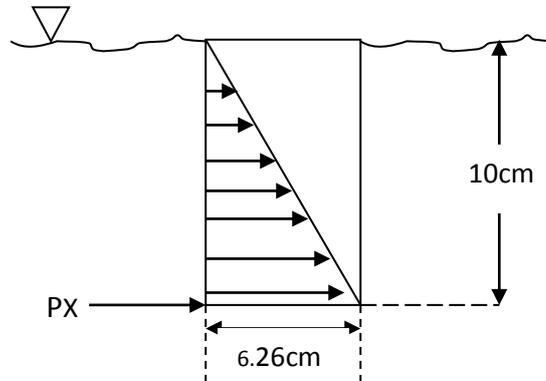


Figura 37 Deformación angular

Calculamos la deformación unitaria a corte:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{6.26}{10} = 32.046^\circ = .559 \text{ rad}$$

Teniendo en cuenta que la ecuación (3):

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

$$\varepsilon_x = \frac{\delta_x}{L_x} = \frac{-.0313}{.0626} = -.5$$

$$\varepsilon_y = \frac{\delta_y}{L_y} = \frac{.1}{.1} = .5$$

Sustituyendo en la ecuación (5) Y lo obtenido en la ecuación (6) para obtener el modulo de rigidez y el modulo de elasticidad se obtiene de la tabla:

$$\nu = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = -\frac{(.5)}{(-.5)} = 1$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{(24 \times 10^6)}{2(1+1)} = 6 \times 10^6 \text{ pa}$$

Y se encuentra el esfuerzo cortante con la ecuación (4):

$$\tau_x = G \gamma = (6 \times 10^6)(.559) = 3.354 \times 10^6 \text{ pa}$$

$$P_x = (3.354 \times 10^6)(.0626 \times .0626) = 13.14 \text{ KN}$$

3.1.3 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA

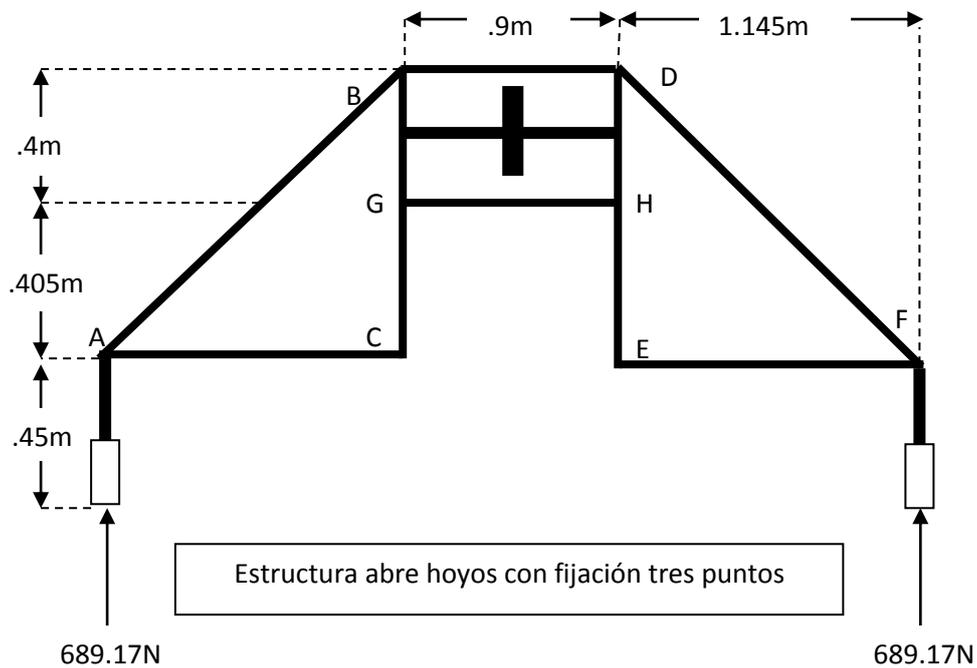


Figura 38

Analizando LOS APOYOS

$$\sum M_E = 0$$

$$-689.17(2.045) - C_Y(.9) + 689.17(1.145) = 0$$

$$C_Y = -689.17 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$E_Y = -689.17$$

ANÁLISIS DE NODOS

EN EL PUNTO A:

$$\sum F_Y=0$$

$$6.89.17-F_{AB}(\text{SEN } 35.109^\circ)=0$$

$$F_{AB}=1198.27 \text{ N}$$

$$\sum F_X=0$$

$$F_{AC}-F_{AB}(\text{COS } 35.109^\circ)=0$$

$$F_{AC}=980.25 \text{ N}$$

EN EL PUNTO B:

$$\sum F_X=0$$

$$-F_{BD} + 11928.27(\text{COS } 35.109^\circ)=0$$

$$F_{BD} = 9758.03 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_{BG} + 11928.27(\text{SEN } 35.109) = 0$$

$$F_{BG} = 6860.35 \text{ N}$$

EN EL PUNTO G:

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_{GC} = 6860.35 \text{ N}$$

$$\sum F_X = 0$$

$$F_{GH} = ?$$

PARA DETERMINAR FGH ASEMOS SUMATORIA DE FUERZAS EN X EN LA MITAD DE LA ESTRUCTURA:

$$\sum F_x = 0$$

$$-9758.03 + 980.25 + F_{GH} = 0$$

$$F_{GH} = 8777.78 \text{ N}$$

3.1.4 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA CUCHARA

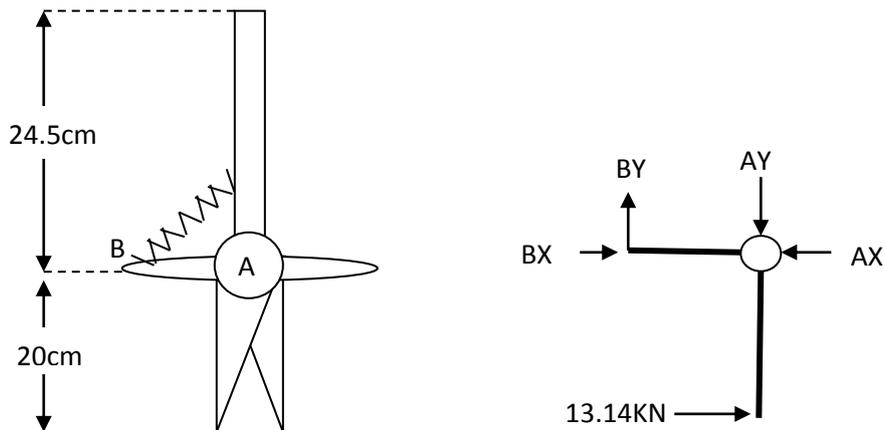


Figura 39 Cuchara

$$\sum M_A = 0$$

$$(13140)(.2) - (B \text{ SEN } 45^\circ)(.1013) = 0$$

$$262.8 - 7.162B = 0$$

$$B = 36.69 \text{ KN}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-A_x + 13140 + B_x = 0$$

$$-A_x + 13140 + (36.69 \text{ COS } 45^\circ) = 0$$

$$A_x = 39.08 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y = 25.94 \text{ KN}$$

3.1.5 SELECCIÓN DEL MATERIAL Y FACTOR DE SEGURIDAD

Se tomara un factor de seguridad de 2 debido a que tendremos materiales promedios que operan en ambientes comunes y sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse.

El material a utilizar es acero ASTM-A500 ya que los materiales estructurales que se manejan utilizan este principalmente la empresa DIPAC de la cual nos basaremos de su catalogo de aceros estructurales para la selección y también se determino que todos su compones sean de acero para evitar el par galvánico.

3.1.6 SELECCIÓN DEL TIPO DE PERFIL Y CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA ESTRUCTURA

SECCIÓN	CARGA(N)	TIPO DE CARGA	LONGITUD(m)	PERFIL
BD	9758.03	COMPRESIÓN	.9	PTR
GH	8777.78	TENSIÓN	.9	PTR
AB=DF	11928.27	COMPRESIÓN	1.399	PTR
AC=EF	980.25	TENSIÓN	1.1415	RIEL
BC=DE	6860.35	TENSIÓN	.805	PTR

Tabla 14 Tabla de dimensiones del material

SECCION BD

Considerando esta sección como una columna tenemos que:

Utilizando la ecuación (34)

$$P_{cr} = P(F.S.) = (9758.03)(2) = 19516.06 \text{ N}$$

Suponiendo que:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} \quad A = \pi r^2$$

Igualándolo con la ecuación (36):

$$\frac{P_{cr}}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{r/2}\right)^2}$$

$$\frac{19516.06}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9)}{\left(\frac{.9}{r}\right)^2}$$

Despejando el radio se tiene que :

$$r=7 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$A= \pi(7 \times 10^{-3})^2=1.5801 \times 10^{-4}\text{m}^2=1.501\text{cm}^2$$

Así que seleccionamos el siguiente perfil del anexo 2 ya que es el que mejor cumple con las características deseadas:

PTR 25X25X2

SECCION GH

Debido a que el material lo vende por barras de 6 a 10m se comprobara si es también utilizamos para esta sección el PTR 25x25x2 con un area de $1.74 \times 10^{-4}\text{m}^2$.

Determinamos el esfuerzo permisible Utilizando la ecuación (12) Y sacando los valores del anexo1 tenemos que:

$$n_d = \frac{\sigma_u}{\sigma_{perm}}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{400E^6}{2} = 200 \times 10^6 \text{pa}$$

Sacamos el esfuerzo con la ecuación (2) para compararlo con el esfuerzo permisible para ver si resiste:

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{8777.78}{1.74 \times 10^{-4}} = 50.44 \text{MPA} < 200 \text{MPA si resiste}$$

SECCION AB=DF

Considerando esta sección como una columna tenemos que:

Utilizando la ecuación (34)

$$P_{cr} = P(F.S.) = (11928.27)(2) = 23856.54 \text{N}$$

Suponiendo que:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} \quad A = \pi r^2$$

Igualándolo con la ecuación (36):

$$\frac{P_{cr}}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{r/2}\right)^2}$$

$$\frac{23856.54}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9)}{\left(\frac{1.339}{r}\right)^2}$$

Despejando el radio se tiene que :

$$r = 9.113 \times 10^{-3} \text{m}$$

$$A = \pi (9.11 \times 10^{-3})^2 = 2.6 \times 10^{-4} \text{m}^2 = 2.6 \text{cm}^2$$

Así que seleccionamos el siguiente perfil del anexo 2 ya que es el que mejor cumple con las características deseadas:

PTR 40x40x2

SECCION BC=DE

Debido a que el material lo vende por barras de 6 a 10m se comprobara si es también utilizamos para esta sección el PTR 25x25x2 con un area de $1.74 \times 10^{-4} \text{m}^2$.

Determinamos el esfuerzo permisible Utilizando la ecuación (12) Y sacando los valores del anexo1 tenemos que:

$$n_d = \frac{\sigma_u}{\sigma_{perm}}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{400 \times 10^6}{2} = 200 \times 10^6 \text{pa}$$

Sacamos el esfuerzo con la ecuación (2) para compararlo con el esfuerzo permisible para ver si resiste:

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{6860.35}{1.74 \times 10^{-4}} = 39.42 \text{MPa} < 200 \text{MPa si resiste}$$

SECCION AC=EF

Esta sección se analizara como si fuera una viga como se aprecia a continuación.

DIAGRAMA DE FUERZAS

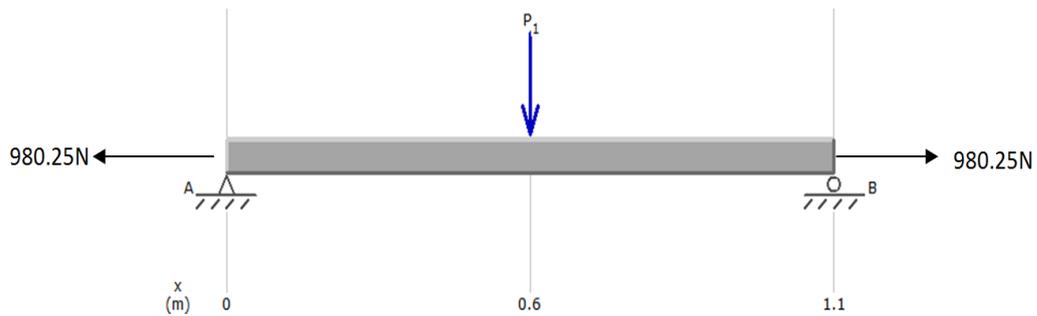


Figura 40 diagrama de fuerzas

DIAGRAMA DE CORTANTES

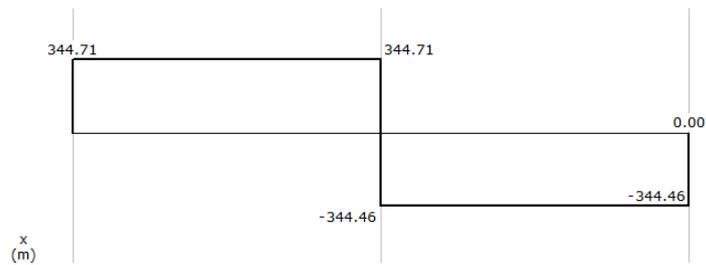


Figura 41 diagrama de cortantes

DIAGRAMA DE MOMENTOS

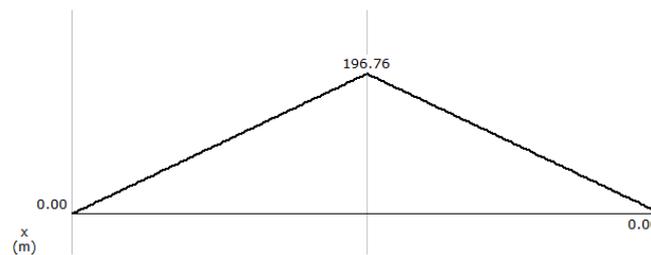


Figura 42 diagrama de momentos

$$\sum M_A = 0$$

$$1.1415R_B - (689.17 \times 0.5707) = 0$$

$$R_B = 344.585 \text{ N} = R_A$$

$$M_{\max} = 196.67 \text{ N.M}$$

Seleccionamos el perfil **G 250X100X30X6** del anexo 3 ya que tiene las medidas indicadas para su utilización. Utilizando la ecuación (14,15,16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{Mc}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(196.67)(.05)}{(3.8354 \times 10^6)} + \frac{980.25}{2.83 \times 10^{-3}} = 2.911 \text{MPA}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tc}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{(2.911 \text{MPA})^2} = 2.911 \text{MPA}$$

$$\sigma_e > \sigma_{xy} \text{ SI RESISTE}$$

3.1.7 CÁLCULO DE LA CUCHARA Y SU ESTRUCTURA

Para la cuchara se utilizara un perfil U un ancho aproximado de 6.26cm.

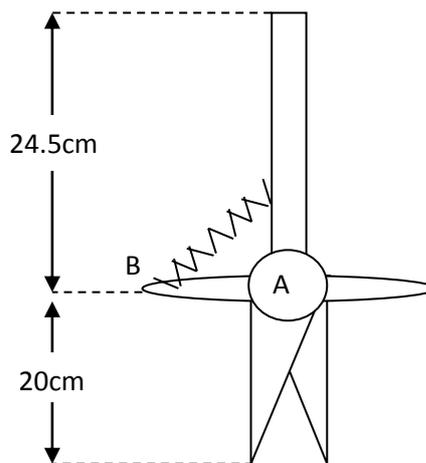


Figura 43 cuchara

DIAGRAMA DE FUERZAS



Figura 44 diagrama de fuerzas

DIAGRAMA DE CORTANTES

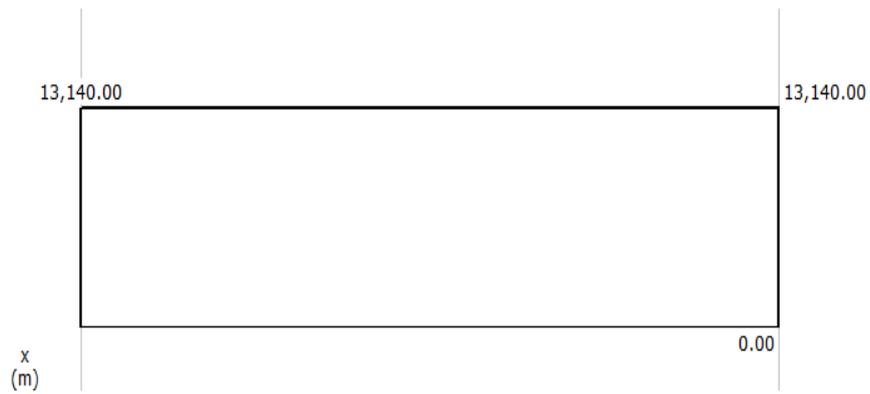


Figura 45 diagrama de cortantes

DIAGRAMA DE MOMENTOS

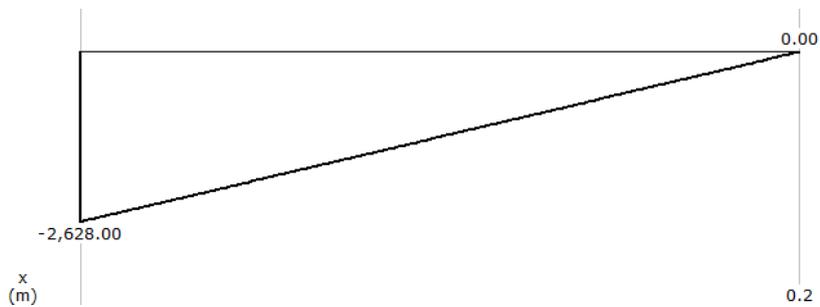


Figura 46 diagrama de momentos

$$M_{\max} = 13140 \times .2 = 2628 \text{ N.M}$$

Buscamos el espesor Utilizando la ecuación (14,15,16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{Mc}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(2628)\left(\frac{e}{2}\right)}{\frac{(.2504)e^3}{12}} + \frac{689.175}{(.2504)(e)} = \frac{63173.07}{e^2} + \frac{2752.29}{e}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tc}{J} + \frac{VQ}{It} = 0 \quad \therefore \quad \sigma_e = \sigma_T$$

$$125 \text{MPA} = \frac{63173.07}{e^2} + \frac{2752.29}{e}$$

Despejamos **e** del esfuerzo T:

$$e = .00454 \text{m} = 4.54 \text{mm}$$

Seleccionamos el perfil **U 60X30X4** del anexo 4.

A continuación Comprobamos si el perfil que seleccionamos va a aguantar ya que seleccionamos un espesor de .5mm menor.

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{Mc}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(2628)(.015)}{(2.24)} + \frac{689.175}{4.2 \times 10^{-7}} = 1.6409 \text{MPA}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tc}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = 1.6409 \text{MPA}$$

$$\sigma_e > \sigma_{xy} \text{ SI RESISTE}$$

3.1.8 CÁLCULO DE LA BASE DE LA CUCHARA

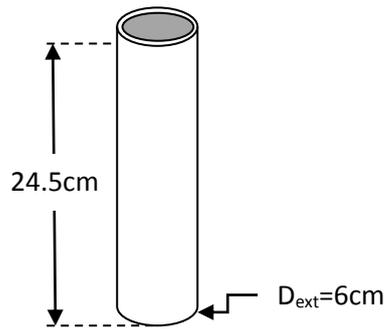


Figura 47 base de la cuchara

El tubo se encuentra a compresión por una fuerza de 689.175N hay que seleccionar el tubo con el espesor adecuado.

Utilizando la ecuación (34)

$$P_{cr} = P(F.S.) = (689.175)(2) = 1378.35N$$

Suponiendo que:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} \quad A = \pi(r_e^2 - r_i^2)$$

Igualándolo con la ecuación (36):

$$\frac{P_{cr}}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{r/2}\right)^2}$$

$$\frac{19516.06}{\pi(6^2 - r_i^2)} = \frac{\pi^2(200 \times 10^9)}{\left(\frac{.245 * 2}{(6^2 - r_i^2)/2}\right)^2}$$

Despejando el radio se tiene que:

$$r = .057m = 5.7cm$$

$$e = r_e - r_i = 6 - 5.7 = .3cm = 3mm$$

Así que seleccionamos el siguiente perfil **TOG 73X3.2** del anexo 5 ya que es el que mejor cumple con las características deseadas.

3.1.9 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LÁMINA DE APOYO DEL TUBO

La lamina tiene una sección de 25.5 x 25.5 cm y a los 3cm de cada lado tiene un apoyo.

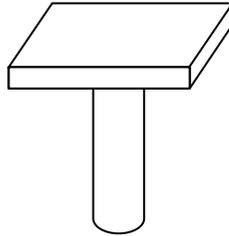


Figura 48 lámina de apoyo

DIAGRAMA DE FUERZAS

$$P_1 = 689.175 \text{ N}$$

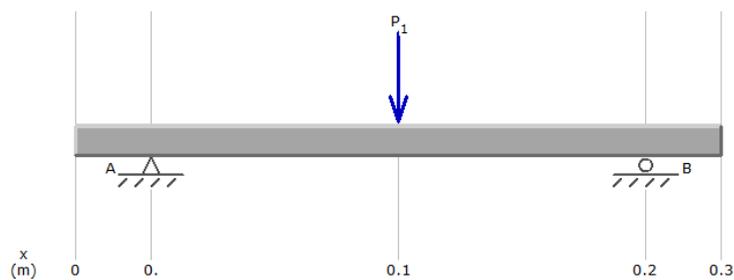


Figura 49 diagrama de fuerzas

DIAGRAMA DE CORTANTES

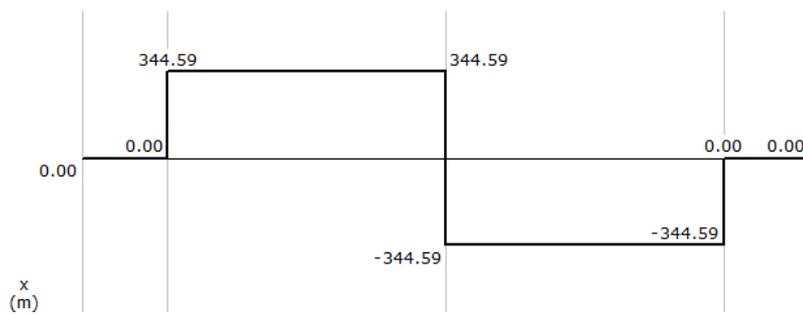


Figura 50 diagrama de cortantes

$$P_A = P_B = (689.175 \times 11.25) / 22.5 = 334.59 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE MOMENTOS

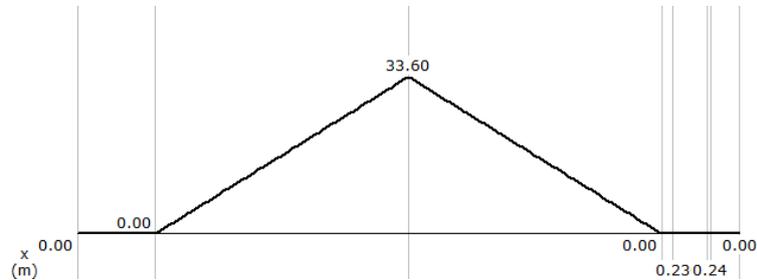


Figura 51 diagrama de momentos

$$M_{\max} = (.195/2 \times 334.59) = 33.6 \text{ N.M}$$

Buscamos el espesor Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{Mc}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(33.6) \left(\frac{e}{2}\right)}{\frac{(.255)e^3}{12}} = \frac{790.588}{e^2}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tc}{J} + \frac{VQ}{It} = 0 \quad \therefore \quad \sigma_e = \sigma_T$$

$$125 \text{ MPA} = \frac{790.588}{e^2}$$

$$e = 2.514 \times 10^{-3} \text{ m} = 2.51 \text{ mm}$$

Por lo tanto seleccionamos una lámina con 3mm de espesor pero por facilidad de encontrar en el taller utilizaremos una de 5mm de espesor.

3.1.10 CÁLCULO DEL RESORTE



Figura 52 resorte

Longitud cerrada=11.87cm

Longitud abierta=14.32cm

Determinaremos el coeficiente del resorte que necesitamos para que cierra la cuchara por medio de la ecuación (32,33).

$$\delta = L_f - L_s = 14.32 - 11.87 = 2.45 \text{ cm} = .0245 \text{ m}$$

$$K = \frac{F}{\delta} = \frac{36.69 \text{ KN}}{.0245 \text{ M}} = 14497.55 \text{ N/M}$$

Se requiere un resorte que tenga una razón de 14497.55N/M para que cumpla con cerrar y atrapar a la tierra con la suficiente fuerza.

3.1.11 CÁLCULO DE LA CADENA

Para el sistema que moverá el husillo se utilizara una corona a un extremo de este y un plato montado sobre otro eje, la cadena que se empleara es de bicicleta, las especificaciones del plato y la corona se mostraran a continuación. la velocidad a la que girara se determino de forma experimental ya que esta se moverá de manera manual.

Plato:

$$N_d = 42$$

$$W = 35 \text{ RPM}$$

Piñon:

$$N_d = 11$$

$$C = 60.5 \text{ cm} = 24.2 \text{ pulg} = 48.4 \text{ pasos}$$

$$\text{Paso de la cadena} = 1.25 \text{ cm} = .5 \text{ pulg}$$

Determinamos el largo de la cadena con la siguiente ecuación (31):

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2\left(\frac{C}{P}\right)}$$

$$\frac{L}{P} = (2 \times 48.4) + \frac{42 + 11}{2} + \frac{(42 - 11)^2}{4\pi^2(48.4)} = 123.8$$

$$L = 123.8 \times 5 = 61.9 \text{ pulg} = 154.75 \text{ cm}$$

Seleccionamos una cadena de referencia ANSY 41 del anexo 7.

3.1.12 CÁLCULO DEL HUSILLO

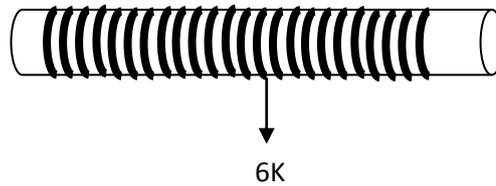


Figura 53 husillo

El peso máximo que moverá el husillo será aproximadamente de 6 kilos ya que la fuerza aplicada para abrir el hoyo es absorbida por la base del tubo de la cuchara.

