

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEGADORA DE QUINUA PARA
LOS TERRENOS DE CULTIVO DEL DEPARTAMENTO DE
AYACUCHO**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller:

RENZO JESÚS DE LA CRUZ AQUIJE

ASESOR: Jorge Hernán Alencastre Miranda

Lima, Febrero del 2015

RESUMEN

La presente tesis comprende el diseño de una máquina segadora de quinua, cuya función es cortar los tallos de quinua de los terrenos de cultivo ayacuchanos, para que posteriormente la quinua pase a los siguientes procesos de cosecha como la trilla, emparvado, etc. La máquina segadora fue diseñada para cortar tallos de quinua en la zona de Ayacucho, donde se pueden encontrar tipos de quinua como Blanca, Amarilla, Negra y Roja.

La máquina segadora ocupa un espacio aproximado de 1,2 m de largo por 2,5 metros de ancho y 1 metro de alto. En los lugares donde se encuentren los engranajes de transmisión, se ha provisto a la máquina de cobertores para evitar algún daño del mecanismo y daño a las personas que manipulen la máquina. La energía suministrada es por medio de un tractor SHANGAI 504, el cual posee una toma de fuerza trasera (TDF). Dicho tractor también tendrá la tarea de jalar a la máquina para que esta se desplace en los terrenos de cultivo, con una velocidad aproximada de 0,7 m/s (2,5 km/h).

La quinua a segar es jalada por unas garras (mecanismo de alimentación), las cuales trasladan los tallos hacia las cuchillas para posteriormente arrojarlos dentro de un remolque en el cual se almacenará temporalmente los tallos segados.

En la primera parte de la presente tesis se describe las características de la quinua, el proceso de siega dentro del proceso general de cosecha, y las cualidades que estas poseen en los terrenos de Ayacucho.

La memoria de diseño está acompañada de los planos de ensamble y fabricación.

Finalmente, se realizó el análisis económico estimado de la fabricación y montaje de la máquina en base a cotizaciones realizadas por empresas metal mecánicas de nuestro medio, alcanzando un costo total de 13,7 mil dólares, lo cual es menor que el costo de una máquina de similar características (capacidad de segado, dimensiones, etc) ofrecida en el mercado, lo que completa y hace que la presente tesis sea una propuesta válida para la solución de la necesidad a cubrir.

Se adjunta al trabajo observaciones, conclusiones y anexos utilizados.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO	: DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEGADORA DE QUINUA PARA LOS TERRENOS DE CULTIVO DEL DEPARTAMENTO DE AYACUCHO
ÁREA	: Diseño
PROPUESTO POR	: Ing. Jorge Alencastre Miranda
ASESOR	: Ing. Jorge Alencastre Miranda
TESISTA	: Renzo Jesús De la Cruz Aquije
CÓDIGO	: 20090369
FECHA	: 10 de Febrero del 2015

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

En los valles interandinos, comprendidos entre los 2800 a 3,500 m.s.n.m (provincia de Ayacucho) la siembra, cosecha y comercialización de quinua constituye una de las principales actividades económicas de la población. En el Perú se ha registrado un crecimiento en la producción en los últimos 10 años de 20000 a 48000 toneladas. Para la comercialización de dicho producto se requiere que posea una buena calidad, por lo que se desea cortar o segar mediante métodos y formas que puedan satisfacer la alta calidad de la producción de la quinua.

El presente trabajo propone el diseño de una segadora de quinua, tal que dicha máquina pueda usarse en el departamento de Ayacucho, en campos de mediana y baja producción para satisfacer las necesidades básicas de la población dedicada al total de la actividad, así como también producir quinua para su comercialización.

Adicionalmente la máquina deberá poder ser fabricada por completo en talleres nacionales utilizando de preferencia materiales que se encuentren disponibles en nuestro mercado y cuyo costo de fabricación sea menor al de una máquina de similares características ofertadas en el mercado nacional.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEGADORA DE QUINUA PARA LOS
TERRENOS DE CULTIVO DEL DEPARTAMENTO DE
AYACUCHO**

Introducción

1. CARACTERÍSTICAS DE LA QUINUA
2. CONCEPCIÓN DEL DISEÑO
3. CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES
4. COSTOS DE FABRICACIÓN

Observaciones y Recomendaciones

Conclusiones

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS



Ing. Jorge Alencastre Miranda
Asesor

AGRADECIMIENTOS

- Sr. Amador De la Cruz, Productor de quinua del departamento de Ayacucho, por permitirme el ingreso a sus terrenos de cultivo y brindarme valiosa información referida al proceso de siega.
- Ingeniera Kateryn Mendoza, Perteneiente al grupo Desarrollo de Granos de la Universidad Agraria de La Molina, por brindarme el conocimiento necesario de los aspectos técnicos utilizados actualmente para el proceso de siega.
- Ingeniero Alexis Rubio, Profesor del área de mecanización agrícola de la Universidad Agraria La Molina por permitirme el acceso a las instalaciones del taller de la universidad para tomar datos de las diversas máquinas agrícolas que poseen.
- Ingeniero Jorge Alencastre Miranda, Profesor de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Pontificia Universidad Católica del Perú por la asesoría brindada y el apoyo incondicional a los alumnos de la PUCP para el logro de sus objetivos.

DEDICATORIA

- ✓ A Vilma, mi madre, que con su fuente infinita de amor, fuerza y coraje me ha enseñado a superarme cada día

- ✓ A Pedro, mi padre, por su apoyo, cariño, compañerismo y comprensión en todo momento de mi vida

- ✓ A Christian y Ronald, mis hermanos, por su ayuda brindada en todo momento

- ✓ A Carlitos, mi primo, que se encuentra en el cielo guiando mis pasos día a día

ÍNDICE

RESUMEN	ii
ÍNDICE.....	vii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DE LA QUINUA	2
1.1. PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DE LA PLANTA DE QUINUA	2
1.1.1. Generalidades de la quinua	2
1.2. VARIEDADES DE QUINUA SEMBRADAS EN LA REGIÓN ANDINA.....	3
1.2.1. Quinua de valle	3
1.2.2. Quinua de altiplano	3
1.2.3. Quinua de terrenos salinos	3
1.2.4. Quinua del nivel del mar	3
1.2.5. Quinua de yungas.....	3
1.3. COSECHA DE LA QUINUA.....	4
1.3.1. Proceso de cosecha de quinua	4
1.4. VISITA A LA PROVINCIA DE AYACUCHO.....	5
CAPÍTULO 2: CONCEPCIÓN DEL DISEÑO	6
2.1. ESTADO DEL ARTE.....	6
2.1.1. Siega artesanal	6
2.1.2. Fuerza de corte en tallos	6
2.1.3. Principios de las máquinas utilizadas en la actualidad.....	7
2.1.4. Tipos de máquinas segadoras.....	8
2.2. PRINCIPALES ELEMENTOS USADOS PARA LA SIEGA DE QUINUA	11
2.2.1. Elementos de sujeción	11
2.2.2. Elemento de transporte de post-ciega	12
2.3. LISTA DE EXIGENCIAS	12
2.4. ESTRUCTURA DE FUNCIONES.....	13

2.4.1. Abstracción	13
2.4.2. Secuencia y procesos tecnológicos.....	14
2.4.3. Fijación de procesos técnicos.....	14
2.4.4. Aplicación de sistemas técnicos y limitaciones.....	15
2.4.5. Estructura de funciones.....	16
2.5. MATRIZ MORFOLÓGICA	16
2.6. CONCEPTOS DE SOLUCIÓN.....	17
2.7. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ÓPTIMA	23
2.7.1. Valoración técnica.....	23
2.7.2. Valoración Económica	23
CAPÍTULO 3: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	26
3.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA.....	26
3.2. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE CORTE	27
3.2.1. Cálculo de las dimensiones del mecanismo de corte	27
3.2.2. Ángulo de Transmisión del Mecanismo de Corte.....	29
3.3. CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES Y ACELERACIONES DE CORTE.....	31
3.4 ANÁLISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE CORTE	33
3.5. SELECCIÓN DE LA FAJA SINCRÓNICA.....	39
3.6. CÁLCULO DEL ARBOL ESTRIADO O EJE MOTRIZ	43
3.6.1. Cálculo de falla por fatiga	46
3.6.2. Cálculo de falla por fluencia.....	48
3.7. DIMENSIONAMIENTO DE LA BARRA DE TRANSMISIÓN.....	49
3.7.1. Cálculo de falla por fatiga	56
3.7.2. Cálculo de falla por pandeo.....	57
3.7.3. Calculo de falla por fluencia.....	59
3.8. CÁLCULO DEL EJE CONDUCCION.....	60
3.8.1. Cálculo de falla por fatiga	66

3.8.2. Cálculo de falla por fluencia.....	68
3.9. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.	69
3.9.1. Desplazamiento de la garra.....	70
3.9.2. Ley de Grashof para el mecanismo de alimentación	71
3.9.3. Ángulo de transmisión.....	71
3.10. ANÁLISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.....	72
3.11. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN	77
3.12. ANÁLISIS DEL EJE CONDUcido DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN..	79
3.12.1 Cálculo de falla por fatiga	82
3.12.2. Cálculo de falla por fluencia.....	82
3.13. ANÁLISIS DEL EJE INTERMEDIO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN	83
3.13.1. Cálculo de falla por fatiga:	86
3.13.2. Cálculo de falla por fluencia.....	87
3.14. ANÁLISIS DEL EJE MOTRIZ DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN	87
CAPÍTULO 4: COSTO DE FABRICACIÓN.....	91
4.1. CONSIDERACIONES GENERALES	91
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	93
CONCLUSIONES	96
BIBLIOGRAFÍA	98

ANEXO A: DATA TÉCNICA DE LA MÁQUINA SEGADORA

ANEXO B: TABLAS REFERENCIALES

ANEXO C: PLANOS

INTRODUCCIÓN

El departamento de Ayacucho se encuentra dentro de los tres departamentos de mayor producción de quinua, siendo superado solamente por Junín y Puno. Pero en comparación con estos, Ayacucho produce granos de quinua de mejor calidad, es decir con menor porcentaje de humedad e impurezas en sus granos. Sin embargo, el proceso de cosecha en el departamento de Ayacucho no se ha tecnificado con nuevas tecnologías, lo que conlleva a una demora de la cosecha y a su vez a la pérdida de granos por efectos de sequedad y/o putrefacción.

Hoy en día, la alta demanda de quinua para consumo nacional y para exportación ha ocasionado que las ventas de quinua ayacuchana aumenten considerablemente, motivando a los agricultores a tecnificar, homogenizar e insertar tecnologías en sus terrenos de cultivo para mejorar su capacidad y calidad de producción.

Si bien es cierto que actualmente existen grandes maquinarias agrícolas que podrían ser utilizadas para la cosecha de quinua, estas no pueden aplicarse en los terrenos ayacuchanos, ya que estos son de baja y mediana producción. Además, usualmente se encuentran en las laderas de los cerros y/o acantilados, imposibilitando la maniobra de las grandes maquinarias. Asimismo, el tamaño de estas maquinarias actuales, maltratarían los terrenos de cultivo, haciendo decrecer la calidad de los granos de quinua.

Por los motivos antes mencionados, los agricultores requieren de una máquina que se pueda adaptar a los terrenos agrícolas y que sus dimensiones no dañen las plantaciones de quinua. Como solución a este problema, la presente tesis se propone a diseñar una máquina segadora de quinua que tenga un ancho aproximado de 1,2 m. y una capacidad de siega de aproximadamente de 50 m²/min. Todas las partes a utilizar serán compradas o fabricadas en locales propios de la zona de Ayacucho.

Como alcance en este diseño se deberá realizar la ingeniería básica y de detalle, lo cual conlleva a la selección de la alternativa de solución óptima, calcular y seleccionar los componentes de la máquina segadora y estimar el costo de la máquina en general.

CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DE LA QUINUA

1.1. PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DE LA PLANTA DE QUINUA

La quinua es una hierba que puede alcanzar los 2 m. de alto, su tallo posee hojas de diversas formas y color como el verde, rojo o morado y tiene gran variedad de tipos. Podemos encontrarla en grandes producciones en la sierra peruana y en el altiplano boliviano.

La quinua posee un gran valor nutritivo, brindando de esta manera diversos beneficios a sus consumidores. A continuación se mencionan sus más importantes beneficios:

- Posee grandes cantidades de carbohidratos y proteínas vegetales.
- La quinua contiene fitoestrógenos.
- Puede ser consumida por personas celíacas.
- Alto nivel de calcio.
- Posee un alto nivel de fibra.
- La quinua contiene omega 3 y omega 6



Figura 1.1: Campo de cultivo de quinua
Fuente: "www.agronegociosperu.org"

1.1.1. Generalidades de la quinua

- Nombre común: Quinua
- Nombre científico: *Chenopodium quinoa*
- Variedades más consumidas: Blanca, amarilla, negra, rosada.
- Requerimientos:
 - Altitud: 2,800 - 3,500 m.s.n.m. (Valles interandinos)
 - Requerimiento de semilla: 5-12 kg/ha

- Rendimiento promedio:
 - 500-800 kg/Ha (tecnología baja);
 - 800-1,500 kg/Ha (tecnología mediana)
 - 1,500-3,500 kg/Ha (tecnología alta)
- Color de grano: Crema a blanco.
- Costo de producción: S/. 1410-2671/ha (promedio)

1.2. VARIEDADES DE QUINUA SEMBRADAS EN LA REGIÓN ANDINA

Las variedades de quinua encontradas en la región andina (Perú, Bolivia, Chile) se clasifican en las siguientes categorías:

1.2.1. Quinua de valle

Crece en valles entre los 2.000 y 3.000 m.s.n.m. Estas quinuas son de gran tamaño y tienen un largo período de crecimiento. Dentro de este grupo de quinuas se encuentran las variedades Rosada de Junín, Nariño, Amarilla de Maranganí, Dulce de Quitopampa entre otras.

1.2.2. Quinua de altiplano

Estas quinuas se hallan alrededor del lago Titicaca. Las plantas son de porte bajo, carecen de ramas. Entre las principales variedades se consideran Blanca de Juli, Kanccolla, Cheweca y Witulla. Pueden ser quinuas blancas alrededor del lago Titicaca y de colores en la región agroecológica de Suni.

1.2.3. Quinua de terrenos salinos

Soportan terrenos salinos y alcalinos. En este grupo se encuentran las variedades Kellu, Michka y Real Blanca.

1.2.4. Quinua del nivel del mar

Son plantas de tamaño mediano, generalmente sin rama y de color amarillo. Estas quinuas están más adaptadas a climas húmedos y con temperaturas más regulares. Las variedades Baer, Litu, y Pichaman pertenecen a este grupo.

1.2.5. Quinua de yungas

Las plantas de este grupo tienen una coloración verde oscura en la floración y se tornan naranja en la madurez.

1.3. COSECHA DE LA QUINUA

La quinua es uno de los cultivos considerados como delicados en cuanto al manejo y cuidados desde la cosecha. Ésta debe realizarse con la debida oportunidad para evitar no solo las pérdidas por efectos adversos como el clima y ataque de aves; sino, también, por el deterioro de la calidad del grano. Si durante la madurez del cultivo existe un período de humedad ambiental alta (superior al 70%), se produce la germinación de los granos en la panoja, con la consiguiente pérdida de la cosecha o, por lo menos, se produce una oxidación o cambio de color de los granos; trayendo como consecuencia la pérdida de la calidad del grano. La quinua debe ser cosechada cuando las plantas se hayan defoliado y presenten un color amarillo pálido o los granos hayan adquirido una consistencia tal que resistan a la presión con las uñas.

1.3.1. Proceso de cosecha de quinua

La cosecha es una labor de mucha importancia en el proceso productivo, de ella depende el éxito para la obtención de la calidad comercial del grano. Esta labor tiene cinco etapas: siega o corte; emparvado o formación de arcos; trilla, aventado y limpieza del grano; secado; selección, envasado y almacenamiento.

A. Proceso de siega de la quinua

Se efectúa la siega cuando las plantas hayan alcanzado la madurez fisiológica. Esta labor debe efectuarse en las mañanas, a primera hora, para evitar el desprendimiento de los granos por efectos mecánicos del corte y uso de las hoces o segaderas. Existe mayor facilidad de caída del grano del perigonio que lo protege cuando las plantas están completamente secas por efectos del calentamiento por los rayos solares. Tradicionalmente, los agricultores efectuaban el arrancado, juntamente con las raíces; lo que traía como consecuencia que el grano esté mezclado con la tierra procedente de las raíces, disminuyendo su presentación y calidad. Las pérdidas por desgrane pueden llegar al 10% del rendimiento final, en la siega manual.

Actualmente, se utilizan segaderas y hoces, con lo que se alivia lo forzado del arrancado y evita la presencia de tierra en el grano.



Figura 1.2: Siega artesanal de quinua
Fuente "Diario La Razón"

1.4. VISITA A LA PROVINCIA DE AYACUCHO

Para establecer a la máquina a diseñar en un contexto real, fue necesario realizar un viaje al departamento de Ayacucho y conocer el paso a paso del proceso de cosecha real que realizan los agricultores. En este viaje se tomaron varios datos de la planta de quinua y del terreno de donde trabajará la máquina. Los datos tomados se muestran en el Anexo A 1.1.

CAPÍTULO 2: CONCEPCIÓN DEL DISEÑO

Para la concepción del diseño se utilizó la metodología de diseño basada en la norma VDI 2222, la cual propone las fases de planeamiento (estado del arte y lista de exigencias), elaboración del concepto (pasos para la selección del concepto solución óptimo), elaboración del proyecto (dimensionamiento de la máquina de acuerdo a cálculos) y elaboración de detalles (se definen cuestiones necesarias para su fabricación).

2.1. ESTADO DEL ARTE

2.1.1. Siega artesanal

Actualmente se utilizan segaderas y hoces, pero el uso de hoces demanda un gran esfuerzo físico para los agricultores, por lo cual se requiere de una gran cantidad de agricultores para segar una gran cantidad de hectáreas de quinua.

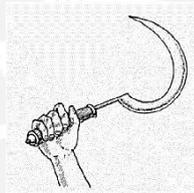


Figura 2.1: Hoz utilizada en siega artesanal
Fuente: "Proyecto Herrandina"

2.1.2. Fuerza de corte en tallos

La investigación sobre el comportamiento mecánico de la planta de quinua en general es demasiado pobre, por lo que se realizará la semejanza con respecto a los tallos de la planta de toloache (plantas que se encuentran en la selva peruana y centro américa) para establecer de forma cualitativa el comportamiento mecánico de resistencia al corte de los tallos de quinua.



Figura 2.2: Tallo de Toloache
Fuente: "Revista Mexicana de Ciencias Agrícolas"

Ambas plantaciones (quinua y toloache) tienen un tallo hueco y sus dimensiones son similares (diámetro de tallo 20 mm.). Según los ensayos de corte realizados a los tallos de toloache (ver Figura 2.3) se puede observar que a una inclinación entre los 40° y 55° grados (inclinación de la cuchilla) sucede la fuerza mínima de corte, y que esta tiene un comportamiento descendente en el rango de 0° hasta 40°, sucediendo la fuerza máxima en 0°. Por lo tanto, se concluye que si se hallase la fuerza de corte con una inclinación de la cuchilla de a 0°, se estaría hallando la fuerza crítica máxima, la cual nos permitiría realizar un diseño conservador de la máquina segadora.

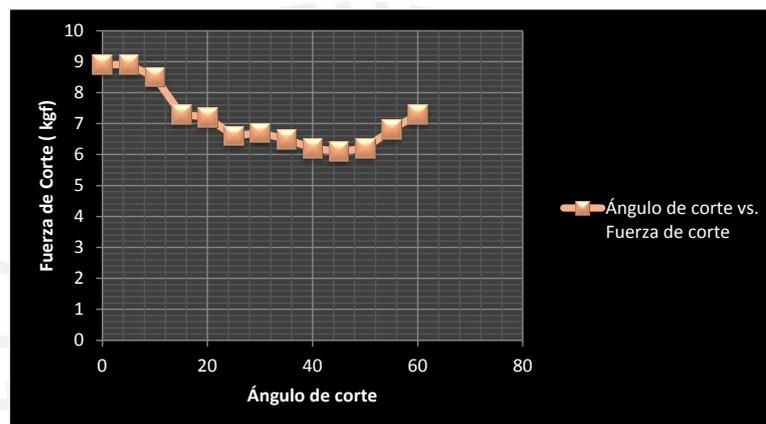


Figura 2.3: Ángulo de corte vs. Fuerza de corte
Fuente: "Revista Mexicana de Ciencias Agrícolas, 2013].

Por otro lado, la entalladura de la cuchilla a usar tiene un efecto en la fuerza de corte sobre el tallo. Para cuchilla con entalladura, a fuerza de corte es menor en comparación con cuchillas sin entalladura. [REVISTA MEXICANA DE CIENCIAS AGRÍCOLAS, 2013].

2.1.3. Principios de las máquinas utilizadas en la actualidad

Las máquinas utilizadas para segar la quinua están basadas en dos principios, los cuales son los siguientes:

- Principio de cuchilla y contracuchilla, los cuales actúan durante el corte como una tijera, produciendo un cierre por aplastamiento en las zonas cortadas. En la

Figura 2.4 se muestra la figura antes mencionada.



Figura 2.4: Cuchilla y contracuchilla de la máquina segadora
Fuente: "Catálogos Class"

- Principio de corte con golpe de una cuchilla desplazándose a alta velocidad (sin contracuchilla), que solo producirá un corte limpio si la velocidad es suficientemente alta y la cuchilla está bien afilada, pero sin el aplastamiento y cierre de la zona cortada.



Figura 2.5: Máquina segadora de discos (mecanismo sin contracuchilla)
Fuente: "Catálogo Aperos McCornick"

2.1.4. Tipos de máquinas segadoras

Para realizar este trabajo existen básicamente los dos siguientes tipos de máquinas segadoras.

A. Segadoras de movimiento intermitente o alternativo

La máquina segadora de movimiento intermitente o alternativo realiza un corte limpio de la planta, pero es más frágil que los otros tipos de segadoras. Requiere un mantenimiento de cuchillas cuidadoso, siendo recomendable su afilado frecuente.

Estas segadoras son las clásicas barras guadañadoras o segadoras, las cuales pueden ser de dos tipos según su mecanismo de corte y se explican a continuación.

- **Máquina segadora de cuchilla y contracuchilla**

El corte se produce por la acción conjunta de las dos piezas componentes de la barra, una móvil y otra fija que actúa de contracuchilla. Los tallos son cortados por la acción de estas dos, que actúan como tijeras.

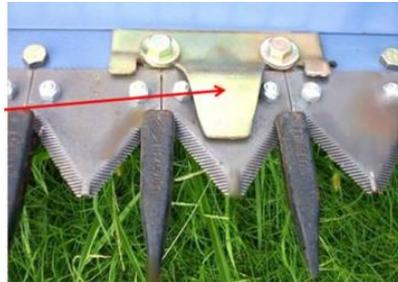


Figura 2.6: Barra fija (contracuchilla) y móvil (cuchilla)
Fuente: “Catálogos de Zhatka, Agroindustria”

- **Máquinas segadoras de doble cuchilla**

En las barras de doble cuchilla que carecen de dedos, existen dos sierras accionadas con movimiento en sentido contrario, lo que permite un mayor rendimiento. Este corte es dado por una cadena con aditamentos.