DIAGRAMA DE FUERZAS

$$P_1 = 58.8 \text{ N}$$

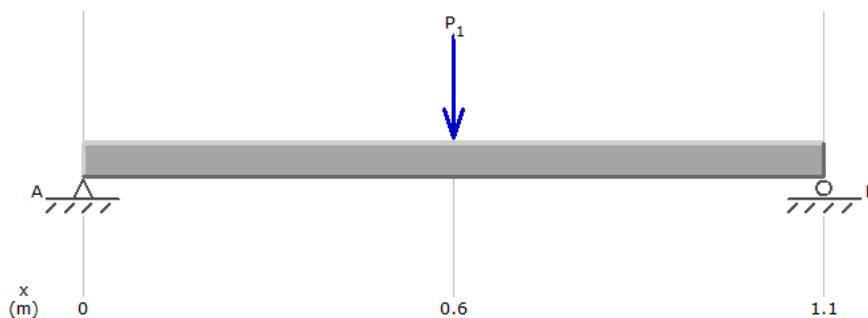


Figura 54 diagrama de fuerzas

$$R_A = R_B = 29.4 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE CORTANTES

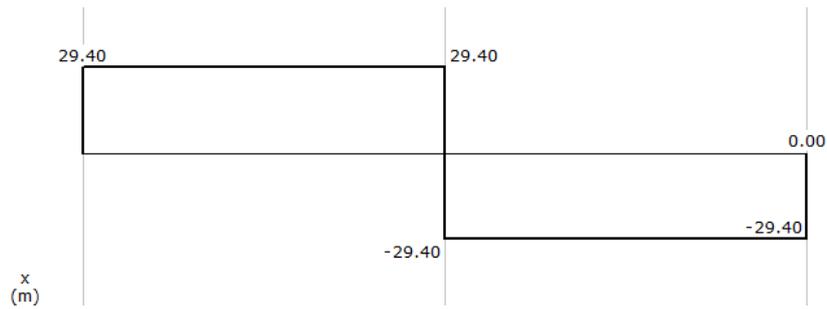


Figura 55 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

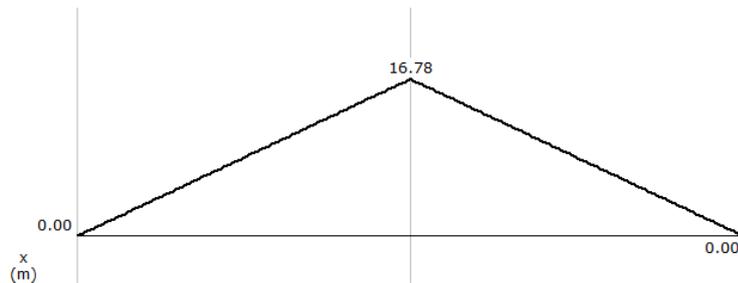


Figura 56 diagrama de momento

$$M_{\max} = 29.4 \times 0.57075 = 16.78 \text{ N.M}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(16.78)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0 \quad \therefore$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T = \sigma_e$$

$$\frac{(16.78)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)} = 125 \text{ MPA}$$

Despejando r tenemos que:

$$r = .00554m = 5.549mm$$

Como el diámetro es muy chico seleccionamos el más aproximado que es de 15mm, así que optamos por el husillo **TR 15X3** del anexo 8 y la tuerca para el husillo es la **CR 15X3** del anexo 9.

3.1.13 SELECCIÓN DE CHUMACERAS Y EJE SUPERIOR

Como en la sección superior no va a estar sometida a situaciones que generen demasiado estrés utilizaremos chumaceras de bolas y que están hechos para diámetros pequeños y cargas livianas y a su vez son más económicas.

También considerando que la carga en la chumacera empotrada en el husillo en estas será de 29.4N.

Seleccionamos chumaceras de piso **ASPE 204** con un diámetro de 20mm y una carga estática de 6.65KN se encuentra en el anexo 10.

Seleccionaremos una varilla redonda de acero de 22mm de diámetro (**VRL22**) del anexo 11 para que se ajuste a las chumaceras ya que en este eje no habrá esfuerzos torsionales extremos.

3.1.14 Cálculo del perno

Utilizaremos un perno de 7.5cm de largo por un diámetro de 3.05cm para acoplar el implemento con los brazos hidráulicos del tractor.

Calculamos el peso total de la estructura

TIPO	CANTIDAD	PESO X METRO(kg)	PESO(kg)
PTR 20X20X1.2	6.2092m	.72	4.47
G 250X100X30X6	2.283m	22.58	51.55
CUCHARA	2		12
TORNILLO SIN FIN	2.283	1.39	3.173
EJE	.9m	2.98	2.682
CHUMACERAS	4		2
PLATOS Y PIÑONES	4		1.45
		TOTAL	74.64kg

Tabla 15 tabla del peso de la estructura

Esta sería la fuerza que tiene q soportar el perno pero como son dos el peso se dividirá entre estos.

$$F = 74.64 \times .81P = 731.507 \text{ N}$$

$$P_1 = F/2 = 365.7535$$

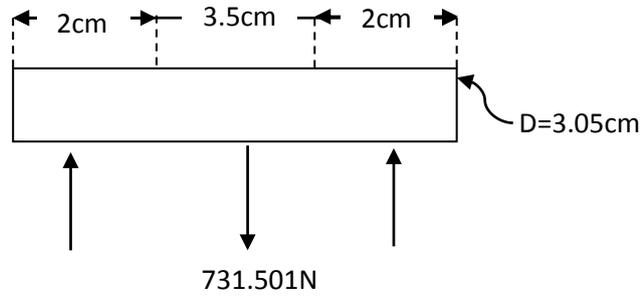


Figura 57 perno

DIAGRAMA DE FUERZAS

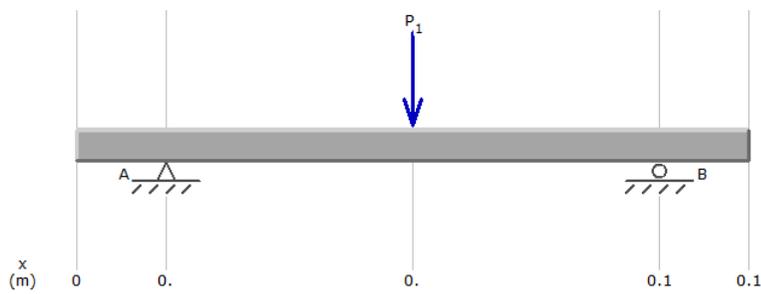


Figura 58 diagrama de fuerzas

DIAGRAMA DE CORTANTES

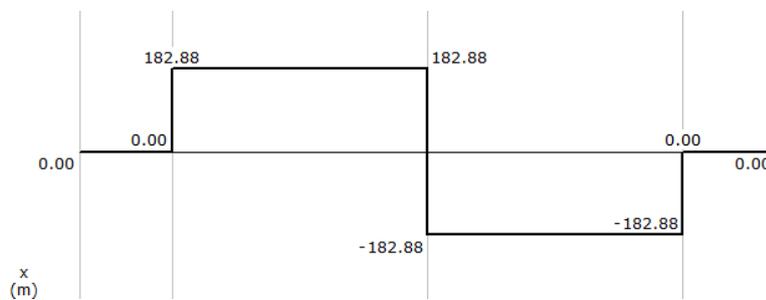


Figura 59 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

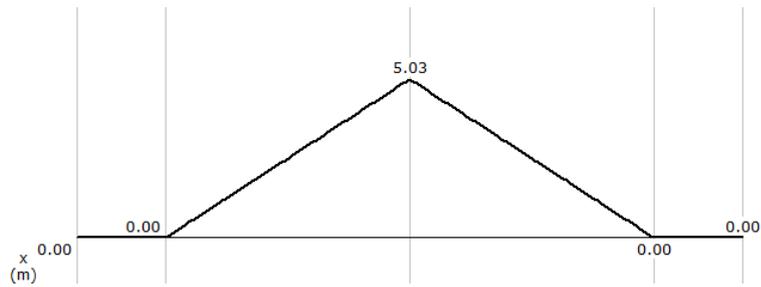


Figura 60 diagrama de momento

$$R_A = R_B = 182.88 \text{ N}$$

$$M_{\max} = .0275 \text{ m} \times 182.88 = 5.03 \text{ N.M}$$

Como el perno es de acero **ASTM A-500** los datos sobre este material se encuentran en el anexo1 .Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(5.03)(.01525)}{\left(\frac{\pi(.01525)^4}{4}\right)} = 1.8 \text{ MPA}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T$$

$$\sigma_e > \sigma_{xy} \text{ SI RESISTE}$$

3.1.15 CÁLCULO DEL ACOPLE DEL IMPLEMENTO

A través de este pasara el perno posteriormente calculado, ahora demostraremos si aguanta es de acero es **ASTM A-500** sus propiedades se encuentran en el anexo1.El peso de 731.504N será entre cuatro ya que es la cantidad de acoples.

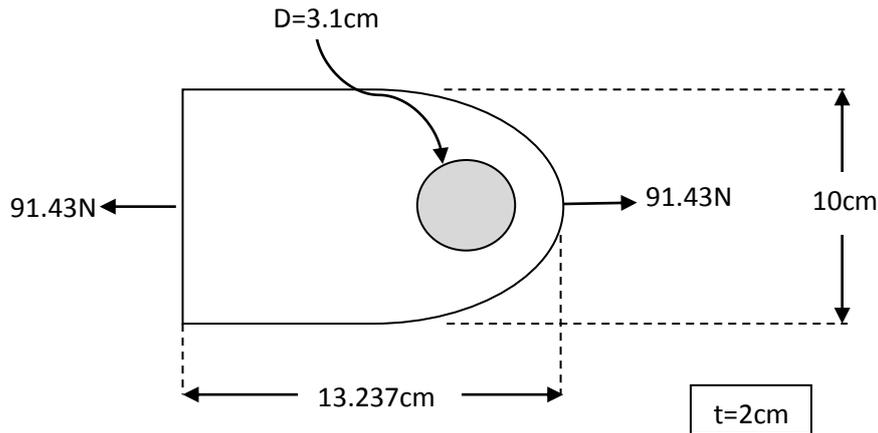


Figura 61 acople del tractor

Por medio de teoría de falla de goodman comprobamos si va a aguantar.

Utilizando la ecuación (19 Y 20) calculamos:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2A} = \frac{91.4375}{2 \times 1.388^{-3}} = 33.12 \text{ KPA}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{91.4375}{2 \times 1.388^{-3}} = 33.12 \text{ KPA}$$

Calculamos el *Factor de acabado de la superficie con la ecuación (24)* y los valores de *a* y *b* están en la tabla 10:

$$K_a = a S_{ut}^b = 4.51 \times 400^{-.265} = .9217$$

El Factor de tamaño k_b

$K_b=1$ ya que son cargas axiales

Factor de carga k_c

De la tabla 11 encontramos que $K_c = .923$

Factor de temperatura k_d .

Como el acople se va encontrar a temperatura ambiente $K_d=1$

Factor de efectos diversos k_e

Ke la calculamos con la ecuación (26,27,28):

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

La \sqrt{a} la obtenemos de la tabla13 interpolando y tenemos que $r=.62$ pulg.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{.1071}{\sqrt{.62}}} = .88$$

Kt lo obtenemos sacando la razón del diámetro y el anchoy buscando el valor en la figura24:

$$\frac{d}{D} = \frac{3.1}{10} = .31 \quad \text{Y tenemos que } K_t=2.37 \text{ y sustituimos todo en } K_f$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + .88(2.37 - 1) = 2.2056 \quad \therefore \quad K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2.2056} = .45339$$

Límite de resistencia a la fatiga en una probeta de viga rotatoria S'_e con la ecuación (21):

$$S'_e = .45S_{ut} = .45 \times 400 \text{ mpa} = 180 \text{ mpa}$$

Calculamos el Límite de resistencia a la fatiga en el elemento mecánico despejando los valores obtenidos en la ecuación (23).

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_r K_s S'_e = (.9217 \times 1 \times .923 \times 1 \times .45339 \times 180) = 69.42 \text{ MPA}$$

Empleando la ecuación (18):

$$\frac{\sigma_V}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n_s}$$

$$\frac{.03312}{69.42} + \frac{.03312}{400} = \frac{1}{n_s} \quad \therefore \quad n_s = 1786.046 \text{ si resiste}$$

3.1.16 CÁLCULO DEL REMOQUE

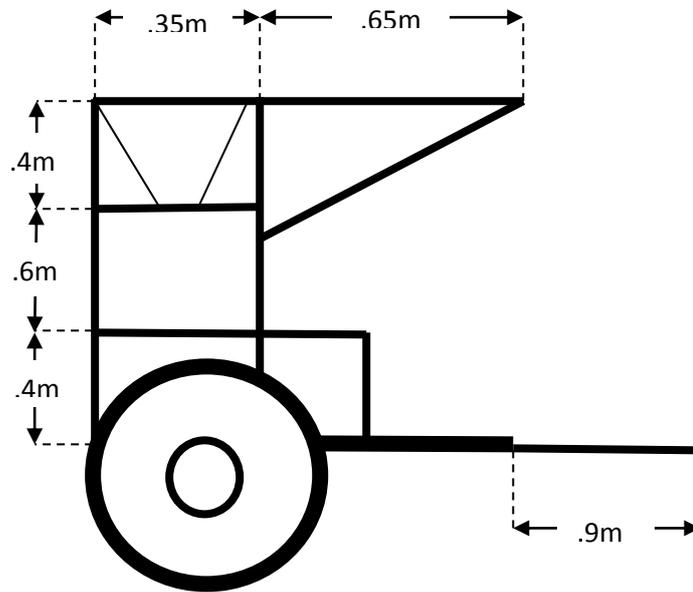
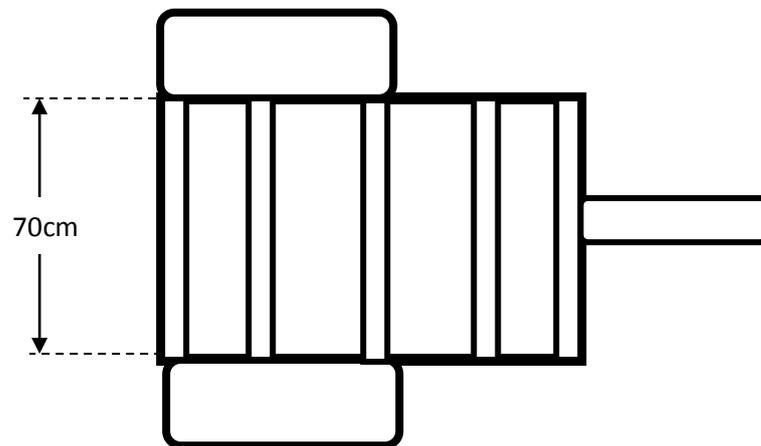


Figura 62

Remolque



Base del remolque

Figura 63

3.1.17 CÁLCULO DE LA TOLVA

El volumen de un costal de fertilizante es de 36000cm^3 por lo tanto aremos una tolva con las siguientes dimensiones, además contara con un tubo de salida de 7.7cm de diámetro y 15cm de largo donde se colocara un papalote o mariposa de posición abierta o cerrada con un diámetro de 7.5cm para interrumpir el paso del fertilizante en la parte superior de la tolva contara con una malla con orificio de $2\times 2\text{cm}$ para evitar el paso de los terrenos que se forman con la humedad (ver figura 64).

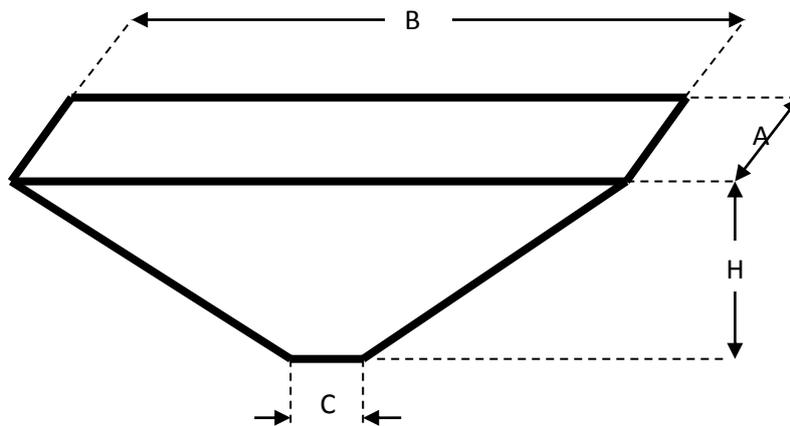


Figura 64 Tolva

B=70cm

A=35cm

C=7.7cm

H=40cm

CALCULAMOS EL VOLUMEN DE LA TOLVA:

$$V = \frac{H}{3} [(B \times A) + (C \times C) + \sqrt{(B \times A)(C \times C)}] = \frac{40}{3} [(70 \times 35) + (7.7 \times 7.7) + \sqrt{(70 \times 35)(7.7 \times 7.7)}]$$

$V = 38533.94\text{cm}^3$ la toval facilmente tendra capacidad para un costal

Para la construcción de la tolva se empleara lamina de 3mm de espesor ya en esta no se presentaran esfuerzos excesivos.

3.1.18 CÁLCULO DEL CABLE DE ACERO

Para abrir las cucharas que ofrecen una resistencia de 366.9N será necesario utilizar dos cables uno con una longitud de 289.91cm y otro de 218cm para cada cuchara respectivamente, determinaremos el diámetro el cable por medio de la ecuación (31).

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_m} \quad A_m = 0.38d^2$$

COMO $\sigma_{perm} = \sigma_t = 200mpa$

DESPEJAMOS A_m :

$$A_m = \frac{F_t}{\sigma_t} = \frac{366.9N}{200mpa} = 1.8345 \times 10^{-6} m^2$$

$$d = \sqrt{\frac{A_m}{.38}} = \sqrt{\frac{1.8345 \times 10^{-6}}{.38}} = 2.19 \times 10^{-3} m = 2.19 mm$$

Seleccionamos del anexo 12 un cable de diámetro superior de 3mm así que el cable de arrastre será el **DIN: 3060 .2,6X9** , para guiar el cable se utilizarán 4 codos rectos de 10cm cada extremo y una T de cobre con una sección de 10x2cm.

3.1.19 CÁLCULO DE EL TUBO TENSOR

El tubo con el cual se tensaran los cables va a estar articulada por medio de una chumacera que será **ASPE 204** de piso ya que es más económica y no se utilizara para una función especial, la polea para regular el largo del cable será de 6pulg de diámetro y los orificios en la base de la polea será de 3cm para poder cambiar de posición esta. Ahora determinaremos que tubo se utilizara para tensar.

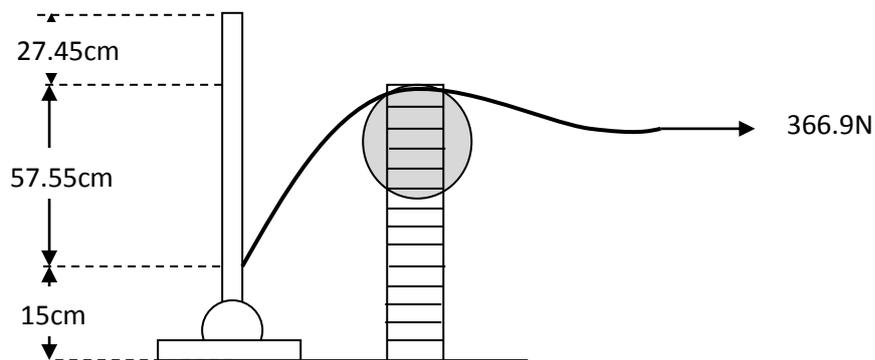


Figura 65 Sistema tensor del cable de acero

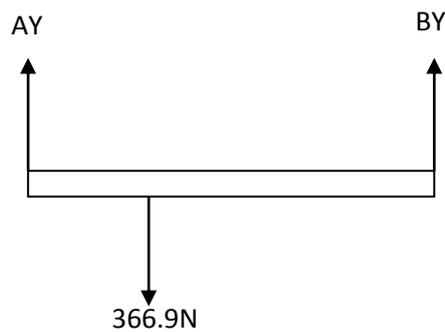


Figura 66 diagrama de fuerza de la barra de tensor

$$\sum M_A = 0$$

$$-(366.9 \times 15) + (100 \times B_Y) = 0$$

$$B_Y = 55.03 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$A_Y = 311.865 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS



Figura 67 diagrama de fuerzas

DIAGRAMA DE CORTANTES



Figura 68 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

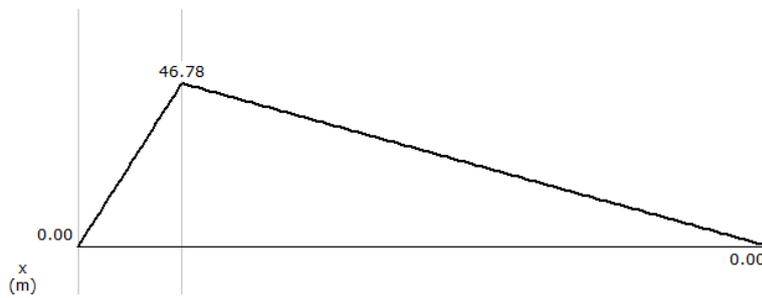


Figura 69 diagrama de momento

$$M_{\max} = 46.77 \text{ N.M}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{MPa}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(46.77)(r)}{\left(\frac{\pi(r^4)}{4}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T = \sigma_e \quad \therefore \quad 125 \times 10^6 = \frac{(46.77)(r)}{\left(\frac{\pi(r^4)}{4}\right)}$$

Despejando r tenemos que el radio es de $7.8 \times 10^{-3} \text{m}$ buscamos un tubo con un área de 1.91cm^2 y se encontró un tubo con un área de 2.05cm^2 en el anexo13 el tubo es **TB 38.1X1.8**.

3.1.20 SELECCIÓN DE PUNTAS DE EJE

Utilizaremos un par de llantas 205/45 ZR 16pulg

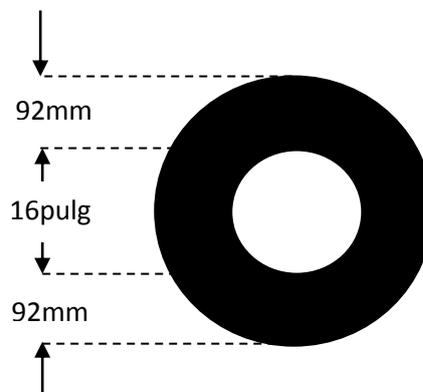


Figura 70 Llanta del remolque

Utilizaremos dos puntas de eje convencional de 1-1/2pulg (38.1mm) para llantas de 16pulg del anexo 14.

3.1.21 Cálculo de la viga lateral del remolque

Primero de terminamos el peso total que soportara esta:

$$W_{\text{total}} = W_{\text{estructura}} + W_{\text{fertilizanta}} + W_{\text{persona}} + W_{\text{tolva}} = 11.088 + 80 + 250 + 5 = 346.088 \text{ kg}$$

Como son dos vigas el peso se divide entre dos:

$$W_d = 346.088 \text{ kg} / 2 = 173.077 \text{ kg} \times 9.81 = 1697.56 \text{ N/m}$$

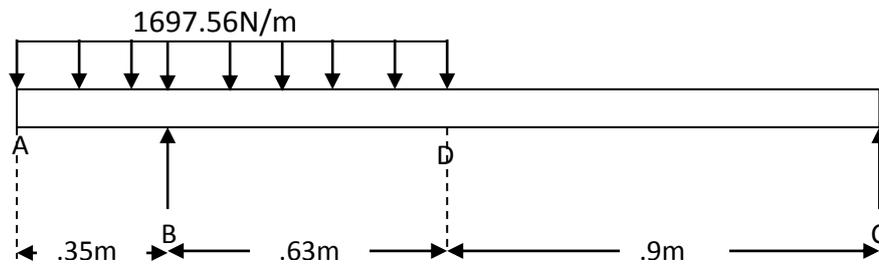


Figura 71 Viga del remolque

$$\sum M_c = 0$$

$$-R_B (1.53) + (1697.56 \times 1.4) = 0$$

$$R_B = 1553.322 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_C = 1697.56 - 1553.322 = 144.23 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS

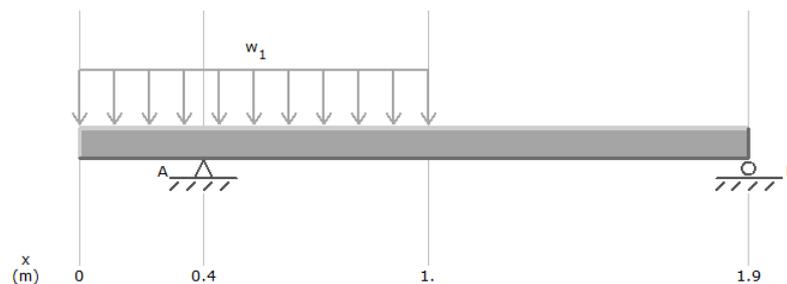


Figura 72 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

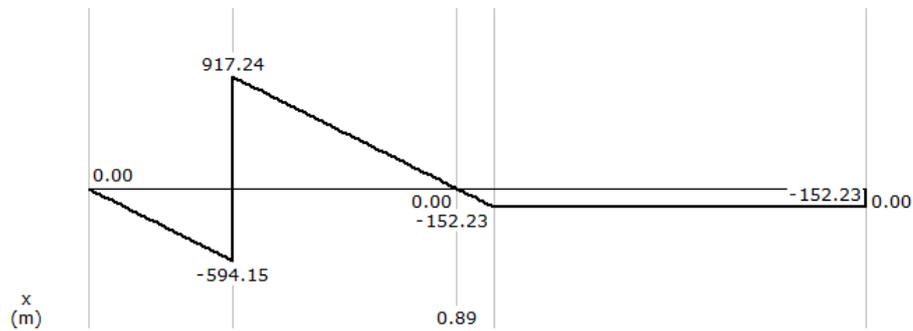


Figura 73 Diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

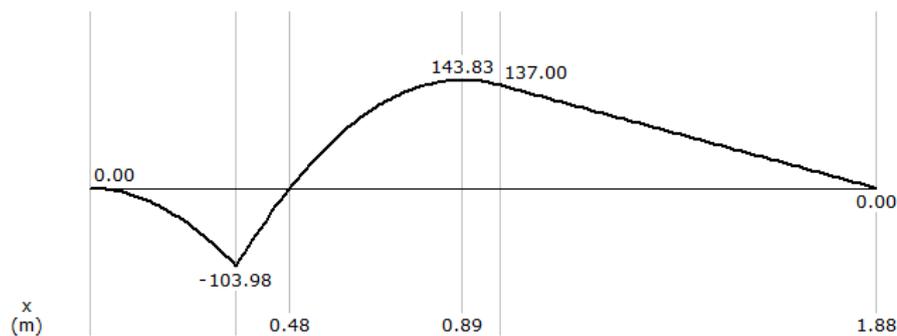


Figura 74 Diagrama de momento

$$M_{\max} = 143.83 \text{ N.M}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(143.83) \left(\frac{b}{2}\right)}{\left(\frac{b^4}{12}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T = \sigma_e \quad \therefore \quad 125 \times 10^6 = \frac{(143.83) \left(\frac{b}{2}\right)}{\left(\frac{b^4}{12}\right)}$$

Despejando b tenemos que:

$$b = 0.01904 = 1.904 \text{ cm}$$

$$A = 3.997 \text{ cm}^2$$

Seleccionamos del anexo 2 un tubo estructural cuadrado:

PTR 40X40X3

3.1.22 CÁLCULO DE LA VIGAS TRANSVERSALES DEL REMOLQUE

Debido a que el ptr lo venden por tramos largos utilizaremos el mismo que se selecciono para las vigas laterales.

PTR 40X40X3 de anexo 2 sacaremos todo los datos necesarios sobre este acero estructural.

$$W_d = 346.088 \text{ kg} / 5 = 69.2176 \text{ kg} \times 9.81 = 679.024 \text{ N/M}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS

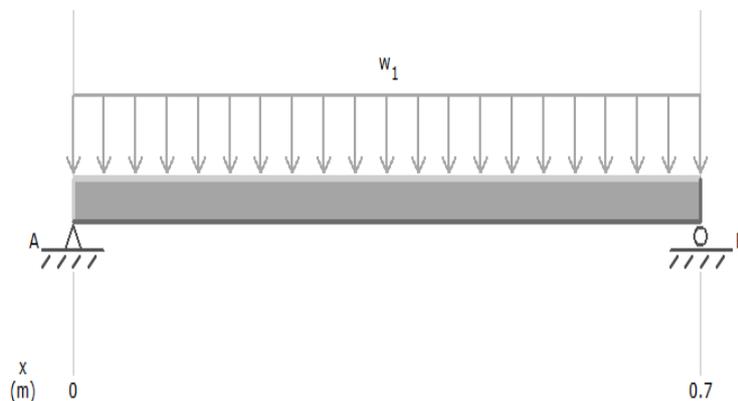


Figura 75 Diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

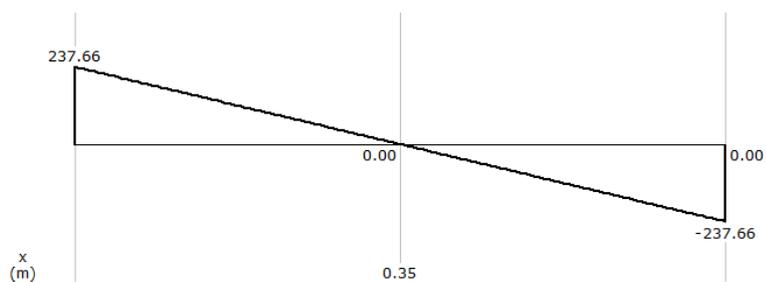


Figura 76 Diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

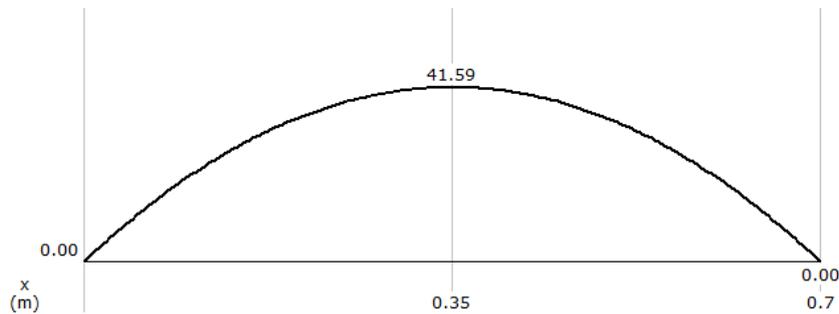


Figura 77 Diagrama de momento

$$M_{\text{MAX}} = 41.59 \text{ N.M}$$

Comprobamos si va a aguantar por medio de las ecuación (14, 15, 16,17):

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(41.59)(.04)}{(1.02 \times 10^{-7})} = 16.3098 \text{ MPA}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T \quad \therefore \sigma_e > \sigma_{xy} \text{ SI RESISTE}$$

3.1.23 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA A LA ROTADURA

Determinamos el peso que cargaran las llantas:

$$W_t = 346.088 \text{ kg}$$

$$W_{\text{marco}} = .9 + 2 + .35 = 6.4 \text{ m} \times 3.54 = 22.656 \text{ kg}$$

$$N = W_{t2} = 368.744 \text{ kg} / 2 = 184.372 \text{ kg}$$

Calculamos la fuerza de arrastre por medio de la ecuación (10) Y sacamos el coeficiente de arrastre de la tabla 9:

$$F = C_{rr} N = (.065)(184.372 \times 9.81) = 117.56 \text{ N POR LLANTA}$$

3.1.24 CÁLCULO DE LA VIGA DE TIRO DEL REMOLQUE

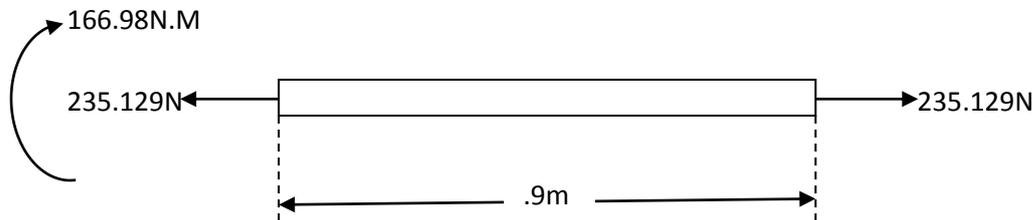


Figura 78 Viga de tiro del remolque

Como se sabe que la viga lateral tiene un área de 3.997cm^2 se supone que para la barra central debe tener un área doble.

$$A = 3.9997 \text{ cm}^2 \times 2 = 7.994\text{cm}^2$$

Se selecciona del anexo 2 el **PTR 75X75X3** y sus características también se encuentran en el anexo 2.

Peso por metro = 6.71 kg/m

$$I=71.54\text{cm}^4$$

$$A=8.41\text{cm}^2$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125\text{MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(166.98)(.0375)}{(7.154 \times 10^{-7})} + \frac{235.129}{8.41 \times 10^{-4}} = 9.0323\text{MPA}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = 9.0323 \text{ MPA}$$

$\sigma_e > \sigma_{xy}$ SI RESISTE

3.1.25 CÁLCULO DE LA BARRA DE ACOPLER CON EL TRACTOR

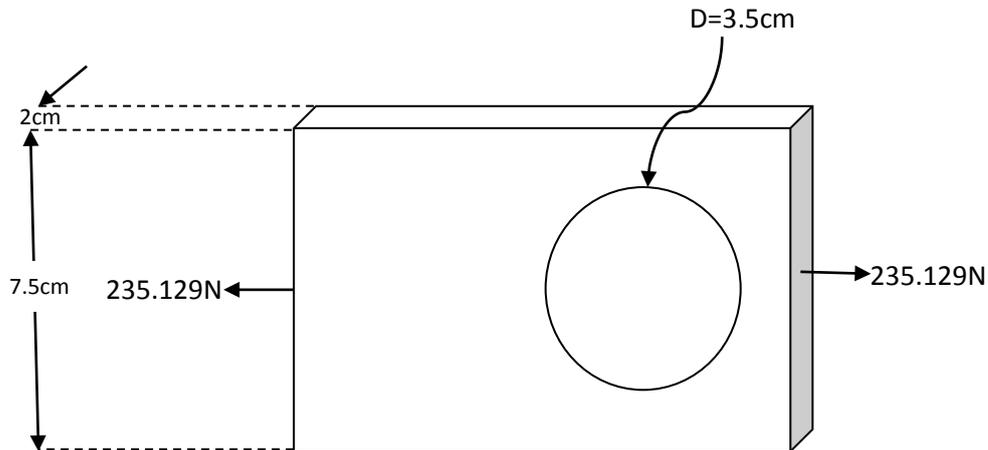


Figura 79 Barra de acople

Por medio de teoría de falla de goodman comprobamos si va a aguantar.

Utilizando la ecuación (19 Y 20) calculamos:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2A} = \frac{235.129}{2(.02 \times .04)} = .146955 \text{ MPA}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{235.129}{2(.02 \times .04)} = .146955 \text{ MPA}$$

Calculamos el *Factor de acabado de la superficie con la ecuación (24)* y los valores de *a* y *b* están en la tabla 10:

$$K_a = aS_{ut}^b = 4.51 \times 400^{-2.65} = .9217$$

El Factor de tamaño k_b

$K_b = 1$ ya que son cargas axiales

Factor de carga k_c

De la tabla 11 encontramos que $K_c = .923$

Factor de temperatura k_d .

Como el acople se va encontrar a temperatura ambiente $K_d = 1$

Factor de efectos diversos k_e

K_e la calculamos con la ecuación (26, 27,28):

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

La \sqrt{a} la obtenemos de la tabla13 interpolando y tenemos que $r=.7$ pulg.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{.1071}{\sqrt{.7}}} = .886$$

K_t lo obtenemos sacando la razón del diámetro y el ancho y buscando el valor en la figura24:

$$\frac{d}{D} = \frac{3.5}{7.5} = .466$$

Y tenemos que $K_t = 2.2$ y sustituimos todo en K_f

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + .886(2.2 - 1) = 2.0392 \quad \therefore \quad K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2.0392} = .4903$$

Límite de resistencia a la fatiga en una probeta de viga rotatoria S'_e con la ecuación (21):

$$S'_e = .45S_{ut} = .45 \times 400 \text{ mpa} = 180 \text{ mpa}$$

Calculamos el Límite de resistencia a la fatiga en el elemento mecánico despejando los valores obtenidos en la ecuación (23).

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_r K_a S'_e = (.9217 \times 1 \times .923 \times 1 \times .4903 \times 180) = 75.08 \text{ MPA}$$

Empleando la ecuación (18):

$$\frac{\sigma_V}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n_s}$$

$$\frac{.146955}{75.08} + \frac{.146955}{400} = \frac{1}{n_s} \quad \therefore \quad n_s = 430 \text{ si resiste}$$

3.1.26 CÁLCULO DE LA VIGA AXIAL A LAS LLANTAS

Ya que la velocidad a la cual el tractor trabajara es baja, su trayectoria es recta y el terreno es prácticamente plano se considera el siguiente análisis debido a que las fuerzas con mayor relevancia se encuentran en el eje y.

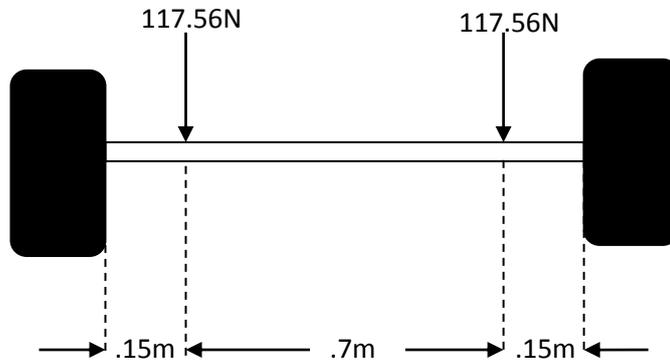


Figura 80 Viga para las llantas

DIAGRAMA DE FUERZAS



Figura 81 Diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

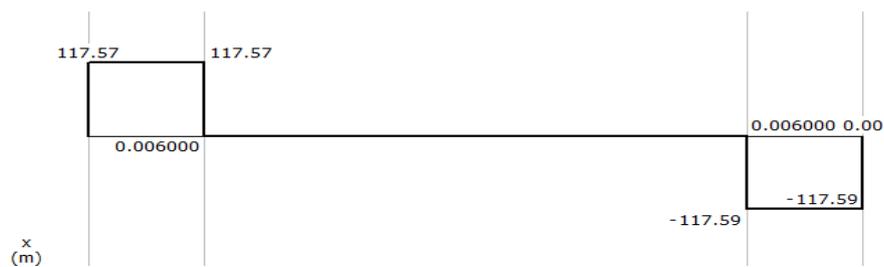


Figura 82 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

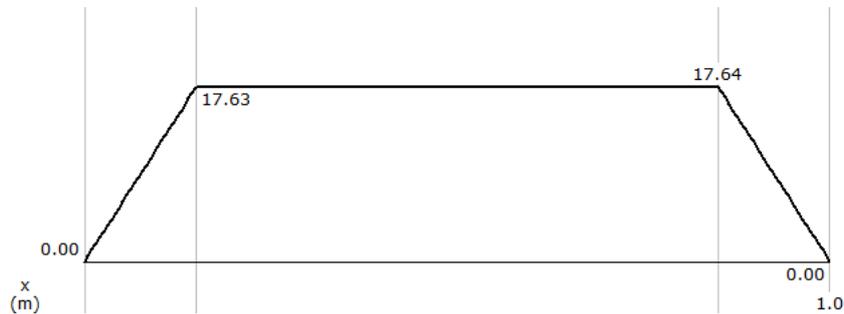


Figura 83 diagrama de momento

$$M_{\max} = 17.63 \text{ N.M}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(17.63)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T \quad \sigma_e = \sigma_{xy}$$

$$125 \text{ MPA} = \frac{(17.63)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

Despejamos r y tenemos que :

$$r = 5.64179 \times 10^{-3} \text{ m} = .564179 \text{ cm}$$

$$A = .999 \text{ cm}^2$$

Seleccionamos del anexo 5 el:

TO 38.01X1.11

3.1.27 CÁLCULO DE LAS COLUMNAS SOPORTADAS EN LA VIGA AXIAL A LAS LLANTAS

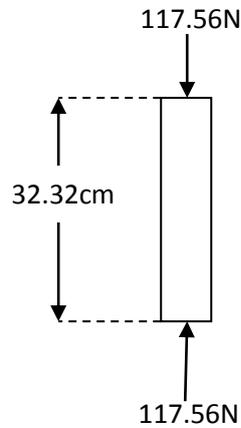


Figura 84 columna de soporte de las llantas

Se encuentra a compresión por una fuerza de 117.56 N hay que seleccionar el tubo con el espesor adecuado.

Utilizando la ecuación (34)

$$P_{cr} = P(F.S.) = (117.56)(2) = 235.12N$$

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} \quad A = \pi r^2$$

Igualándolo con la ecuación (36):

$$\frac{P_{cr}}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{r/2}\right)^2}$$

$$\frac{235.12}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9)}{\left(\frac{.3232}{r}\right)^2}$$

Despejando el radio se tiene que :

$$r = 1.878 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A = \pi (1.878 \times 10^{-3})^2 = 1.1081 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = .110814 \text{ cm}^2$$

Utilizaremos el sobrante del tubo estructural que Seleccionamos del anexo 5 el:

TO 38.01X1.11

3.1.28 DIMENSIONES DEL SISTEMA DOSIFICADOR

Para elaborar el sistema dosificador necesitaremos lo siguiente:

TIPO	LARGO	DIÁMETRO EXTERIOR	ESPELOR
Manguera lisa	2.5m	7.7cm	3mm
Manguera lisa	30cm	7.1cm	2mm
PVC	30cm	6.7cm	1mm
PVC	3cm	6.5cm	1mm

TABLA 16 Especificación de materiales

El volumen que ocupa 50g de fertilizante es de 98.17 cm³ y utilizando el PVC de 6.5 cm de diámetro exterior como la cámara principal dosificadora deberá tener una altura de 2.95cm.

A continuación se detallara en las imágenes la forma de ensamblar el sistema dosificador.

El tramo de 30cm de PVC lo partimos en dos y le hacemos la siguiente muesca y la mitad de la circunferencia se tapara.

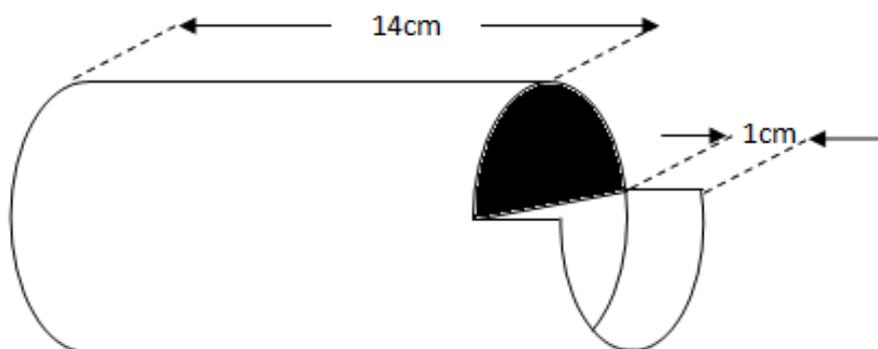


Figura 84 Sección interna lateral de pvc

Para el tramo de 3cm se le tapara la mitad del diámetro en ambos lados pero de forma contraria, el bastago tendrá 10cm de largo y .95cm de diámetro:

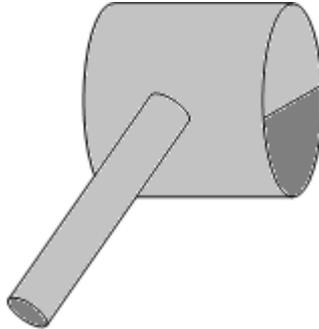


Figura 85 Sección interna intermedia de pvc

A la manguera lisa de 30cm se le hará una muesca de 180° con un ancho de .95cm.

Instrucciones de ensamble:

Las dos partes de 15cm de PVC se embonan con la parte de 3cm ahora todo se coloca dentro del tramo de la manguera lisa de 30cm, en un extremo se coloca 50cm de manguera lisa de 7.7 de diámetro y del otro extremo se colocan los 2m.

3.2 DISEÑO DEL IMPLEMENTO AGRÍCOLA PARA FERTILIZAR A MAS DE 2 MESES.

3.2.1 DETERMINACIÓN DE LA FORMA DE LA ESTRUCTURA Y SU FUNCIÓN

Se determino que la siguiente estructura es la más óptima para el tipo de trabajo que se desea realizar ya que cumple con la función, seguridad tanto para el operario como para el tractor. Contara con 3 tipos de rueda la primera que cumplirá con la función de abrir el surco este estará conectado a un husillo que su función será nivelar la profundidad del surco después continua una tolva con una rueda de dedos la cual dejaran caer el fertilizante en el surco después de este pasaran dos ruedas para cerrar este y por ultimo una rueda que apisonara la tierra suelta que esta en este. A continuación se mostrara el bosquejo del implemento.

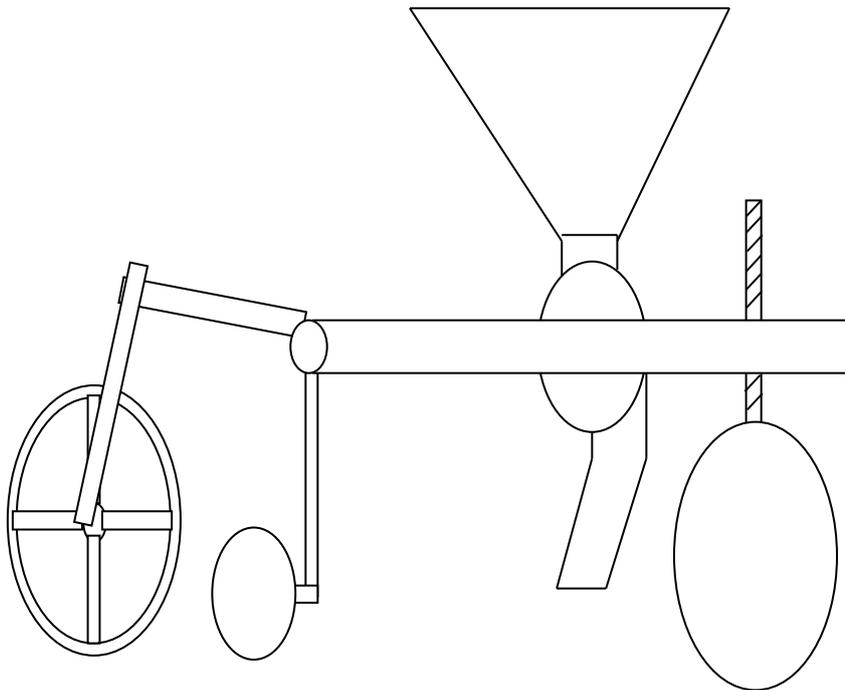


Figura 86 bosquejo del implemento de la segunda etapa

3.2.2 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA QUE OPONE EL SUELO AL ABRIR EL SURCO

Primero terminamos el tipo de suelo es franco-friable ya que no es arcilloso, ni arenoso, su humedad no es excesiva y son típicos de las vegas de los ríos.

Calculamos el área de contacto de los discos de corte considerando la profundidad máxima a la que puede llegar este así como la apertura del surco.

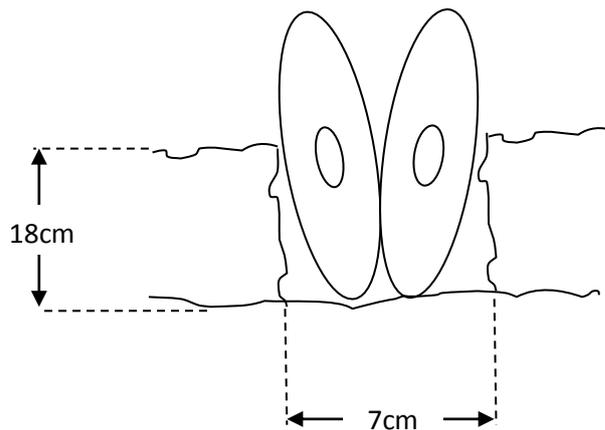


Figura 87 discos abridores de surco

$$A = 7 \times 18 = 126 \text{ cm}^2$$

$$V = 126 \times 36 = 4536 \text{ cm}^3$$

De la tabla de porosidad obtenemos que la densidad de suelo franco es de 1.4g/cm^3 .

$$\text{Masa} = V \times \text{densidad} = (4536\text{cm}^3)(1.4\text{g/cm}^3) = 6350.4 \text{ g} = 6.3504 \text{ kg}$$

$$\text{Peso} = m \times g = (6.3504\text{kg})(9.81) = 62.29 \text{ N}$$

Para encontrar el esfuerzo utilizamos la ecuación (1) y (2):

$$\tau_{\max} = c + \sigma \tan\theta$$

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Obtenemos los valores medios de cohesión el suelo y el ángulo de fricción de la tabla.

$$\tau_x = (27.5\text{kpa}) + \frac{(62.29\text{ N})}{(.0126\text{m}^2)} \tan(24^\circ) = 29.7\text{kpa}$$

$$P_x = (29.7 \times 10^3)(.0126) = 374.22\text{ N}$$

3.2.3 CÁLCULO DE LA RUEDA PARA APISONAR LA TIERRA EN EL SURCO

Necesitamos aproximadamente un peso de 20kg para apisonar eficientemente la tierra.

Datos de la rueda:

Diámetro exterior = 36 cm

PERÍMETRO = 113.09 cm

ANCHO = 15 cm

Sabiendo que utilizaremos acero ASTM A-500 sacamos la densidad del anexo 1:

$m = (\text{densidad})(\text{volumen})$

$$e = \frac{m}{\text{densidad} \times \text{area}} = \frac{20}{7860 \times .169635} = .015\text{m} = 1.5\text{cm}$$

3.2.4 CÁLCULO DEL ORIFICIO PARA EL PERNO DE LA RUEDA

El perno que se utilizara será el mismo empleado para sostener la maquinaria del primer implemento con un diámetro de 3.05cm así que las dimensiones conocidas son:

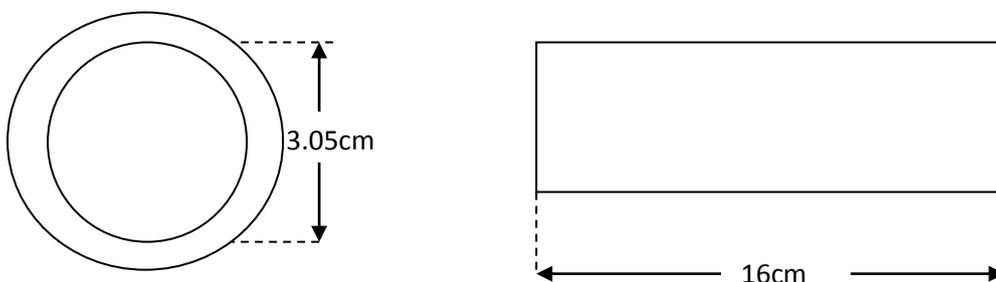


Figura 88 perno de la rueda

DIAGRAMA DE FUERZAS

$$P_1 = 196.2 \text{ N}$$

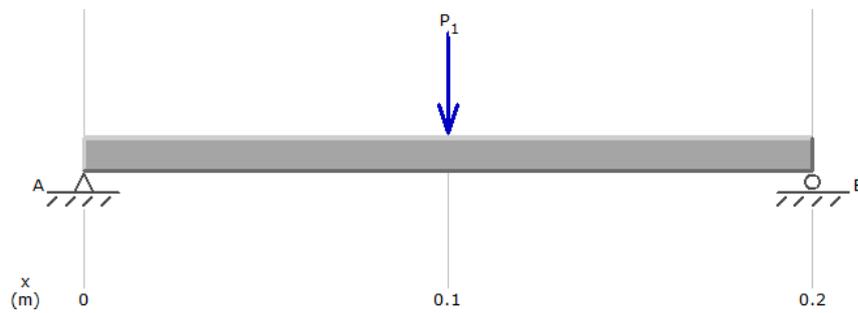


Figura 89 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

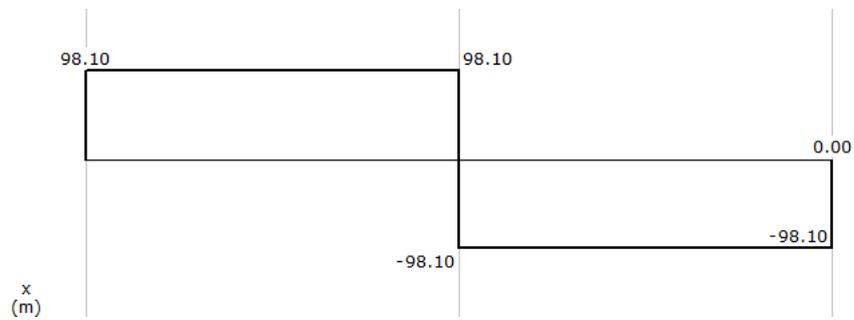


Figura 90 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

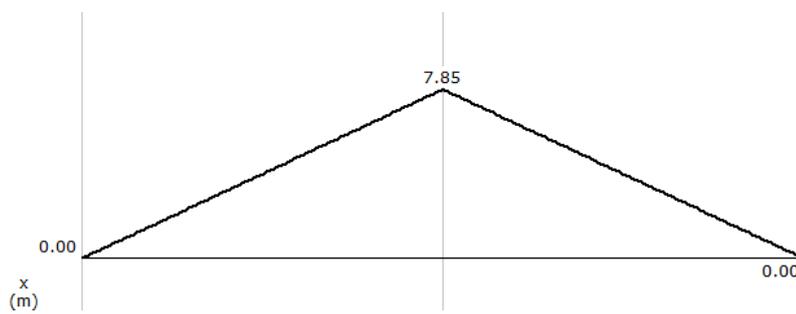


Figura 91 diagrama de momento

$$M_{\max} = 7.848 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{MPa}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(7.848)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T \qquad \sigma_e = \sigma_{xy}$$

$$125 \text{MPa} = \frac{(7.848)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

Despejamos r y tenemos que:

$$r = 4.307 \times 10^{-3} \text{ m} = .43 \text{ cm}$$

$$A = .582 \text{ cm}^2$$

$$A = \pi (r_e^2 - r_i^2)$$

$$.582 = \pi (r_e^2 - 1.525^2)$$

$$r_e = 1.58$$

El espesor del buje es de .1189cm.

3.2.5 CÁLCULO DE LOS RAYOS DE LA RUEDA

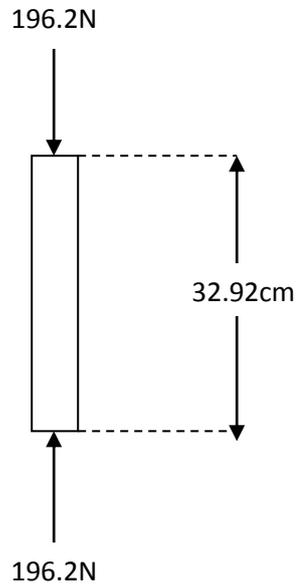


Figura 92 Rayo de la rueda

Se encuentra a compresión por una fuerza de 196.2N hay que seleccionar una varilla del espesor adecuado.

Utilizando la ecuación (34)

$$P_{cr} = P(F.S.) = (196.2)(2) = 392.4N$$

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} \quad A = \pi r^2$$

Igualándolo con la ecuación (36):

$$\frac{P_{cr}}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{r/2}\right)^2}$$

$$\frac{392.4}{\pi r^2} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9)}{\left(\frac{1.3168}{r}\right)^2}$$

Despejando el radio se tiene que:

$$R = 3.2364 \times 10^{-3} \text{ m} = .32 \text{ cm}$$

Utilizaremos el **VR L22** que seleccionamos del anexo 11.