Figura 2.7: Máquina segadora de doble cuchilla
Fuente: “Capello, Agroindustria”

B. Máquinas segadoras rotativas

Las segadoras rotativas producen el corte por impacto de varias cuchillas (que giran a gran velocidad) sobre el tallo. Producen más daños en planta, desgarros, y los fragmentos más pequeños pueden desaparecer entre el rastrojo. Son máquinas de más fácil mantenimiento que las barras segadoras alternativas.

- **Máquina segadora rotativa de tambores**

Estas máquinas suelen llevar dos o cuatro tambores, cada uno con varias cuchillas, accionados de forma que giran en sentido inverso dos a dos, lanzando el forraje hacia atrás entre cada dos tambores vecinos.



Figura 2.8: Máquina segadora rotativa de tambores
Fuente: "Catálogo Kemper Champions"

- **Máquina segadora rotativa de discos**

Esta máquina rotativa cuenta con un número par de discos (4 ó 6), circulares u ovalados, en los cuales se insertan las cuchillas, libremente articuladas. Su ancho de trabajo se encuentra entre 1,6 y 2,4 m.



Figura 2.9: Máquina segadora rotativa de discos
Fuente: "Jhon Deere, maquinarias"

2.2. PRINCIPALES ELEMENTOS USADOS PARA LA SIEGA DE QUINUA

2.2.1. Elementos de sujeción

A. Garras

La máquina cuenta con un par de garras, las cuales poseen un movimiento intermitente. La garra que se encuentra activa jala los tallos hacia las cuchillas de la máquina, a continuación la otra garra realiza la misma acción.



GARRAS DE SUJECIÓN

Figura 2.10: Máquina segadora con garras
Fuente: "Catálogos Class"

B. Molinete

Para lograr empujar los tallos de quinua hacia el remolque se hace girar el tambor en sentido antihorario (ver Figura 2.11), de tal manera que uno de las barras exteriores del tambor pase por encima de la planta para poder empujar los tallos hacia las cuchillas.

Tambor giratorio



Figura 2.11: Mecanismo tipo tambor para sujeción
Fuente: "Catálogo Jhon Deere"

2.2.2. Elemento de transporte de post-ciega

A. Mecanismo con hélice

Para retirar el producto segado, comúnmente se utiliza un cilindro con dos hélices con diferente sentido cada una (igual a un tornillo sin fin), para retirar por el centro de la máquina el producto cortado.



Figura 2.12: Mecanismo con hélice para el retiro de plantas segadas
Fuente: "Maquinaria segadora de Wieringwerf"

2.3. LISTA DE EXIGENCIAS

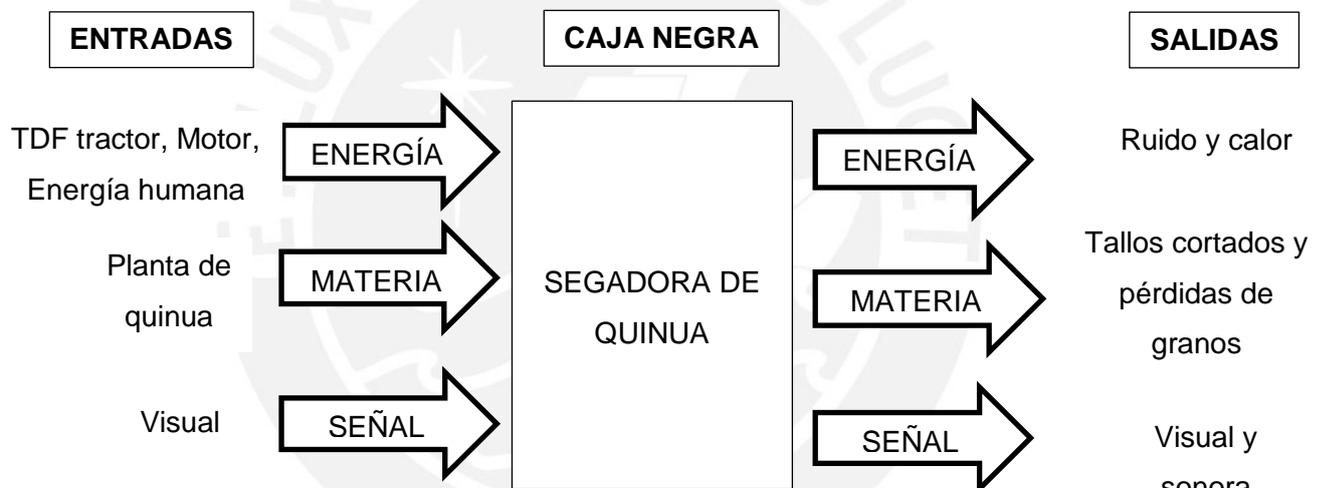
Las exigencias y/o deseos listados y establecidos para el diseño de la máquina segadora de quinua se encuentran especificadas en el Anexo A 2.1. Dichas exigencias fueron mayormente basadas en la experiencia que se obtuvo en el viaje y por solicitudes dadas por los agricultores. Las exigencias más importantes se muestran a continuación:

- Segar la quinua entre 20 y 30 cm sobre la superficie del suelo, evitando que los granos se contaminen con tierra agrícola y hayan pérdidas mayores al 10%.
- Los tallos cortados deberán ser almacenados momentáneamente en la máquina, para que al final sean retirados manualmente por los agricultores.
- La máquina segadora deberá realizar la siega en campos de cultivos inclinados, siendo esta inclinación comprendida entre 20° y 30°.
- Las dimensiones como alto y largo de la máquina deberán ser lo más reducidos posibles, siendo su ancho de trabajo mayor o igual a 80 cm y su ancho total de la barra segadora menor o igual a 1.5 m.

- La velocidad de la siega de la quinua no deberá causar grandes pérdidas de los granos de quinua, siendo esta entre 1,5 a 3 m/s.
- La fuerza de corte de los tallos es de aproximadamente 15 kgf, por lo que los elementos que constituyen el mecanismo de corte deberán de soportar los esfuerzos ocasionados por dicha fuerza de corte.
- La máquina deberá tener la capacidad de segar entre 40 a 50 m²/min. ya que esta es la capacidad de máquinas similares ofertadas en el mercado

2.4. ESTRUCTURA DE FUNCIONES

2.4.1. Abstracción



1° Entradas

Señales:

- Señal visual de avance de la máquina.
- Señal visual que la máquina está recibiendo la energía necesaria para su correcto funcionamiento.
- Señal visual de alimentación de la máquina.

Energía:

- Energía mecánica para el accionamiento de la máquina
- Energía mecánica suministrada por la toma de fuerza (TDF) del tractor para accionar el mecanismo de corte de la máquina segadora

Materia:

- Entrada de la planta a la máquina segadora.

2° Salidas**Señales:**

- Señal visual de los tallos cortados y almacenados en la segadora.
- Señal visual que la máquina terminó su trabajo
- Señal visual y sonora que la máquina finalizó su trabajo
- Señal visual y sonora del apagado de la maquina

Energía:

- Energía como ruido, calor, fricción y desgaste.

Materia:

- Tallos de quinua cortados.
- Pérdidas de grano por la máquina

2.4.2. Secuencia y procesos tecnológicos

- a. Accionar la máquina segadora
- b. Suministrar la energía requerida hacia la máquina
- c. Distribuir la energía hacia los diferentes mecanismos.
- d. Avanzar la segadora hacia los tallos a cortar.
- e. Jalar los tallos de la quinua a cortar
- f. Segar los tallos de la planta jalada.
- g. Empujar los tallos segados para su acopio.
- h. Acopiar la quinua segada.
- i. Expulsar los tallos segados fuera de la máquina
- j. Repetir del paso **d** a la **i**.
- k. Apagar la máquina una vez concluido su trabajo.

2.4.3. Fijación de procesos técnicos**I. Preparación**

- Revisar que los mecanismos de la maquina no dañen los granos de quinua.
- Revisar la adecuada lubricación de la máquina.

- Revisar el buen estado de los mecanismos de transmisión de potencia.
- Revisar el buen estado del mecanismo de siega.
- Revisar el buen estado del mecanismo de alimentación

II. Ejecución

- Encender la máquina.
- Conectar la transmisión de potencia y avanzar la máquina.
- Transmitir la fuerza motora al mecanismo de siega.
- Transmitir la fuerza motora al mecanismo de alimentación.
- Segar los tallos de quinua.
- Acopiar la quinua segada.
- Expulsar los tallos agrupados en la máquina.
- Apagar la máquina.

III. Control

- Verificar que los tallos de quinua no atasquen a la máquina por sobrealimentación.
- Controlar la velocidad de avance de la máquina segadora de quinua.
- Controlar la cantidad de granos perdidos en el proceso de siega.

IV. Fase final

- Acopiar los tallos de quinua.
- Expulsar los tallos de quinua.
- Apagar la máquina.
- Limpiar la máquina.

2.4.4. Aplicación de sistemas técnicos y limitaciones.

- El avance de la máquina se realizará mediante la tracción a utilizar (tractor o ganado).
- El sistema de siega de quinua se podrá realizar de dos maneras, siendo estas el sistema de cuchilla y contracuchilla o el sistema de tambores giratorios. El sistema a usar se definirá de acuerdo a la evaluación técnica y económica de los conceptos de solución que cumplan la lista de exigencias.
- Los tallos agrupados deben de ser retirados al final del segado del largo o ancho (dependiendo en qué sentido avance la máquina) de cada hectárea para que posteriormente pase a la siguiente etapa de cosecha.
- La inclinación de los campos de cultivo de la provincia de Ayacucho será aprovechada para realizar la siega con un ángulo de corte comprendido entre

20 a 30°. Este ángulo de corte, así como también la entalladura de la cuchilla disminuyen la fuerza de corte como se mencionó anteriormente. [REVISTA MEXICANA DE CIENCIAS AGRÍCOLAS, 2013].

- La máquina también deberá mostrar estabilidad para realizar la siega en los campos inclinados.
- La altura en que se encuentren las cuchillas respecto del suelo deberá ser superior a la altura de los surcos en los campos de cultivo para evitar que las cuchillas de la máquina se dañen o hayan trabas en su funcionamiento.

2.4.5. Estructura de funciones

Las funciones a realizar por la máquina están ordenadas de la siguiente manera:

- A. Aproximar a la máquina a los tallos de quinua.
- B. Jalar los tallos hacia la cuchilla de corte.
- C. Segar los tallos de quinua.
- D. Trasladar los tallos segados hacia un acopio momentáneo en la máquina.
- E. Acopiar los tallos segados
- F. Expulsar de la máquina los tallos agrupados

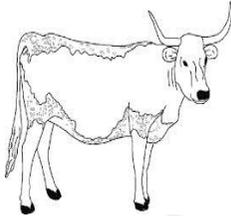
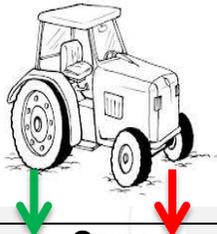
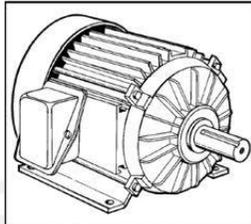
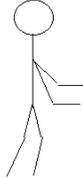
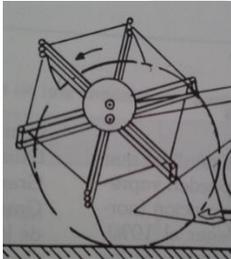
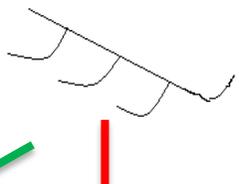
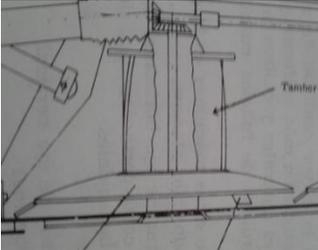
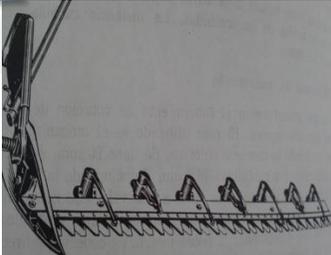
De acuerdo a las funciones principales anteriormente mencionadas, se elaborarán alternativas de estructuras de funciones a utilizar. Dichas alternativas se muestran en el Anexo A 2.2

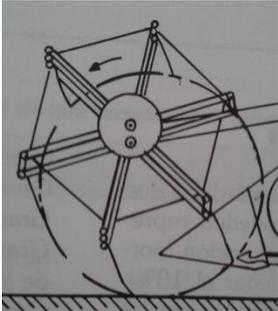
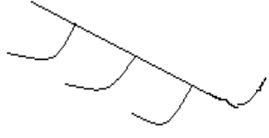
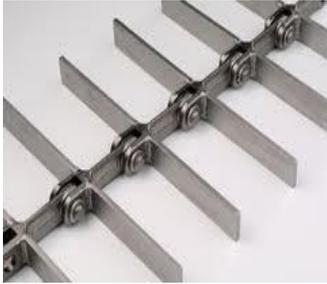
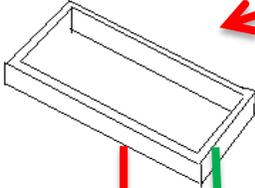
2.5. MATRIZ MORFOLÓGICA

Los principios de funcionamiento utilizados en la matriz morfológica están basados en la Estructura de Funciones 3 (ver Anexo A 2.2). Dichos principios se muestran en la matriz morfológica del Anexo A 2.3. Con los principios de funcionamiento planteados en la matriz morfológica se harán varias combinaciones para obtener conceptos de solución.

2.6. CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

Tabla 2.1: Conceptos de solución

	1	2	3	4
	Animal	Tractor	Motor	Humano
AVANZAR				
JALAR TALLOS	Molinete 	Garra 		
SEGAR	Siega por discos 	Barra de cuchillas 	Siega por cadenas 	

<p>TRASLADAR HACIA ACOPIO</p>	<p>Molinete</p> 	<p>Garra</p> 	<p>Cadenas</p> 	
<p>ALMACENAR Y TRASLADAR</p>	<p>Recipiente</p> 	<p>Costal</p> 		
<p>RETIRAR PRODUCTO ALMACENADO</p>	<p>Manual</p> 			



Concepto Solución 1



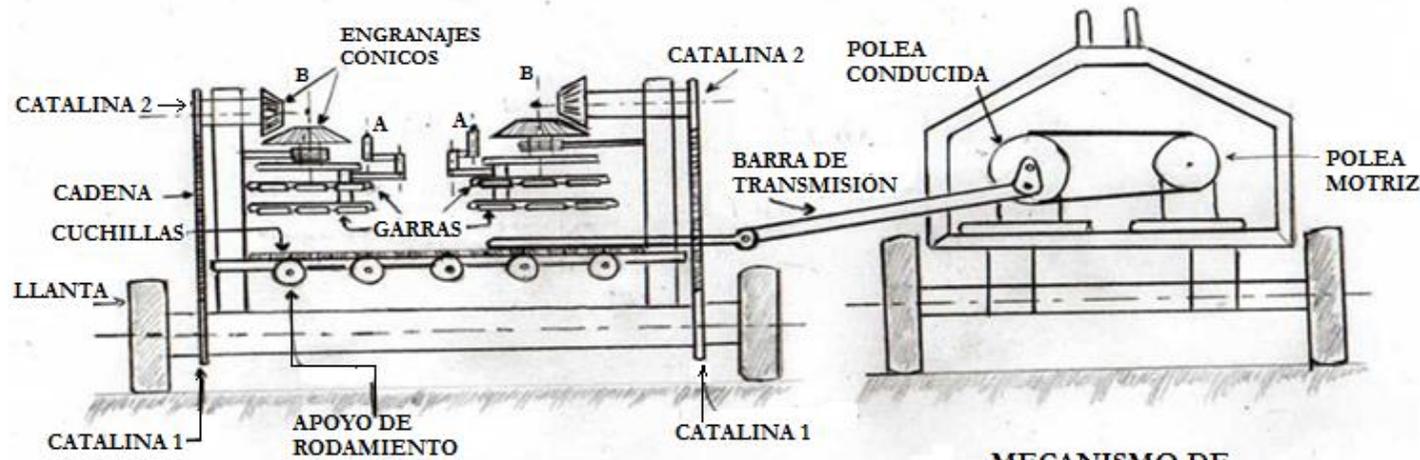
Concepto Solución 2



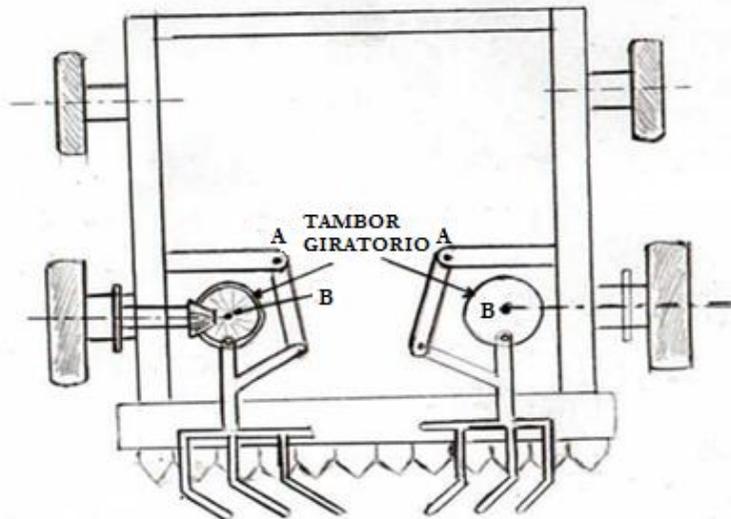
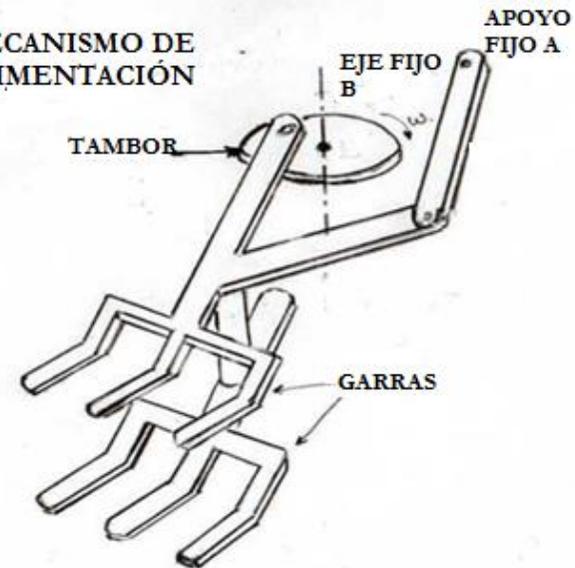
Concepto Solución 3

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1

VISTA FRONTAL

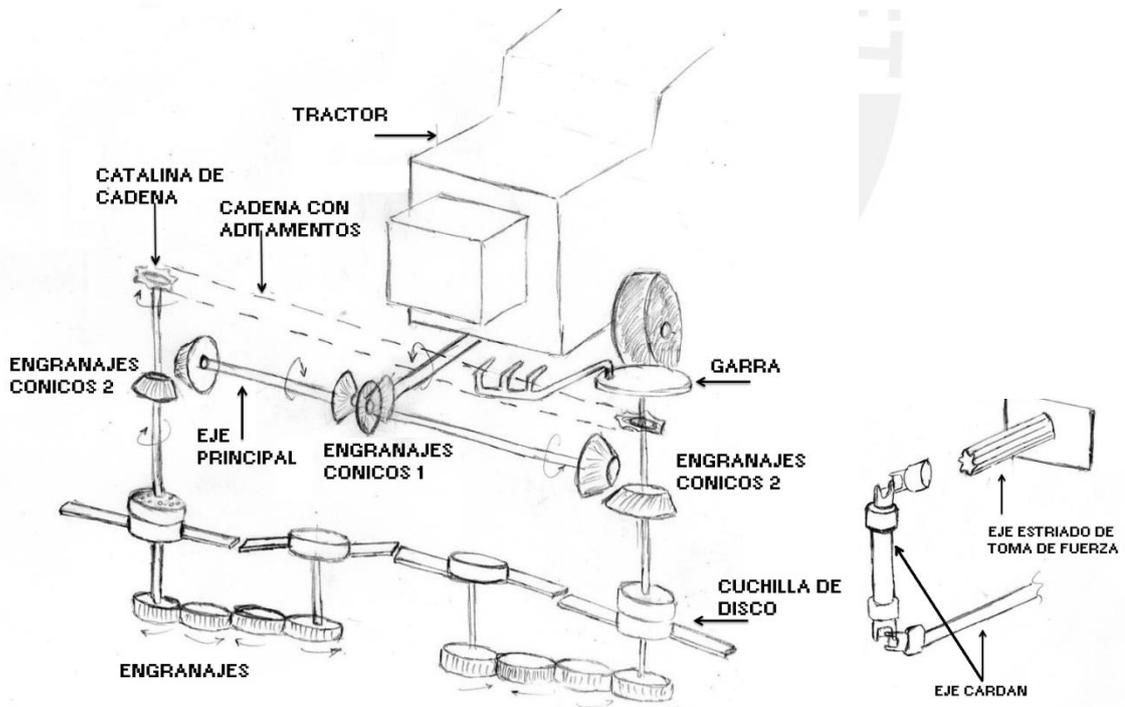
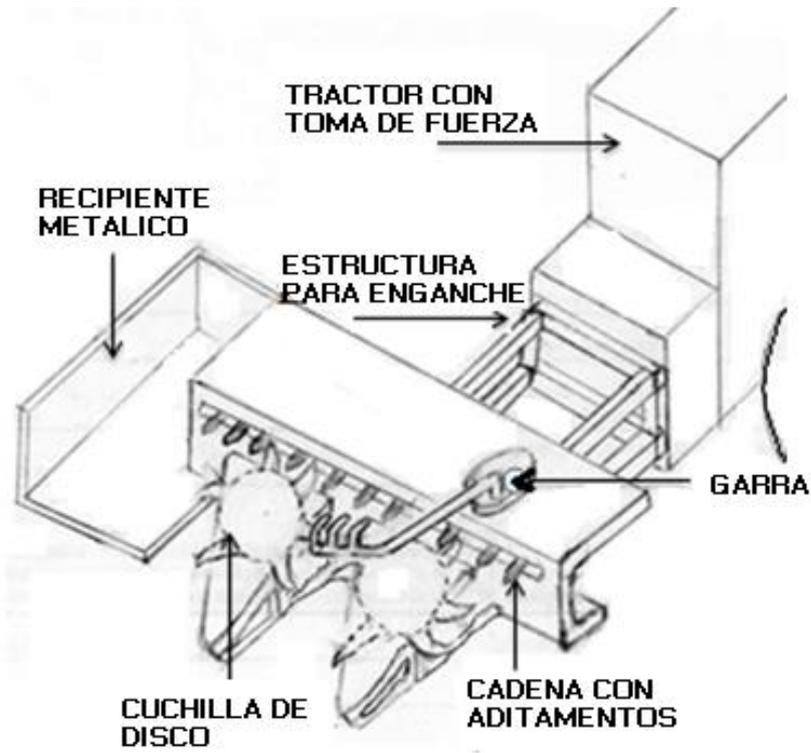


MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

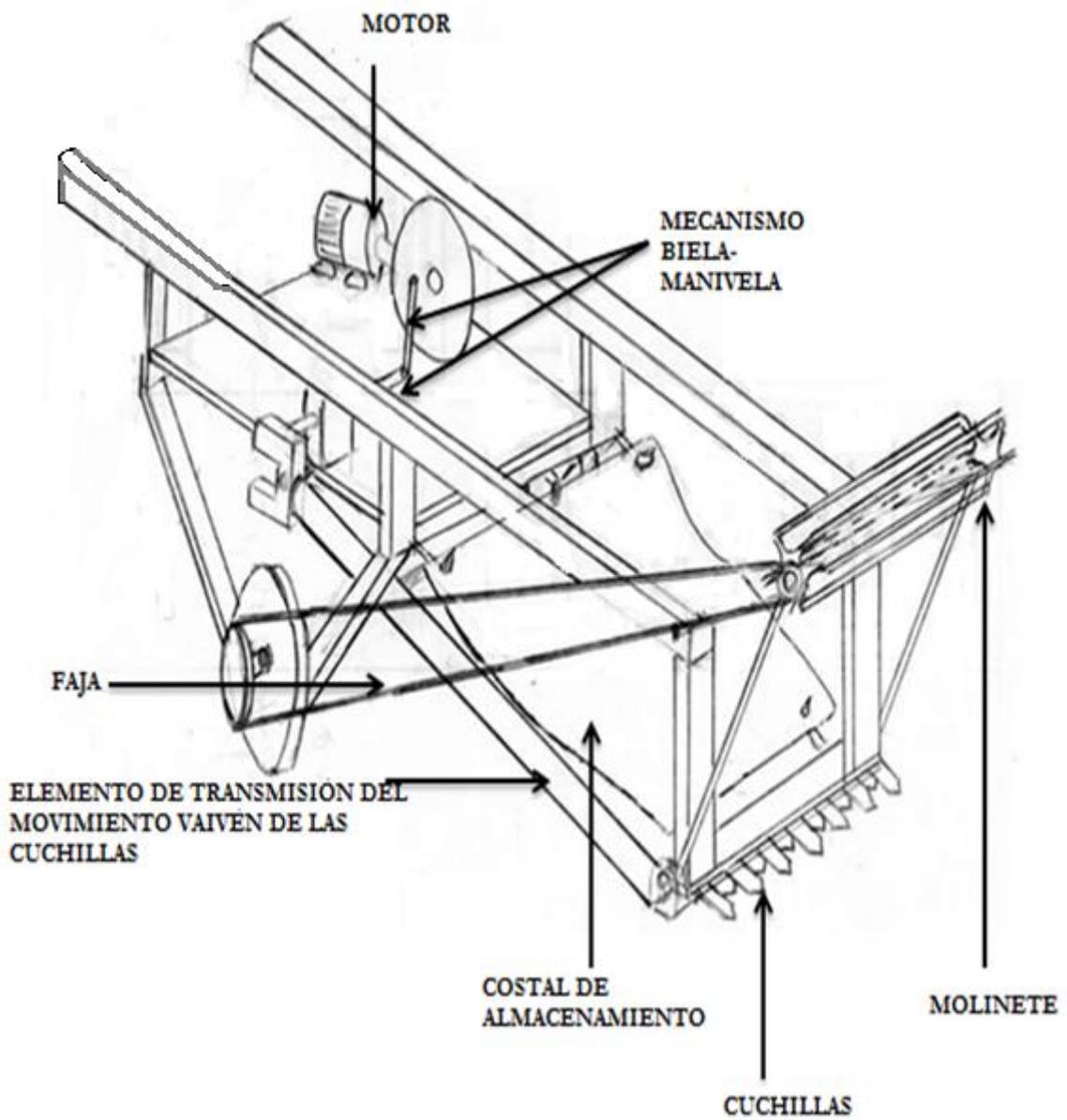


VISTA DE PLANTA

CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2



CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3



DESCRIPCIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN 1

Este concepto de solución utiliza un tractor para que le pueda dar el avance sobre los terrenos de cultivo. Este prototipo plantea conectar la máquina mediante el tripuntal trasero que posee el tractor, por lo que la máquina se colocaría a un costado del tractor. Mientras la máquina avanza, la polea motriz conectada a la toma de fuerza del tractor (TDF) transmite la potencia a la polea conducida la cual está conectada a la biela de un mecanismo biela-manivela. Dicho mecanismo le da el movimiento de vaivén a las cuchillas para que se pueda dar la siega de la quinua. Dichas cuchillas están colocadas sobre rodamientos para disminuir las pérdidas de energía por fricción. Al avanzar la máquina, sus llantas delanteras (que están conectadas a la catalina 1), transmiten la potencia al mecanismo de alimentación (mediante una cadena y la catalina 2), el cual consta de unas garras que están conectadas a un extremo del tambor que tiene su apoyo fijo en el eje B. Dicho mecanismo le da un movimiento intermitente a las garras de alimentación. Después del segado, los tallos serán almacenados en un recipiente metálico hasta que sean retirados.

DESCRIPCIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN 2

Este concepto solución plantea conectar la máquina al tractor mediante un enganche delantero, por lo que este prototipo trabajaría suspendido en el tractor. Este prototipo cuenta con cuchillas de discos para el corte de los tallos de quinua, una garra para alimentar a la máquina, y unas cadenas con aditamentos para transportar la quinua segada hacia el recipiente metálico en donde se almacenarán temporalmente los tallos. Para transmitir la potencia desde la toma fuerza trasera del tractor hacia los engranajes de transmisión se utilizarán ejes cardán. En el extremo del eje cardán 1 se conectará a un engranaje cónico (engranajes cónicos 1) para lograr que el eje principal comience girar. Este eje tiene en ambos extremos unos engranajes cónicos (engranajes cónicos 2), los cuales transmitirán la potencia hacia los ejes donde se encuentran montadas las cuchillas. En el mismo eje de las cuchillas se encuentran unos engranajes cilíndricos que serán utilizados para sincronizar el movimiento rotativo de las cuchillas y hacer que en cada par de cuchillas giren en sentidos opuestos.

DESCRIPCIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN 3

Este prototipo propone al hombre como elemento que le brinde la fuerza de avance necesaria a la máquina. Al avanzar de la máquina, las ruedas girarán y transmitirán la potencia necesaria (por medio de una faja) al molinete para que este pueda alimentar a la máquina con los tallos de quinua. Para transmitir la potencia necesaria para el corte de los tallos se propone utilizar un pequeño motor de combustión, el cual le transmitirá el giro a un mecanismo biela manivela. El extremo de la manivela estará conectado a un tubo tal que el movimiento longitudinal del extremo de la biela se convierta en un movimiento angular intermitente del tubo. Al otro extremo del tubo se conectará la barra portacuchillas, por lo que ahora se convertirá el movimiento angular en un movimiento longitudinal en vaivén de las cuchillas. Al ser cortados los tallos, estos serán almacenados temporalmente en un costal hasta que se proceda con la expulsión de los tallos segados.

2.7. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ÓPTIMA

2.7.1. Valoración técnica

Las diversas variables que definirán la valoración técnica de cada prototipo fueron tomadas de los requerimientos de la lista de exigencias y se le otorgará un valor de importancia “i” a cada uno de estas exigencias y un puntaje “p” si es que los diversos prototipos cumplen con estas exigencias. En la

Tabla 2.2 se encuentra la valoración técnica anteriormente mencionada.

2.7.2. Valoración Económica

La valoración económica estuvo basada esencialmente en los costos de adquisición del material (planchas, perfiles, etc), costo de fabricación (plegado de planchas, perforación de perfiles, etc) y el costo de montaje (ensamble de la máquina). Al igual que la valoración técnica se otorgará un porcentaje de importancia “i” a cada factor económico y un puntaje “p” si es que los diversos prototipos son costosos, medio o baratos. En la Tabla 2.3 se muestra la valoración económica.

Tabla 2.2 : Valoración técnica de los prototipos

ESCALA DE VALORES SEGUN VDI 2222 CON PUNTAJE "p" DE 0 A 3					
0=No Satisface, 1= Aceptable a las justas, 2= Suficiente, 3=Bien					
Variables de concepto		Importancia "i"	S1	S2	S3
N°	Criterios de evaluación	%	p	p	p
1	Función	13	3	2	2
2	Geometría	5	2	2	2
3	Cinemática	9	3	2	2
4	Fuerza	7	2	2	3
5	Enería	8	2	2	3
6	Materia Prima	6	3	2	3
7	Señales	4	3	3	2
8	Seguridad	5	3	3	3
9	Ergonomía	7	3	3	2
10	Fabricación	11	3	2	2
11	Montaje	8	3	2	2
12	Transporte	5	3	3	3
13	Mantenimiento	8	3	2	3
14	Uso	4	3	2	2
	Puntaje Total $PT = \sum p_i x(\%)_i / 100$	100	2.8	2.21	2.39
	Puntaje Unitario $PU = PT / 3$		0.93	0.74	0.80

Tabla 2.3: Valoración económica

0=Costoso, 1=Medio, 2=Barato					
N°	FACTOR ECONOMICO	IMPORTANCIA "i"	S1	S2	S3
		%	p	p	p
1	Costo de material	40	2	2	1
2	Costo de fabricación	35	2	1	1
3	Costo de montaje	25	1	1	1
	Puntaje Total $PT = \sum p_i x(\%)_i / 100$	100	1.75	1.4	1
	Puntaje Unitario $PU = PT / 2$		0.875	0.7	0.5

Cada prototipo posee un puntaje unitario de acuerdo a las dos valoraciones antes mencionadas. Dichos puntajes unitarios serán las coordenadas a ingresar en la gráfica de Valoración Técnica vs. Valoración Económica (ver Figura 2.13). De acuerdo a la valoración correspondiente, el prototipo que se ajusta de mejor a las necesidades y exigencias de diseño es el prototipo N°1, ya que sus puntajes unitarios es mayor a comparación de los demás.

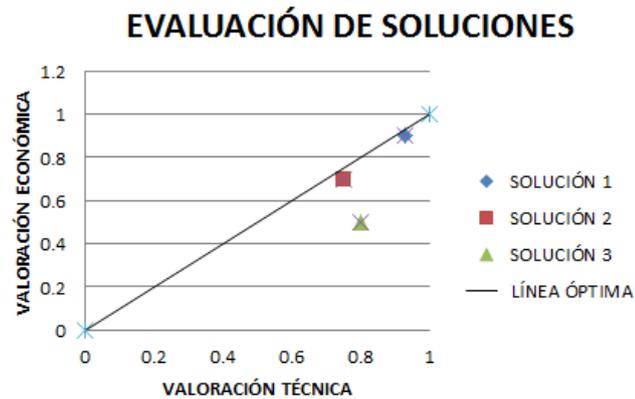


Figura 2.13: Evaluación de prototipos

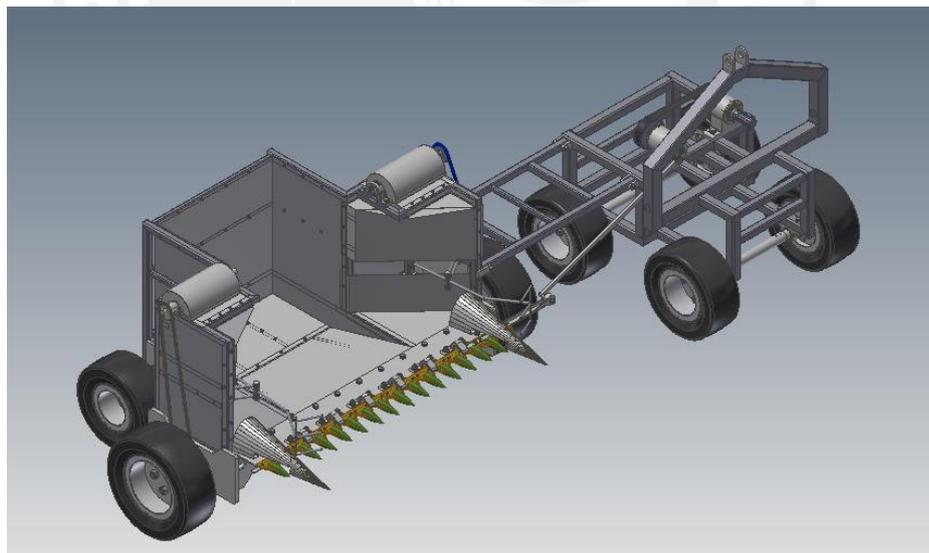


Figura 2.14: Vista isométrica de la máquina segadora de quinua

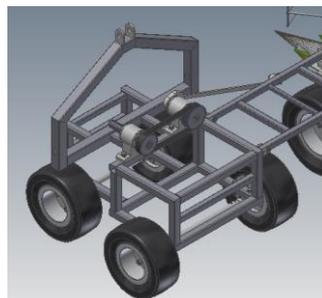


Figura 2.15: Detalle de vista Isométrica

CAPÍTULO 3: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

En el presente capítulo se realizará el cálculo y selección de los principales componentes de la máquina segadora. Para realizar dichos cálculos se utilizarán datos tomados en campo (terrenos de cultivo ayacuchanos), catálogos de elementos de máquinas y datos obtenidos mediante ensayos realizados en laboratorio. Asimismo, se verificará el dimensionamiento de algunos componentes, como por ejemplo la barra de transmisión, los ejes de transmisión de los diversos mecanismos, etc.

3.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

Para el corte de los tallos de quinua, se ha optado por el corte mediante una barra de cuchillas. Dicha barra de cuchillas tiene una longitud de 1,2 metros y está compuesta por dieciséis (16) cuchillas, siendo efectivas catorce (14) de ellas, por lo que segará dos hileras o matas de quinua. La velocidad recomendada de corte para este mecanismo se encuentra en el rango de 1,5 a 3 m/s [SILVEIRA, 1982]. Para el propósito de la siega de tallos de quinua se elegirá como velocidad de trabajo la mínima del rango anteriormente mencionado, para evitar fallas por efectos inerciales.

Nomenclatura y datos a utilizar:

- Velocidad de corte máxima $V_c = 1,87$ m/s. (Ver acápite 3.3)
- Número de cuchillas efectivas $N_c = 14$ cuchillas.
- Fuerza de corte $F_c = 147,15$ N (15 kg.) (Ver Anexo A 3.1)
- Potencia máxima de corte P_{max} (Watts)
- Potencia máxima del tractor $P_{tr_{max}}$ (Watts)

$$P_{max} = V_c \times N_c \times F_c \quad (3-1)$$

$$P_{max} = 3852,67 \text{ W}$$

Debido a que en la zona de Ayacucho los tractores más utilizados son los modelos SHANGAI 504, se comprobará si la potencia máxima anteriormente calculada, puede ser suministrada por la toma de fuerza (TDF) del tractor.

Tabla 3.1 : Tipos y características de tomas de fuerza (TDF)

Tipo de t.d.f.	1	2	3	4
Sentido de giro	horario, visto desde atrás			
Régimen de giro, rev/min	540	1000	1000	1000
Diámetro nominal, mm	35	35	45	57
Número de acanaladuras	6	21	20	18
Potencia máxima kW (CV)	48 (65)	92 (125)	185 (252)	340 (462)
Altura al suelo (max-min, mm)	450 - 675	550 - 775	650 - 875	800 - 1060

Fuente: Revista "Evolución de las tomas de fuerza"



Figura 3.1: Parte posterior del tractor modelo Shangai 504

En la visita de campo se observó que el tractor Shanghai 504 posee 6 canales en el eje de la toma de fuerza (TDF), por lo tanto, este tractor pertenece al tipo 1 (ver Tabla 3.1), con lo cual puede suministrar una potencia máxima de 48 kW. Por lo tanto se observa que:

$$P_{max} < P_{tr,max} \quad \text{Sí Cumple}$$

3.2. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE CORTE

3.2.1. Cálculo de las dimensiones del mecanismo de corte

El mecanismo a utilizar será un mecanismo excéntrico biela manivela. Para el cálculo de las dimensiones del mecanismo de corte, se fijará un valor para el paso del corte, el

cual es la distancia recorrida por cada cuchilla desde su punto de extremo izquierdo C, hasta el punto de extremo derecho C1, como se muestran en la Figura 3.2.

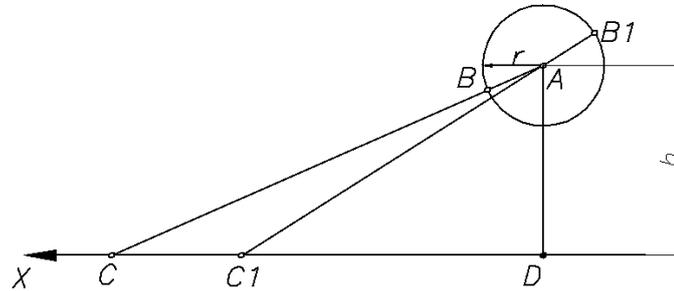


Figura 3.2: Esquema del mecanismo excéntrico biela manivela
 Fuente: "Teoría y cálculo de máquinas agrícolas"

De acuerdo a las dimensiones comerciales de las cuchillas y las contracuchillas (dedos), el paso de corte es de 75 mm.

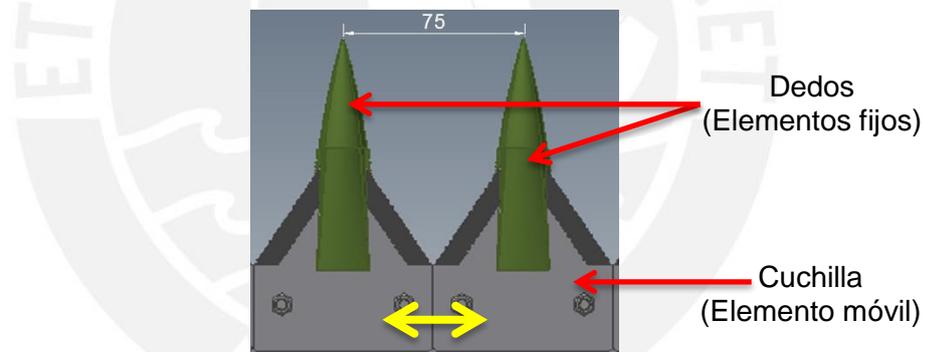


Figura 3.3: Dedo-Cuchilla

Nomenclatura y datos a utilizar:

- Altura de excentricidad h (mm.)
- Longitud de la biela l (mm.)
- Paso de corte $P_c=75$ mm.
- Radio de eje excéntrico r (mm)

Con los datos anteriormente mostrados se puede plantear el paso de corte en función de la altura excéntrica "h", longitud de biela "l" y radio de eje excéntrico "r" de acuerdo a la ecuación (3-2) [SILVEIRA, 1982].

$$P_c = \sqrt{(l+r)^2 - h^2} - \sqrt{(l-r)^2 - h^2} \quad (3-2)$$

El paso de corte será la distancia entre dedos, la cual es $P_c = 75 \text{ mm}$. [CATÁLOGO JHON DEERE, 2014].

$$P_c = 75 \text{ mm.}$$

Por otro lado, se recomienda los siguientes valores para la altura (h) y longitud de la biela (l) en función del radio (r) [SILVEIRA, 1982].

$$h = (7 \text{ a } 8)r$$

$$l = (15 \text{ a } 25)r$$

Tabla 3.2: Iteración para el paso de corte

r (mm.)	h (mm)	l (mm)	Pc (mm)
30	6 x r = 180	17 x r = 510	64, 145
32	6,5 x r = 208	18 x r = 576	69,649
34	7 x r = 238	18 x r = 612	73, 384
35	7 x r = 245	18 x r = 630	76, 006
35	7,2 x r = 252	19 x r = 665	75,662
35	7,2 x r = 252	20 x r = 700	75, 047

Por lo tanto las dimensiones elegidas son las siguientes (ver Tabla 3.2):

- Altura de excentricidad $h = 252 \text{ mm}$.
- Longitud de la biela $l = 700 \text{ mm}$.
- Radio de eje excéntrico $r = 35 \text{ mm}$.
- Paso de corte $P_c = 75 \text{ mm}$.

3.2.2. Ángulo de Transmisión del Mecanismo de Corte

Para obtener una buena efectividad del mecanismo en movimiento es necesario plantear el criterio del ángulo de transmisión. El valor del ángulo de transmisión “ γ ” para un óptimo funcionamiento del mecanismo, es de 90° , con una tolerancia de $\pm 50^\circ$, es decir que el ángulo de transmisión se debe de encontrar entre 40° y 140° .

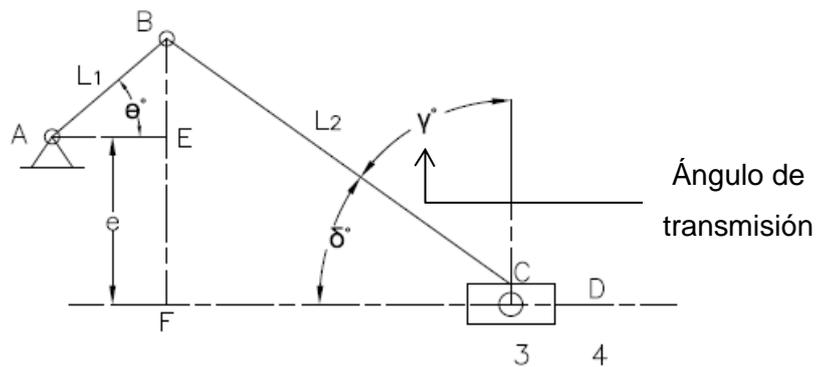


Figura 3.4: Posición del mecanismo biela manivela excéntrico
Fuente: “Análisis de mecanismos planos mediante trigonometría”

El ángulo de transmisión mínimo y máximo se calcula de acuerdo a las ecuaciones (3-3) y (3-4) [RICO, 2010]

$$\gamma_{min} = \text{acos}\left(\frac{L_1 - e}{L_2}\right) \quad (3-3)$$

$$\gamma_{max} = \text{acos}\left(\frac{L_1 + e}{L_2}\right) \quad (3-4)$$

Donde:

- Angulo mínimo de transmisión: γ_{min}
- Angulo máximo de transmisión: γ_{max}

Siendo para este mecanismo las siguientes dimensiones:

- $L_1 = r = 35 \text{ mm}$.
- $L_2 = l = 700 \text{ mm}$.
- $e = h = 252 \text{ mm}$.

Donde se obtiene como resultado:

$$\gamma_{min} = 108,051^\circ ; \quad \gamma_{max} = 65,02^\circ$$

Por lo tanto, el ángulo de transmisión “ γ ” sí cumple con la recomendación que debe encontrarse entre los 40° y 140° para evitar que haya atoros o mal funcionamiento del mecanismo.

3.3. CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES Y ACELERACIONES DE CORTE

Las velocidades y aceleraciones que se hallarán en este acápite corresponderán a la velocidad de giro de la volante y a la velocidad de la cuchilla respecto al tiempo. El punto C1 representa la posición de la cuchilla para un instante cualquiera “t” desplazándose una distancia “x” (ver Figura 3.5).