3.2.6 CÁLCULO DE LA BARRA DE SOPORTE DE LA RUEDA DE APISONADO

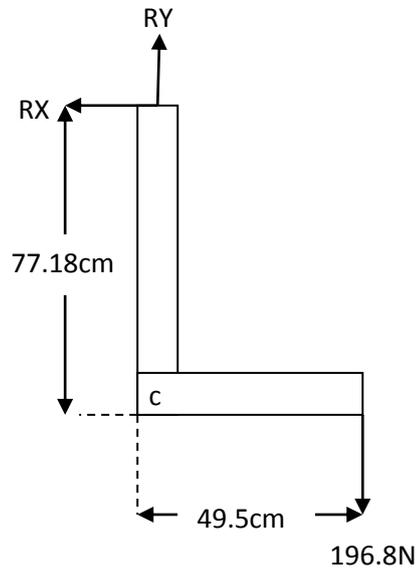


Figura 93 barra de soporte de la rueda

$$\sum M_c = 0$$

$$R_x = (196.8 \times .495) / .7718 = 126.21 \text{ N}$$

$$R_y = 196.8 \text{ N}$$

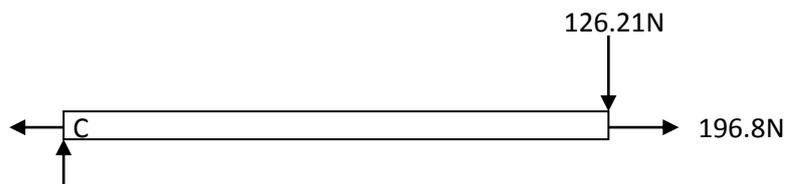


Figura 94 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE FUERZAS



Figura 95 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

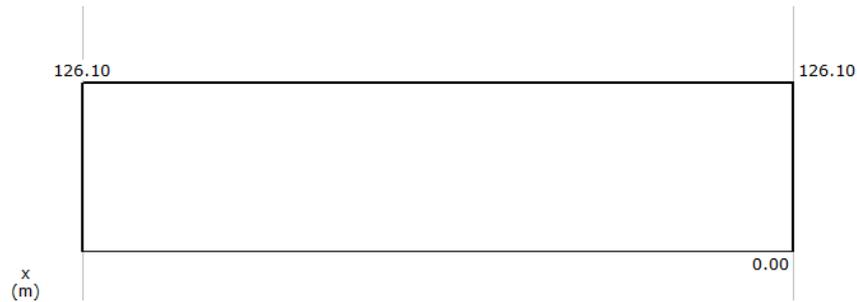


Figura 96 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

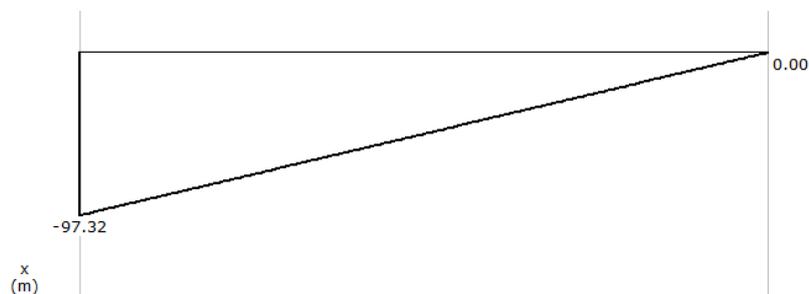


Figura 97 diagrama de momento

$$M_{\max} = 9734 \text{ N.m}$$

Buscamos el ancho (h) Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(97.4) \left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{(.04)h^3}{12}} + \frac{196.8}{(.04)(h)} = \frac{4837}{.000833h^2} + \frac{196.8}{.04h}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0 \quad \therefore \quad \sigma_e = \sigma_T$$

$$125 \text{ MPA} = \frac{4837}{.000833h^2} + \frac{196.8}{.04h}$$

Tenemos que $h = .0216 \text{ m} = 2.16 \text{ cm}$ entonces seleccionamos uno mayor de $4 \text{ cm} \times 1 \text{ cm}$.

3.2.7 CÁLCULO DE LA RUEDA PARA CERRAR EL SURCO Y SU EJE

Son un conjunto de dos ruedas de lamina de acero **ASTM A-500** con una lamina de espesor de 4mm estas tendrán un ángulo entre si de 25.66° y una separación de un lado tangente de 2cm. Primero se calculara la fuerza de arrastre de estos discos para determinar si soportaran el laboreo.

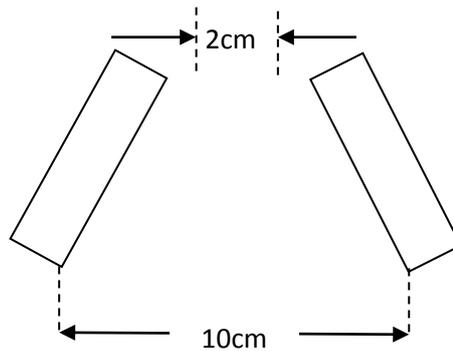


Figura 98 discos para cerrar el surco

Calculamos la fuerza de arrastre por medio de la ecuación (10) Y sacamos el coeficiente de arrastre de la tabla 9:

$$W_i = 4 \text{ kg}$$

$$F = C_{rr}N = (.05)(4 \times 9.81) = 1.962 \text{ N POR RUEDA}$$

Considerando que las ruedas no están paralelas al surco la fuerza de arrastre perpendicular a las ruedas es de:

$$F = 1.962 \text{ N} (\cos 12.83^\circ) = 2.012 \text{ N POR RUEDA}$$

Calculamos el radio el eje ya que este tendrá 8cm de largo y ya que la velocidad a la cual el tractor trabajara es baja, su trayectoria es recta y el terreno es prácticamente plano se considera el siguiente análisis debido a que las fuerzas con mayor relevancia se encuentran en el eje y.

DIAGRAMA DE FUERZAS

$$P_1 = 4.024 \text{ N}$$

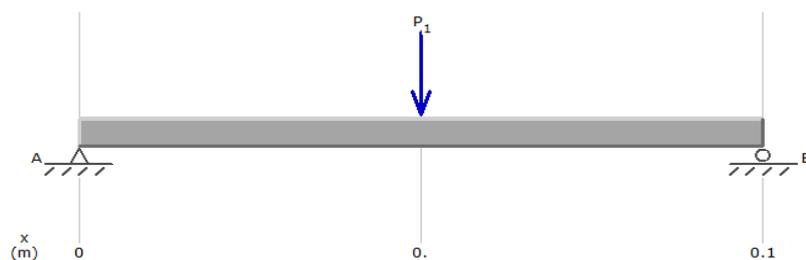


Figura 99 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

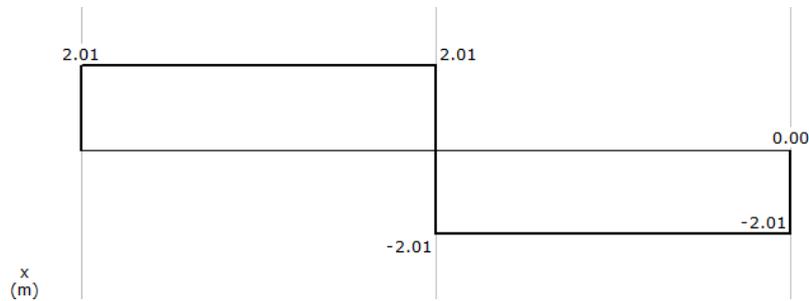


Figura 100 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

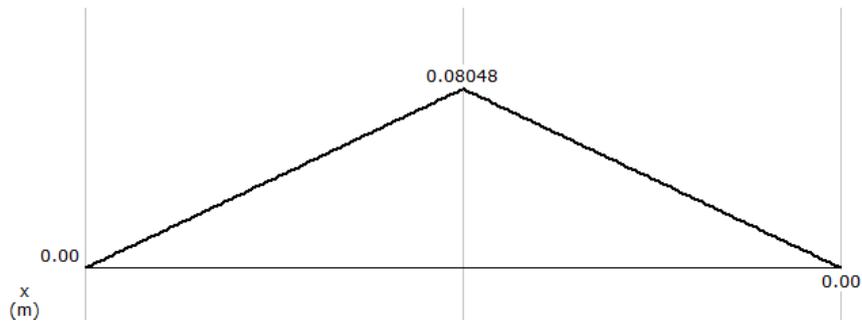


Figura 101 diagrama de momento

$$M_{\max} = 0.08048 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(0.08048)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T \quad \sigma_e = \sigma_{xy}$$

$$125 \text{ MPA} = \frac{(0.08048)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

Despejamos r y tenemos que:

$$R = 9.3589 \times 10^{-4} \text{ m} = .093 \text{ cm}$$

Seleccionamos del anexo 11 un **VRL5 X 10cm**.

3.2.8 CÁLCULO DE LA BARRA DE SOPORTE DE Las RUEDAS PARA CERRAR EL SURCO

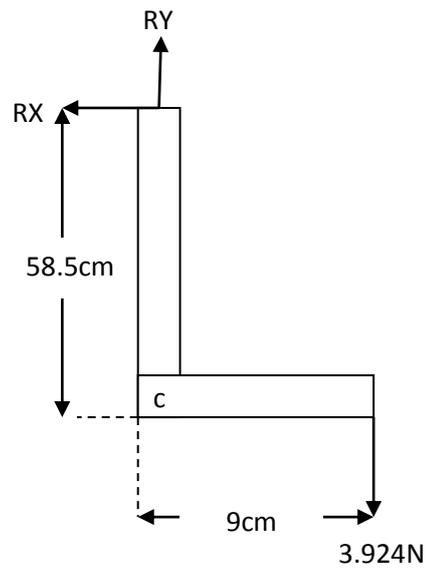


Figura 102 barra de soporte de la rueda para cerrar el surco

$$\sum M_c = 0$$

$$R_x = (.09 \times 3.924) / .585 = .603 \text{ N}$$

$$R_y = 3.924 \text{ N}$$

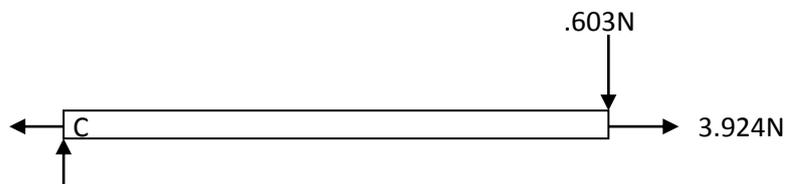


Figura 103 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE FUERZAS



Figura 104 diagrama de fuerza

$$P_1 = .603 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE CORTANTES

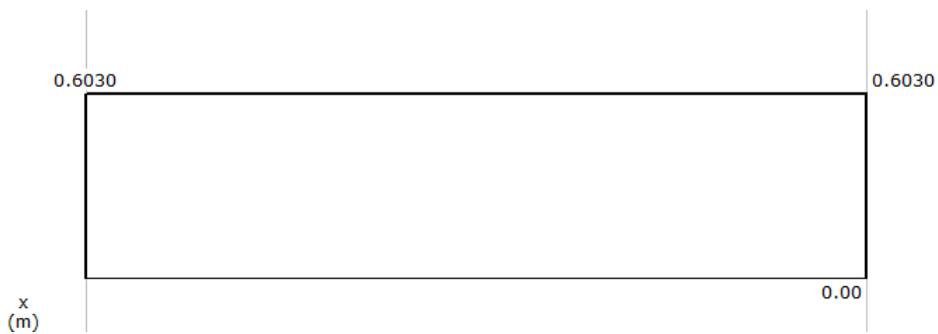


Figura 105 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

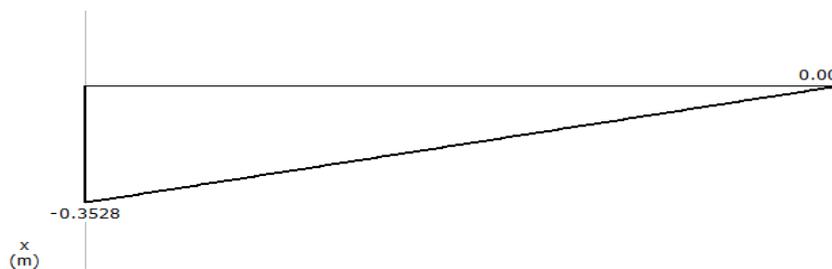


Figura 106 diagrama de momento

$$M_{\max} = .3527 \text{ N.m}$$

Buscamos el ancho (b) Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{MPa}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(.3527)(.04/2)}{\frac{b(.04)^3}{12}} + \frac{3.924}{(.04)(b)} = \frac{4837}{.000833h^2} + \frac{196.8}{.04h}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0 \quad \therefore \quad \sigma_e = \sigma_T$$

$$125 \text{MPa} = \frac{.13226}{b} + \frac{.98225}{b}$$

Despejando tenemos que $b = 8.91608 \times 10^{-9} \text{m}$ y seleccionamos uno mayor de .5cm.

3.2.9 CÁLCULO DEL PERNO DE SOPORTE DE LA RUEDA DE APISONAR Y DE CERRAR EL SURCO

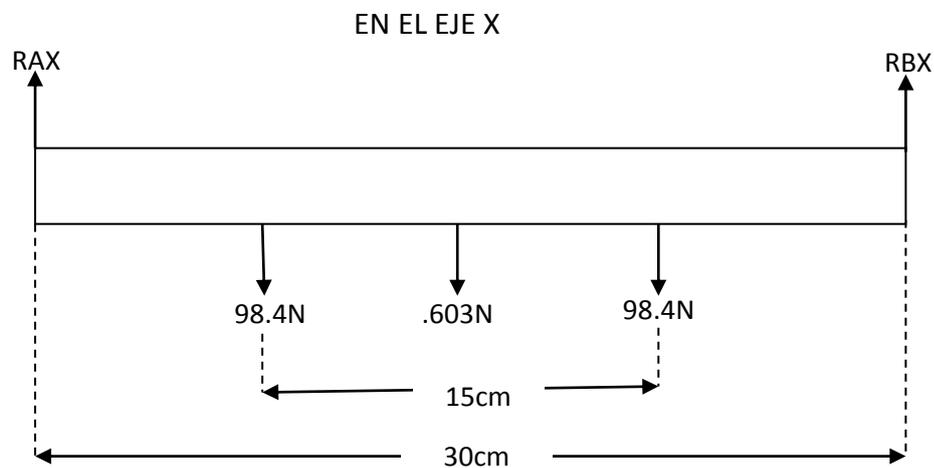


Figura 107 diagrama de fuerza eje x del perno

DIAGRAMA DE FUERZAS

$$R_A = R_B = 98.7 \text{ N}$$

$$P_2 = P_3 = 98.4 \text{ N}$$

$$P_1 = .603 \text{ N}$$

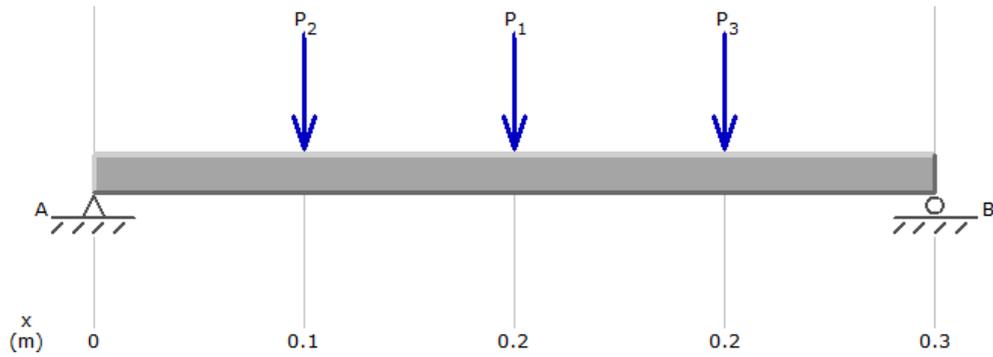


Figura 108 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

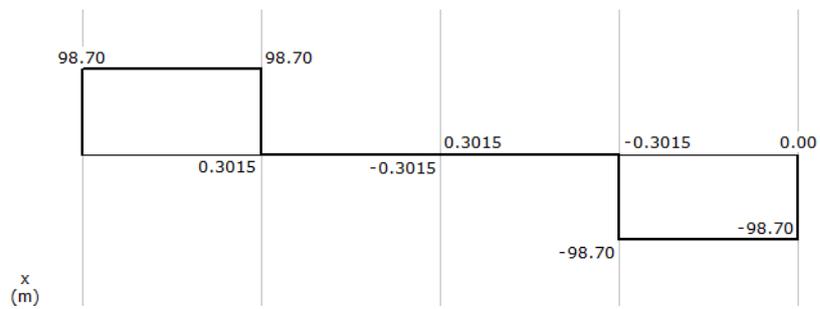


Figura 109 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

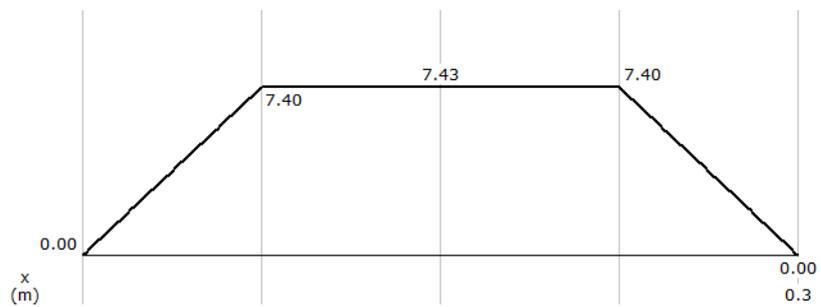


Figura 110 diagrama de momento

$$M_{\max} = 7.43 \text{ N.m}$$

EN EL EJE Y

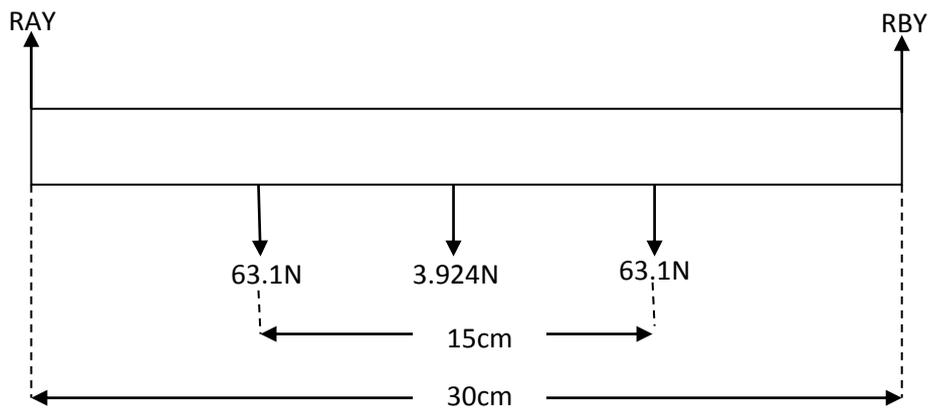


Figura 111 diagrama de fuerza eje y del perno

DIAGRAMA DE FUERZAS

$$R_{AY} = R_{BY} = 65.062 \text{ N}$$

$$P_2 = P_3 = 63.1 \text{ N}$$

$$P_1 = 3.924 \text{ N}$$

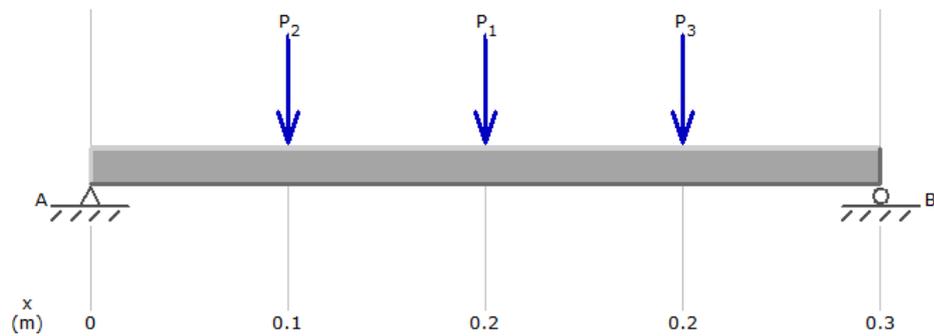


Figura 112 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

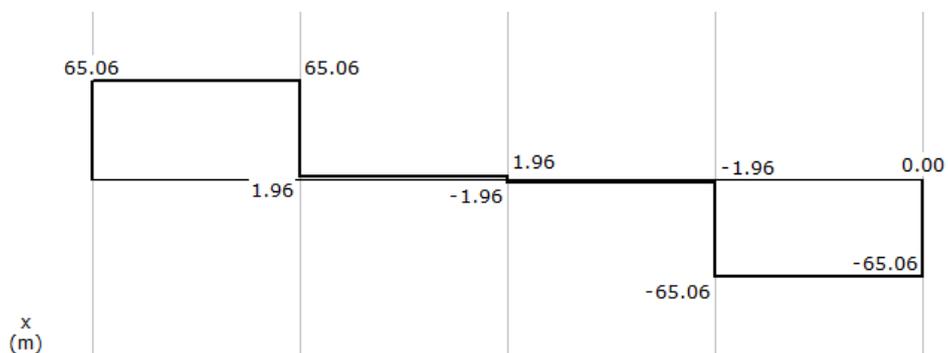


Figura 113 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

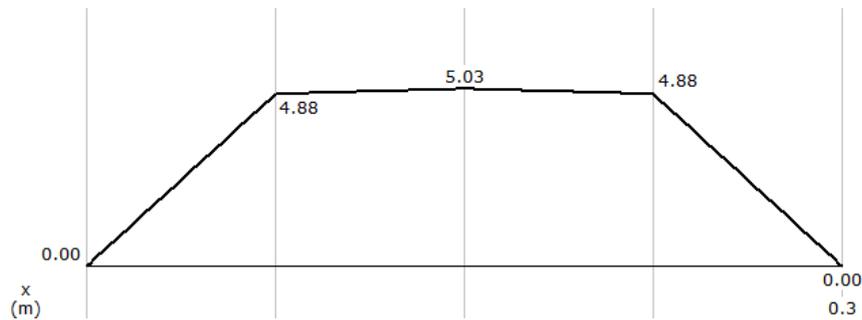


Figura 114 diagrama de momento

$$M_{\max} = 5.03 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(7.43)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T \quad \sigma_e = \sigma_{xy}$$

$$125 \text{ MPA} = \frac{(7.848)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

Despejamos r y tenemos que:

$$r = 4.229 \times 10^{-3} \text{ m} = .42 \text{ cm}$$

Seleccionamos uno de r = .5 cm y escogimos el **VRL10** del anexo 11.

3.2.10 CÁLCULO DE LA TOLVA

La tolva tendrá una capacidad de 20kg y contará con una placa de una sección de 6x8cm que tendrá la función de obstruir el paso del fertilizante o también permitirselo.

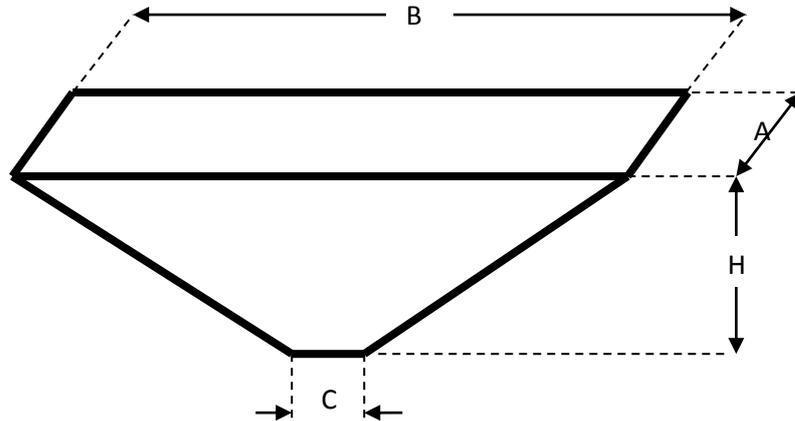


Figura 115 Tolva

$$B = 50 \text{ cm}$$

$$A = 40 \text{ cm}$$

$$C = 8 \text{ cm}$$

$$H = 50 \text{ cm}$$

Calculamos el volumen de la tolva:

$$V = \frac{H}{3} [(BXA) + (CXC) + \sqrt{(BXA)(CXC)}] = \frac{50}{3} [(50 \times 40) + (6 \times 8) + \sqrt{(50 \times 40)(6 \times 8)}]$$

$$V = 39297.3 \text{ cm}^3$$

Para la construcción de la tolva se empleara lamina de 3mm de espesor ya en esta no se presentaran esfuerzos excesivos.

3.2.11 CÁLCULO DE LA VIGA PRINCIPAL DE LA ESTRUCTURA

Son 3 vigas que soportaran el peso de la tolva, ruedas y demás partes de la estructura tienen una longitud de .8896m y 5cm de ancho.

El peso total que soportara será de:

$$W_1 = W_{tolva} + W_{discos} + W_{otros} = 20.51 + 4 + 10 = 34.51 \text{ kg} = 338.54\text{N} / 3 = 112.84 \text{ N por viga}$$

La carga puntal en el extremo de la viga es:

$$P_1 = W_{rueda} + W_{rayos} + W_{otros} = 20 + 3.92 + 4 = 27.924 \text{ kg} = 273.93 \text{ N} / 3 = 91.31\text{N por viga}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS

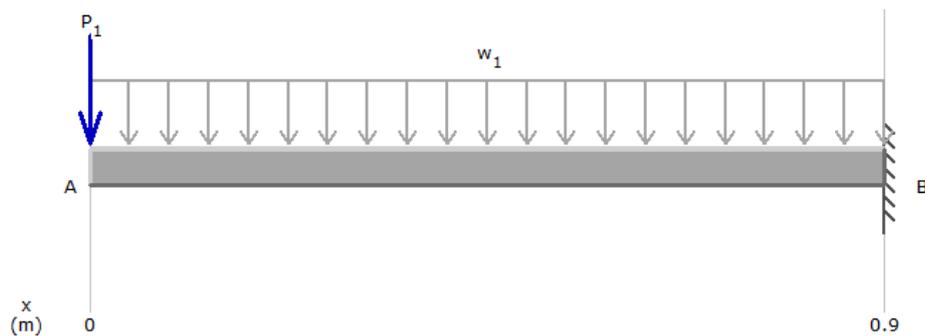


Figura 116 Diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

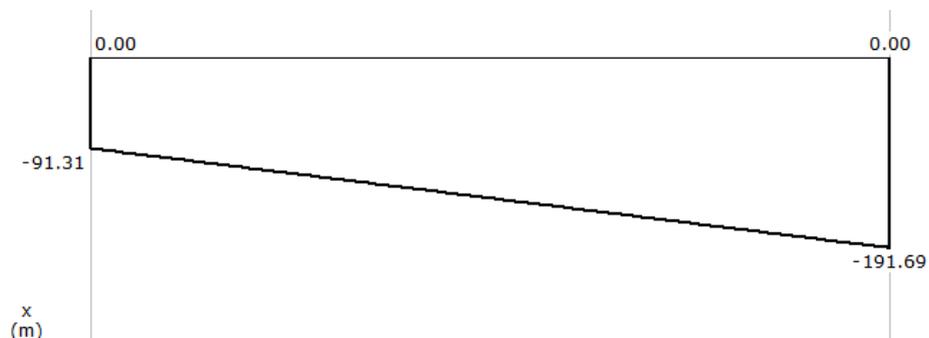


Figura 117 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

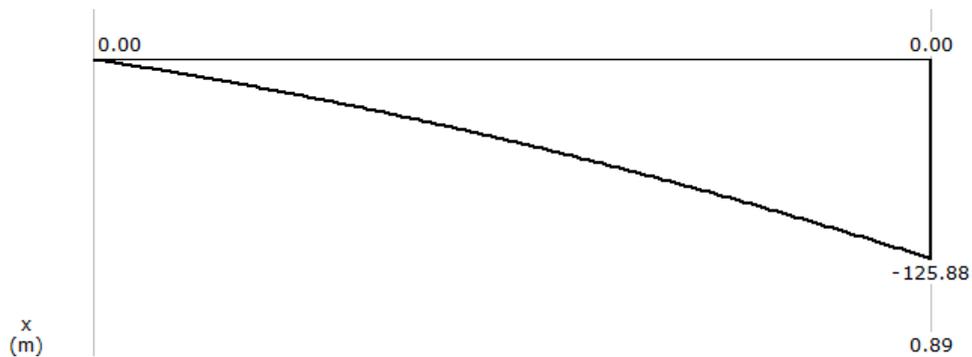


Figura 118 diagrama de momento

$$M_{\max} = 125.88 \text{ N.m}$$

Buscamos el ancho (h) Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(125.87) \left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{(0.005)h^3}{12}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0 \quad \therefore \quad \sigma_e = \sigma_T$$

$$125 \text{ MPA} = \frac{(125.87) \left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{(0.005)h^3}{12}}$$

Tenemos que $h = 0.034 \text{ m} = 3.47 \text{ cm}$ entonces seleccionamos un **IPN 140** del anexo 15.