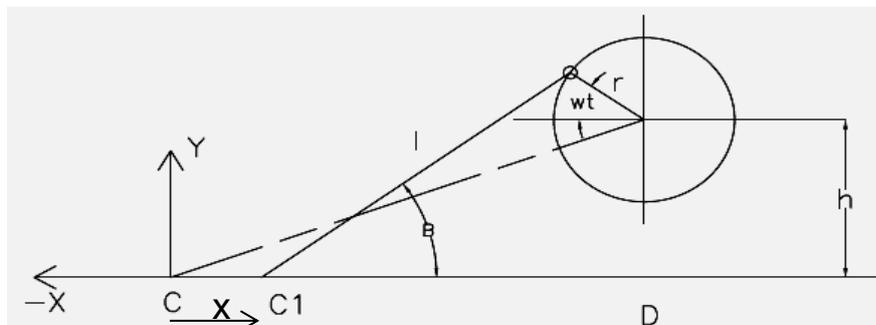


Figura 3.5: Posición de la cuchilla respecto al tiempo
Fuente: “Mecánica de las técnicas modernas”

Para el mecanismo biela manivela excéntrico la posición “x” respecto al tiempo “t”, viene dada según la ecuación (3-5) [ARTOBOLEVSKI, 1977]

$$x = \sqrt{(l+r)^2 - h^2} - l \sqrt{1 + \left(\frac{r \operatorname{sen}(wt) + h}{l}\right)^2} - r \operatorname{cos}(wt) \quad (3-5)$$

Donde “w” es la velocidad de giro de la volante.

Cuando la relación entre el radio “r” y la longitud “l” de un mecanismo excéntrico es de 1/15 a 1/25, se puede expresar la velocidad y la aceleración de la cuchilla con suficiente exactitud como se muestra en las ecuaciones (3-6) y (3-7) [SILVEIRA, 1982].

$$\dot{x} = r \cdot w \cdot (\operatorname{sen}(wt) + \frac{h}{l} \operatorname{cos}(wt)) \quad (3-6)$$

$$\ddot{x} = r \cdot w^2 \cdot (\operatorname{cos}(wt) - \frac{h}{l} \cdot \operatorname{sen}(wt)) \quad (3-7)$$

Donde:

\dot{x} = Velocidad de la cuchilla en función del tiempo

\ddot{x} =Aceleración de la cuchilla en función del tiempo

Para calcular la velocidad angular de la polea “w”, se plantearán las siguientes condiciones. En primer lugar, la velocidad con que la cuchilla termine el corte deberá ser 1,5 m/s. De las dimensiones de los dedos y las cuchillas, se tiene que cuando termina el corte, el centro de la cuchilla se encuentra separada 16 mm. del centro del dedo (ver Figura 3.6), siendo este centro del dedo la posición inicial (x=0) para la cuchilla.

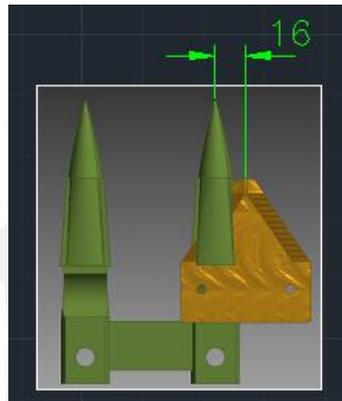


Figura 3.6: Separación entre cuchilla y dedo al final del corte

De las condiciones anteriormente planteadas y utilizando las ecuaciones (3-5) y (3-6):

$$x = 16 = \sqrt{(700 + 35)^2 - 252^2} - 700 \sqrt{1 + \left(\frac{35 \cdot \text{sen}(wt_1) + 252}{700}\right)^2} - 35 \cdot \text{cos}(wt_1)$$

$$\dot{x} = 1500 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 35 \cdot w \cdot (\text{sen}(wt_1) + \frac{252}{700} \text{cos}(wt_1))$$

Resolviendo se obtiene como lo resultado:

$$w = 50.274 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 480 \text{ RPM}$$

Como se mencionó anteriormente, se recomienda valores de velocidad entre 1,5 a 3 m/s. Debido a que la velocidad tiene un comportamiento sinusoidal (ver Figura 3.7), se calculará su velocidad máxima y se comprobará si es que se encuentra en el rango permitido.

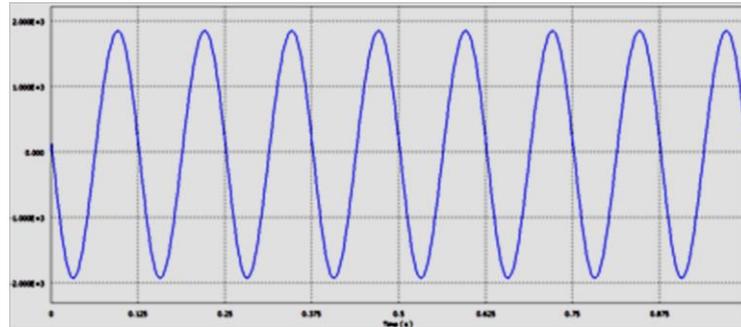


Figura 3.7: Gráfica Velocidad vs. Tiempo

Por lo tanto, para calcular la velocidad máxima se igualará a cero la segunda derivada respecto al tiempo o la ecuación de aceleración (ecuación (3-7)).

$$\ddot{x} = 0 = r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos(\omega t) - \frac{h}{l} \cdot \sin(\omega t) \right)$$

Reemplazando en la expresión anterior los valores obtenidos de las dimensiones del mecanismo biela manivela excéntrico (acápite 3.2.1. Cálculo de las dimensiones del mecanismo de corte) y la velocidad angular hallada en el presente acápite se obtiene como resultado:

$$\omega \cdot t = 70,2^\circ$$

Reemplazando dicho valor en la ecuación de velocidad ecuación (3-6) se obtiene:

$$\dot{x} = 15 \cdot 50,274 \cdot \left(\sin(70,2) + \frac{252}{700} \cos(70,2) \right)$$

$$\dot{x} = 1,9 \frac{m}{s} \quad \text{Sí cumple}$$

Por lo tanto, la velocidad se encuentra en el rango recomendado referenciado en el acápite 3.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

3.4 ANÁLISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE CORTE

Como se mencionó anteriormente, cuando el centro de la cuchilla y el centro del dedo se encuentran a una distancia igual a 16 mm, los tallos de quinua ya deberían haber sido cortados. Además, teniendo en cuenta que aproximadamente en el centro del

tallo sucede la fuerza máxima de corte, y que el diámetro promedio encontrado en la zona de cultivo fue de 20mm, se puede plantear lo siguiente:

D_{c-d1} : Distancia entre la cuchilla y el dedo para que suceda la fuerza máxima para el instante 1 de corte

D_{prom} : Diámetro promedio del tallo hallado en la zona de cultivo

$$D_{c-d1} = 16 + \frac{D_{prom}}{2} \quad (3-8)$$

$$D_{c-d1} = 26 \text{ mm.}$$

De la ecuación (3-5), presentada en el acápite anterior, se obtiene:

$$x_1 = 26 = \sqrt{(700 + 35)^2 - 252^2} - 700 \sqrt{1 + \left(\frac{35 \cdot \text{sen}(wt_1) + 252}{700}\right)^2} - 35 \cdot \text{cos}(wt_1)$$

$$wt_1 = \beta_1 = 51,91^\circ$$

De la geometría del mecanismo mostrada en la Figura 3.8 se puede plantear lo siguiente:

$$l \cdot \text{sen}(\alpha_1) = e + r \cdot \text{sen}(\beta_1) \quad (3-9)$$

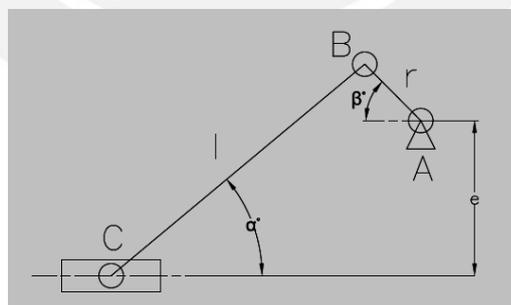


Figura 3.8: Posición del mecanismo de corte en un tiempo dado

Donde los valores de l , r y e fueron hallados en el acápite 3.2.1. Cálculo de las dimensiones del mecanismo de corte Finalmente se obtiene:

$$\alpha_1 = 23,54^\circ$$

El mismo procedimiento realizaremos para obtener los ángulos β_2 y α_2 , pero para el instante 2 donde también la fuerza es máxima, y esto sucede cuando la cuchilla ha recorrido una distancia de 49 mm.

$$x_2 = 49 = \sqrt{(700 + 35)^2 - 252^2} - 700 \sqrt{1 + \left(\frac{35 \cdot \text{sen}(wt_2) + 252}{700}\right)^2} - 35 \cdot \text{cos}(wt_2)$$

$$wt_2 = \beta_2 = 231,95^\circ$$

$$l \cdot \text{sen}(\alpha_2) = e + r \cdot \text{cos}(\beta_2)$$

$$\alpha_2 = 18,71^\circ$$

Con los valores hallados anteriormente, se procederá a calcular las velocidades y aceleraciones de los puntos B y C, así como también la aceleración angular de la biela para uno de los instantes críticos. El instante a analizar será el instante 1 (ver Figura 3.9) en que la distancia entre la cuchilla y el dedo es de 26mm.

La velocidad del punto C, se puede calcular con las ecuaciones (3-6) y (3-7), para un ángulo $\beta = wt = 51,91^\circ$, siendo "w" las revoluciones de la manivela igual a 480 RPM

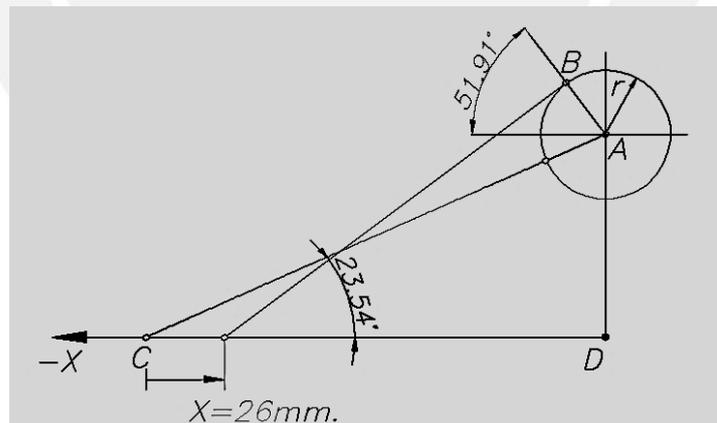


Figura 3.9: Esquema del instante 1 de análisis

$$\dot{x}_c = r \cdot w \cdot (\text{sen}(wt) + \frac{h}{l} \text{cos}(wt))$$

$$\dot{x}_c = 1818,14 \text{ mm/s}$$

$$\ddot{x}_c = r \cdot w^2 \cdot (\text{cos}(wt) - \frac{h}{l} \cdot \text{sen}(wt))$$

$$\ddot{x}_c = 32244,7 \text{ mm/s}^2$$

En el ANEXO A 3.2, se muestra el método gráfico que se utilizó para obtener la velocidad angular y aceleración angular de la biela. Del análisis gráfico se obtuvo como resultado los valores de la velocidad y aceleración angular de la biela:

$$w_{biela} = \frac{\dot{x}_c}{\rho} = 1,65 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{ (antihorario)}$$

$$\alpha_{biela} = \frac{\ddot{x}_c}{\rho} = 29,35 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \text{ (horario)}$$

Para analizar la cinética de la biela es necesario conocer la aceleración en el centroide de dicho elemento. De la Figura 3.10, se planteará la siguiente expresión:

$$\vec{a}_G = \vec{a}_c + \vec{\alpha}_{biela} \times \vec{r}_{G/C} - \omega^2 \cdot \vec{r}_{G/C} \quad (3-10)$$

Donde:

\vec{a}_G = aceleración del centroide de la biela

Distancia de los puntos C y G de la biela: $\vec{r}_{G/C} = 350 * (\cos(23,54) ; \text{sen}(23,54))$

Por lo tanto se obtiene:

$$a_c = \ddot{x}_c = 32244,7 \text{ mm/s}^2$$

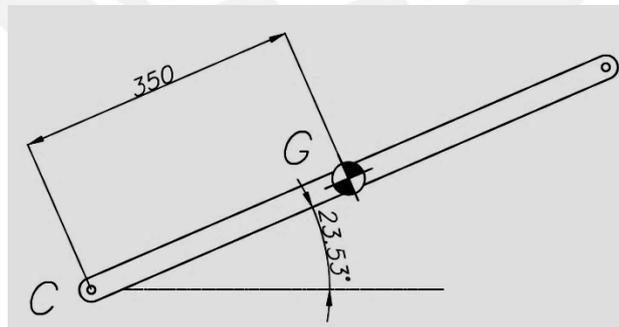


Figura 3.10: Biela del mecanismo de corte para un tiempo dado

Los valores anteriormente hallados se reemplazarán en ecuación (3-10), obteniéndose:

$$\vec{a}_G = (a_{xbiela}, a_{ybiela}) = (-29020,5i - 9802,2j) \text{ mm/s}^2$$

A continuación se analizará la cinética de los elementos del sistema de corte.

Para el mecanismo de corte se realizará un análisis para obtener las fuerzas que actúan en la corredera, biela y manivela. Si bien el elemento llamado corredera está compuesto por una barra porta cuchillas, dieciséis cuchillas y un extremo de unión, este se tomará como un elemento puntual.

$$M_{corr} = m_{cuchillas} + m_{barrac} + m_{extr} \quad (3-11)$$

Del modelado de las cuchillas, barra de corte y el extremo de unión en un software computacional, se obtiene la masa total de la corredera (M_{corr}):

$$M_{corr} = 15,52 \text{ kg.}$$

La fuerza de fricción sobre la corredera se planteará como se muestra en la ecuación (3-12) [SILVEIRA, 1982]

$$Ff = F1 + F2 \quad (3-12)$$

Donde:

$$F1 = \mu \cdot M_{corr} \quad (3-13)$$

$$F2 = \frac{(Fc + \mu \cdot M_{corr})}{1 - \mu \cdot \tan(\alpha)} \cdot \mu \cdot \tan(\alpha) \quad (3-14)$$

- Coeficiente de fricción entre acero y acero: $\mu = 0,3$
- Fuerza de corte: $Fc=15 \text{ kgf.}$ (Ver Anexo A 3.1)
- α = ángulo de inclinación de la biela

Reemplazando los datos anteriores en las ecuaciones (3-12), (3-13) y (3-14) se obtiene a fuerza de fricción:

$$Ff = 26,16 \text{ kgf} = 256,66 \text{ N}$$

Luego se planteará las ecuaciones de la cinética para hallar las reacciones en los apoyos.

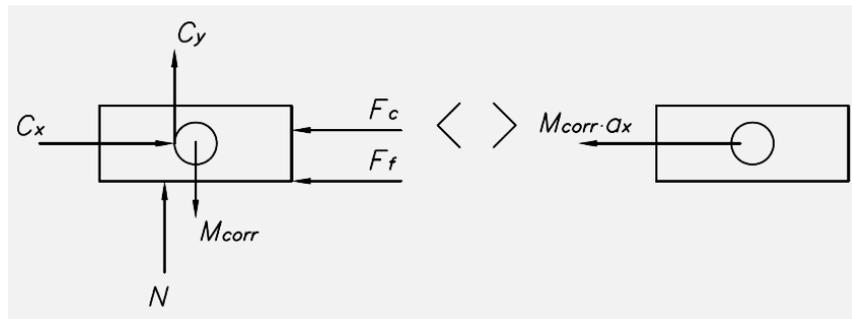


Figura 3.11: DCL de corredera del mecanismo de corte

$$\sum F = m \cdot a$$

$$\sum F_H: F_c + F_f - C_x = M_{corr} \cdot a_c \quad (3-15)$$

$$C_x = 2230,38 \text{ N}$$

$$C_y = C_x \cdot \tan(\alpha) \quad (3-16)$$

$$C_y = 971,19 \text{ N}$$

Luego se procede a realizar el análisis cinético de la biela para poder calcular las fuerzas de reacción en los apoyos. Para el cálculo en los apoyos de la barra de transmisión o biela, se plantearán las ecuaciones de D'Alembert, las cuales están basadas en la Figura 3.12:

$$\sum F_H: C_x - B_x = M_{biela} \cdot a_{xbiela} \quad (3-17)$$

$$\sum F_V: C_y + M_{biela} \cdot g - B_y = M_{biela} \cdot a_{ybiela} \quad (3-18)$$

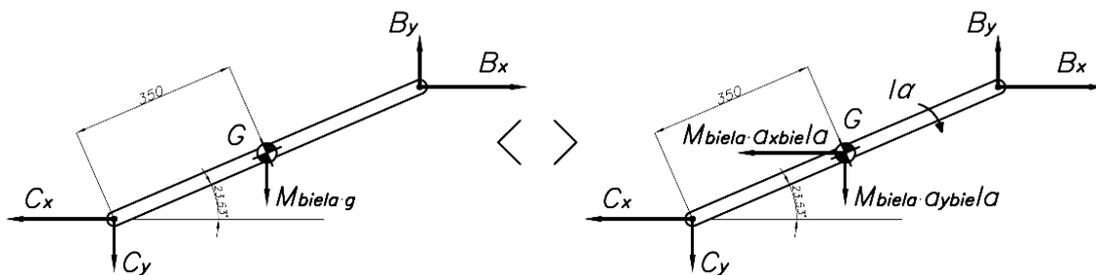


Figura 3.12: DCL de la biela del mecanismo de corte

El valor de la masa de la biela se obtiene del modelado la biela en un software computacional, siendo su valor:

$$M_{biela} = 2,51 \text{ kg.}$$

Reemplazamos los valores hallados anteriormente en las ecuaciones (3-17) y (3-18) se obtiene las reacciones en B:

$$B_x = 2157,07 \text{ N}$$

$$B_y = 971,21 \text{ N}$$

3.5. SELECCIÓN DE LA FAJA SINCRÓNICA

La faja sincrónica a seleccionar será la encargada de transmitir la potencia entre el árbol estriado o eje motriz (árbol que se conecta a la toma de fuerza del tractor mediante un eje cardán) y el eje conducido. En la Figura 3.13 se observa la ubicación de la faja sincrónica en la máquina segadora.

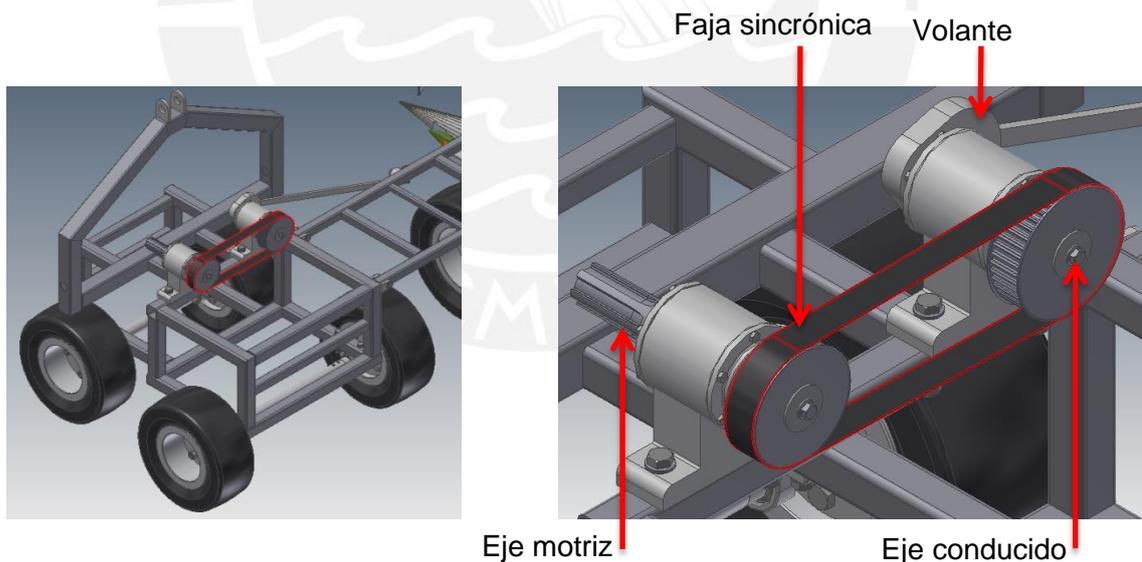


Figura 3.13: Ubicación de la faja sincrónica

Debido a que la máquina va a trabajar por las mañanas en días soleados y con pequeños golpes por parte de los cortes de los tallos de quinua, se seleccionan los siguientes factores de servicio y de corrección respectivamente:

- Factor de Servicio: $c_0 = 1,8$ (Ver Anexo A 3.3)
- Factor de corrección por fatiga: $c_6 = -0,2$ (Ver Anexo A 3.4)

Según la Tabla 3.1, para tractores del tipo 1 se observa que poseen un giro de 540 RPM en la toma de fuerza. Además la velocidad de giro en la polea que dará el movimiento a la volante será de 480 RPM. Por lo tanto:

$$N_1 = 540 \text{ RPM}$$

$$N_2 = 480 \text{ RPM}$$

Entonces la relación de transmisión: $i_{12} = \frac{N_1}{N_2} = 1,125 > 1$

Por lo tanto el factor de corrección de velocidad $c_3 = 0$. (Ver Anexo A 3.5)

Luego, se obtiene el factor total de servicio c_2 (Ver Anexo A 3.5):

$$c_2 = c_0 + c_3 + c_6 = 1,6$$

La potencia requerida que fue calculada anteriormente es de $P_{to} = 4 \text{ kW}$

Por lo tanto la potencia de diseño será:

$$P_B = c_2 \cdot P_{to} = 6,4 \text{ kW}$$

Del Anexo A 3.6, para una velocidad de la rueda motriz igual a 540 RPM y una potencia de diseño igual a 6,4 kW, se selecciona las fajas síncronas Optibelt OMEGA HP 8M.

Por recomendaciones del fabricante, el diámetro de la polea debe de ser mayor a dos veces el diámetro del eje donde esta se va a montar. Por lo tanto se asumirá un diámetro donde se montará la polea y en los acápites posteriores se procederá a verificarlo (acápite 3.6. CÁLCULO DEL ARBOL ESTRIADO O EJE MOTRIZ).

Asumiendo: $\emptyset_{eje} < 50 \text{ mm}$

Por lo tanto se selecciona un diámetro de polea mayor a 100 mm

Diámetro de la polea motriz seleccionada:

$$\emptyset_1 = 101,86 \text{ mm. ; } Z_{polea 1} = 40 \text{ dientes (Ver Anexo A 3.7)}$$

Calculando el número de dientes teórico de la polea conducida:

$$Z_{polea2t} = \phi_1 \cdot i_{12} = 45 \text{ dientes}$$

De acuerdo al Manual Optibelt (Ver Anexo A 3.7), se selecciona la polea de 44 dientes.

$$Z_{polea2} = 44 \text{ dientes} \quad ; \quad \phi_2 = 112,805 \text{ mm.}$$

Con estos datos reales se obtiene la relación real de transmisión y la velocidad real de la polea conducida.

$$i_{real} = \frac{Z_{polea2}}{Z_{polea1}} = 1,1$$

$$N_{2r} = \frac{N_2}{i_{real}} = 490 \text{ RPM}$$

Con las dimensiones de las poleas, se puede calcular el intervalo de distancia entre centro recomendada con las ecuaciones del Anexo A 3.8

$$a_{min} = 0,5 \cdot (\phi_1 + \phi_2) + 15 = 121,95 \text{ mm.}$$

$$a_{max} = 2 \cdot (\phi_1 + \phi_2) = 427,81 \text{ mm.}$$

De este intervalo recomendado, se seleccionará un valor para la distancia entre centros.

$$a_{sel} = 284 \text{ mm.}$$

Posteriormente se calculará la longitud de paso teórica (Ver Anexo 3.8), la cual depende de los diámetros de las poleas y la longitud entre centros asumida.

$$l_{wth} = 2 \cdot a_{sel} + \pi \frac{(\phi_1 + \phi_2)}{2} + \frac{(\phi_1 - \phi_2)^2}{4 \cdot a_{sel}} = 904,09$$

De acuerdo al Anexo A 3.9 se seleccionará una longitud de paso estándar

$$l_{wst} = 912 \text{ mm}$$

De acuerdo a las fórmulas del Manual Optibelt Anexo A 3.10 se calculará la distancia entre centros nominal.

$$k = \frac{l_{wst}}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (\phi_1 + \phi_2) = 143,99 \text{ mm}$$

$$a_{nom} = k + \sqrt{k^2 - \frac{(\phi_1 - \phi_2)^2}{8}} = 287,95 \text{ mm}$$

Con el valor obtenido de la distancia nominal entre centros, se calculará la distancia mínima para el tensado. Ver Anexo A 3.11.

$$x = a_{nom} \cdot 0.004 = 1,152 \text{ mm}$$

Debido a que las fajas seleccionadas son de paso de 8 mm, de acuerdo a tablas del Manual Optibelt se obtiene la distancia mínima para el montaje (ver Anexo A 3.12).

$$y = 22 \text{ mm}$$

Para obtener la potencia nominal a transmitir las fajas, es necesario calcular algunos factores que afectan al valor de esta potencia. Estos factores dependen del número de dientes engranados por la polea motriz.

$$Z_e = \frac{Z_1}{6} \cdot \left(3 - \frac{(\phi_1 - \phi_2)}{a_{nom}} \right) = 20,24 \text{ mm}$$

De acuerdo al Anexo A 3.13, con un Z_e mayor a 6, se obtiene el factor de dientes de engrane.

$$c_1 = 1$$

También, de acuerdo al Manual Optibelt, Anexo A 3.14, con un l_{wst} comprendido entre 880 y 1200 mm se obtiene un factor de longitud de la faja:

$$c_7 = 1$$

De acuerdo al Manual Optibelt (ver Anexo A 3.15), se obtiene los siguientes valores de potencia.

Para $N_1=500$ RPM, la potencia nominal es de $P_n=4,45$ kW.

Para $N_1=600$ RPM, la potencia nominal es de $P_n=5,30$ kW.

Por lo tanto interpolando se obtiene:

Para $N_1=540$ RPM, la potencia nominal es de $P_n=4,79$ kW.

Por lo tanto para una faja con ancho de 20 mm. Se obtiene como potencia nominal

$$P_{n20} = P_n \cdot c_1 \cdot c_7$$

$$P_{n20} = 4,79 \text{ kW}$$

$$P_{n20} < P_B, \text{ por lo tanto no cumple}$$

Debido a que la potencia transmitida por una faja de 20mm, es menor a la potencia de diseño, se utilizará una faja de 30mm. Utilizando el factor de corrección que se encuentra en el Manual Optibelt

Factor de corrección para faja de 30mm: $f_{30} = 1,58$

Potencia corregida para una faja de 30mm:

$$P_{n30} = P_{n20} \cdot f_{30} = 7,66 \text{ kW}$$

$$P_{n30} > P_B, \text{ por lo tanto Sí cumple}$$

Por lo tanto se elige:

- 1 Faja Optibelt Omega HP 912 8M HP 30
- 1 Polea ZRS 40 8M 30
- 1 Polea ZRS 44 8M 30

Para calcular la fuerza que ejerce la polea sobre el eje se usarán las fórmulas recomendadas en el Manual Optibelt. Ver Anexo A 3.16

$$\text{Velocidad de la faja } v = \frac{\phi_1 \cdot N_{1r}}{19100} = 2,88 \text{ m/s}$$

$$\text{Fuerza de ensayo } F = \frac{S_{n3}}{20} = 69,45$$

$$\text{Fuerza sobre el eje } S_a = S_{n3} \cdot 1,1 = 1528 \text{ N}$$

3.6. CÁLCULO DEL ARBOL ESTRIADO O EJE MOTRIZ

En esta sección se comprobará si el diámetro de la polea motriz es mayor a dos veces el diámetro del eje donde se va a montar la polea (condición establecida en el acápite

3.5. SELECCIÓN DE LA FAJA SINCRÓNICA). Primero se hallará el torque en dicho eje, utilizando algunos datos como la potencia requerida y la velocidad de giro.

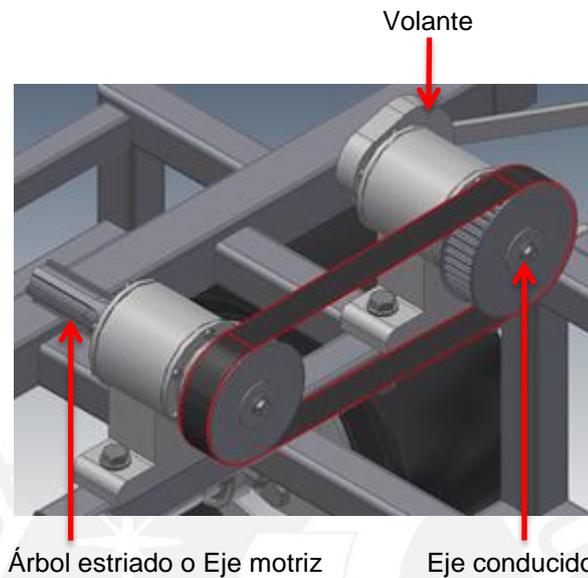


Figura 3.14: Ubicación del árbol estriado o eje motriz

- Potencia requerida = 4 kW
- $\omega = 540 \text{ RPM} = 56,55 \text{ rad/s}$
- Torque = $M_t = \frac{P}{\omega} = 73,74 \text{ N.m}$

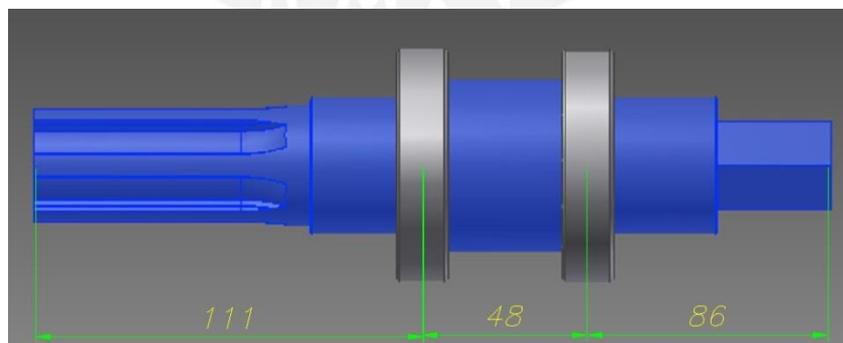


Figura 3.15 Dimensiones del eje motriz

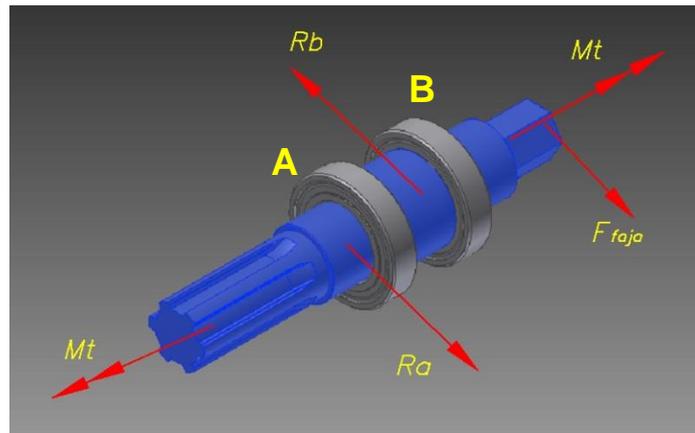


Figura 3.16: DCL del eje conductor

Para poder calcular las fuerzas internas del eje estriado se plantearán las ecuaciones de equilibrio. Para dicho propósito se utilizarán los datos siguientes:

- $M_t=73,74 \text{ N.m}$
- $F_{faja}= S_a=1528 \text{ N}$

Por lo tanto se plantea las siguientes las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum M_A = 0: -119 \cdot F_{faja} + 48 \cdot R_b = 0 \tag{3-19}$$

$$\sum F_y = 0: R_a + F_{faja} = R_b \tag{3-20}$$

Las ecuaciones (3-19) y (3-20) dan como resultado R_a y R_b , las cuales son las reacciones en los apoyos A y B respectivamente. Dichos valores se muestran en la Tabla 3.3:

Tabla 3.3: Resultado de las fuerzas internas

$R_a(\text{N})$	$R_b (\text{N})$	Mf máximo(N.mm)	$M_t(\text{N.mm})$
2260.17	3788.17	108488	73740

Con los valores de las reacciones y fuerzas internas calculadas se puede graficar los diagramas de fuerzas cortantes, momento flector y diagrama de momento torsor, los cuales se muestran en la Figura 3.17.

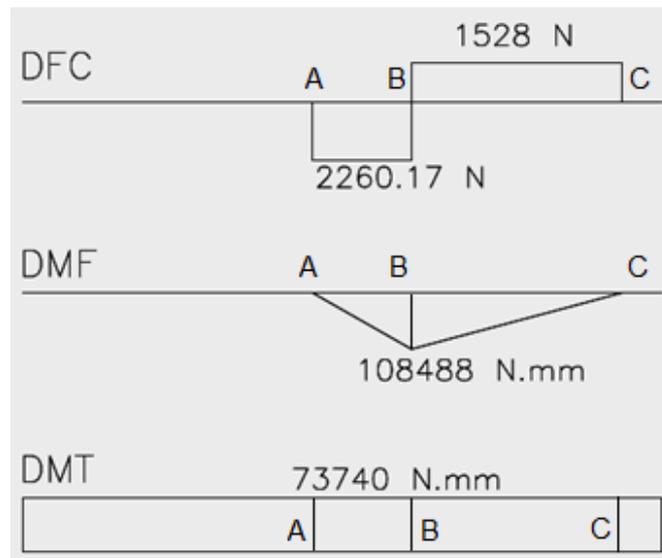


Figura 3.17: Diagramas de fuerzas internas- Eje motriz o Árbol estriado

3.6.1. Cálculo de falla por fatiga

El punto más crítico se dará en zona de aplicación del punto “B”, ya que se encuentra con mayor carga de fuerzas internas. Para el cálculo de este eje se utilizará la expresión de C. Bach, la cual se muestra a continuación:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \tau_t)^2} \tag{3-21}$$

Dicho eje se fabricará de un material AISI 1045, cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Datos del material AISI 1045

$\sigma_{fAlt} (Mpa)$	$\tau_{tPul}(MPa)$	$\sigma_{fB} (MPa)$	$\sigma_F (MPa)$
190	140	370	240

Calculando el valor de la constante de Bach “ α_0 ”:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fAlt}}{1,73 \cdot \tau_{tPul}} = 0,785$$

También cabe mencionar que para el diseño de este eje se despreciará el esfuerzo debido a las fuerzas cortantes. Debido a que en este caso el eje está sometido a esfuerzo normal alternante debido al momento flector, y esfuerzo cortante debido al momento torsor constante, se puede utilizar una forma de cálculo específica recomendada en los Apuntes de Elementos de máquinas 1 [PAULSEN, 2012]. En primer lugar se calcularán los esfuerzos normales y los esfuerzos cortantes.

$$\sigma_f = \frac{Mf \cdot c}{I} = \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3} \quad (3-22)$$

$$\sigma_f = \frac{1105049,7}{d^3} \text{ MPa}$$

$$\tau_t = \frac{Mt \cdot r}{J} = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^3} \quad (3-23)$$

$$\tau_t = \frac{375554,7}{d^3} \text{ MPa}$$

Para el diseño de los ejes, se recomienda los factores de concentración de esfuerzo efectivo para flexión y torsión que se muestran a continuación [PAULSEN, 2012]:

$$\beta_f = 1,8 \text{ a } 2$$

$$\beta_t = 2 \text{ a } 2,5$$

Los valores elegidos de los concentradores de esfuerzo efectivo y los valores de coeficientes de tamaño, acabado superficial y temperatura (C_t , C_{temp} , C_s) se muestran en el Anexo A 3.17.

Por lo tanto, los esfuerzos son los siguientes:

$$\sigma_f' = \frac{\beta_f}{C_t \cdot C_{temp} \cdot C_s} \cdot \sigma_f = \frac{3274221,3}{d^3} \text{ MPa}$$

$$\tau_t' = \frac{\beta_t}{C_t \cdot C_{temp} \cdot C_s} \cdot \tau_t = \frac{1390943,3}{d^3} \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación (3-21) y reemplazando los valores de los esfuerzos normales causados por el momento flector y esfuerzos cortantes por el momento torsor se obtiene el esfuerzo normal equivalente:

$$\sigma_{eq} = \frac{3781005,2}{d^3} \text{ MPa}$$

Donde el esfuerzo admisible es: $\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_{fAlt}}{FS}$; siendo el $FS_{recomendado} = 3 \text{ a } 5$

Factor de seguridad elegido: $FS = 3$

Por lo tanto, para que no falle: $\sigma_{eq} < \sigma_{ADM}$

De donde se obtiene: $d > 39,6 \text{ mm}$.

Por lo que se elige: $d = 40 \text{ mm}$.

3.6.2. Cálculo de falla por fluencia

Para el cálculo del árbol en el análisis de falla por fluencia, se utilizará los valores de los esfuerzos normales por momento flector y esfuerzo cortante por momento torsor hallados en el acápite 3.6.1. Cálculo de falla por fatiga De las ecuaciones (3-22) y (3-23) se obtiene:

$$\sigma_f = 17,26 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = 5,87 \text{ MPa}$$

Con dichos valores de esfuerzos se calculará el esfuerzo normal equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot (\tau_t)^2} = 20,13 \text{ Mpa} \quad (3-24)$$

Calculando el factor de seguridad a la fluencia:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 11,98$$

Por lo tanto se concluye que el eje estriado motriz trabajará sin problemas.

3.7. DIMENSIONAMIENTO DE LA BARRA DE TRANSMISIÓN

La barra en el mecanismo de transmisión es la encargada de conectar la polea conducida (A) a la barra donde se montarán las cuchillas (B), de esta manera se obtendrá el movimiento intermitente de corte de las cuchillas.

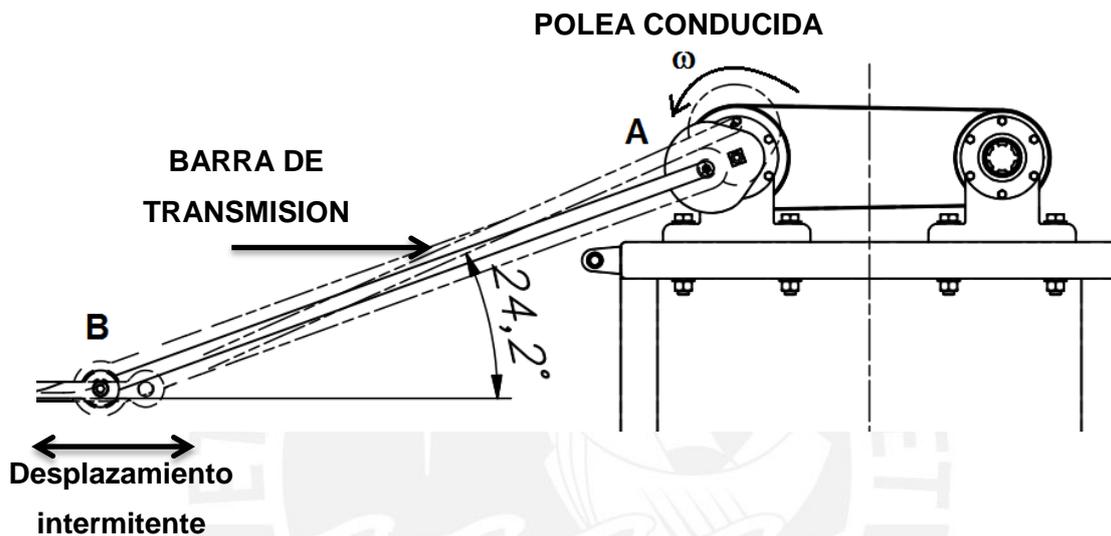


Figura 3.18: Barra de transmisión del mecanismo

La acción de la fuerza de corte ejercerá fuerzas en tracción y compresión en períodos cíclicos, por lo tanto la barra será analizada por falla de fluencia (ver acápite 3.7.3. Cálculo de falla por fluencia por falla por fatiga (ver acápite 3.7.1. Cálculo de falla por fatiga), así como también por falla por pandeo (ver acápite 3.7.2. Cálculo de falla por pandeo) ya que habrá fuerzas de compresión en un período determinado.

Para analizar el elemento en falla por fatiga, es necesario identificar los ángulos de la volante para los puntos extremos de la cuchilla. La Tabla 3.5 muestra que para el primer intervalo de tiempo la cuchilla se desplaza desde su punto inicial 0 mm hasta 75 mm a la derecha y en el mismo período la volante se desplaza desde $-20,03^\circ$ hasta $154,81^\circ$. Durante este primer intervalo la barra se encuentra sometida a tracción, ya que el tallo ofrece una resistencia al corte y dicha fuerza de reacción estará aplicada en el filo de la cuchilla con una dirección hacia la izquierda (ver Figura 3.20). Este primer intervalo se encuentra representado en la Figura 3.19. Asimismo para el intervalo 2, la cuchilla se desplaza desde la posición de 75mm hasta los 0 mm.

(desplazamiento de derecha a izquierda) para lo cual la volante gira desde los $154,81^\circ$ hasta los $339,97^\circ$ (ver Figura 3.21). Durante este intervalo la cuchilla se mueve de derecha a izquierda por lo que el tallo ofrece una resistencia al corte ocasionando una fuerza reactiva sobre la cuchilla (ver Figura 3.22). Dicha fuerza para este segundo intervalo está orientada hacia la derecha por lo que somete a la barra de transmisión a compresión (ver Figura 3.22).

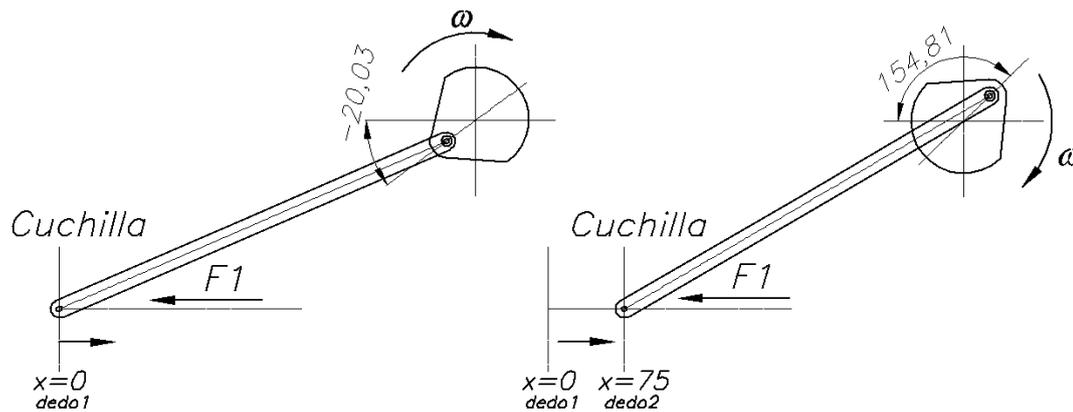


Figura 3.19: Posición de la barra de transmisión en el intervalo 1

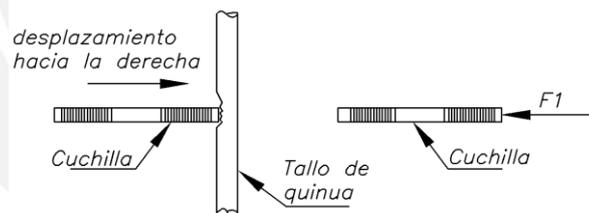


Figura 3.20: Fuerza de reacción sobre la cuchilla para el intervalo 1

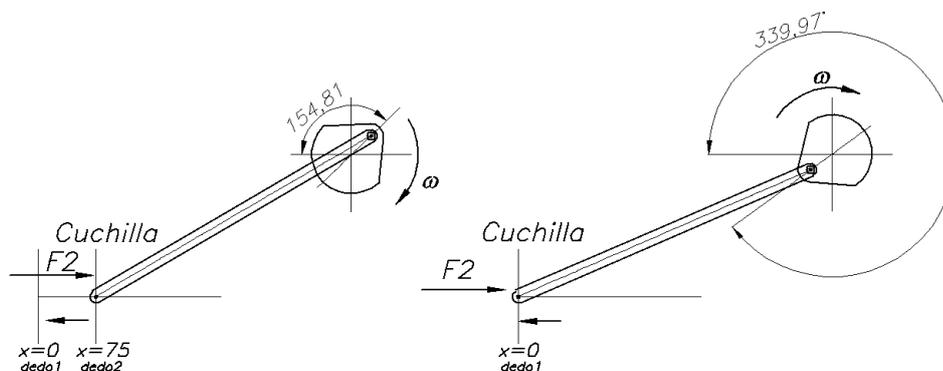


Figura 3.21: Posición de la barra de transmisión en el intervalo 2

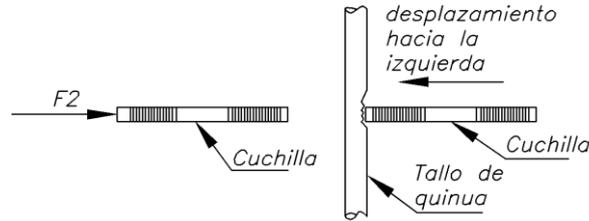


Figura 3.22: Fuerza de reacción sobre la cuchilla para el intervalo 2

Tabla 3.5: Intervalo de los ángulos de la aplicación de la fuerza en tracción y compresión

	Desplazamiento de la cuchilla	Ángulo	Dirección de la fuerza de corte sobre la cuchilla	Barra sometida a:
PRIMER INTERVALO	x=0 a x=75	Desde : -20,03°	A la izquierda	TRACCIÓN
		Hasta: 154,81°		
SEGUNDO INTERVALO	x=75 a x=0	Desde :154,81°	A la derecha	COMPRESIÓN
		Hasta: 339,97°		

Como se mencionó anteriormente, en el extremo de la barra de transmisión, actúan las fuerzas F_1 (somete a tracción a la barra de transmisión) y F_2 (somete a compresión a la barra de transmisión) ambas en sentido horizontal. Si descomponemos las fuerzas F_1 y F_2 , en un sistema de coordenadas $X'Y'$, tal que dichos sean paralelo y perpendicular a la barra de transmisión, se obtendrán los siguientes diagramas:

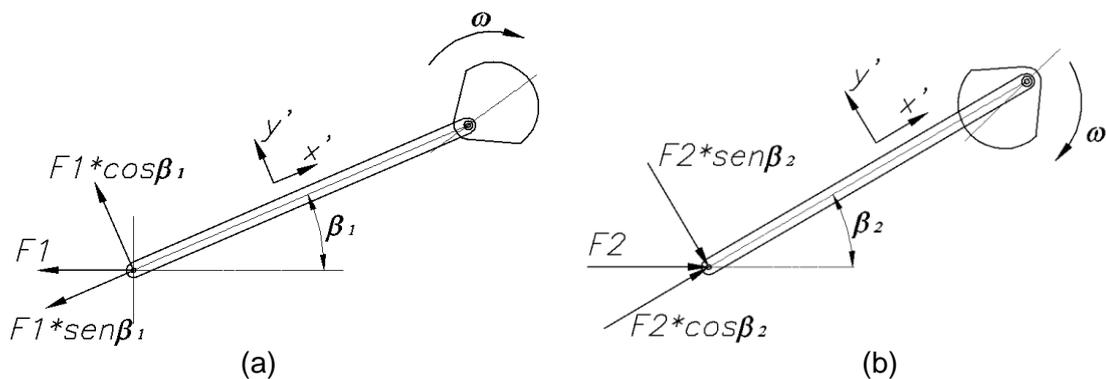


Figura 3.23: (a) Descomposición de fuerzas para el intervalo 1.
(b) Descomposición de fuerzas para el intervalo 2.