3.2.12 CÁLCULO DE LA CADENA

Utilizaremos dos piñones de 11 dientes para transmitir movimiento de la rueda de corte al eje de la rueda de dedos, la distancia entre centros máxima es de 62.71cm.

$$N_1 = 11$$

$$N_2 = 11$$

$$C = 62.71 \text{ cm} = 25.08 \text{ pulg} = 50.16 \text{ pasos}$$

$$\text{Paso de la cadena} = 1.25 \text{ cm} = .5 \text{ pulg}$$

Determinamos el largo de la cadena con la siguiente ecuación (31):

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{P}\right)}$$

$$\frac{L}{P} = (2 \times 50.16) + \frac{11 + 11}{2} + \frac{(11 - 11)^2}{4\pi^2 (50.16)} = 111.32 \text{ pasos}$$

$$L = 111.32 \times .5 = 55.66 \text{ pulg} = 139.15 \text{ cm}$$

Seleccionamos una cadena de referencia ANSY 41 del anexo 7.

3.2.13 SELECCIÓN DE DISCO ABRIDOR DE SURCO Y CÁLCULO DE SU EJE

Por recomendación de la hoja de beneficio y considerando el tipo de suelo seleccionamos el disco B27492 de forma plana, filo liso y diámetro de 35cm DEL ANEXO 16.

Sabiendo que un punto tangente se tocan los dos:

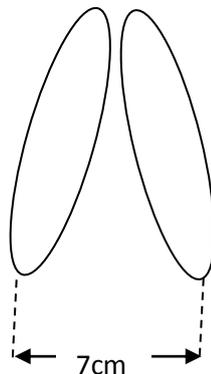


Figura 119 disco abridor

Ya que la velocidad a la cual el tractor trabajara es baja, su trayectoria es recta y el terreno es prácticamente plano se considera el siguiente análisis debido a que las fuerzas con mayor relevancia se encuentran en el eje y.

Calculamos la longitud del eje para tener unidos a los dos discos:

$$\theta = \sin^{-1} \frac{3.5}{35} = 5.73^\circ \quad op = 17.5 \sin 5.73^\circ = 1.75 \text{ cm}$$

Diagrama de fuerzas

$$P_1 = 374.22 \text{ N}$$

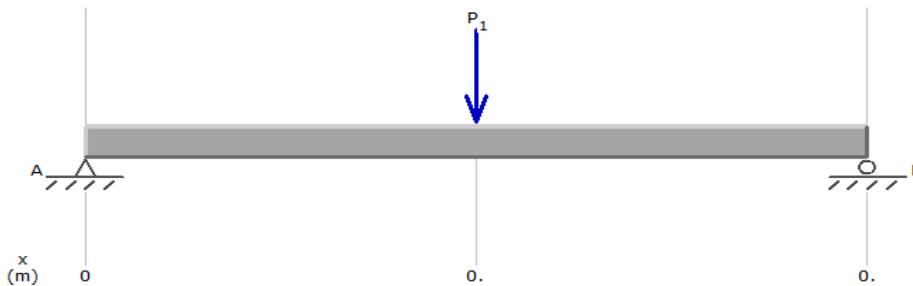


Figura 120 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

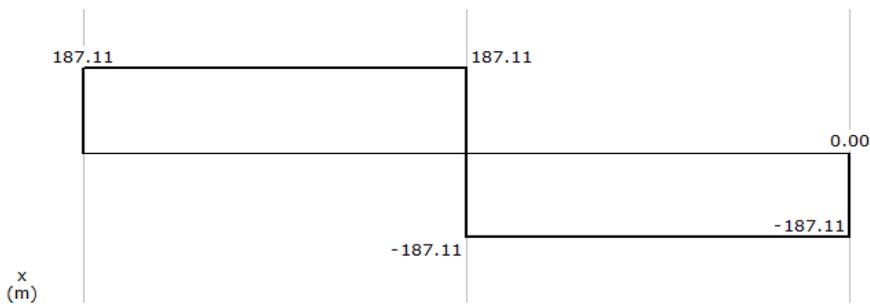


Figura 121 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS



Figura 122 diagrama de momento

$$M_{\max} = 3.27 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{MPa}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(3.27)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T \qquad \sigma_e = \sigma_{xy}$$

$$125 \text{MPa} = \frac{(3.27)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

Despejamos r y tenemos que:

$$r = 3.217 \times 10^{-3} \text{ m} = .32 \text{ cm}$$

Seleccionamos uno de r = .5cm y escogimos el **VRL10** del anexo 11. Y se le hará unos cortes de manera que ese ángulo le de la inclinación a adecuada a los discos.

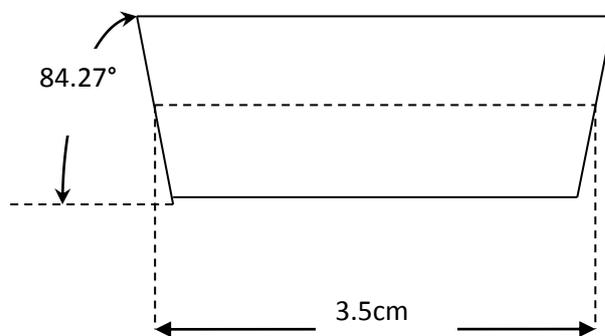


Figura 123 eje de los discos abridores

3.2.14 CÁLCULO EL SISTEMA DE ELEVACIÓN Y DESCENSO DE LOS DISCOS DE CORTE

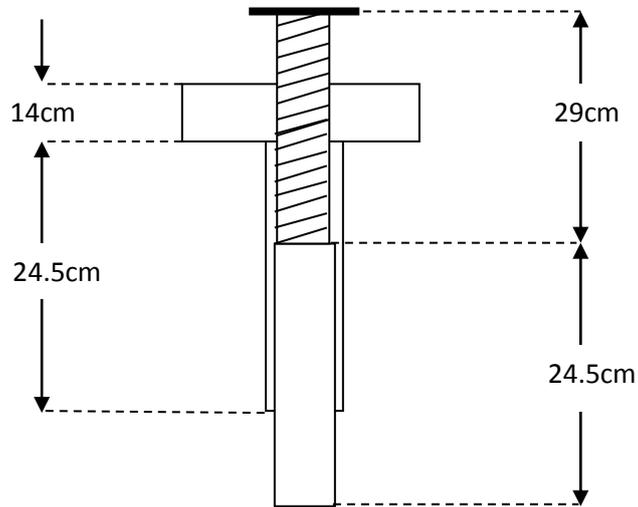


Figura 124 sistemas de elevación del disco de corte

CÁLCULO DE LA BARRA CUADRADA INTERIOR

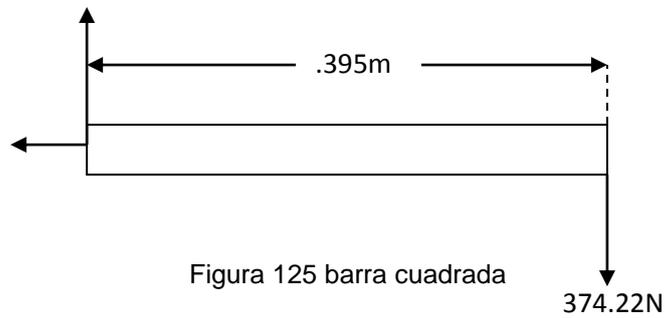


Figura 125 barra cuadrada

DIAGRAMA DE FUERZAS



Figura 126 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

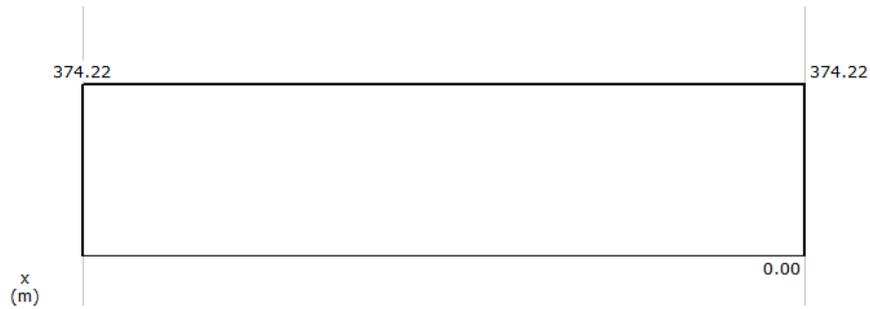


Figura 127 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

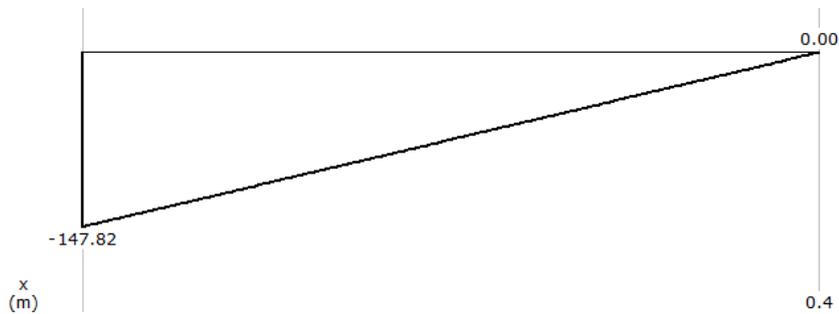


Figura 128 diagrama de momento

$$M_{\max} = 147.82 \text{ N.m}$$

Buscamos el ancho (a) Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(147.82) \left(\frac{a}{2}\right)}{\frac{(a)a^3}{12}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0 \quad \therefore \quad \sigma_e = \sigma_T$$

$$125 \text{ MPA} = \frac{(147.82) \left(\frac{a}{2}\right)}{\frac{(a)a^3}{12}}$$

Obtuvimos que

$$a = .0192 \text{ m} = 1.92 \text{ cm}$$

y un $\text{área} = 3.68 \text{ cm}^2$

Seleccionamos un PTR 60X60X2 para la parte interior y también un PTR 75X75X4 para la parte exterior que ira fija ala estructura del anexo 2.

3.2.15 CÁLCULO DEL HUSILLO

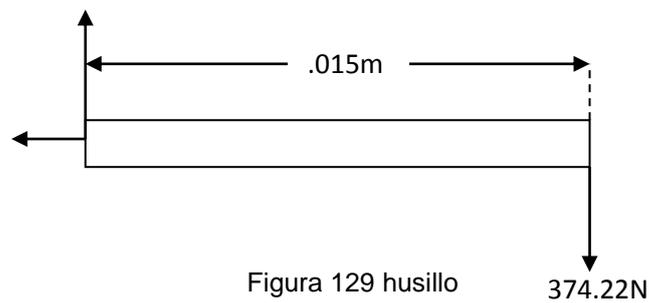


Figura 129 husillo

DIAGRAMA DE FUERZAS



Figura 130 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

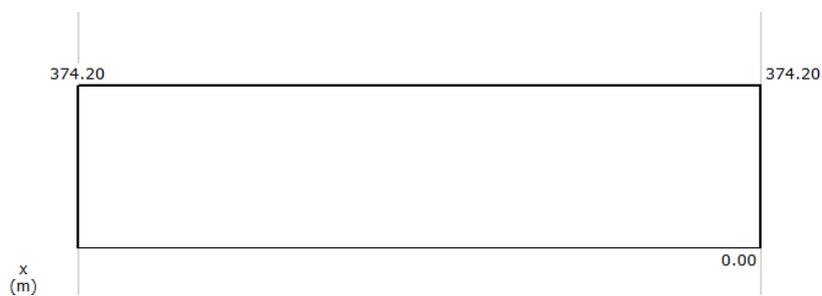


Figura 131 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

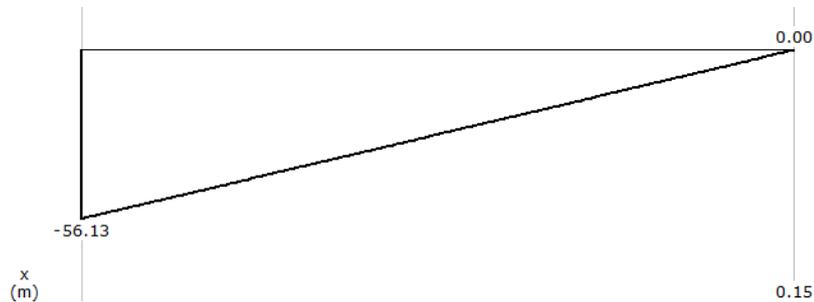


Figura 132 diagrama de momento

$$M_{\max} = 56.13 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(56.13)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_T \qquad \sigma_e = \sigma_{xy}$$

$$125 \text{ MPA} = \frac{(56.13)(r)}{\left(\frac{\pi r^4}{4}\right)}$$

Despejamos r y tenemos que :

$$r = 8.29 \times 10^{-3} \text{ m} = .829 \text{ cm}$$

Seleccionamos un husillo de 18mm de diámetro que el **TR 18X3** del anexo 8 y se utilizaran dos tuercas de brida **BR 18X3** del anexo 17.

3.2.16 CÁLCULO DEL SOPORTE PARA COLOCAR DOS FERTILIZADORAS EN CADA EXTREMO

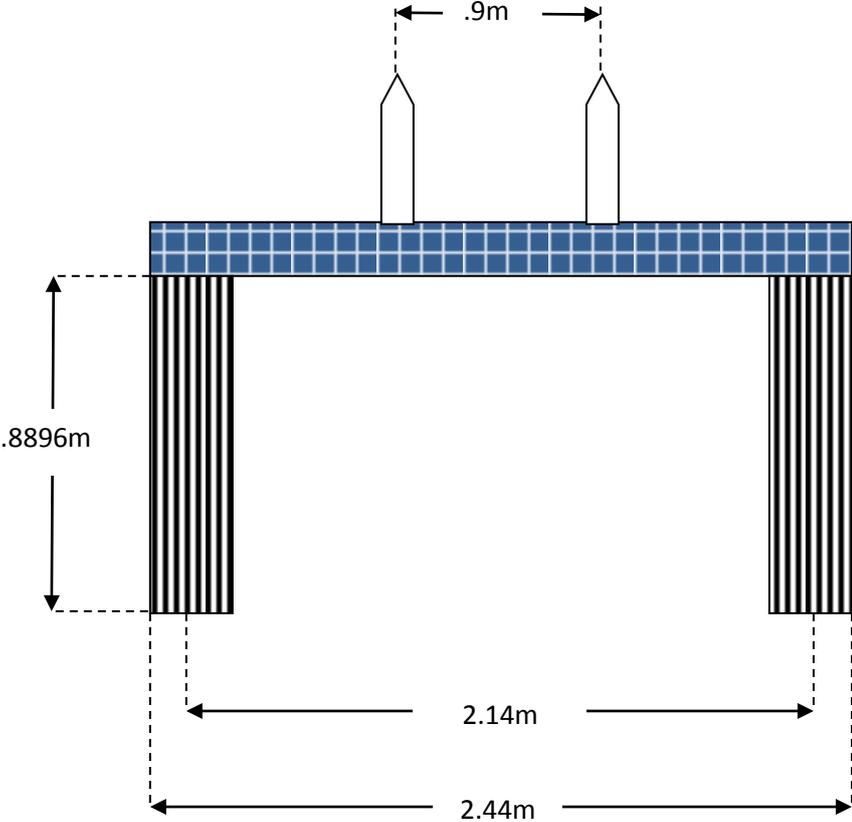


Figura 133 soporte para fertilizadoras

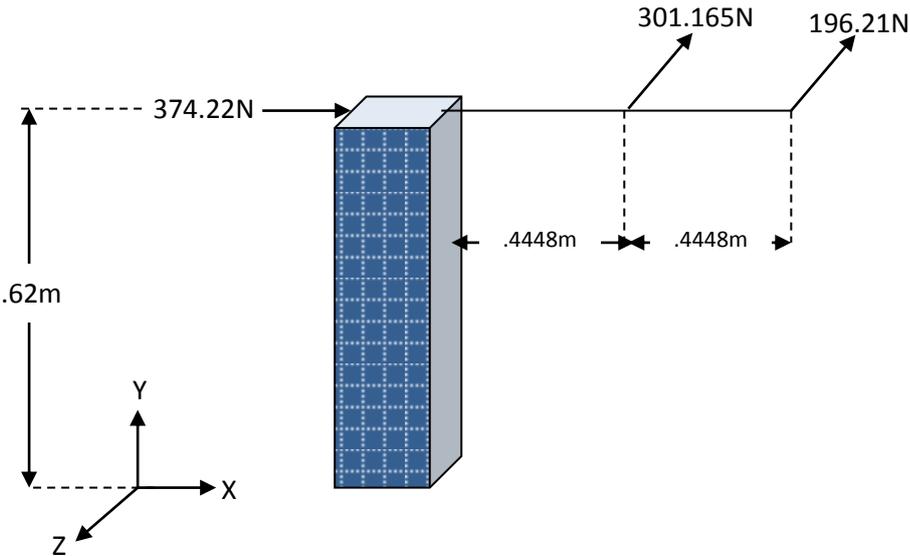


Figura 134 diagrama de fuerzas

Buscamos el ancho (a) Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{MPa}$$

$$M_x = (-196.21 \times 62) + (-301.165 \times 62) = -308.3725 \text{ N.m}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(308.3725) \left(\frac{a}{2}\right)}{\frac{(a)a^3}{12}}$$

$$T = (196.2 \times 8896) + (301.165 \times 4448) = 308.497 \text{ N.m}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = \frac{(308.497) \left(\frac{a}{2}\right)}{\frac{axa(a^2 + a^2)}{12}} + \frac{(374.22) \left(\frac{a}{2}\right)^3}{\frac{(a^4)(a)}{12}} \quad \therefore \sigma_e = \sigma_{xy}$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$125 \text{MPa} = \sqrt{\left[\frac{(308.3725) \left(\frac{a}{2}\right)}{\frac{(a)a^3}{12}} \right]^2 + 3 \left[\frac{(308.497) \left(\frac{a}{2}\right)}{\frac{axa(a^2 + a^2)}{12}} + \frac{(374.22) \left(\frac{a}{2}\right)^3}{\frac{(a^4)(a)}{12}} \right]^2}$$

Resolviendo la ecuación tenemos que:

$$a = .029206451 \text{ m} = 2.9206 \text{ cm}$$

$$A = 8.529 \text{ cm}^2$$

Seleccionamos uno de área superior y es el **PTR 75X75X4** de anexo 2.

3.2.17 CÁLCULO DEL BRAZO DE ACOPLE EN EL IMPLEMENTO CON EL TRACTOR

$$W_t = W_{\text{otros}} + W_{\text{viga}} + W_{\text{soporte}} = 71 + 20 + 20.4 = 110.4 \text{ kg} = 1079.1 \text{ N}$$

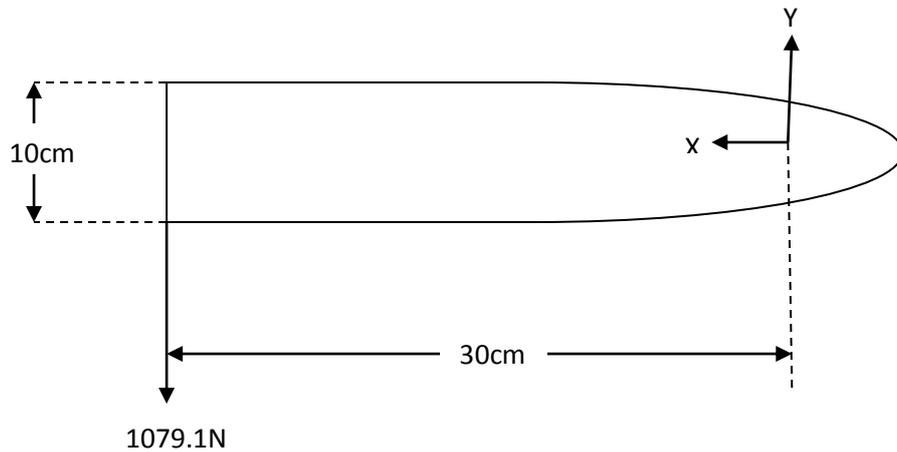


Figura 135 acople del tractor

DIAGRAMA DE FUERZAS



Figura 136 diagrama de fuerza

DIAGRAMA DE CORTANTES

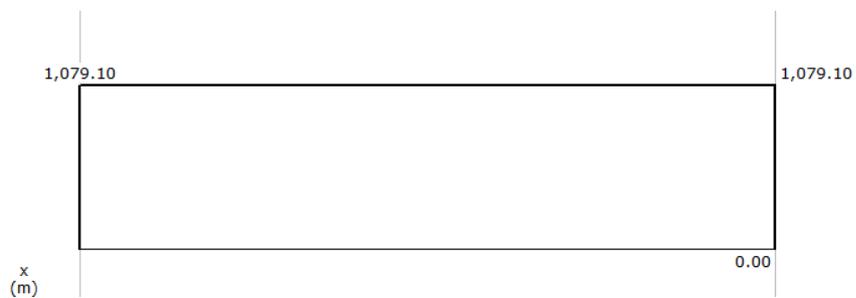


Figura 137 diagrama de cortante

DIAGRAMA DE MOMENTOS

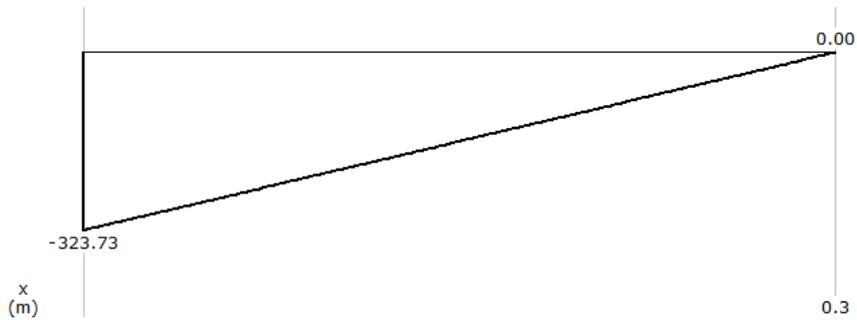


Figura 138 diagrama de momento

$$M_{\max} = 323.73 \text{ N.m}$$

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = \frac{(323.73)(.05)}{2.083 \times 10^{-7}} = 77.69 \text{ MPA}$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = 0 \quad \therefore \quad \sigma_e = \sigma_T$$

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} \quad n_s = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{250 \times 10^6}{77.69 \times 10^6} = 3.21 \text{ SI RESISTE}$$

3.2. 18 CÁLCULO DEL PERNO

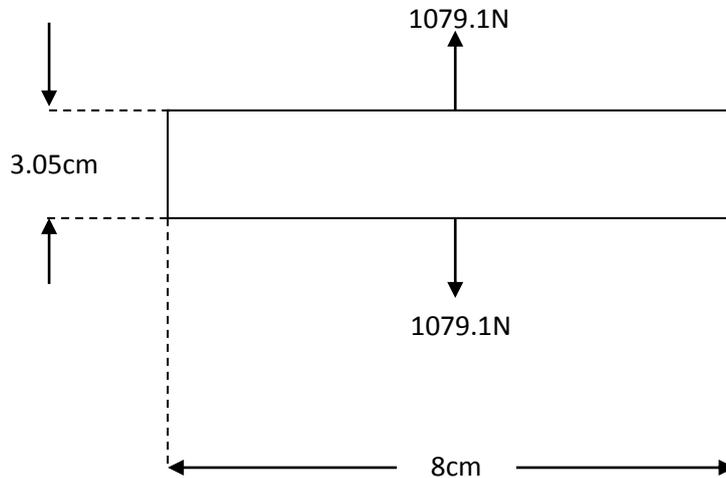


Figura 139 perno

Utilizando la ecuación (14, 15, 16,17) y sacando los valores del anexo 1 tenemos que:

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} = \frac{250 \times 10^6}{2} = 125 \text{ MPA}$$

$$\sigma_T = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{TC}{J} + \frac{VQ}{It} = \frac{(1079.1)(2.3613 \times 10^{-6})}{(4.24 \times 10^{-8})(.0305)} = 1.9736 \text{ MPA}$$

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(1.9736 \text{ MPA})^2} = 3.4127 \text{ MPA} \quad \sigma_e = \sigma_{xy}$$

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} \quad n_s = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{250 \times 10^6}{3.4127 \times 10^6} = 73.25 \text{ SI RESISTE}$$

CAPITULO CUATRO

4.1 RESULTADOS

Como resultado del capítulo anterior obtuvimos como resultado dos implementos uno para antes de dos meses cuando la planta de papaya se requiere insertar a 10cm de profundidad el fertilizante solido, los planos de este implemento se encuentran en los anexos (18,19,20,21,22,23) y el otro implemento es para después de dos meses cuando la fertilización de las plantas se pueden hacer por medio de surco contando con una rueda para abrir, un eje con dedos, ruedas para tapar y otra para apisonar el suelo, los planos de este segundo implemento se encuentran en le anexos (24,25,26,27,28)

4.2 CONCLUSIÓN.

En el presente capitulo se presentan las conclusiones obtenidas durante las fases seguidas para el cumplimiento de este proyecto así como las conclusiones finales evaluadas con referencia al objetivo principal planteado en un inicio y a sus objetivos específicos.

Para el desarrollo de este proyecto en un principio fue necesario conocer y obtener la información necesaria sobre la materia prima con la cual se trabajaría en este proyecto.

Para lograr aprovechar las ventajas que se tienen, des acuerdo al área de conocimiento de la ingeniería mecánica, el aporte en este proyecto se enfoco a la parte del procesamiento industrial donde es necesario mejorar sus procesos, específicamente en este caso, en el proceso de fertilización de la papaya. Por ello fue necesario también caracterizar el fruto y conocer sus propiedades necesarias y una vez obtenidas estas, se concluyo que el diseño a plantear debería contemplar las características de los parámetros obtenidos durante la caracterización y cuyo mayor reto era cumplir con fertilizar las plantas de papaya sin desperdiciar este producto y sin dañar a la planta.