De acuerdo a la Figura 3.23:

- Para la barra en tracción $\beta_1 = 20,03^\circ$
- Para la barra en compresión $\beta_2 = 25,19^\circ$

De los ángulos β_1 y β_2 se sabe que:

$$\text{sen}(\beta_1) < \text{sen}(\beta_2)$$

$$\text{cos}(\beta_1) < \text{cos}(\beta_2)$$

Por lo tanto, se puede deducir que el caso crítico es cuando la barra está sometida a compresión, ya que las componentes de la fuerza de corte van a ser mayor en la barra de transmisión. Además, de los ensayos de corte realizados (ver Anexo A 3.1) se sabe que la fuerza de corte por cada tallo (F_c) es de 15 kgf aproximadamente y el número efectivo de las cuchillas (N_c) es 14 unidades, por lo se obtiene:

$$F_c = 15 \text{ kg} = 147,15 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2 = F_c \cdot N_c = 147,15 \cdot 14 = 2060,1 \text{ N}$$

$$F_1 \cos(\beta_1) = 1935,5 \text{ N}$$

$$F_1 \text{sen}(\beta_1) = 705,6 \text{ N}$$

$$F_2 \cos(\beta_2) = 1864,2 \text{ N}$$

$$F_2 \text{sen}(\beta_2) = 876,2 \text{ N}$$

Donde:

- Fuerza total de reacción sobre la barra de transmisión: F_1 y F_2

A continuación se procede a calcular las reacciones en los extremos de la barra. Para dicho propósito, se realizarán los diagramas de cuerpo libre, para lo cual se debe de tener en cuenta que el apoyo que estará en la volante será un apoyo fijo, y el apoyo montado en la barra de las cuchillas será un apoyo móvil. En la Figura 3.24 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra actuando en tracción.

$$F = F_1 = 2060,1 \text{ N}$$

$$\beta = \beta_1 = 20,03^\circ$$

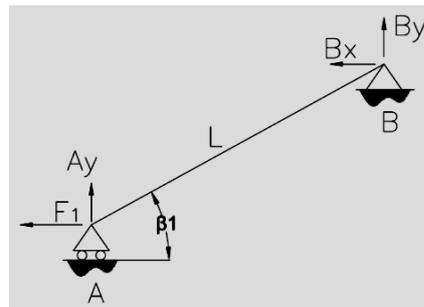


Figura 3.24: DCL barra en tracción

Realizando la sumatoria de fuerzas y de momentos para garantizar el equilibrio:

$$\sum F_x = 0: -F_1 - B_x = 0 \tag{3-25}$$

$$\sum M_A = 0: B_y \cdot L \cdot \cos(\beta_1) + B_x \cdot L \cdot \text{sen}(\beta_1) = 0 \tag{3-26}$$

$$\sum F_y = 0: A_y + B_y = 0 \tag{3-27}$$

De las ecuaciones (3-25), (3-26) y (3-27) se obtiene:

$$B_x = -2060,1 \text{ N } (\rightarrow)$$

$$B_y = 751,04 \text{ N } (\uparrow)$$

$$A_y = 751,04 \text{ N } (\downarrow)$$

Para obtener el diagrama de fuerzas internas, se descompone las fuerzas en los ejes de coordenadas paralelo y perpendicular a la barra de transmisión (X'Y'), para lo cual se obtiene como resultado:

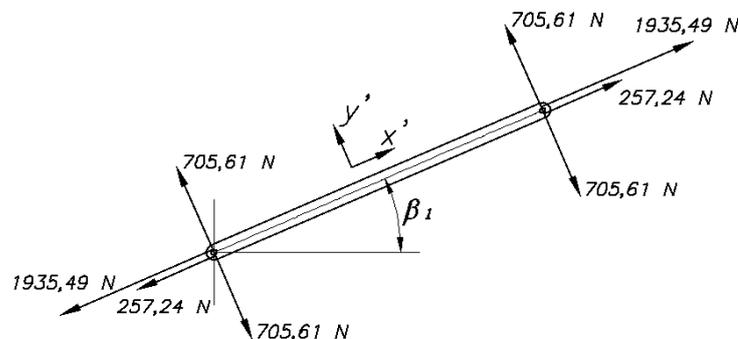


Figura 3.25: Fuerzas en ejes x'y' para barra en tracción

Como se observa de la Figura 3.25 la barra está solicitada únicamente a tracción.

De las ecuaciones (3-28), (3-29) y (3-30) se obtiene los siguientes resultados:

$$B_x = 2060,1 \text{ N } (\leftarrow)$$

$$B_y = -968,97 \text{ N } (\downarrow)$$

$$A_y = 968,97 \text{ N } (\uparrow)$$

Luego se descompone las fuerzas en un eje paralelo y perpendicular a la barra como se muestra en la figura siguiente:

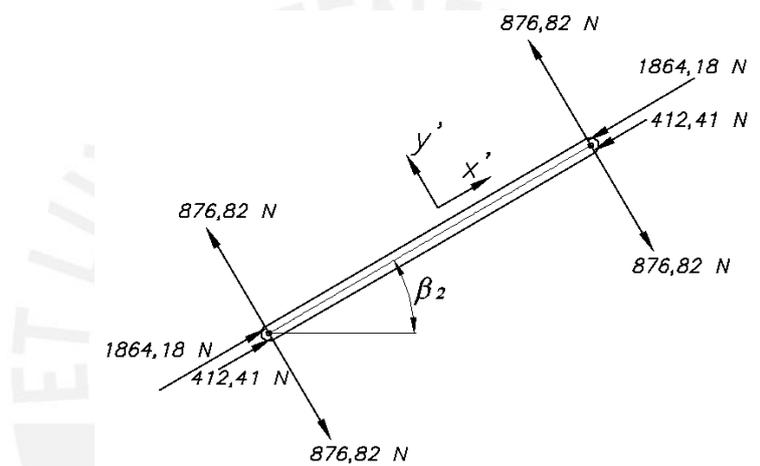


Figura 3.28: Fuerzas en ejes x'y' para barra en compresión

Con las fuerzas halladas, se procederá a realizar el diagrama de fuerzas normales a compresión, el cual se muestra a continuación:

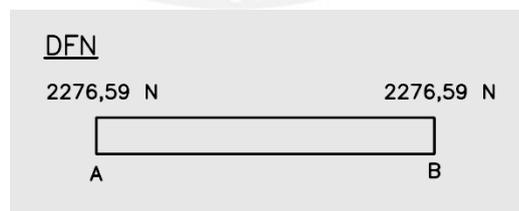


Figura 3.29: Diagrama de fuerzas normales en compresión

Donde: Fuerza normal de compresión dada para el intervalo 2: $F_{2c} = 2276,59 \text{ N}$

Para dimensionar esta barra de transmisión se partirá de la hipótesis que esta barra tendrá una sección transversal rectangular, tal que para su sección transversal su

altura sea el doble de su ancho, tal como se muestra en la Figura 3.30:

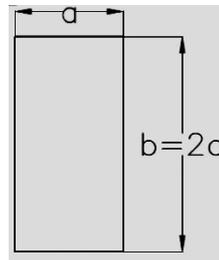


Figura 3.30: Sección transversal de la barra

De las fuerzas halladas anteriormente se procederá a dimensionar la barra de transmisión, verificando la barra en fatiga (ver acápite 3.7.1. Cálculo de falla por fatiga), pandeo (ver acápite 3.7.2. Cálculo de falla por pandeo) y fluencia (ver acápite 3.7.3. Cálculo de falla por fluencia)

3.7.1. Cálculo de falla por fatiga

Para el cálculo por fatiga se debe calcular los esfuerzos superior e inferior, los cuales estarán dados por las fuerzas de tracción y compresión respectivamente. Debido a que la máxima fuerza de compresión es mayor a la máxima fuerza de tracción, para un periodo cíclico existirá un esfuerzo medio, así como también un esfuerzo alternante.

Los esfuerzos normales superior (σ_{ns}) e inferior (σ_{ni}) serán calculados con las componentes paralelas a la barra de transmisión de las fuerzas F_1 y F_2 , siendo estas las fuerzas de tracción y compresión halladas anteriormente.

$$\sigma_{ns} = \frac{F}{A} = \frac{F_1}{a \cdot 2a} = \frac{2192,73}{2a^2} = \frac{1096,37}{a^2} MPa \quad (3-31)$$

$$\sigma_{ni} = \frac{F}{A} = \frac{F_2}{a \cdot 2a} = \frac{2276,59}{2a^2} = \frac{1138,29}{a^2} MPa \quad (3-32)$$

Con los valores de los esfuerzos superior e inferior calculados, se procede a calcular el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante.

$$\sigma_{nm} = \frac{\sigma_{ns} + \sigma_{ni}}{2} = \frac{1117,33}{a^2} MPa \quad (3-33)$$

$$\sigma_{na} = \frac{\sigma_{ns} - \sigma_{ni}}{2} = \frac{-20,96}{a^2} MPa \quad (3-34)$$

Posteriormente se determinará los factores que afectan la resistencia la fatiga, tales como el acabado superficial, tamaño, temperatura, tipo de carga y la confiabilidad, teniendo en cuenta que el material es un ASTM A36 ($\sigma_B = 700 \text{ MPa}$, $\sigma_{Alt} = 370 \text{ MPa}$), el cual es un acero comercial. Los factores de concentración de esfuerzo se presentan en el Anexo A 3.18.

$$\sigma_{na}' = \left(\frac{\beta}{C_s \cdot C_t \cdot C_{carga} \cdot C_{temp} \cdot C_{co}} \right) \cdot \sigma_{na} \quad (3-35)$$

$$\sigma_{na}' = \frac{-43,71}{a^2} \text{ MPa}$$

Asumiendo un factor de seguridad igual a 2,5, reemplazando los resultados de las ecuaciones (3-33) y (3-35) en la ecuación (3-36) y reemplazando los datos del material se obtiene el ancho de la barra:

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{nm}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{na}'}{\sigma_{Alt}}} \quad (3-36)$$

Se obtiene:

$$a \geq 2,3 \text{ mm}$$

Este valor será comparado con el que se obtenga en el cálculo posterior de pandeo, para que la barra no falle ni por fatiga ni por pandeo.

3.7.2. Cálculo de falla por pandeo

Debido a que la barra estará sometida a esfuerzos de compresión, es necesario analizarla por pandeo y verificar si es que el componente falla o no. Para dicho propósito se utilizará el método EUROPEO o de TETMAJER MODIFICADO.

Análisis del plano YZ

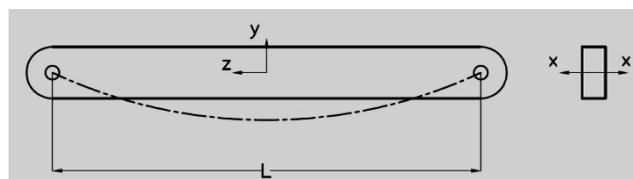


Figura 3.31: Plano YZ de pandeo

Debido a que un tipo de apoyo es fijo y el otro es móvil, se obtiene:

Longitud efectiva de pandeo: $L_p = L$

$$\text{Hallando el radio de giro: } i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{a \cdot b^3}{12}}{a \cdot b}} = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{3}} = \frac{a}{\sqrt{3}}$$

$$\text{Hallando el grado de esbeltez: } \lambda_x = \frac{L_p}{i_x} = \frac{\sqrt{3} \cdot L}{a}$$

Analizando el plano XZ

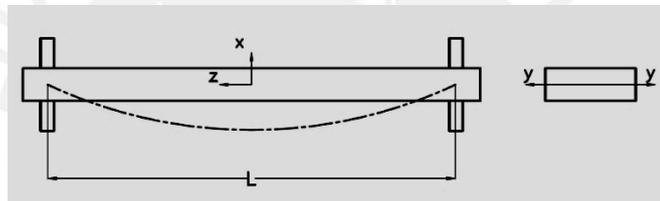


Figura 3.32: Plano YZ de pandeo

Longitud efectiva de pandeo: $L_p = 0,5 \cdot L$

$$\text{Hallando el radio de giro: } i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{b \cdot a^3}{12}}{a \cdot b}} = \frac{a}{2 \cdot \sqrt{3}}$$

$$\text{Hallando el grado de esbeltez: } \lambda_y = \frac{L_p}{i_y} = \frac{\sqrt{3} \cdot L}{a}$$

De los dos análisis anteriores, se concluye que ambos planos son igualmente críticos, ya que los grados de esbeltez en ambos casos son iguales ($\lambda_y = \lambda_x$). Por ello tomamos como grado de esbeltez:

$$\lambda = \frac{\sqrt{3} \cdot L}{a} = \frac{1212,44}{a} \rightarrow a = \frac{1212,44}{\lambda}$$

Como se mencionó anteriormente, el material de la barra es ASTM A36, el cual tiene un esfuerzo de fluencia $\sigma_f = 450 \text{ MPa}$ y un módulo de elasticidad $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

El esfuerzo en la barra será:

$$\sigma = \frac{F_{2c}}{A} = \frac{2276,59}{a \cdot (2a)} = \frac{1138,5}{a^2}$$

$$\sigma = \frac{1138,5}{\left(\frac{1212,44}{\lambda}\right)^2} = 7,75 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda^2$$

Según el método Europeo, se deberá analizar tres casos, siendo estos por fluencia, falla por pandeo según una recta, y falla por pandeo según Euler. Los tres casos analizados se muestran en el Anexo A 3.19:

De los valores hallados se tiene que:

$$\lambda = \frac{\sqrt{3} \cdot L}{a} = \frac{1212,44}{a}$$

Donde $\lambda = 214,61$ (Ver Anexo A 3.19)

Por lo tanto se obtiene el valor de “a”

$$a = \frac{1212,44}{\lambda} = \frac{1212,44}{214,61} = 5,65 \text{ mm.}$$

Por lo tanto la barra tendrá un ancho mínimo de $a = 6 \text{ mm}$, y una altura mínima de $b = 12 \text{ mm}$.

3.7.3. Calculo de falla por fluencia

Para el cálculo por fluencia utilizaremos el valor de la fuerza máxima, siendo en este caso la fuerza cuando la barra está sometida a compresión.

$$F = 2276,59 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2276,59 \text{ N}}{6 \times 12 \text{ mm}^2} = 31,62 \text{ Mpa}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma} = 14,23$$

Por lo tanto se concluye que la barra de transmisión para el mecanismo de corte trabajará sin problema alguno.

3.8. CÁLCULO DEL EJE CONDUCIDO

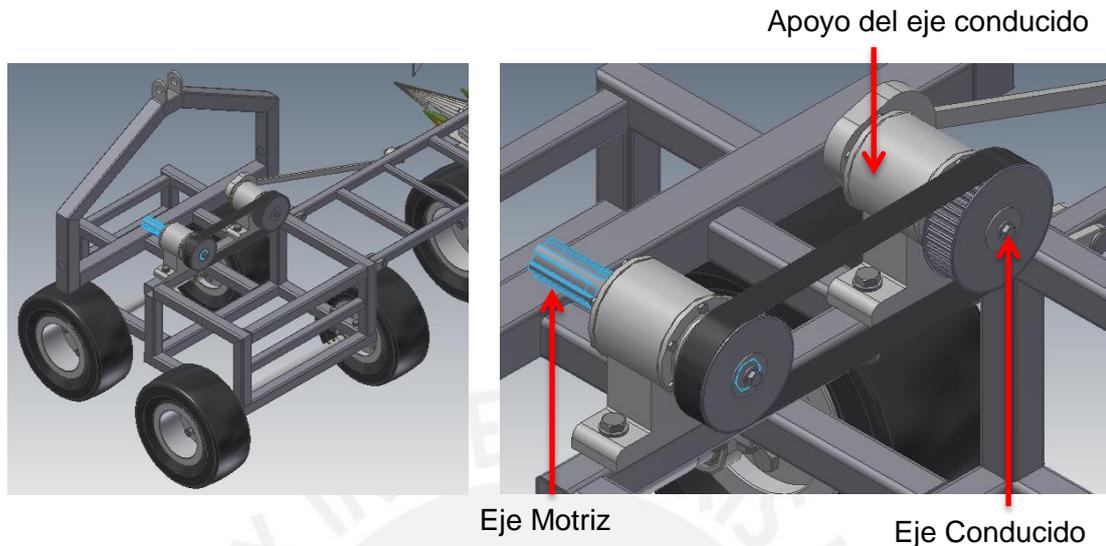


Figura 3.33: Ubicación del eje conducido

Para el dimensionamiento de este eje, se utilizarán los valores de las fuerzas máximas y sus ángulos de aplicación correspondientes. Del acápite ANÁLISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE CORTE se sabe que:

Para un desplazamiento: $x = 26$

- Ángulo de inclinación de la volante: $\beta_1 = 51,91^\circ$.
- Ángulo de inclinación de la biela: $\alpha_1 = 23,54^\circ$.

Para un desplazamiento: $x = 49$

- Ángulo de inclinación de la volante: $\beta_2 = 231,95^\circ (231,95^\circ - 180^\circ = 51,95^\circ)$.
- Ángulo de inclinación de la biela: $\alpha_2 = 18,71^\circ$.

Del acápite 3.7. DIMENSIONAMIENTO DE LA BARRA DE TRANSMISIÓN se sabe que las fuerzas para cada posición crítica son las siguientes:

Para un desplazamiento: $x = 26$

- Fuerza horizontal en volante $B_x = 2060,1 \text{ N}$ (\leftarrow)
- Fuerza vertical en volante $B_y = 751,04 \text{ N}$ (\downarrow)
- Fuerza resultante: $B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = 2192,73 \text{ N}$

Para un desplazamiento: $x = 49$

- Fuerza horizontal en volante $B_x = 2060,1 \text{ N } (\rightarrow)$
- Fuerza vertical en volante $B_y = 968,87 \text{ N } (\uparrow)$
- Fuerza resultante: $B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = 2276,56 \text{ N}$

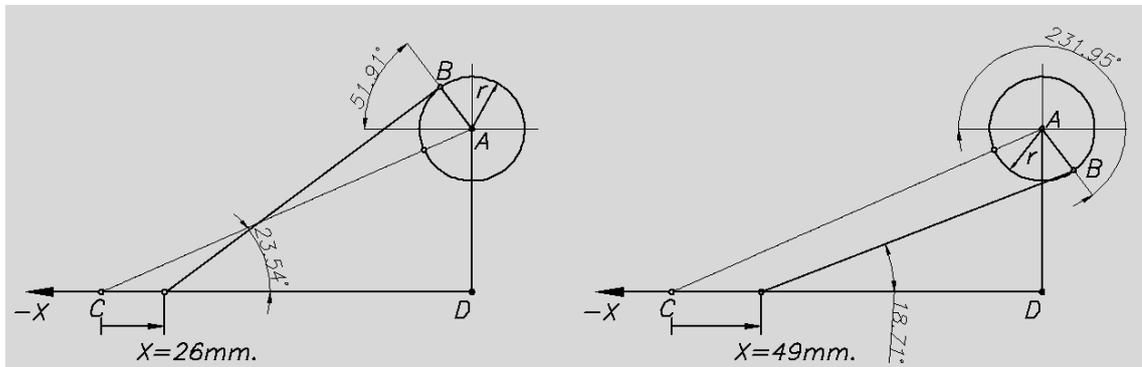


Figura 3.34: Posición del mecanismo biela manivela para ambos instantes de corte

A continuación, en la Figura 3.35 se muestra los ángulos y el sentido de las fuerzas en el apoyo B, para cada instante de tiempo mencionado anteriormente.

Como se observa de la Figura 3.35, el momento torsor que ocasionan estas fuerzas solo es en un sentido para ambos instantes de tiempo, por lo que se puede deducir que el esfuerzo cortante dado por el momento torsor será pulsante.

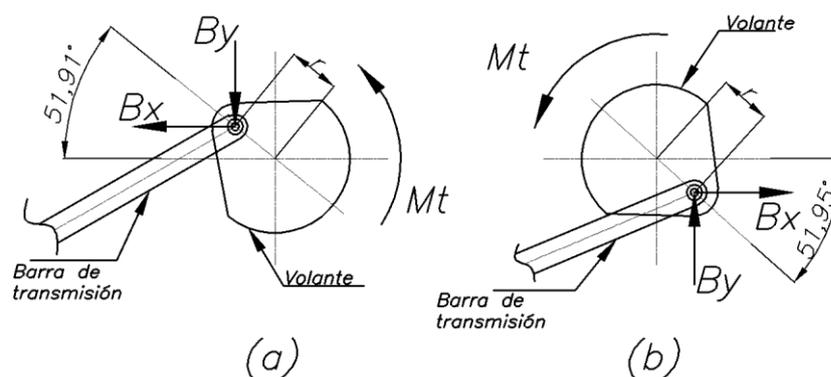


Figura 3.35: (a) Reacciones para el instante 1
(b) Reacciones para el instante 2

A continuación se calcularán las reacciones en los apoyos de este eje para cada instante de tiempo mencionado anteriormente.

Instante 1: Para un desplazamiento: $x = 26$

Para este instante de tiempo se tienen los siguientes datos:

- $B_x = 2060,1 \text{ N}$ (\leftarrow)
- $B_y = 751,04 \text{ N}$ (\downarrow)
- $\beta_1 = 51,91^\circ$.
- $F_{faja} = S_a = 1528 \text{ N}$
- Radio volante: $r = 35 \text{ mm}$.
- Momento torsor: $M_{t1} = B_x \cdot r \cdot \text{sen}(\beta_1) + B_y \cdot r \cdot \text{cos}(\beta_1) = 72964,57 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Instante 2: Para un desplazamiento: $x = 49$

Para este instante de tiempo se tienen los siguientes datos:

- $B_x = 2060,1 \text{ N}$ (\rightarrow)
- $B_y = 968,87 \text{ N}$ (\uparrow)
- $\beta_2 = 51,95^\circ$ ($231,95^\circ - 180^\circ = 51,95^\circ$)
- $F_{faja} = S_a = 1528 \text{ N}$
- Radio volante: $r = 35 \text{ mm}$.
- Momento torsor: $M_{t2} = B_x \cdot r \cdot \text{sen}(\beta_2) + B_y \cdot r \cdot \text{cos}(\beta_2) = 77680,24 \text{ N}\cdot\text{mm}$

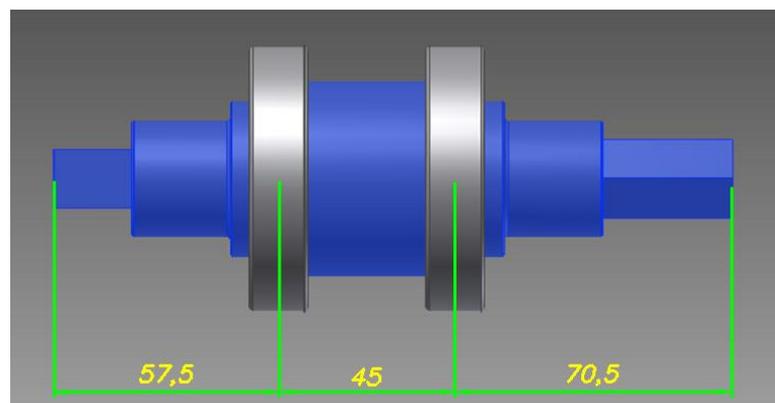


Figura 3.36: Dimensiones principales del eje de la polea conducida

En la Figura 3.37 se muestra el DCL para el instante 1:

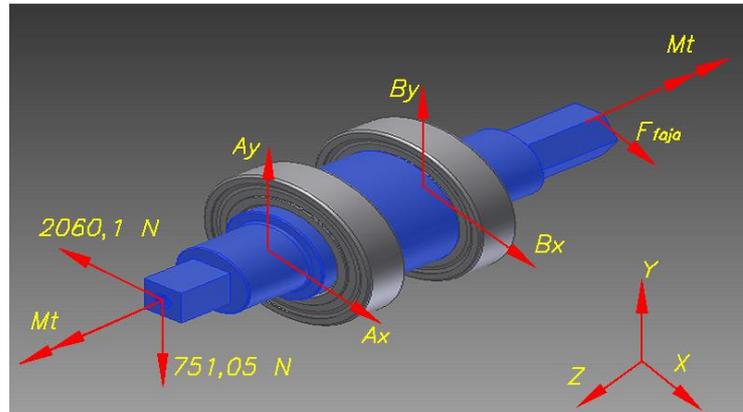


Figura 3.37: DCL del eje de la polea conducida para el instante 1

De la Figura 3.37, se pueden plantear las ecuaciones de equilibrio, por lo que se obtiene:

$$\sum F_x = 0 : Ax + Bx + Ffaja - 2060,1 = 0 \quad (3-37)$$

$$\sum F_y = 0 : By + Ay - 751,05 = 0 \quad (3-38)$$

Momentos para el plano YZ:

$$\sum M_{y-z} = 0 : 57,5 \cdot Ay + 102,5 \cdot By = 0 \quad (3-39)$$

Momentos para el plano XZ:

$$\sum M_{x-z} = 0 : -57,5 \cdot Ax - 102,5 \cdot Bx - 173 \cdot Ffaja = 0 \quad (3-40)$$

De las ecuaciones (3-37), (3-38), (3-39) y (3-40) se obtiene como resultado:

$$Ax = 7086,32 \text{ N } (+x)$$

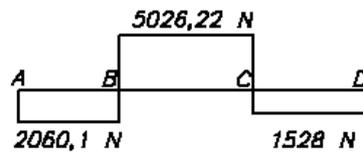
$$Bx = -6554,22 \text{ N } (-x)$$

$$A_y = 1710,72 \text{ N } (+y)$$

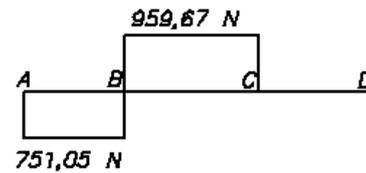
$$B_y = -959,67 \text{ N } (-y)$$

Con las reacciones halladas se realizarán los diagramas de fuerzas internas (Ver Figura 3.38).

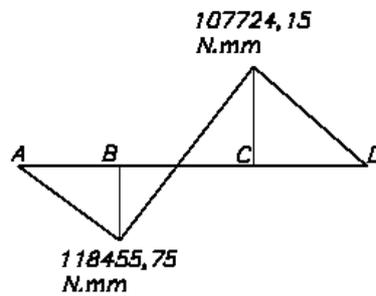
DFC PLANO ZX



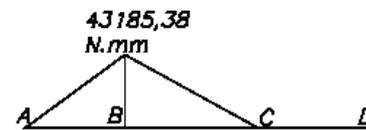
DFC PLANO ZY



DMF PLANO ZX



DMF PLANO ZY



DMT

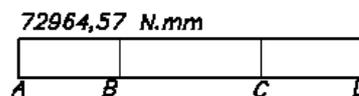


Figura 3.38: Diagramas de fuerzas internas para el instante 1

Como se observa del diagrama de fuerzas internas, en el punto B se encuentra el mayor momento flector para ambos planos (ZX y ZY). Por lo que se calculará el momento flector resultante en este punto B:

$$M_{fR1} = \sqrt{118455,75^2 + 43185,38^2} = 126082,28 \text{ N.mm}$$

Asimismo se hará el mismo análisis que en el caso anterior pero para el instante 2.

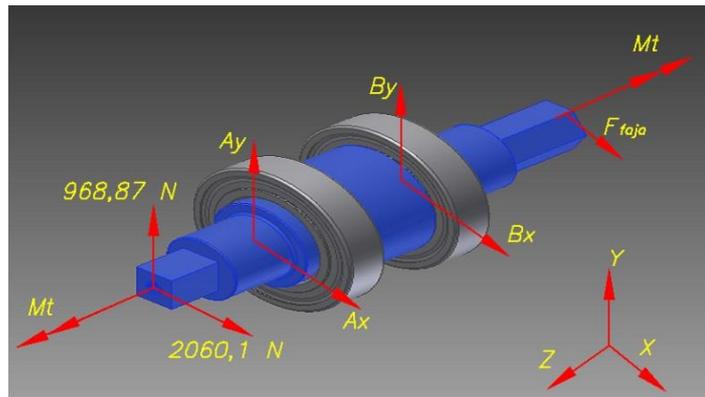


Figura 3.39: DCL del eje de la polea conducida para el instante 2

Al igual que el caso anterior, se realizará el DCL para el instante 2 (ver Figura 3.39) y se plantearán las ecuaciones de equilibrio y se obtendrán el valor de las reacciones:

$$\sum F_x = 0 : Ax + Bx + Ffaja + 2060,1 = 0 \quad (3-41)$$

$$\sum F_y = 0 : By + Ay + 968,87 = 0 \quad (3-42)$$

Momentos para el plano YZ:

$$\sum M_{y-z} = 0 : 57,5 \cdot Ay + 102,5 \cdot By = 0 \quad (3-43)$$

Momentos para el plano XZ:

$$\sum M_{x-z} = 0 : -57,5 \cdot Ax - 102,5 \cdot Bx - 173 \cdot Ffaja = 0 \quad (3-44)$$

De las ecuaciones (3-41), (3-42), (3-43) y (3-44) se obtiene como resultado:

$$Ax = -2298,58 \text{ N } (-x)$$

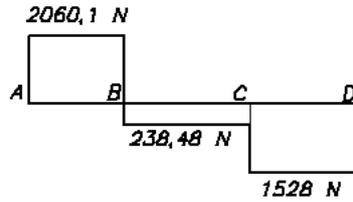
$$Bx = -1289,52 \text{ N } (-x)$$

$$Ay = -2210,55 \text{ N } (-y)$$

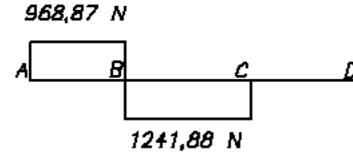
$$By = -1241,88 \text{ N } (-y)$$

Con las reacciones halladas se realizarán los diagramas de fuerzas internas (Ver Figura 3.40).

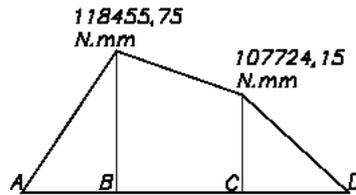
DFC PLANO ZX



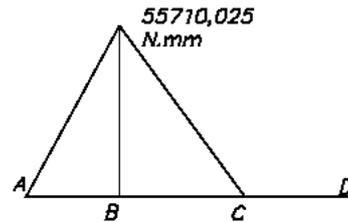
DFC PLANO ZY



DMF PLANO ZX



DMF PLANO ZY



DMT

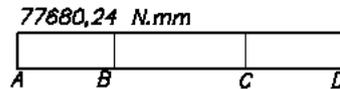


Figura 3.40: Diagramas de fuerzas internas para el eje de la polea conducida en el instante 2

Al igual que el caso anterior, el punto B es el punto con mayor carga, por lo que se calculará el momento flector resultante.

$$M_{fR2} = \sqrt{118455,75^2 + 55710,025^2} = 130902,15 \text{ N.mm}$$

3.8.1. Cálculo de falla por fatiga

El punto más crítico se dará en la zona de aplicación del punto “B”, ya que se encuentra con mayor carga de momentos flectores. Para este cálculo se considerará que el eje está sometido a esfuerzo normal causado por el momento flector y esfuerzo cortante causado por el momento torsor.

Dicho eje se fabricará de un material AISI 1045, el cual tiene los siguientes valores de resistencia (Ver Tabla 3.6):

Tabla 3.6: Propiedades mecánicas del material AISI 1045

$\sigma_{fAlt} (MPa)$	$\tau_{tPul} (MPa)$	$\sigma_B (MPa)$	$\sigma_F (MPa)$
190	140	370	240

Cabe mencionar que para el diseño del eje conducido se despreciarán los esfuerzos cortantes causados por las fuerzas cortantes. El momento flector y torsor a utilizar en las fórmulas serán los máximos hallados anteriormente en el presente acápite y el diámetro en la sección a verificar es de 40mm con un resalte de 5mm.

$$\sigma_f = \frac{M_{fR2} * c}{I} = \frac{32 \cdot M_{fR2}}{\pi \cdot d^3} \quad (3-45)$$

$$\sigma_f = 20,83 MPa$$

$$\tau_t = \frac{Mt * r}{J} = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^3} \quad (3-46)$$

$$\tau_t = 6,18 MPa$$

El cálculo de los esfuerzos medios, alternantes y sus factores de concentración de esfuerzos se muestra en el Anexo A 3.20

Posteriormente se calculará el valor de los esfuerzos alternantes (normal y cortante) con los concentradores de esfuerzos para los esfuerzos flector y torsor.

$$\sigma_{fa'} = \frac{\beta_f}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \sigma_{fa} \quad (3-47)$$

$$\sigma_{fa'} = 36,65 MPa$$

$$\tau_{ta'} = \frac{\beta_t}{C_s \cdot C_{tam} \cdot C_{temp} \cdot C_c \cdot C_{conf}} \cdot \tau_{ta} \quad (3-48)$$

$$\tau_{ta'} = 9,28 MPa$$

Por lo tanto, se calculará los esfuerzos normales equivalentes:

$$\sigma_{aeq'} = \sqrt{\sigma_{fa'}^2 + 3 \cdot \tau_{ta'}^2} \quad (3-49)$$

$$\sigma_{aeq'} = 40,02 MPa$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} \quad (3-50)$$

$$\sigma_{meq} = 11,71 \text{ MPa}$$

Luego se reemplazarán los valores hallados en las ecuaciones (3-49) y (3-50) en la ecuación (3-36), donde se obtiene el valor del factor de seguridad:

$$FS = \frac{1}{\frac{71,07}{400} + \frac{32,68}{200}}$$

$$FS = 6,3$$

Por lo tanto se cumple con la solicitud que el factor de seguridad en fatiga sea mayor a 2.

3.8.2. Cálculo de falla por fluencia

Para verificar el eje conducido por falla a la fluencia, se utilizarán los valores máximos de los esfuerzos normales por momento flector y esfuerzo cortante por momento torsor hallados anteriormente con las ecuaciones (3-45) y (3-46).

$$\sigma_f = 20,83 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = 6,18 \text{ MPa}$$

Con dichos valores de esfuerzos se calculará el esfuerzo normal equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot (\tau_t)^2} \quad (3-51)$$

$$\sigma_{eq} = 23,42 \text{ Mpa}$$

Calculando el factor de seguridad a la fluencia se obtiene:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 10,24$$

Por lo que se cumple que el factor de seguridad sea mayor a 2.

3.9. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.

El mecanismo de alimentación está basado en un mecanismo de cuatro barras, llamado mecanismo directriz rectilíneo de Chebyshev (ver Figura 3.41).

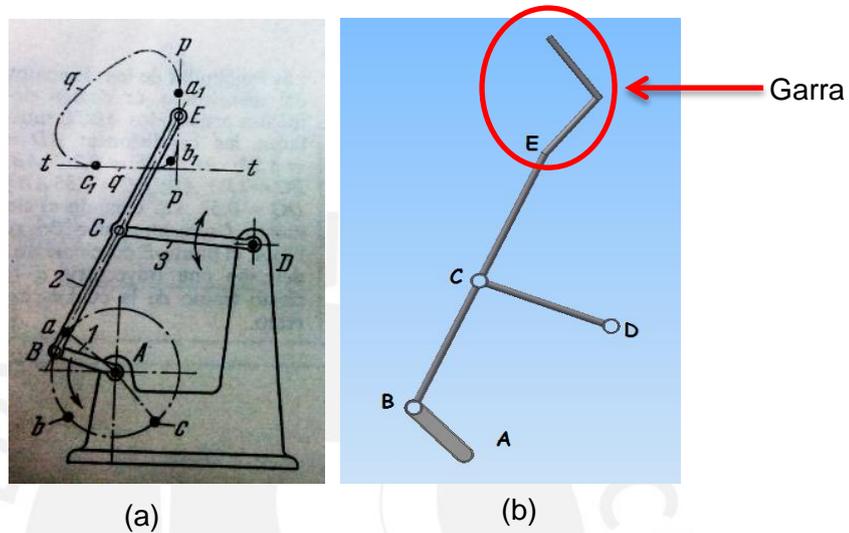


Figura 3.41:(a) Mecanismo directriz rectilíneo de Chebyshev.
Fuente: “Mecánica de las técnicas modernas”
(b) Mecanismo de alimentación real a utilizar

Al mecanismo propuesto por Chebyshev se le adicionará una garra en el extremo E (Ver Figura 3.41 (b)). Dicha garra va a empujar la quinua a cosechar hacia las cuchillas de corte.

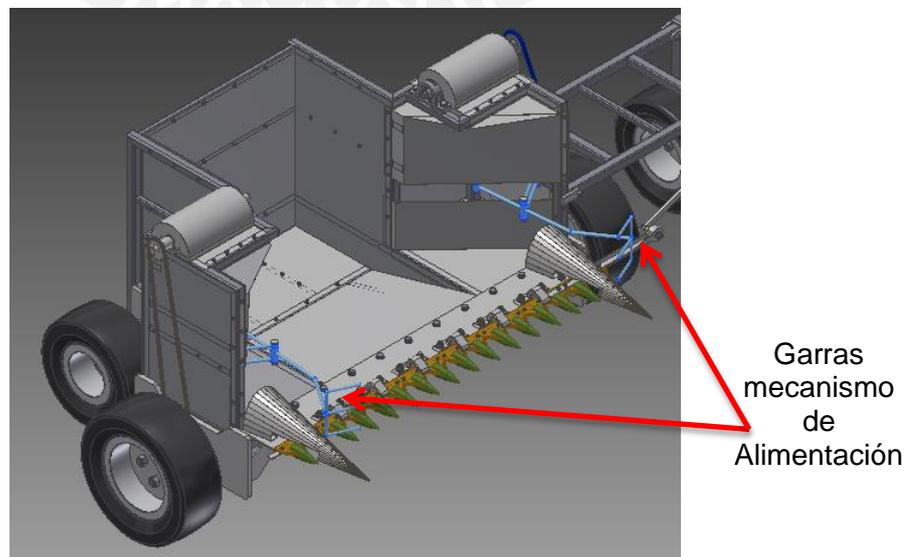


Figura 3.42: Ubicación de las garras del mecanismo de alimentación

3.9.1. Desplazamiento de la garra

Un requisito para establecer las dimensiones del mecanismo de la garra de alimentación es que la diferencia entre la distancia máxima que alcance la garra y la base de la cuchilla de corte (distancia FG) se encuentre entre 8 a 12 cm (Ver Figura 3.43). Esto se debe exigir para que en la garra no haya una fuerza excesiva durante su funcionamiento.

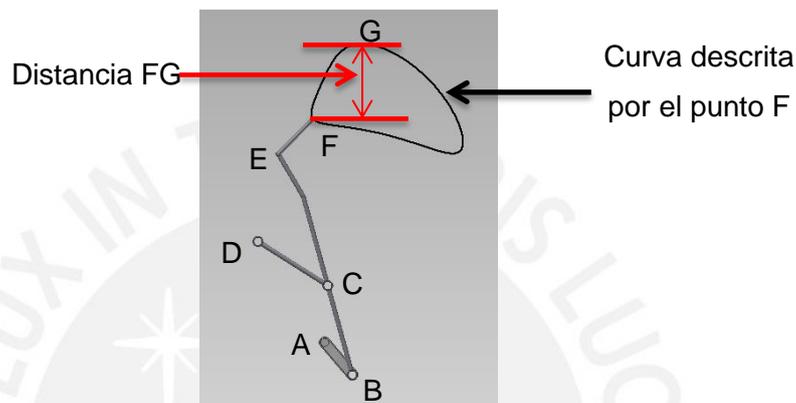


Figura 3.43: Gráfica del desplazamiento del punto extremo F de la garra

Para el mecanismo directriz rectilíneo de Chebyshev, se deben de cumplir algunas dimensiones para las longitudes de las articulaciones. Dicha recomendación se muestra a continuación [ARTOBOLEVSKI, 1977]:

$$BC = DC = CE = 2,17 \cdot AB$$

$$AD = 2,83 \cdot AB$$

Para poder satisfacer la condición anterior (Distancia FG = 8 a 12 cm.), se seleccionaron las siguientes dimensiones para las articulaciones:

$$AB = 75 \text{ mm}$$

$$BC = CE = 2,17 \cdot 75 = 162,75 \text{ mm}$$

$$AD = 75 \cdot 2,83 = 212,25 \text{ mm}$$

$$DC = 2,17 \cdot 75 = 162,75 \text{ mm}$$

Con estas dimensiones se obtuvo como distancia FG (Ver Figura 3.43) la siguiente:

$FG = 9.9 \text{ cm}$. Cumple con lo solicitado

3.9.2. Ley de Grashof para el mecanismo de alimentación

Lo que plantea la ley de Grashof es lo siguiente, “para un mecanismo de cuatro barras, la suma de las longitudes más corta y más larga de los eslabones no puede ser mayor que la suma de las longitudes de los dos eslabones restantes, si se desea que exista una rotación relativa continua entre dos elementos.”

Del mecanismo de cuatro barras tenemos lo siguiente:

- Eslabón de distancia más larga: $AD=212,25 \text{ mm}$.
- Eslabón de distancia más corta: $AB= 75 \text{ mm}$.
- Eslabones de distancias intermedias: $BC=162,75 \text{ mm}$. y $CD= 162,75 \text{ mm}$.

$$AD + AB \leq BC + CD$$

$$287,5 \leq 325,5$$

Por lo tanto este mecanismo sí cumple con la Ley de Grashof.

3.9.3. Ángulo de transmisión

Como se mencionó anteriormente (acápite 3.2.2. Ángulo de Transmisión del Mecanismo de Corte, para un funcionamiento óptimo del mecanismo es necesario que el ángulo de transmisión se encuentre en un rango de valores recomendados, siendo este rango entre 40° y 140° .

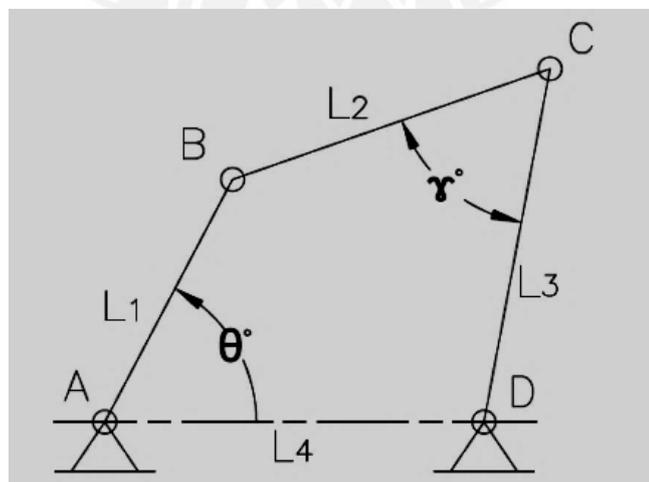


Figura 3.44: Mecanismo de cuatro barras

El ángulo de transmisión máximo (γ_{max}) y mínimo (γ_{min}) se calcula de la siguiente manera [RICO, 2010]:

$$\gamma_{max} = \arccos\left(\frac{L_2^2 + L_3^2 - (L_1 + L_4)^2}{2 \cdot L_2 \cdot L_3}\right) \quad (3-52)$$

$$\gamma_{min} = \arccos\left(\frac{L_2^2 + L_3^2 - (L_4 - L_1)^2}{2 \cdot L_2 \cdot L_3}\right) \quad (3-53)$$

De la geometría del mecanismo real a utilizar se tiene los siguientes valores para L_1, L_2, L_3 y L_4 :

- $L_1 = 75$ mm.
- $L_2 = 162,75$ mm.
- $L_3 = 162,75$ mm.
- $L_4 = 212,25$ mm.

De las ecuaciones (3-52) y (3-53) se obtiene:

$$\gamma_{max} = 138,3^\circ \quad \text{y} \quad \gamma_{min} = 52,7^\circ$$

Por lo tanto, se llega a comprobar que el ángulo de transmisión se encuentra entre los valores recomendados para un correcto funcionamiento y sin atoros.