Durante el diseño conceptual se plantearon y se lograron desarrollar las ideas y maneras que se consideraron factibles para lograr fertilizar la planta de una buena

manera de realizarlo era enterrar el fertilizante ya sea de forma puntual o por surco. En base a esto, se desarrollo el diseño conceptual tratando de cumplir con las limitaciones planteadas.

Al finalizar el diseño detallado se concluyo que se logro obtener un diseño detallado de una maquina que cumplía con el diseño conceptual desde el cual se partió y que su diseño y funcionamiento esta justificado con los cálculos y consideraciones pertinentes de diseño mecánico.

Con el desarrollo de mi proyecto quedé satisfecho, ya que pude aplicar gran parte de la teoría y práctica obtenida durante los cursos del plan de estudios y con ello me doy cuenta que al terminar la carrera de Ingeniería Mecánica en el I.T.T.G, salimos preparados para resolver problemas reales.

Así mismo la elaboración de este informe, me proporciona los conocimientos adecuados para realizar otros informes técnicos, durante mi vida como profesionalista.

4.3 RECOMENDACIONES

ACOPLAMIENTO TRES PUNTOS

- Mueva el tractor en marcha atrás 1, marcha lenta, alineando los ojales de enganche de las barras inferiores con los orificios/pernos del implemento. Use el pedal modulador del embrague para facilitar el acercamiento y el posicionamiento.
- Puede llevar a cabo el acoplamiento usando el dispositivo especial "percha" o directamente en los brazos del hidráulico.
- Para facilitar el acoplamiento, mueva los brazos del hidráulico utilizando la palanca de control de altura / profundidad en el tablero de control, o accione el botón de mando ubicado en el guardabarros izquierdo.
- Para acoplar las mangueras del control remoto, apague el motor o coloque la palanca del control en flotación y limpie correctamente los acoples.
- Las mangueras deben estar acopladas según la necesidad de aplicación. Por ejemplo: motor hidráulico, marcadores de hilera, reversión del implemento, etc.
- La nivelación longitudinal se ajusta a través del tercer punto. La regulación está correcta cuando el chasis del implemento está nivelado en trabajo.

- La nivelación transversal se obtiene a través de los brazos intermedios del tractor.
- El ajuste está correcto cuando el implemento está nivelado en trabajo.
- Ajuste los bloques estabilizadores según la aplicación. Use calces para ajustes finos.
- Holgura lateral en trabajo.
- Sin holgura / holgura mínima en la posición de transporte.

DISCOS DE CORTE

En la mayoría de los casos es conveniente cambiarlos cuando éstos han alcanzado un desgaste físico de 5 a 6 pulgadas, es decir que ahora su diámetro se ha reducido a 22-23 pulgadas. La rueda guía también sufre desgaste y debe ser reemplazada cuando ésta alcanza una pulgada y media.

El no reemplazar oportunamente los discos, cuchillas y puntas una vez que se ha alcanzado su máxima vida útil, provoca que el mantenimiento de sus implementos sea más costoso ya que como hemos señalado se genera un daño innecesario a los demás componentes, afectando la calidad del desempeño del implemento lo cual a su vez provoca trabajo extra que se traduce en mayor consumo de combustible y desgaste para el tractor.

4.4 Referencias

1. Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza, John E. Ashburner, Brian G. Sims.
2. Tractores y motores agrícolas, Pedro V. Arnal Atares, Antonio Laguna Blanca
3. Las Maquinas Agrícolas y Su Aplicación, Jaime Ortiz-Cañavate
4. mecánica de materiales beer johnston 5ta edición
5. Diseño en Ingeniería Mecánica - Shigley 8 Ed Español.
6. MANUAL DE MECÁNICA DEL SUELO Y CIMENTACIONES, ING. CARLOS CRESPO VILLALAZ

7. MECÁNICA AGRÍCOLA 3º AÑO CICLO BÁSICO AGRARIO VERSIÓN PRELIMINAR
8. Catalogo Elementos transmisión YUK
9. CATÁLOGO DE CABLES DE ACERO TECHNO
10. Catalogo acero dipac
11. CATALOGO DE EJES CONVENCIONALES SAN MIGUEL
12. Diseño de Estructuras de Acero Método LRFD - Jack McCormac
13. chumaceras aspe NTN
14. catalogo tuercas y husillos GAEZ
15. CATALOGO DE DISCOS JOHN DEERE
16. CATALOGO DE CADENA DE RODILLOS SERIE A
17. Artículo de morfología del suelo. Disponible en:
http://es.wikipedia.org/wiki/Morfolog%C3%ADa_de_suelo
18. Artículo de productos agropecuarios. Disponible en:
<http://www.viarural.com.ar/viarural.com.ar/insumosagropecuarios/agricolas/sembradoras/gherardi/sembradora-g500-01.htm>
19. Empresa newholland. Disponible en:
<http://www.newholland.com.mx/Productos/Tractores/56102wdbasico.htm>
20. Distribuidora John deer. Disponible en :
http://www.tiavsa.com.mx/index.php?q=producto/es_MX/ag/homepage/tips/reeplazo_discos.html
21. Artículos de discos John deer. Disponibles en:
http://www.deere.com/es_MX/ag/refacciones/discos/index.html
22. Artículo de geotecnia. Disponible en.
http://html.rincondelvago.com/geotecnia_3.html

4.5 ANEXOS

ANEXO1 TABLA DE PROPIEDADES TÍPICAS DEL ACERO (MECÁNICA DE MATERIALES)

Apéndice B. Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería^{1,5} 747
(Unidades SI)

Material	Densidad, kg/m	Resistencia última			Fluencia ²		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 ⁻⁶ /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, MPa	Cor-tante, MPa	Tensión, MPa	Cor-tante, MPa				
Acero										
Estructural (ASTM-A36)	7 860	400			250	145	200	77.2	11.7	21
Alta resistencia-aleación baja										
ASTM-A709 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
ASTM-A913 Grado 450	7 860	550			450		200	77.2	11.7	17
ASTM-A992 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
Templado										
ASTM-A709 Grado 690	7 860	760			690		200	77.2	11.7	18
Inoxidable, AISI 302										
Laminado en frío	7 920	860			520		190	75	17.3	12
Recocido	7 920	655			260	150	190	75	17.3	50
Acero de refuerzo										
Resistencia media	7 860	480			275		200	77	11.7	
Alta resistencia	7 860	620			415		200	77	11.7	
Fundición										
Fundición gris										
4.5% C, ASTM A-48	7 200	170	655	240			69	28	12.1	0.5
Hierro fundido										
2% C, 1% Si, ASTM A-47	7 300	345	620	330	230		165	65	12.1	10
Aluminio										
Aleación 1100-H14 (99% Al)	2 710	110		70	95	55	70	26	23.6	9
Aleación 2014-T6	2 800	455		275	400	230	75	27	23.0	13
Aleación 2024-T4	2 800	470		280	325		73		23.2	19
Aleación 5456-H116	2 630	315		185	230	130	72		23.9	16
Aleación 6061-T6	2 710	260		165	240	140	70	26	23.6	17
Aleación 7075-T6	2 800	570		330	500		72	28	23.6	11
Cobre										
Libre de oxígeno (99.9% Cu)										
Recocido	8 910	220		150	70		120	44	16.9	45
Endurecido	8 910	390		200	265		120	44	16.9	4
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)										
Laminado en frío	8 470	510		300	410	250	105	39	20.9	8
Recocido	8 470	320		220	100	60	105	39	20.9	65
Latón rojo (85% Cu, 15% Zn)										
Laminado en frío	8 740	585		320	435		120	44	18.7	3
Recocido	8 740	270		210	70		120	44	18.7	48
Estaño bronce (88 Cu, 8 Sn, 4 Zn)	8 800	310			145		95		18.0	30
Manganeso bronce (63 Cu, 25 Zn, 6 Al, 3 Mn, 3 Fe)	8 360	655			330		105		21.6	20
Aluminio bronce (81 Cu, 4 Ni, 4 Fe, 11 Al)	8 330	620	900		275		110	42	16.2	6

(La tabla continúa en la página 749)

ANEXO 2 DIMENSIONES DE PTR (CATALOGO ACERO DIPAC)

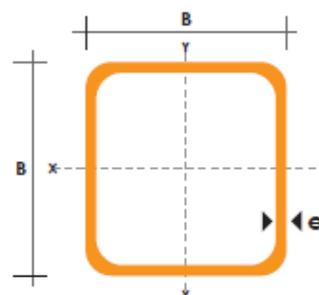
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



ANEXO 3 DIMENSIONES DEL PERFIL G (CATALOGO ACERO DIPAC)

PERFILES ESTRUCTURALES CORREAS "G"

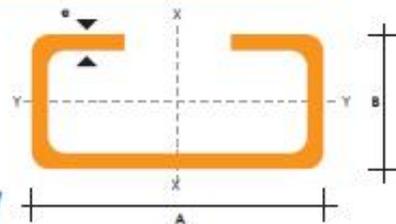
Especificaciones Generales

Norma	INEN 1 623: 2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6mts
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.5mm hasta 12mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



DIMENSIONES				PESOS			SECCION	EJE X-X			PROPIEDADES		
A	B	C	e	6metros	1metro	I		W	I	I	W	I	
mm	mm	mm	mm	Kg	Kg	cm2	cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm	
60	30	10	1.5	9.19	1.53	1.95	11.02	3.67	2.38	2.43	1.25	1.12	
60	30	10	2	11.94	1.99	2.54	13.98	4.66	2.35	3.01	2.85	1.09	
60	30	10	3	16.98	2.83	3.61	18.9	6.3	2.29	3.87	3.69	1.04	
80	40	15	1.5	13.18	2.20	2.80	27.43	6.86	3.13	6.39	2.53	1.51	
80	40	15	2	16.68	2.78	3.54	35.30	8.81	3.16	8.07	3.18	1.51	
80	40	15	3	24.06	4.01	5.11	49.00	12.30	3.10	10.80	4.27	1.46	
100	50	15	2	20.40	3.40	4.34	69.20	13.80	4.00	15.00	4.57	1.86	
100	50	15	3	29.70	4.95	6.31	97.80	19.60	3.94	20.50	6.25	1.80	
100	50	20	4	40.26	6.71	8.55	126.70	25.34	3.85	28.50	9.05	1.83	
100	50	25	5	51.12	8.52	10.86	152.51	30.50	3.75	36.52	12.09	1.83	
125	50	15	2	22.80	3.80	4.84	116.00	18.60	4.91	16.20	4.69	1.83	
125	50	15	3	33.24	5.54	7.06	165.00	26.50	4.84	22.20	6.43	1.77	
125	50	20	4	44.99	7.49	9.55	217.00	34.70	4.77	30.90	9.32	1.80	
125	50	25	5	57.00	9.50	12.11	264.32	42.29	4.67	39.88	12.46	1.82	
125	50	30	6	70.78	11.78	14.73	307.13	49.14	4.56	48.69	15.81	1.81	
150	50	15	2	25.14	4.14	5.34	179.00	23.80	5.79	17.10	4.78	1.79	
150	50	15	3	36.78	6.13	7.81	255.00	34.00	5.72	23.50	6.56	1.73	
150	50	20	4	49.68	8.28	10.50	337.00	44.90	5.65	32.90	9.52	1.77	
150	75	25	5	74.70	12.45	15.86	545.36	72.71	5.86	117.22	24.17	2.72	
150	75	30	6	93.42	15.57	19.23	641.40	85.52	5.77	114.47	30.57	2.74	
175	50	15	2	27.48	4.58	5.84	258.00	29.40	6.64	17.90	4.85	1.75	
175	50	15	3	40.32	6.72	8.56	369.00	42.20	6.57	24.60	6.66	1.70	
175	75	25	4	65.40	10.9	13.90	653.00	74.60	6.84	105.00	20.90	2.75	
175	75	25	5	80.58	13.43	17.11	785.95	89.82	6.78	123.88	24.63	2.69	
175	75	30	6	100.74	16.79	20.73	929.39	106.22	6.70	152.84	31.19	2.72	
200	50	15	2	29.94	4.99	6.36	356.00	35.60	7.56	18.60	4.85	1.72	
200	50	15	3	43.86	7.31	9.31	507.00	50.70	7.45	25.10	6.57	1.65	
200	75	25	4	70.20	11.70	14.90	895.00	89.50	7.64	110.00	21.30	2.71	
200	75	25	5	86.52	14.42	18.37	1080.00	108.00	7.67	129.62	25.02	2.66	
200	75	30	6	108.00	18.00	22.23	1282.17	128.21	7.59	160.15	31.73	2.68	
250	75	25	4	79.80	13.30	16.90	1520.00	122.00	9.48	118.00	21.70	2.64	
250	100	25	5	109.98	18.33	23.36	2219.24	177.54	9.75	285.26	39.24	3.49	
250	100	30	6	135.48	22.58	28.23	2647.38	219.79	9.68	383.54	55.58	3.69	
300	100	30	4	100.80	16.80	21.30	2860.00	191.00	11.60	274.00	38.30	3.58	
300	100	35	5	126.60	21.10	26.90	3560.00	237.00	11.50	351.00	49.90	3.62	
300	100	35	6	154.74	25.79	31.80	4170.00	278.00	11.40	404.00	57.40	3.56	

También en galvanizado e inoxidable

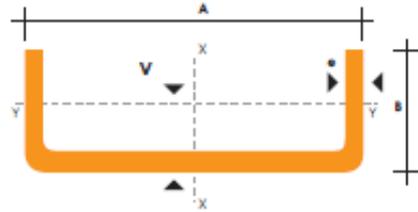


ANEXO 4 DIMENSIONES DEL PERFIL U (CATALOGO ACERO DIPAC)

PERFILES ESTRUCTURALES
CANALES "U"

Especificaciones Generales

- Norma** INEN 1 623: 2000
- Otras calidades** Previa consulta
- Largo normal** 6mts
- Otros largos** Previa consulta
- Espesores** Desde 1.5mm hasta 12mm
- Acabado** Natural
- Otro acabado** Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	46.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	39.90	6.65	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	59.16	9.86	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.38
125	60	5	53.82	8.97	11.43	266.98	42.71	4.83	39.36	9.15	1.86	1.70
125	60	6	64.92	10.82	13.52	309.25	49.48	4.78	45.85	10.78	1.84	1.75
125	60	8	84.00	14.00	17.50	383.34	61.33	4.68	57.30	13.94	1.80	1.81
125	80	6	76.44	12.74	15.92	394.28	63.08	4.97	102.94	19.10	2.54	2.61
125	80	8	99.30	16.55	20.69	493.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.96	20.16	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74
150	50	2	22.92	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.69	55.55	5.49	28.80	7.70	1.44	1.26
150	60	5	59.70	9.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.56
150	60	6	72.12	12.02	15.02	478.93	63.85	5.64	48.70	11.07	1.80	1.60
150	60	8	93.60	15.60	19.50	598.74	79.83	5.54	61.15	14.35	1.77	1.74
150	80	6	83.64	13.94	17.42	603.42	80.45	5.88	109.91	19.73	2.51	2.43
150	80	8	108.90	18.15	22.69	760.23	101.36	5.78	139.53	25.09	2.47	2.44
150	80	10	132.96	22.16	27.71	896.29	119.50	5.68	165.85	30.37	2.44	2.54

También en galvanizado e inoxidable

ANEXO 5 DIMENSIONES DEL TUBO GALVANIZADO (CATALOGO ACERO DIPAC)

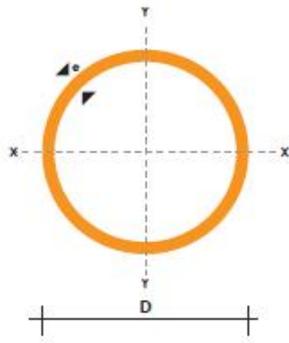
CAÑERIAS NEGRA / GALVANIZADA

Especificaciones Generales

Norma	ISO-65 SERIE LIVIANA II
Recubrimiento	Negras o Galvanizadas
Largo normal	6 mts
Otros largos	Previa consulta
Dimensiones	Desde 1/2" a 4"
Espesor	Desde 2.0 mm a 3.6 mm
Extremos	Roscados solo en galvanizadas



DIMENSIONES				PROPIEDADES			
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR	PESO	AREA			
	D	e	P	A	I	W	i
Pulg	mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
1/2	21.35	2.00	0.99	1.22	0.57	0.59	0.68
3/4	26.90	2.30	1.45	1.78	1.34	1.09	0.87
1	33.70	2.50	1.96	2.45	2.98	1.91	1.10
1 1/4	42.40	2.50	2.55	3.13	6.24	3.13	1.41
1 1/2	48.30	2.65	3.02	3.87	10.05	4.41	1.61
2	60.30	2.65	3.79	4.89	20.26	7.04	2.04
2 1/2	73.00	3.20	5.65	7.02	42.73	12.24	2.47
3	88.90	3.20	6.81	8.62	79.09	18.46	3.03
4	114.30	3.60	9.92	12.52	191.78	34.65	3.91



NOMENCLATURA

- A= Area de la selección transversal del tubo, cm²
- I= Momento de inercia de la sección, cm⁴
- W= Módulo resistente de la sección, cm³
- i= Radio de giro de la sección cm

ANEXO 6 DIMENSIONES DE PLANCHAS DE ACERO (CATALOGO ACERO DIPAC)

PLANCHAS
PL



REDUCCION DE FRACCIONES DE PULGADAS A MILIMETROS					
PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS
1/128	= 0.20	25/64	= 9.92	27/32	= 21.43
1/64	= 0.40	13/32	= 10.32	55/64	= 21.83
3/128	= 0.80	27/64	= 10.72	7/8	= 22.23
1/40	= 0.64	7/16	= 11.11	57/64	= 22.62
1/32	= 0.79	29/64	= 11.51	29/32	= 23.02
1/25	= 1.02	15/32	= 11.91	59/64	= 23.42
3/64	= 1.19	31/64	= 12.30	15/16	= 23.81
1/20	= 1.27	1/2	= 12.70	61/64	= 24.21
1/16	= 1.59	33/64	= 13.10	61/32	= 24.61
5/64	= 1.98	17/32	= 13.49	63/64	= 25.00
3/32	= 2.38	35/64	= 13.89	1	= 25.40
7/64	= 2.78	9/16	= 14.29	11/10	= 27.00
1/8	= 3.18	37/64	= 14.68	11/8	= 28.60
9/64	= 3.57	19/32	= 15.08	18/16	= 30.20
5/32	= 3.97	39/64	= 15.48	11/4	= 31.70
11/64	= 4.37	5/8	= 15.88	15/16	= 33.30
3/16	= 4.76	41/64	= 16.27	13/8	= 34.90
13/64	= 5.16	21/32	= 16.67	17/16	= 36.50
7/32	= 5.56	46/64	= 17.07	11/2	= 38.10
15/64	= 5.95	11/16	= 17.46	19/10	= 39.70
1/4	= 6.35	45/64	= 17.86	15/8	= 41.30
17/64	= 6.75	23/32	= 18.26	111/16	= 42.90
9/32	= 7.14	47/64	= 18.65	13/4	= 44.40
19/64	= 7.54	3/4	= 19.05	113/16	= 46.00
5/16	= 7.94	49/64	= 19.45	17/8	= 47.60
21/64	= 8.33	25/32	= 19.84	115/16	= 49.20
11/32	= 8.73	51/64	= 20.24	2	= 50.80
23/64	= 9.13	13/16	= 20.64		
3/8	= 9.53	53/64	= 21.03		

DIMENSIONES EN (mm)			PESOS
ANCHO	LARGO	ESPESOR	KG
1220	2440	2	46.74
1220	2440	3	70.10
1220	2440	4	93.47
1500	2440	4	114.92
1220	2440	5	116.84
1500	2440	5	143.66
1800	2440	5	172.39
1220	2440	6	140.21
1500	2440	6	172.39
1800	2440	6	206.86
1220	2440	8	186.94
1500	2440	8	229.85
1800	2440	8	275.82
1220	2440	10	233.68
1500	2440	10	287.31
1800	2440	10	344.77
1220	6000	12	689.54

METODO PRACTICO PARA CALCULAR PESO DE LAS PLANCHAS DE ACERO

----- NOMENCLATURA

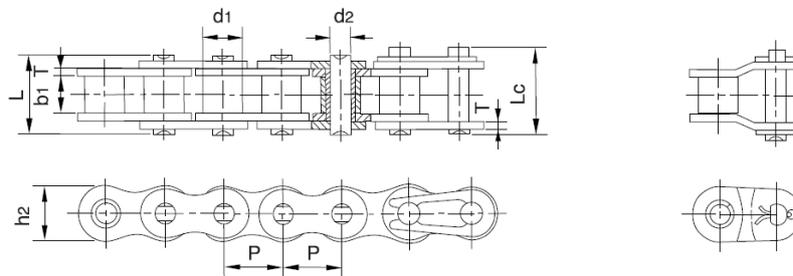
L = Largo (mm)
A = Ancho (mm)
E = Espesor (mm)
Peso = Kgs.

$$\text{Peso} = \frac{L \times A \times E \times 7,85}{1,000.00}$$

Ejemplo: $\frac{(L = 1220\text{mm} \times A = 2440 \text{ mm} \times E = 1,0\text{mm}) \times 7,85}{1,000.00} = 23.368 \text{ Kg}$

ANEXO 7 DIMENSIONES DE CADENAS (CATALOGO DE CADENA DE RODILLOS SERIA A)

Cadenas de Rodillos / **SERIE A**



REFERENCIA	REFERENCIA	PASO	DIAMETRO DE RODILLO	ANCHO INTERIOR	DIAMETRO EJE	LONGITUD DEL EJE		ANCHO MALLAS	GROSOR DE MALLAS	FUERZA DE TENSION TOTAL	FUERZA DE TENSION MEDIA	PESO POR METRO
DIN/ISO	ANSI	P	d1 máx	b1 mín	d2 máx	L máx	Lc mín	h2 máx	T máx	Q mín,	Qo	q
		mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	kN	kN	kg./m.
*03C	*15	4.7625	2.48	2.38	1.62	6.10	6.90	4.30	0.60	1.80	2.0	0.08
*04C-1	*25	6.350	3.30	3.18	2.31	7.90	8.40	6.00	0.80	3.50	4.6	0.15
*06C-1	*35	9.525	5.08	4.77	3.58	12.40	13.17	9.00	1.30	7.90	10.8	0.33
085-1	41	12.700	7.77	6.25	3.58	13.75	15.00	9.91	1.30	6.67	12.6	0.41
08A-1	40	12.700	7.95	7.85	3.96	16.60	17.80	12.00	1.50	14.10	17.5	0.62
10A-1	50	15.875	10.16	9.40	5.08	20.70	22.20	15.09	2.03	22.20	29.4	1.02
12A-1	60	19.050	11.91	12.57	5.94	25.90	27.70	18.00	2.42	31.80	41.5	1.50
16A-1	80	25.400	15.88	15.75	7.92	32.70	35.00	24.00	3.25	56.70	69.4	2.60
20A-1	100	31.750	19.05	18.90	9.53	40.40	44.70	30.00	4.00	88.50	109.2	3.91
24A-1	120	38.100	22.23	25.22	11.10	50.30	54.30	35.70	4.80	127.00	156.3	5.62
28A-1	140	44.450	25.40	25.22	12.70	54.40	59.00	41.00	5.60	172.40	212.0	7.50
32A-1	160	50.800	28.58	31.55	14.27	64.80	69.60	47.80	6.40	226.80	278.9	10.10
36A-1	180	57.150	35.71	35.48	17.46	72.80	78.60	53.60	7.20	280.20	341.8	13.45
40A-1	200	63.500	39.68	37.85	19.85	80.30	87.20	60.00	8.00	353.80	431.6	16.15
48A-1	240	76.200	47.63	47.35	23.81	95.50	103.00	72.39	9.50	510.30	622.5	23.20

* Cadena casquillo fijo: d1 en la tabla indica el diámetro exterior del casquillo

ANEXO 8 DIMENSIONES DE HUSILLOS (CATALOGO DE TUERCAS Y HUSILLOS GAEZ)

BARRAS ROSCADAS TRAPEZIAL DIN 103

Barra roscada de precisión en acero F114 en una longitud entre 5 y 6.5 metros.

Estas barras se entregan tanto enteras como troceadas s/ pedido.

Calidad exterior: h7 – h8.

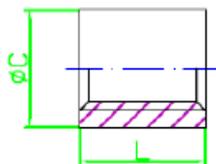
Precisión: $\pm 0.03 / 300$ mm.

REF.
DIÁMETRO x PASO
TR 15 x 3
TR 16 x 4
TR 18 x 4
TR 20 x 4
TR 22 x 5
TR 24 x 5
TR 25 x 5
TR 26 x 5
TR 28 x 5
TR 30 x 6
TR 32 x 6
TR 35 x 6
TR 36 x 6
TR 40 x 7
TR 45 x 7
TR 50 x 8



ANEXO 9 DIMENSIONES DE TUERCAS (CATALOGO DE TUERCAS Y HUSILLOS GAEZ)

REF.	mm.	mm.
Diámetro x paso	ØC	L
CR 15 x 3	25	25
CR 16 x 4	25	25
CR 20 x 4	30	30
CR 24 x 5	35	37
CR 25 x 5	35	37
CR 30 x 6	45	45
CR 35 x 6	55	60
CR 36 x 6	55	60
CR 40 x 7	55	60
CR 50 x 8	65	75
CR 60 x 9	75	90



Esta tuerca consiste en un casquillo de bronce 88/12 con rosca trapecial DIN 103 encastrado en una brida de acero.

Ventajas: Ahorro de coste por el material. La brida es de material soldable.

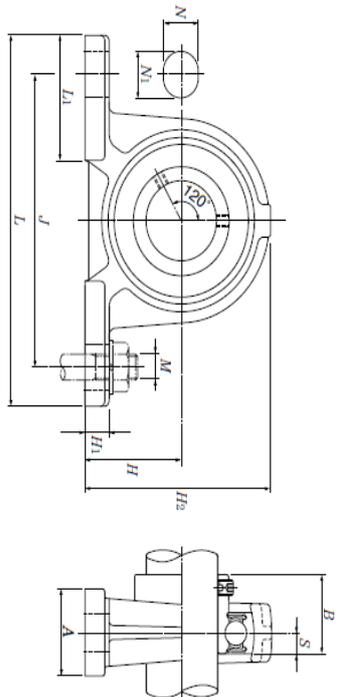
Para cambiar la tuerca basta con cambiar el casquillo.

ANEXO 10 DIMENSIONES DE CHUMACERAS (CATALOGO DE CHUMACERAS NTN)

Pillow block unit

ASPE type

Cylindrical bore with set screw

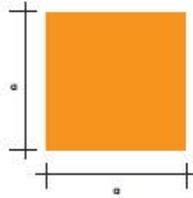


Shaft dia. mm	Unit ¹ number	Bearing ¹ number	Housing ¹ number	Nominal dimensions mm														Bolt size	Basic load ratings		Mass of unit kg
				33.3	120	95	30	12	14	9	64	42	25	7	M10	12.8	6.65		0.4		
20	ASPE204	AS204	PE204	36.5	130	105	30	12	14	10	70	42	27	7.5	M10	14.0	7.85	0.5			
25	ASPE205	AS205	PE205	42.9	155	121	36	17	20	11	82	54	29	8	M14	19.5	11.3	0.8			
30	ASPE206	AS206	PE206	47.6	161	127	38	17	20	12	92	54	34	8.5	M14	25.7	15.3	1.0			
35	ASPE207	AS207	PE207	49.2	171	137	40	17	20	12	98	52	38	9	M14	29.1	17.8	1.2			
40	ASPE208	AS208	PE208	54	180	146	40	17	20	13	105	60	40	9.5	M14	32.5	20.4	1.4			
45	ASPE209	AS209	PE209	57.2	195	159	45	19	22	14	114	65	42	10	M16	35.0	23.2	1.7			
50	ASPE210	AS210	PE210																		

¹ If relubricatable type is needed, please order with suffix "D1". (Ex:ASPE204D1)

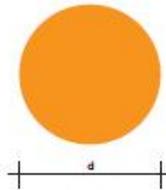
ANEXO 11 DIMENSIONES DE VARILLAS (CATALOGO ACERO DIPAC)

VARILLA CUADRADA LISA



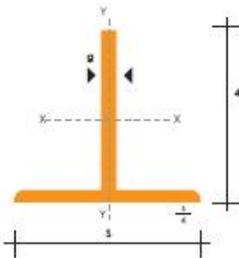
DENOMINACION	LADO		PESO		AREA
	mm	kg/m	kg/6m	cm2	
VCU 5/16	8.0	0.57	3.41	0.72	
VCU 3/8	9.0	0.64	3.83	0.81	
VCU 1/2	11.0	0.95	5.70	1.21	
VCU 5/8	15.0	1.77	10.60	2.25	
VCU 3/4	18.0	2.54	15.26	3.24	
VCU 24,5	24.5	4.72	28.30	6.00	

VARILLA REDONDA LISA



DENOMINACION	DIAMETRO	PESO		AREA
	mm	kg/m	kg/6m	cm2
VRL 5,5	5.5	0.34	2.04	0.43
VRL 8	8.0	0.50	2.96	0.63
VRL 10	10.0	0.62	3.70	0.79
VRL 12	12.0	0.89	5.33	1.13
VRL 15	15.0	1.39	8.32	1.77
VRL 18	18.0	2.00	11.98	2.55
VRL 22	22.0	2.98	17.90	3.80
VRL 24,5	24.0	3.70	22.20	4.71

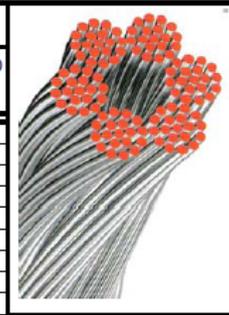
TEES



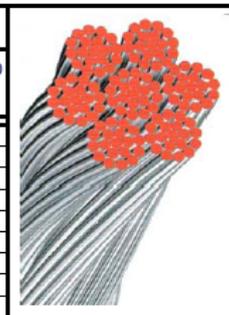
DENOMINACION	DIMENSIONES			PESO		AREA
	mm			kg/m	kg/6m	cm2
	a	b	e			
TEE 20X3	20	20	3	0.90	5.40	1.15
TEE 25X3	25	25	3	1.19	7.14	1.52
TEE 30X3	30	30	3	1.41	8.48	1.80

ANEXO 12 DIMENSIONES DE CABLES DE ACERO (CATALOGO DE CABLES DE ACERO TECHNO)

CABLES DE ACERO					
				6 x 19 + 1 (FC)	DIN: 3060
Diámetro cable (mm.)	Diámetro alambre (mm.)	Sección cable (mm ²)	Peso (Kg./m.)	CRM/MBL 1770 N/mm ² Kn.	CRM/MBL 1770 N/mm ² Kg.
3	0,20	7	0,03	4,90	498
4	0,25	9	0,06	8,70	885
5	0,33	12	0,09	13,60	1.380
6	0,38	14	0,13	19,60	1.990
7	0,44	18	0,17	26,70	2.710
8	0,51	24	0,22	34,80	3.540
9	0,57	30	0,28	44,10	4.480
10	0,63	37	0,35	54,40	5.530
11	0,71	47	0,42	65,80	6.690
12	0,77	55	0,50	78,30	7.970
13	0,83	64	0,59	91,90	9.350
14	0,89	73	0,68	107,00	10.800
16	1,03	98	0,89	139,00	14.200
18	1,15	122	1,12	176,00	17.900
20	1,27	148	1,38	218,00	22.100
22	1,41	183	1,67	263,00	26.800
24	1,55	220	1,99	313,00	31.900



CABLES DE ACERO					
				7 x 19 + 0 (SC)	DIN: 3060
Diámetro cable (mm.)	Diámetro alambre (mm.)	Sección cable (mm ²)	Peso (Kg./m.)	CRM/MBL 1770 N/mm ² Kn.	CRM/MBL 1770 N/mm ² Kg.
3	0,20	8	0,03	5,29	538
4	0,26	11	0,06	9,40	956
5	0,33	13	0,10	14,70	1.490
6	0,39	16	0,14	21,20	2.150
7	0,45	21	0,19	28,80	2.930
8	0,51	28	0,24	37,60	3.820
9	0,58	36	0,31	47,60	4.840
10	0,64	44	0,38	58,80	5.970
11	0,70	53	0,46	71,10	7.230
12	0,77	64	0,55	84,60	8.610
13	0,83	74	0,64	99,30	10.100
14	0,89	86	0,75	115,00	11.700
15	0,95	98	0,83	133,00	13.570
16	1,01	111	0,97	150,00	15.300
17	1,09	129	1,09	170,00	17.350
18	1,15	143	1,23	190,00	19.300
19	1,21	159	1,35	213,00	21.680
20	1,27	176	1,52	235,00	23.900
22	1,39	211	1,84	284,00	28.900
24	1,51	249	2,19	338,00	34.500



ANEXO 13 DIMENSIONES DE TUBO MECÁNICO (CATALOGO ACERO DIPAC)

TUBO MECANICO REDONDO

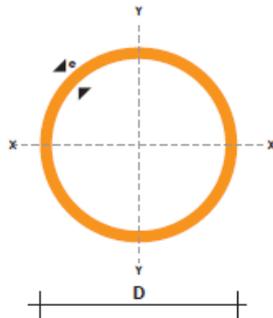
Especificaciones Generales

Norma	A57M A 513
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo Normal	6 mts
Otros largos dimensiones	Previa consulta
Desde 1/2" a 2 1/2"	
Esesor	Desde 0,6 mm a 1,5 mm



NOMENCLATURA

A=	Area de la selección transversal del tubo, cm ²
I=	Momento de inercia de la sección, cm ⁴
W=	Módulo resistente de la sección, cm ³
i=	Radio de giro de la sección cm



DIAMETRO EXTERIOR D	ESPESOR		PESO		PROPIEDADES		
	e	P	A	I	W	i	
Pulg	mm	kg/6m	cm	cm ⁴	cm ³	cm	
1/2	12.70	0.60	1.14	0.23	0.04	0.07	0.43
		0.75	1.44	0.28	0.05	0.08	0.42
		0.95	1.86	0.35	0.06	0.09	0.41
		1.10	2.10	0.40	0.07	0.11	0.41
		1.50	2.82	0.53	0.08	0.13	0.39
5/8	15.88	0.60	1.44	0.29	0.08	0.11	0.54
		0.75	1.86	0.36	0.10	0.13	0.53
		0.95	2.28	0.44	0.12	0.15	0.51
		1.10	2.64	0.51	0.14	0.18	0.52
		1.50	3.54	0.68	0.18	0.22	0.51
3/4	19.05	0.60	1.74	0.35	0.15	0.16	0.65
		0.75	2.16	0.43	0.19	0.19	0.65
		0.95	2.70	0.54	0.22	0.23	0.64
		1.10	3.18	0.62	0.25	0.26	0.63
		1.50	4.20	0.83	0.32	0.34	0.62
7/8	22.22	0.60	2.04	0.41	0.24	0.21	0.76
		0.75	0.52	0.50	0.29	0.26	0.76
		0.95	3.18	0.63	0.36	0.32	0.75
		1.10	3.66	0.73	0.41	0.37	0.75
		1.50	4.92	0.98	0.53	0.47	0.74
1	25.40	0.60	2.28	0.47	0.36	0.28	0.88
		0.75	2.88	0.58	0.44	0.35	0.87
		0.95	3.60	0.73	0.55	0.43	0.87
		1.10	4.20	0.84	0.62	0.49	0.86
		1.50	5.64	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4	31.75	0.95	4.50	0.92	1.09	0.69	1.18
		1.10	5.22	1.06	1.24	0.78	1.08
		1.50	7.08	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2	38.10	0.95	5.40	1.11	1.91	1.00	1.31
		1.10	6.24	1.28	2.19	1.15	1.31
		1.50	8.46	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4	44.45	0.95	6.24	1.30	3.07	1.38	1.54
		1.10	7.26	1.50	3.52	0.16	1.53
		1.50	9.84	2.02	4.67	2.10	1.52
1 7/8	47.63	0.95	6.78	1.40	3.80	1.60	1.65
		1.10	7.80	1.61	4.35	1.83	1.64
		1.50	10.26	2.17	5.79	2.43	1.63
2	50.80	0.95	7.20	1.49	4.62	1.82	1.76
		1.10	8.34	1.72	5.30	2.09	1.76
		1.50	10.80	2.32	7.06	2.78	1.74
2 3/8	60.33	1.50	13.20	2.77	12.00	3.98	2.08
2 1/2	63.50	1.50	14.04	2.92	14.05	4.42	2.19

ANEXO 14 DIMENSIONES DE PUNTAS DE EJE SEGÚN EL CATALOGO DE PRODUCTOS MECANIZADOS SAN MIGUEL

Catálogo de Productos Mecanizados San Miguel:

CATALOGO DE PUNTA DE EJES CONVENCIONALES				
Espesor	Denominación	Rodamientos	Maza y Bulones	cola
1"1/2	Automotor	30204/05	Maza Tipo Fiat 4 Bulones 9/16"	150mm
	Estándar	30205/06	Maza Tipo Ford	150mm
2"	Liviano	30205/07	Centro 92mm	200mm
	Estándar	30206/08		
	Reforzado	30207/09		
2"1/2	Liviano	30207/09	5 bulones 1/2" o 5/8"	250mm
	Estándar	30209/11	Maza Tipo Ford Grande	
3"	Liviano	30209/11	Centro 150mm	300mm
	Estándar	30209/32212	5 bulones 3/4"	
	Reforzado	30210/32213	Maza Tipo Mercedes Benz.	
	Extra-reforzado	30210/32213	Centro 220mm	
4"	Estándar	32213/16	8 bulones 20mm	350mm
	Gemelo	32217/17	Maza Tipo Mercedes Benz. Centro 220mm 8 o 10 bulones 20mm	

ANEXO 15 DIMENSIONES PERFIL IPN (CATALOGO ACERO DIPAC)

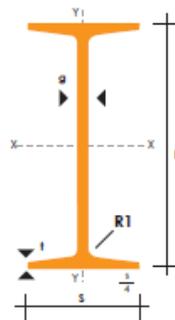
PERFILES LAMINADOS IPN

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00m y 12,00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						SECCION PESOS		PROPIEDADES			
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 mm	cm ²	Kg/m	I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	W _x cm ³	W _y cm ³
IPN 80	80	42	3.90	5.90	30.90	2.30	7.58	5.95	77	6.29	19.50	3.00
IPN 100	100	50	4.50	6.80	4.50	2.70	10.60	8.32	171	12.20	34.20	4.88
IPN 120	120	58	5.10	7.70	5.10	3.10	14.20	11.20	328	21.50	54.70	7.41
IPN 140	140	66	5.70	8.60	5.70	3.40	18.30	14.40	573	35.20	81.90	10.70
IPN 160	160	74	6.30	9.50	6.30	3.80	22.80	17.90	935	54.70	117.00	14.80
IPN 180	180	82	6.90	10.40	6.90	4.10	27.90	21.90	1450	81.30	161.00	19.80
IPN 200	200	90	7.50	11.30	7.50	4.50	33.50	26.30	2140	117.00	214.00	26.00
IPN 220	220	98	8.10	12.20	8.10	4.90	39.60	31.10	3060	162.00	278.00	33.10
IPN 240	240	106	8.70	13.10	8.70	5.20	46.10	36.20	4250	221.00	354.00	41.70
IPN 260	260	113	9.40	14.10	9.40	5.60	53.40	41.90	5740	288.00	442.00	51.00
IPN 300	300	125	10.80	16.20	10.80	6.50	69.10	54.20	9800	451.00	653.00	72.20
IPN 340	340	137	12.20	18.30	12.20	7.30	86.80	68.10	15700	647.00	923.00	98.40
IPN 360	360	143	13.00	19.50	13.00	7.80	97.10	76.20	19610	818.00	1090.00	114.00
IPN 400	400	155	14.40	21.60	14.40	8.60	118.00	92.60	29210	1160.00	1460.00	149.00
IPN 450	450	170	16.20	24.30	16.20	9.70	147.00	115.00	45850	1730.00	2040.00	203.00
IPN 500	500	185	18.00	27.00	18.00	10.80	180.00	141.00	68740	2480.00	2750.00	268.00
IPN 550	550	200	19.00	30.00	19.00	11.90	213.00	167.00	99180	3490.00	3610.00	349.00



ANEXO 16 CATALOGO DE DISCOS JOHN DEERE

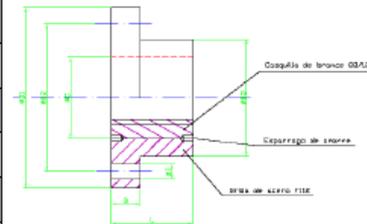
DISCOS JOHN DEERE

NO. DE PARTE	FORMA	FILO	DIÁMETRO (pulgadas)	GROSOR (milímetros)	PROFUNDIDAD DEL CÓNCAVO (centímetros)	TIPO Y TAMAÑO DE CENTRO (centímetros)
B27492	Esférico	Liso	14	3.0	3	TRL 1.125
K40198	Esférico	Liso	18	4.0	4.2	RD 1.50
A47237	Esférico	Liso	20	6.5	5.1	DC 1.25 x 1.125
B31318	Esférico	Liso	20	4.5	5.1	DC 1.25 x 1.125
K33520	Cónico	Liso	20	3.5	8.4	RD 1.50
K40200	Esférico	Liso	20	4.0	5.3	RD 1.50
B32709	Cónico	Liso	20.3	4.5	8.25	DC 1.25 x 1.125
A15490	Plano	Liso	20.5	6.4		Rueda guía
A11975	Plano	Liso	20.5	6.0		Rueda guía
A36292	Esférico	Dentado	22	6.0	6.6	DC 1.25 x 1.125
A49254	Esférico	Liso	22	4.5	6.4	DC 1.25 x 1.125
B31323	Esférico	Dentado	22	4.5	6.4	DC 1.25 x 1.125
K33522	Cónico	Liso	22	4.0	9.6	RD 1.50
K33523	Cónico	Dentado	22	4.0	9.6	RD 1.50
P54851	Plano	Liso	22	6.0		Rueda guía
Q30095	Esférico	Liso	22	4.0	6.4	RD 1.50
Q31446	Esférico	Dentado	22	4.0	6.4	RD 1.50
B32715	Cónico	Liso	24	6.5	9.9	CU 1.125
B35606	Esférico	Liso	24	6.5	7.2	DC 1.25 x 1.125
B35607	Esférico	Dentado	24	6.5	7.3	CU 1.250
K33524	Cónico	Liso	24	4.5	10.8	RD 1.50
K33525	Cónico	Dentado	24	4.8	10.8	RD 1.50
K36974	Esférico	Liso	24	6.5	8.2	RD 1.50
K36975	Esférico	Dentado	24	6.5	8.2	RD 1.50
P59644	Esférico	Liso	24	6.6	7.6	MIX 1.50R x 1.43 C
P59645	Esférico	Dentado	24	6.5	7.6	MIX 1.50R x 1.43 C
Q30096	Esférico	Liso	24	4.5	7.6	RD 1.50
Q30300	Esférico	Dentado	24	4.5	7.6	RD 1.50
A15409	Esférico	Liso	26	6.3	9.5	Arado
A31998	Esférico	Liso	26	6.5	10.2	DC 1.625 x 1.500
A34797	Esférico	Dentado	26	6.5	9.5	TRL 1.250
B35608	Esférico	Liso	26	6.5	10.2	CU 1.250
K36976	Esférico	Liso	26	6.5	9.3	RD 1.50
K36977	Esférico	Dentado	26	6.5	9.3	RD 1.50
K37327	Cónico	Dentado	26	6.0	10.2	RD 1.50
P59646	Esférico	Liso	26	6.5	9.5	MIX 1.50R x 1.43 C
P59647	Esférico	Dentado	26	6.5	9.5	MIX 1.50R x 1.43 C
A15411	Esférico	Liso	28	6.4	10.8	Arado

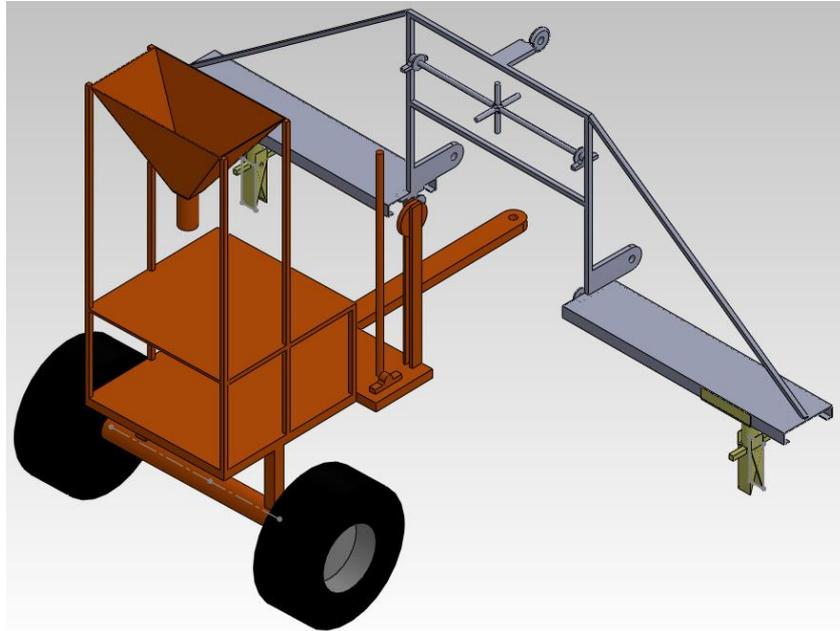
ANEXO 17 DIMENSIONES DE TUERCAS DE BRIDA (CATALOGO DE TUERCAS Y HUSILLOS GAEZ)

TUERCAS BRIDA DE ACERO

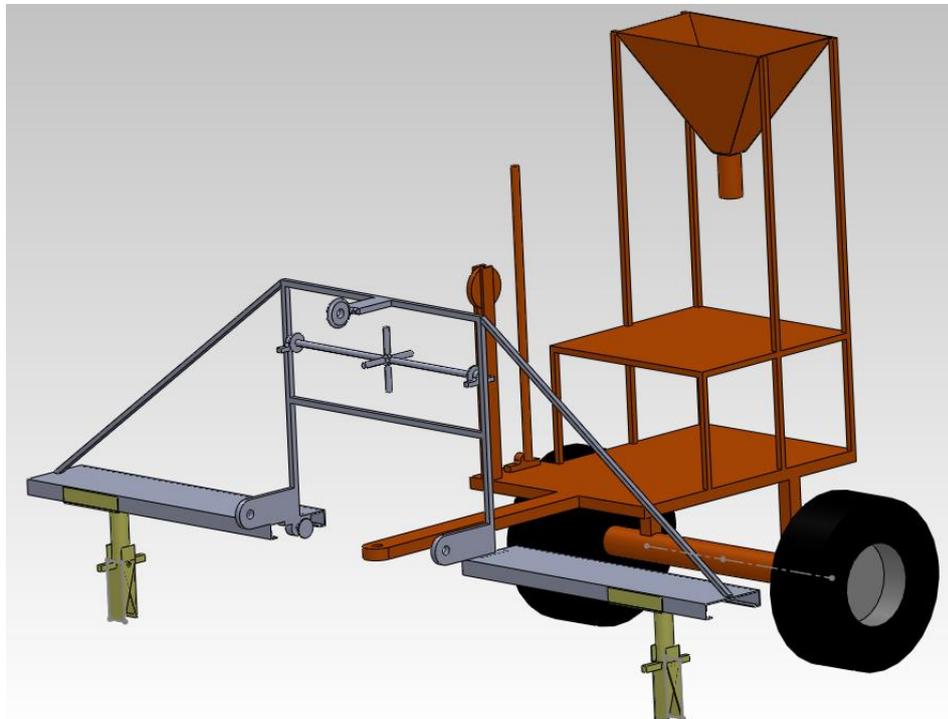
REF.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	N x mm
Diámetro x paso	D1	D2	D3	L	B	ØC	N x ØT
BR 15 x 3	60	50	38	25	10	25	3 x 6.5
BR 16 x 4	60	50	38	25	10	25	3 x 6.5
BR 20 x 4	70	55	42	30	12	30	4 x 6.5
BR 24 x 5	80	65	52	37	12	35	4 x 6.5
BR 25 x 5	80	65	52	37	12	35	4 x 6.5
BR 30 x 6	100	82	65	45	16	45	4 x 8.5
BR 35 x 6	110	93	75	60	16	55	6 x 8.5
BR 36 x 6	110	93	75	60	16	55	6 x 8.5
BR 40 x 7	110	93	75	60	16	55	6 x 8.5
BR 50 x 8	135	113	90	75	18	65	6 x 10.5
BR 60 x 9	155	129	105	90	22	75	6 x 12.5



ANEXO 18 DIBUJO ISOMÉTRICO DEL IMPLEMENTO PARA MENOS DE UN MES
PARTE POSTERIOR Y FRONTAL



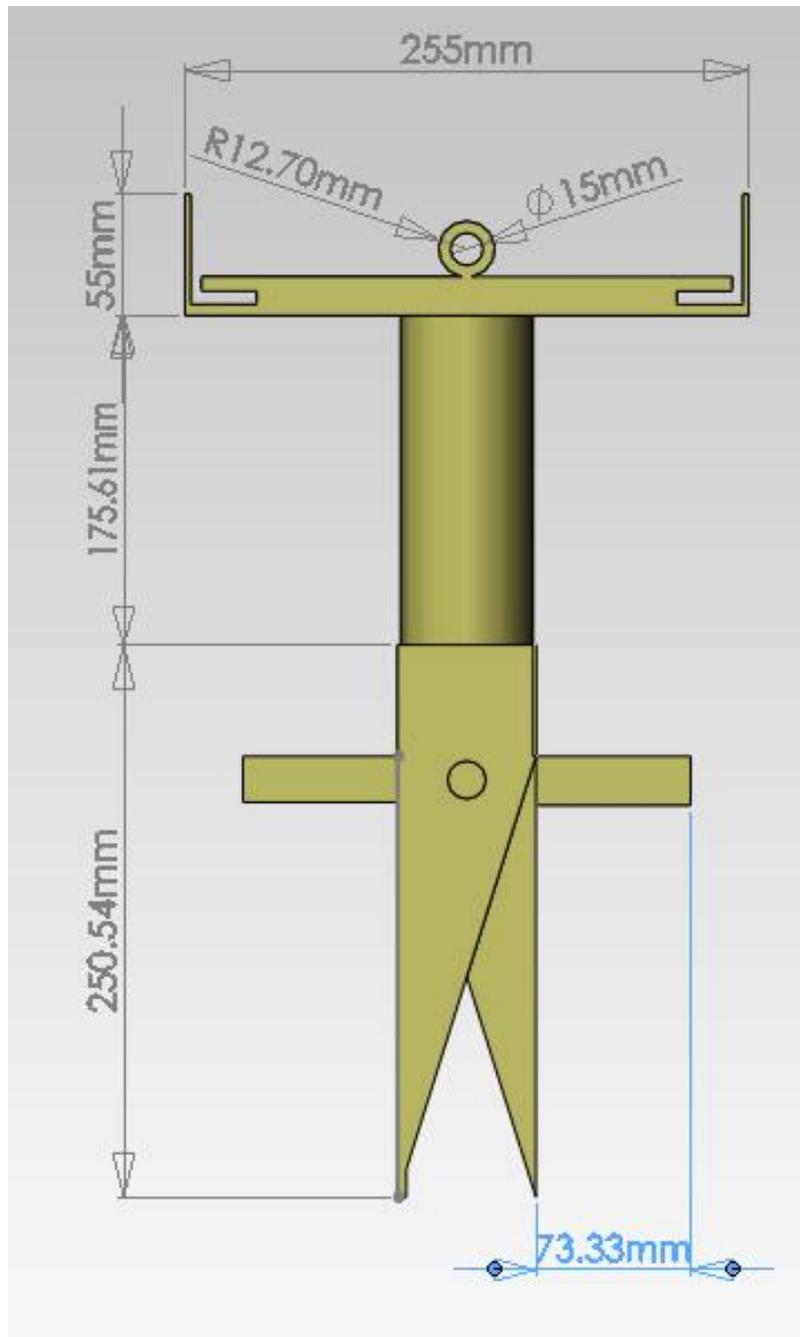
Dibujo isométrico parte posterior del implemento para menos de dos meses



Dibujo isométrico de la parte frontal del implemento para menos de dos meses

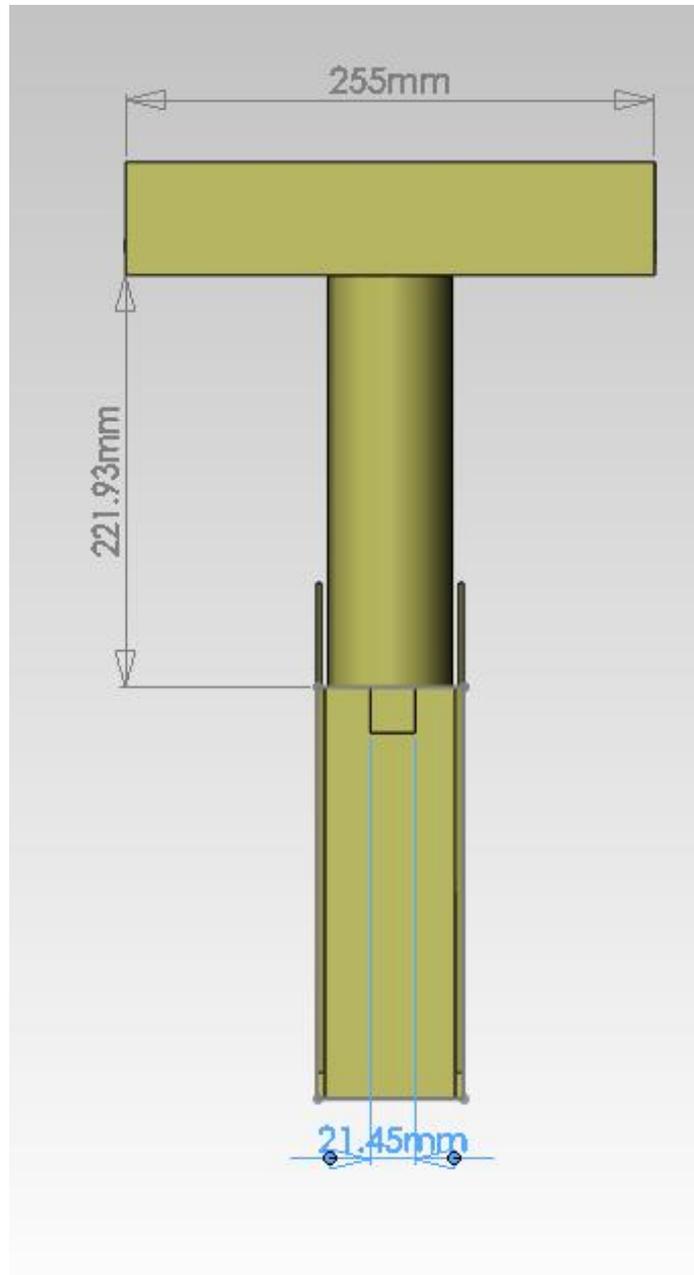
ANEXO 19

VISTA FRONTAL DE LA CUCHARA PARA ABRIR EL ORIFICIO DONDE SE COLOCA EL FERTILIZANTE



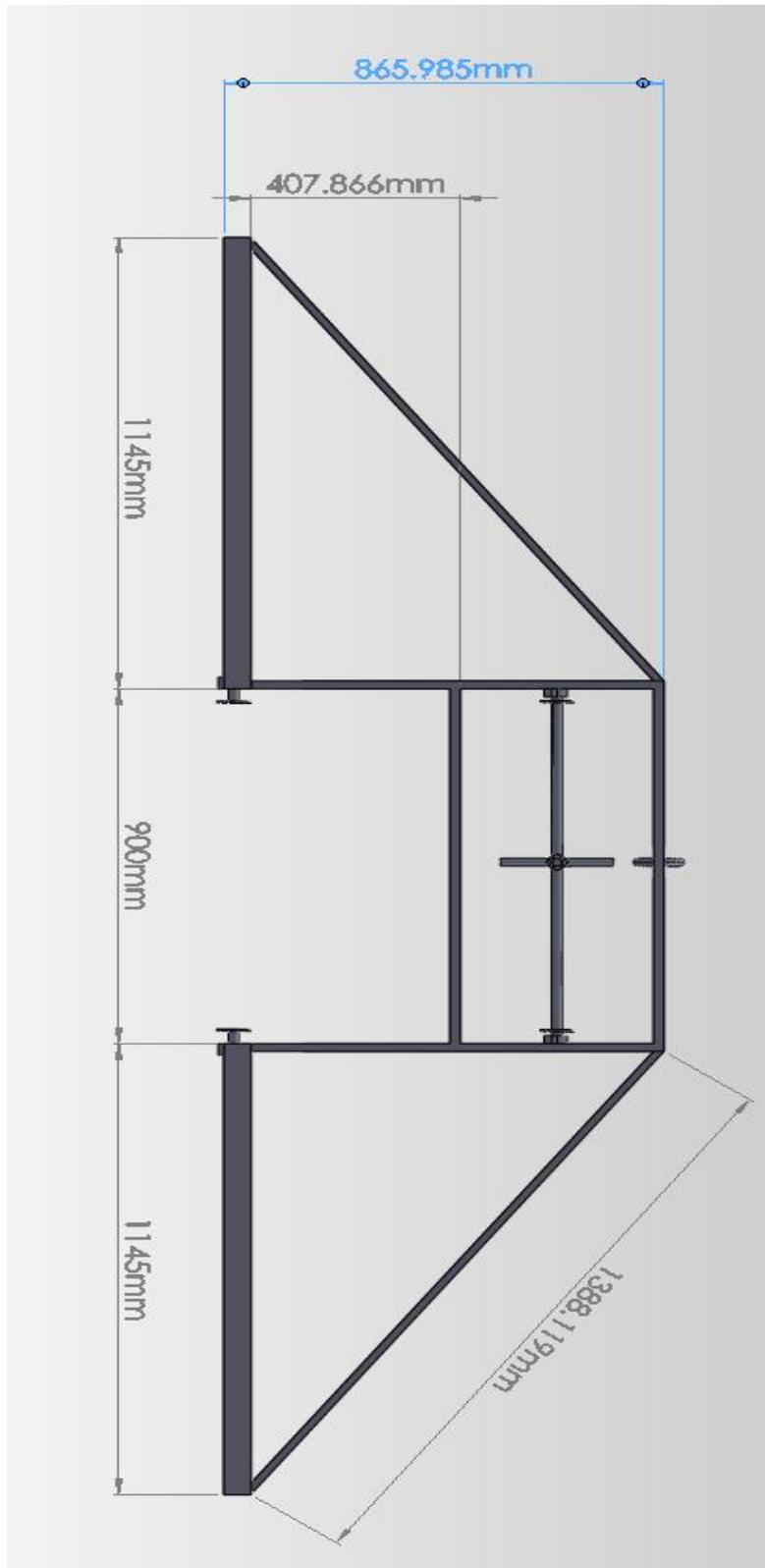
ANEXO 20

VISTA LATERAL DE LA CUCHARA PARA ABRIR EL ORIFICIO DONDE SE COLOCA EL FERTILIZANTE



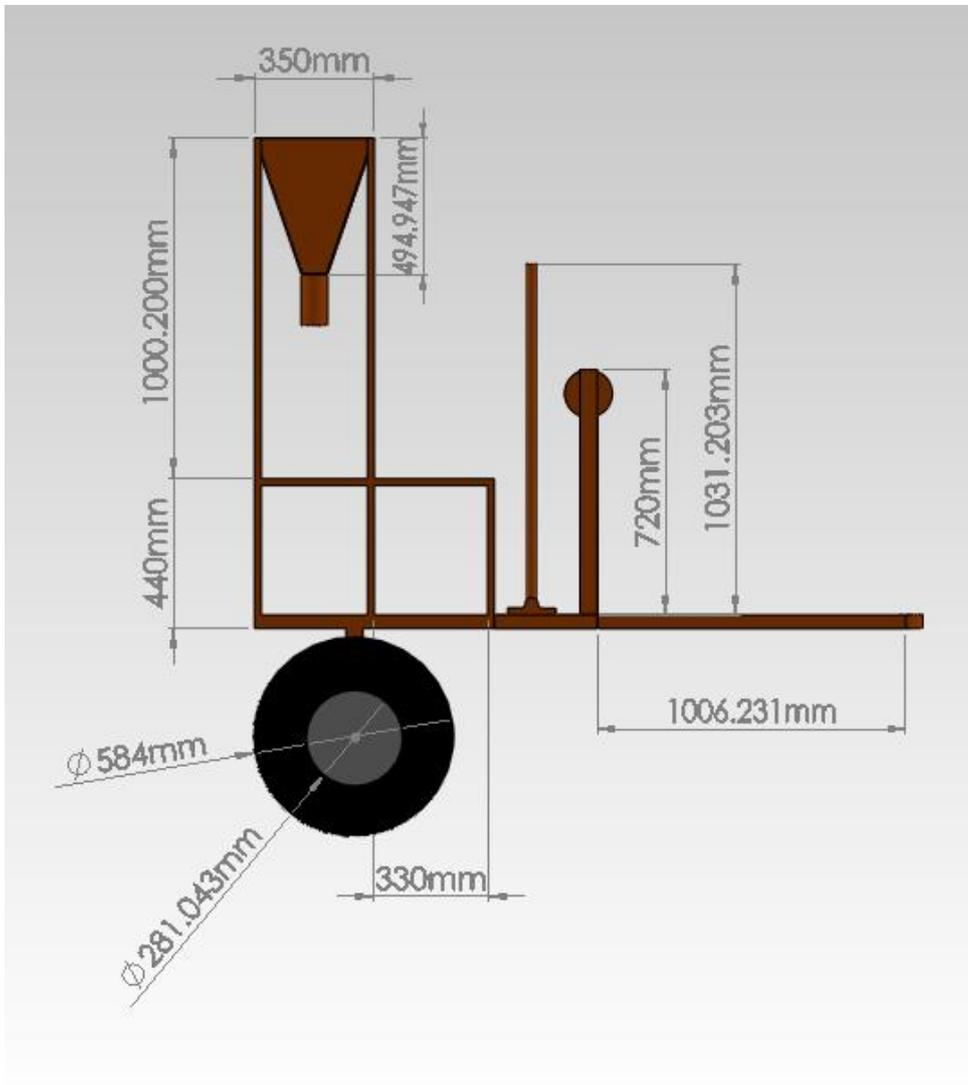
ANEXO 21

VISTA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA PARA ACOPLAR LAS CUCHARAS



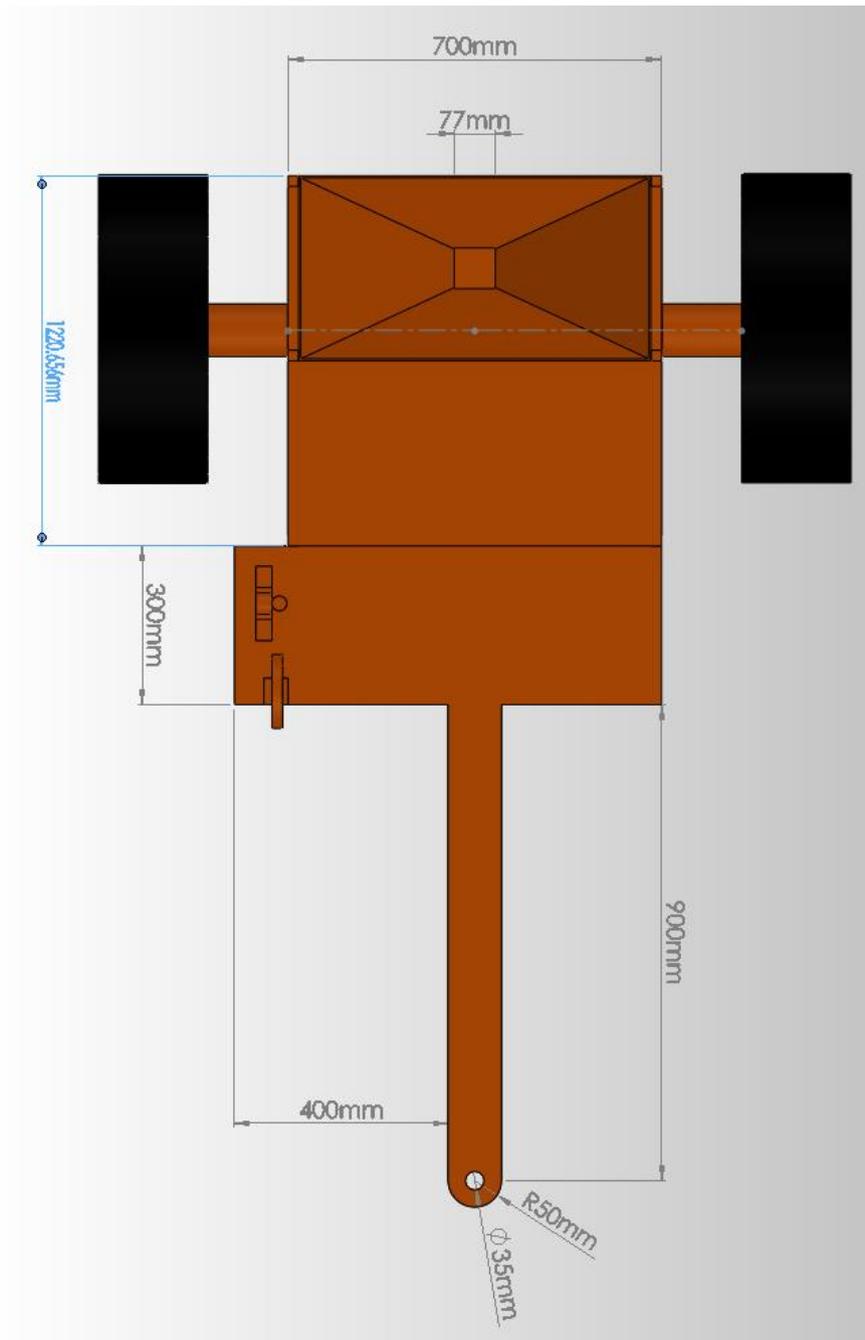
ANEXO 22

VISTA LATERAL DEL REMOLQUE PARA FERTILIZAR PARA MENOS DE DOS MESES

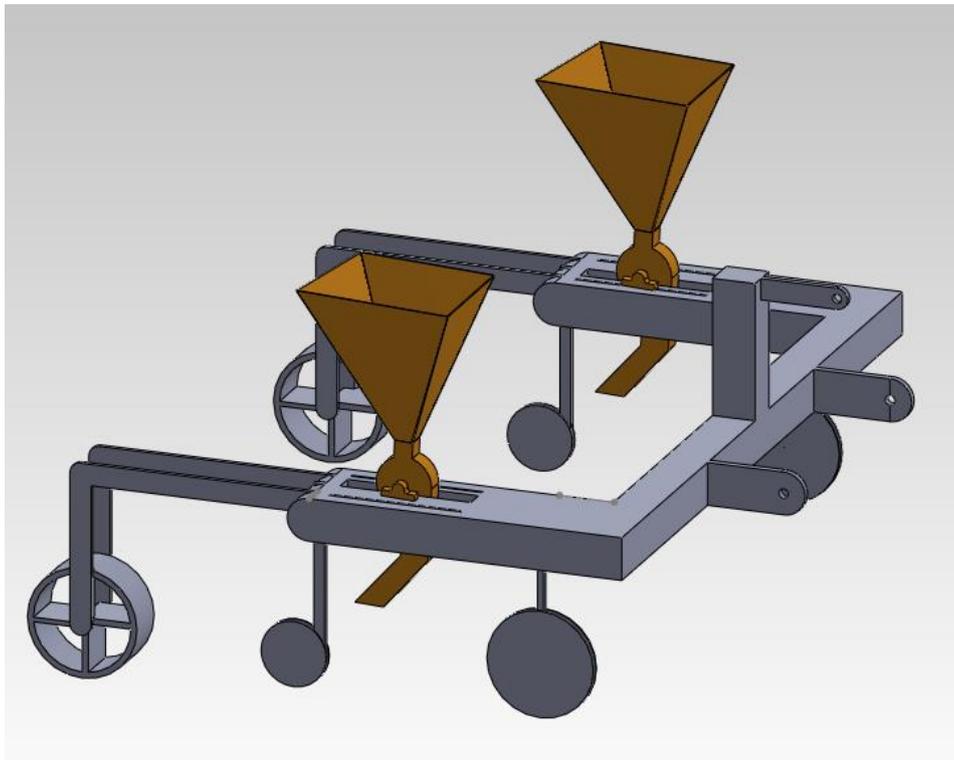


ANEXO 23

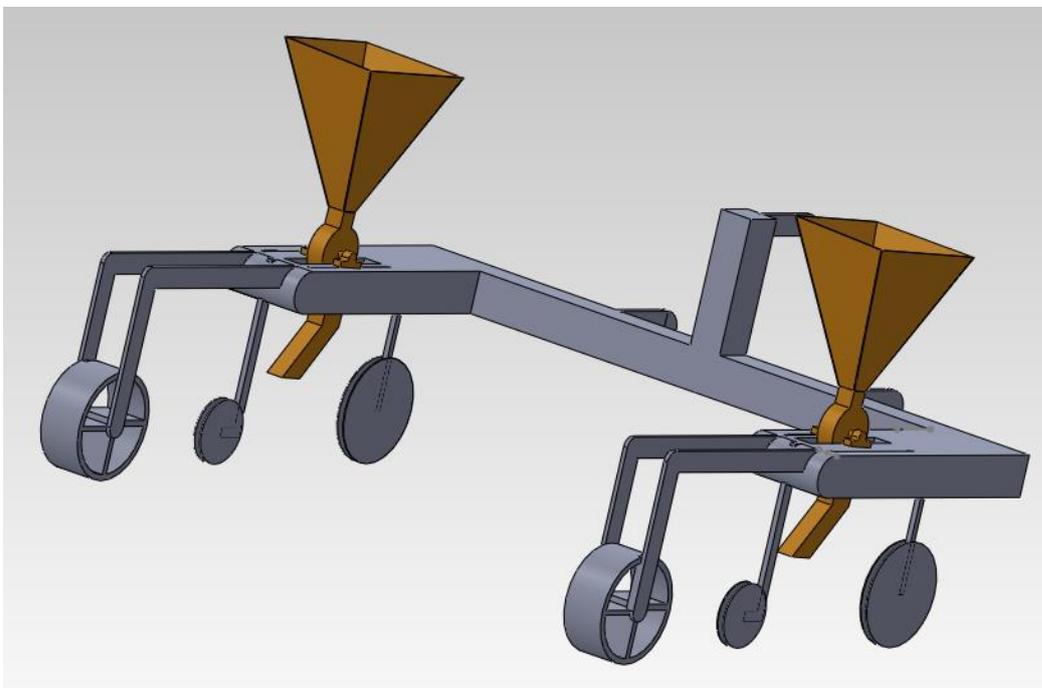
VISTA SUPERIOR DEL REMOLQUE PARA FERTILIZAR PARA MENOS DE DOS MESES



ANEXO 24 DIBUJO ISOMÉTRICO PARTE FRONTAL Y POSTERIOR DEL
IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES



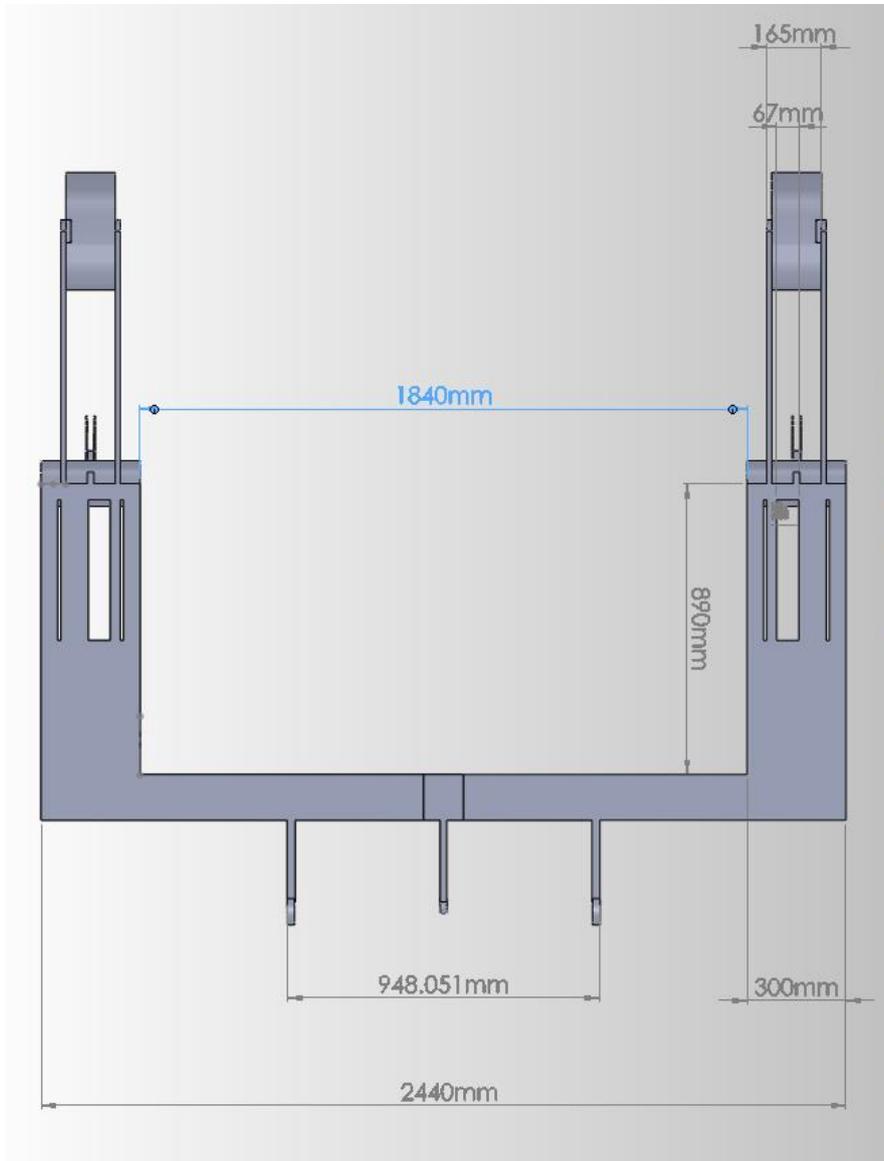
DIBUJO ISOMÉTRICO PARTE FRONTAL DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS
MESES



DIBUJO ISOMÉTRICO PARTE TRASERA DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS
MESES

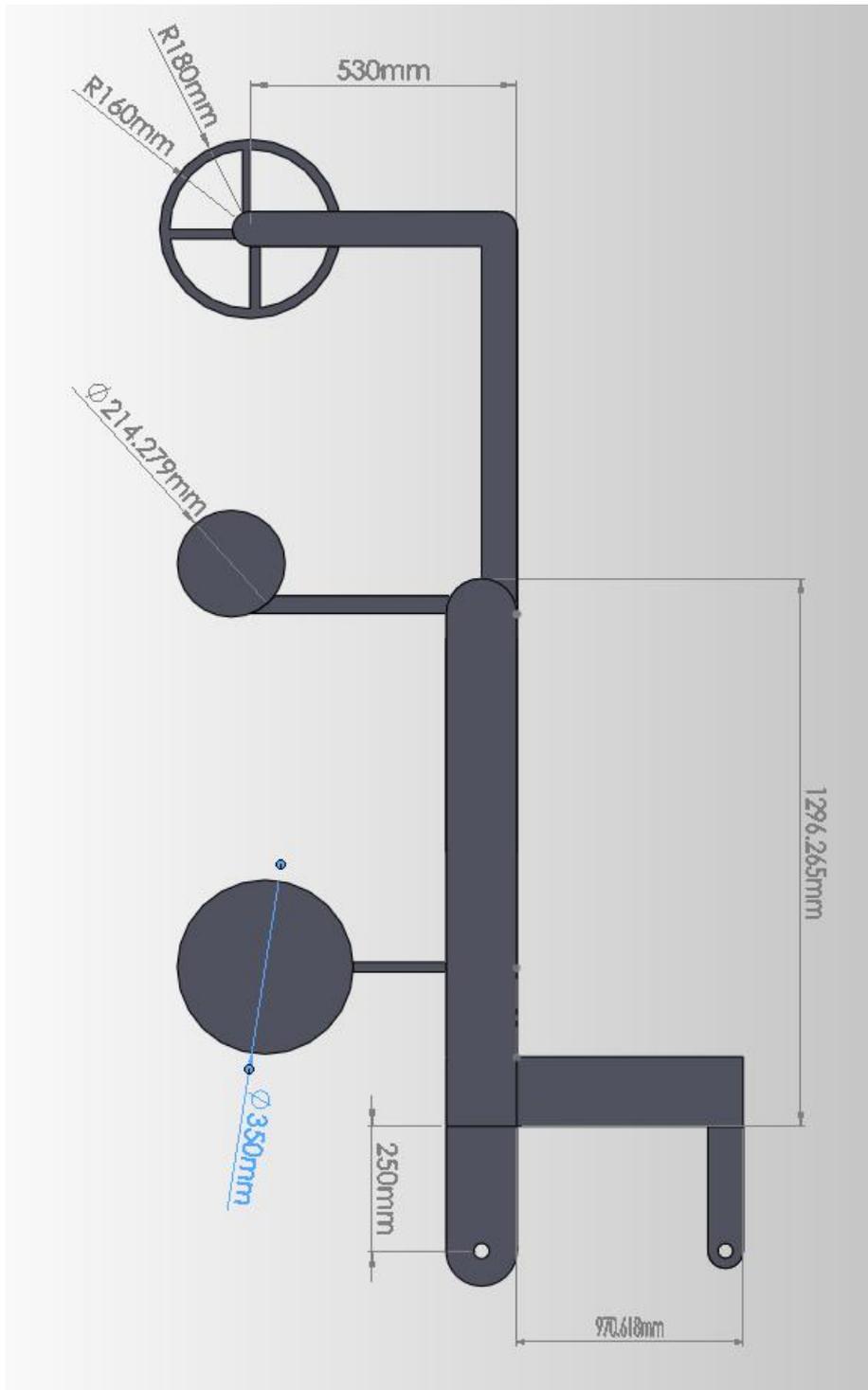
ANEXO 25

VISTA SUPERIOR DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES



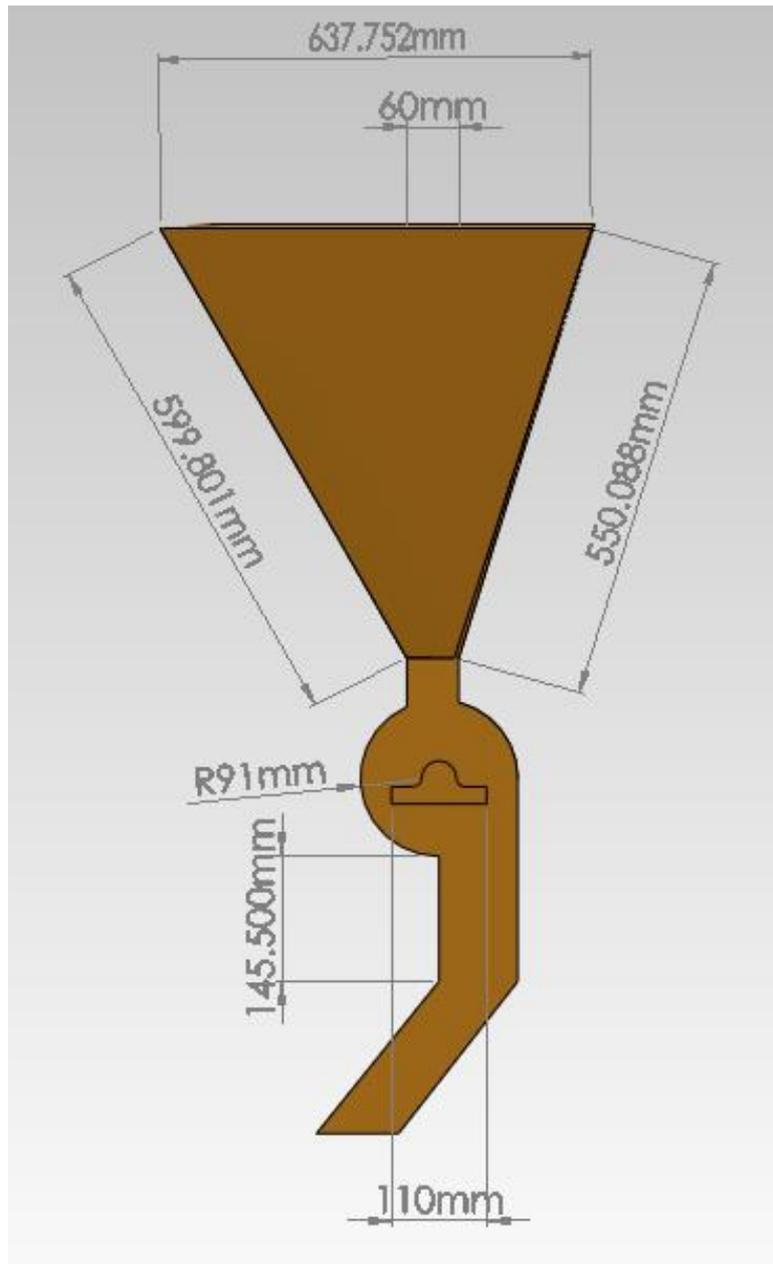
ANEXO 26

VISTA LATERAL DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES



ANEXO 27

VISTA LATERAL DEL SISTEMA DOSIFICADOR DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES



ANEXO 28

VISTA FRONTAL DEL SISTEMA DOSIFICADOR DEL IMPLEMENTO PARA MAS DE DOS MESES