3.10. ANÁLISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.

Al empujar la garra al tallo, surge una fuerza de reacción sobre la garra ejercida por el tallo. Dicha fuerza aumenta directamente proporcional con la distancia que se ha desplazado el tallo, por lo que es necesario conocer cuál es la distancia que se va a inclinar el tallo debido a la interacción con la garra hasta que se logre cortar. Debido a que la garra y la cuchilla se encuentran sobre el remolque, ambas se mueven con la velocidad de avance seleccionada de 0.7m/s.(Esta velocidad respeta lo analizado en el Anexo A 3.21)

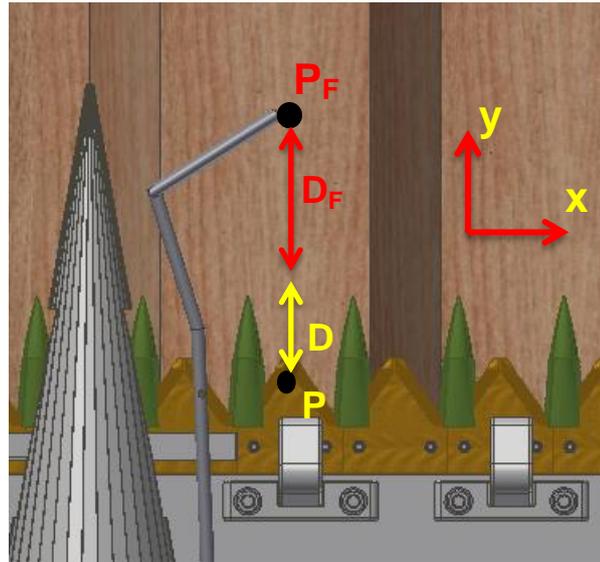


Figura 3.45: Distancia máxima entre la cuchilla y la garra

De acuerdo a la tabla de posiciones del punto P_F (Ver Anexo A 3.22), este se desplazará una distancia de 87,65 milímetros en el sentido del eje negativo “y” (lo llamaremos posteriormente desplazamiento vertical o ΔV) hasta que la cuchilla logre cortar el tallo. Para ese instante, el punto P_F de la garra se ha desplazado en sentido del eje “x” positivo 67,79 milímetros (se llamará posteriormente desplazamiento horizontal o ΔH). Ambos sentidos de los ejes antes mencionados se pueden observar en la Figura 3.45. Por lo tanto, si asumimos que el tallo no desliza por la garra, se obtendrá la fuerza máxima de contacto entre el tallo y la garra. En el Anexo A 3.22 se muestra los desplazamientos de la cuchilla y la garra, siendo el instante inicial (tiempo “t” igual a cero) cuando la garra (P_F), se encuentra en su punto máximo.

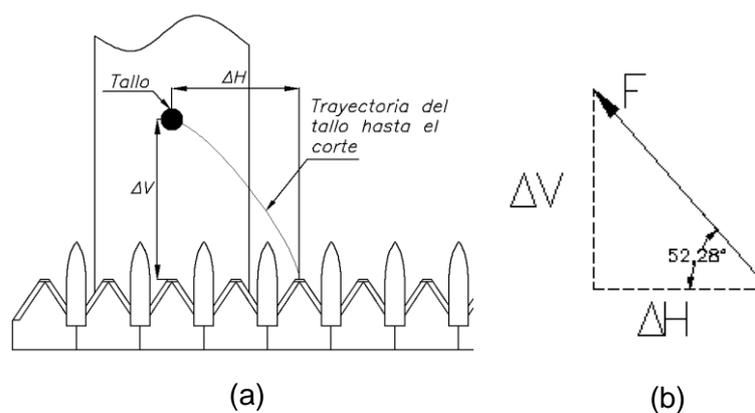


Figura 3.46: (a) Desplazamiento del tallo hasta el instante del corte
(b) Dirección de la fuerza de jalado sobre la garra en el corte

$$\Delta H = 67,79 \text{ mm}$$

$$\Delta V = 87,65 \text{ mm}$$

$$\text{Desplazamiento} = \sqrt{\Delta H^2 + \Delta V^2} = 110,81 \text{ mm}$$

De acuerdo a los ensayos realizados en la Universidad Agraria La Molina, para poder inclinar los tallos una distancia aproximada de 11 cm. a una altura de 25 cm sobre el terreno de cultivo, se obtiene una fuerza de 2,9 kgf.



Figura 3.47: Ensayo para la obtención de la fuerza de alimentación

Con las variaciones de distancia en sentido horizontal y vertical, podemos obtener la dirección de la fuerza de contacto (ver Figura 3.46).

$$\vartheta = \text{atan}\left(\frac{\Delta V}{\Delta H}\right) = 52,281^\circ$$

Ahora se procederá a calcular las velocidades y aceleración del mecanismo de alimentación. Para el instante de corte, el mecanismo se encuentra en la posición indicada en la Figura 3.48, siendo los puntos O_1 , O_2 , A y B articulaciones.

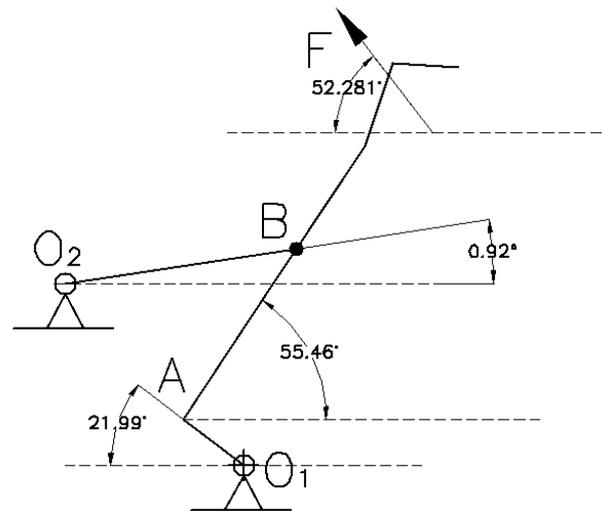


Figura 3.48: Posición en Instante de corte

Se sabe que la articulación AO_1 gira a una velocidad de 167 RPM, y además se conocen las dimensiones de las longitudes de las articulaciones.

En el Anexo A 3.23 se muestra el cálculo de las velocidades, aceleraciones y reacciones para cada una de las partes del mecanismo de alimentación. Los resultados del Anexo 3.23 se muestran a continuación:

- Velocidad angular de la articulación $AB = \omega_3$; $\omega_3 = -4,62 \frac{rad}{s}$ (horario)
- Velocidad angular de la articulación $O_2B = \omega_2$; $\omega_2 = -11,97 \frac{rad}{s}$ (horario)
- Aceleración del punto A: $\vec{a}_A = 30493,77i - 12314,09j \frac{mm}{s^2}$
- Velocidad del punto A: $\vec{V}_A = -588,07i - 1456,24j$
- Aceleración angular de la articulación O_2B : $\alpha_2 = 99,39 \frac{rad}{s^2}$ (antihorario)
- Aceleración angular de la articulación AB : $\alpha_3 = 388,66 \frac{rad}{s^2}$ (antihorario)
- Aceleración del centroide de la garra: $\vec{a}_G = -82637,12i + 44972,96j \text{ mm/s}^2$
- Aceleración del centroide de la barra AO_1 : $\vec{a}_{G1} = 15246,88i - 6157,04 \text{ mm/s}^2$
- Aceleración del centroide de la barra AO_2 : $\vec{a}_{G2} = 7899,62j - 11787,84i \text{ mm/s}^2$

Con las aceleraciones halladas, se procederá a calcular las reacciones en los diversos apoyos. Para dicho propósito se plantearán las ecuaciones de D'Alembert. Se debe de tener en cuenta que la fuerza de jalado "F", es la fuerza total sobre la garra al

alimentar con cinco (05) tallos a la máquina segadora. Estos tallos son desplazados una distancia de 11 cm aproximadamente hasta que sucede el corte, por lo tanto la fuerza total será aproximadamente 15 kgf. A continuación se muestran los diagramas de cuerpo libre (Ver Figura 3.49, Figura 3.50 y Figura 3.51) y las ecuaciones a plantear de los elementos del mecanismo que se muestran en la Figura 3.48. Del modelado de los elementos del mecanismo de alimentación se obtienen las siguientes masas de los componentes:

- Masa de la garra: $M_G = 0,496 \text{ kg}$
- Masa del elemento AO1: $M_{G1} = 0,184 \text{ kg}$
- Masa del elemento BO2: $M_{G2} = 0.116 \text{ kg}$

DCL GARRA

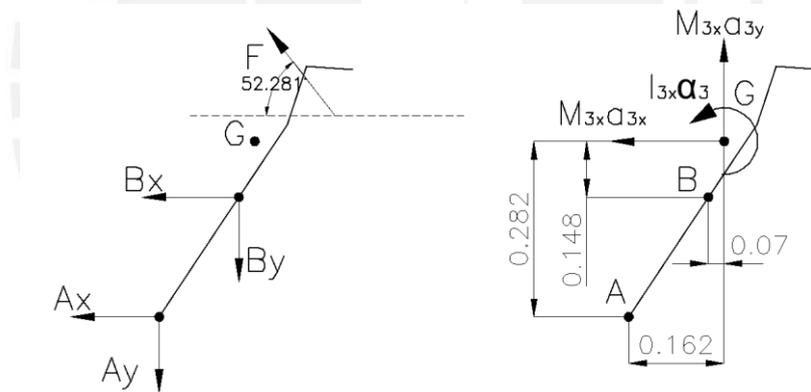


Figura 3.49: DCL de la garra en instante de corte

DCL de elemento BO2

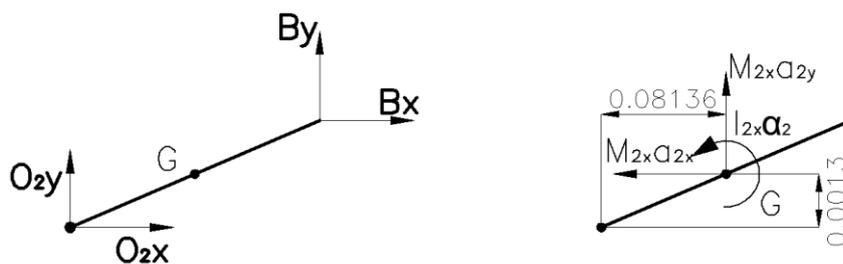


Figura 3.50: DCL de elemento BO2

DCL de elemento AO1

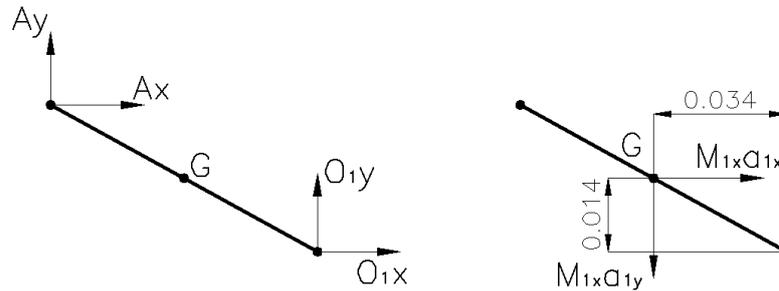


Figura 3.51: DCL de elemento AO1

Los resultados de las reacciones se muestran a continuación:

- $B_y = -3,035 \text{ N}$
- $B_x = -232,412 \text{ N}$
- $A_x = 183,372 \text{ N}$
- $A_y = 97,127 \text{ N}$
- $O_{x1} = -180,562 \text{ N}$
- $O_{y1} = -98,264 \text{ N}$
- $O_{y2} = 3,955 \text{ N}$
- $O_{x2} = 231,042 \text{ N}$

3.11. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

Si bien el mecanismo de alimentación se encuentra siempre en movimiento, se procederá a calcularlo en un tiempo dado como si fuera un elemento estático, para luego comparar los resultados y seleccionar cuál es el caso crítico de análisis.

DCL GARRA

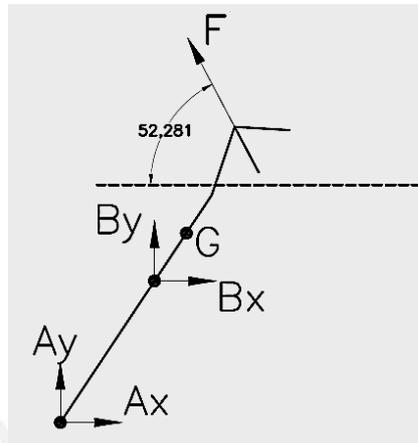


Figura 3.52: DCL de la garra en instante de corte

Al plantear las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_x = 0 : A_x + B_x + 15kgf \cdot 9,81m/s^2 \cdot \cos(52,281) = 0 \quad (3-54)$$

$$\sum F_y = 0 : -A_y - B_y + 15kgf \cdot 9,81m/s^2 \cdot \sen(52,281) = 0 \quad (3-55)$$

$\sum M = 0$:

$$0,070434B_y - 0,1482B_x + 0,16271A_y - 0,28221A_x + 147,15 \cdot 0,1135 = 0 \quad (3-56)$$

DCL O₂B

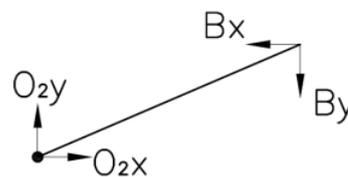


Figura 3.53: DCL del elemento BO₂

Al plantear las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_x = 0 : -O_{x2} + B_x = 0 \quad (3-57)$$

$$\sum F_y = 0 : O_{y2} + B_y = 0 \quad (3-58)$$

$$\sum M = 0 : -0,08136 \cdot O_{y2} - 0,0013 \cdot O_{x2} - 0,0013 \cdot B_x + 0,08136 \cdot B_y = 0 \quad (3-59)$$

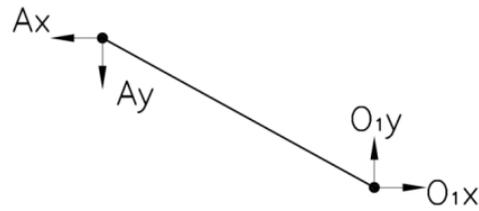
DCL O₁A

Figura 3.54: DCL del elemento AO1

$$\sum F_x = 0 : O_{x1} + A_y = 0 \quad (3-60)$$

$$\sum F_y = 0 : -A_y - O_{y1} = 0 \quad (3-61)$$

$$\sum M = 0 : -0,014 \cdot A_x - 0,034 \cdot A_y + 0,034 \cdot O_{y1} + 0,014 \cdot O_{x1} = 0 \quad (3-62)$$

Al resolver las ecuaciones planteadas anteriormente se obtiene los siguientes valores de las reacciones:

- $A_x = 554,83 \text{ N}$
- $A_y = 108,971 \text{ N}$
- $B_x = -464,812 \text{ N}$
- $B_y = -7,427 \text{ N}$
- $O_{x1} = -554,84 \text{ N}$
- $O_{y1} = -108,971 \text{ N}$
- $O_{x2} = 464,81 \text{ N}$
- $O_{y2} = 7,427 \text{ N}$

Comparando los resultados del análisis cinético y estático, observamos que las mayores reacciones suceden en el último caso mencionado (caso estático). Por lo tanto para poder dimensionar las partes del mecanismo, se utilizarán los valores hallados en el análisis estático.

3.12. ANÁLISIS DEL EJE CONDUcido DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

En la Figura 3.55 se muestra el eje de conducido utilizado para la transmisión del mecanismo de alimentación.

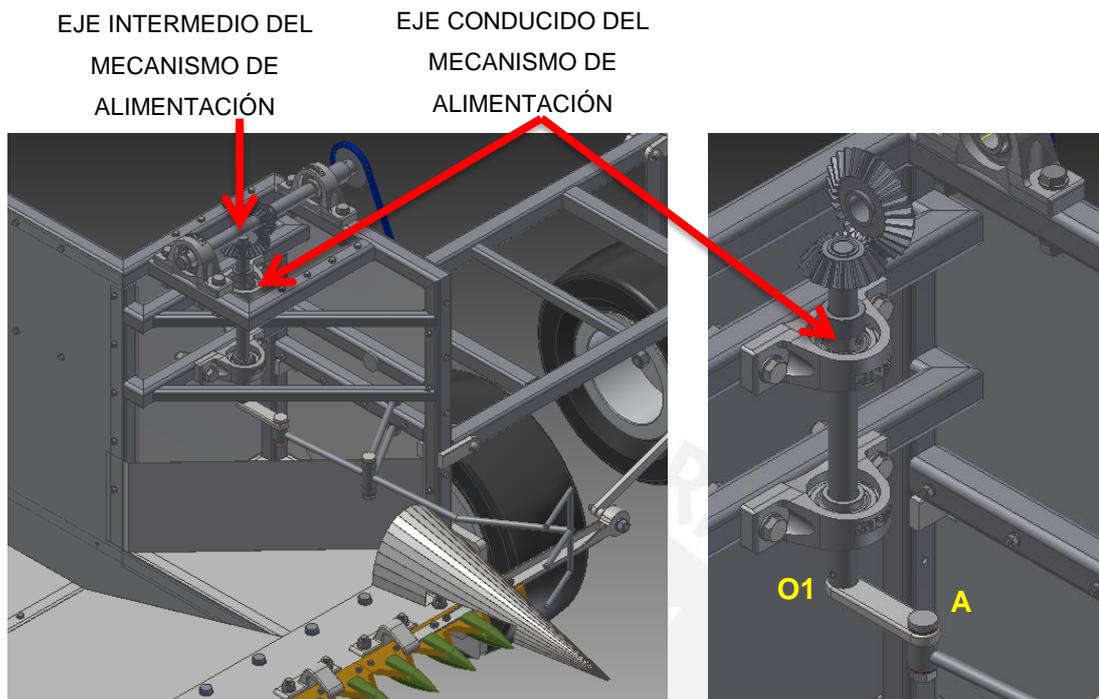


Figura 3.55: Eje conducido del mecanismo de transmisión

Como se mencionó anteriormente, se utilizarán para el diseño los valores de las reacciones calculadas en el caso estático. Por lo que las reacciones sobre el elemento AO1 se muestran en la Figura 3.56.

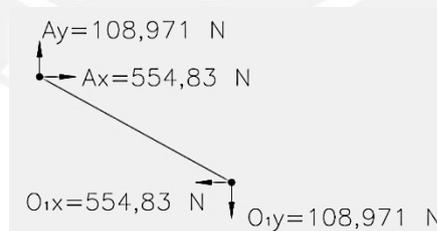


Figura 3.56: Reacciones sobre el elemento A-O1

Por lo tanto el torque total (T_{total}) necesario va a ser igual a:

$$T_{total} = A_y \cdot 695,437 + A_x \cdot 280,834$$

$$T_{total} = 23159,73 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

En la Figura 3.57 se muestran las longitudes principales del eje conducido del mecanismo de alimentación.

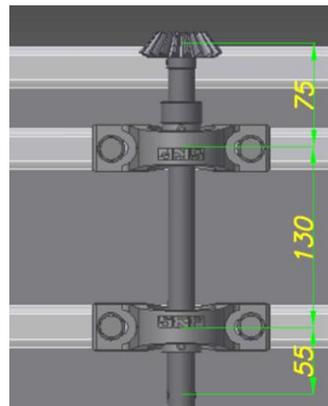


Figura 3.57: Longitudes principales del elemento AO1

Posteriormente se procederá a calcular las fuerzas en los apoyos (R_{Ax} , R_{Ay} , R_{Bx} y R_{By}). En la Figura 3.58 se muestra el DCL del eje anteriormente mencionado (Figura 3.57)

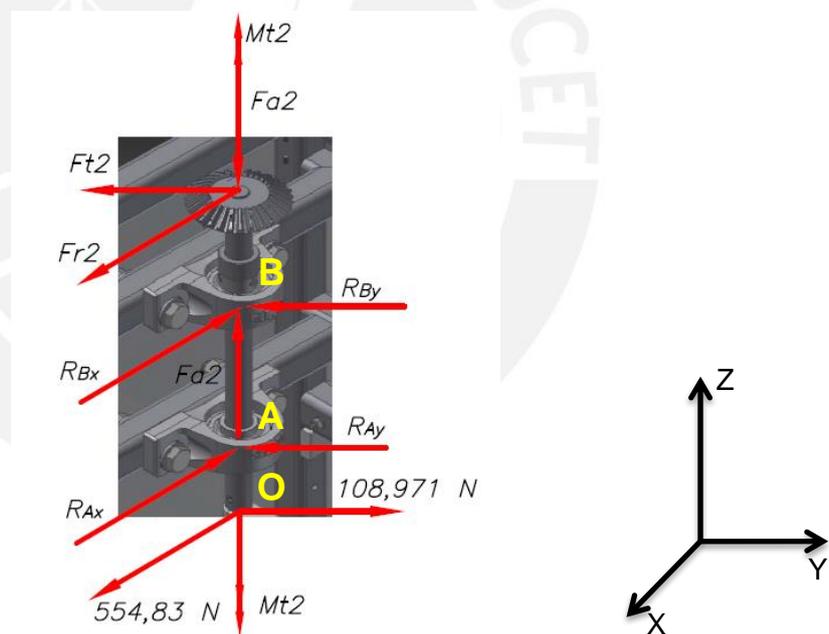


Figura 3.58: DCL del eje conducido del mecanismo de alimentación

El cálculo de las reacciones y los diagramas de fuerzas internas para el eje vertical se muestra en el Anexo A 3.24.

Como se muestra en el Anexo A 3.24, los diagramas de fuerzas internas indican que el eje está sometido a mayor fuerza cortante y mayor momento flector en la zona de los apoyos, es decir los puntos A y B. Este eje estará sometido a esfuerzos pulsantes,

debido a que la garra de alimentación no siempre está alimentando los tallos de quinua hacia la máquina, sino que esto ocurre en intervalos de tiempo de manera intermitente, donde también hay instantes donde no acerca ningún tallo y se encuentra sin carga.

Se despreciará la acción de la fuerza axial “Fa”, debido a que su valor es relativamente pequeño en comparación con las otras reacciones.

En primer lugar se analizará por fatiga el punto A y posteriormente el punto B, siendo su diámetro de 20mm y los cambios de sección tienen un resalte de 5mm.

3.12.1 Cálculo de falla por fatiga

El cálculo de fatiga se realizará para los puntos de los apoyos (puntos A y B), ya que son los puntos que están más cargados. Como se mencionó anteriormente, los esfuerzos que actúan sobre este eje son esfuerzos normales por momento flector y esfuerzo cortante pulsante causado por el momento torsor. El análisis por fatiga se encuentra en el Anexo A 3.25

3.12.2. Cálculo de falla por fluencia

Análisis para el punto A

Para el análisis por fluencia se utilizarán los esfuerzos superiores calculados en el Anexo A 3.25. Dichos valores se utilizarán para el cálculo del esfuerzo normal equivalente obteniéndose:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = 65,34 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 3,7$$

Análisis para el punto B

Para el análisis por fluencia se utilizarán los esfuerzos superiores calculados en el Anexo A 3.25 Dichos valores se utilizarán para el cálculo del esfuerzo normal equivalente, obteniéndose:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = 47,12 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 5,1$$

El factor de seguridad para ambos puntos de carga máxima es superior a 2, por lo que se puede concluir que ambos trabajarán sin problemas

3.13. ANÁLISIS DEL EJE INTERMEDIO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

En la Figura 3.59 se muestra el eje intermedio utilizado en el mecanismo de alimentación.

Con las fuerzas que actúan en el engranaje cónico que ya se calcularon en el Anexo A 3.24, se procederá a verificar por fatiga y fluencia el eje intermedio horizontal de transmisión. Para dicha verificación se hallarán las reacciones en los apoyos y también se esquematizarán los diagramas de fuerzas internas.

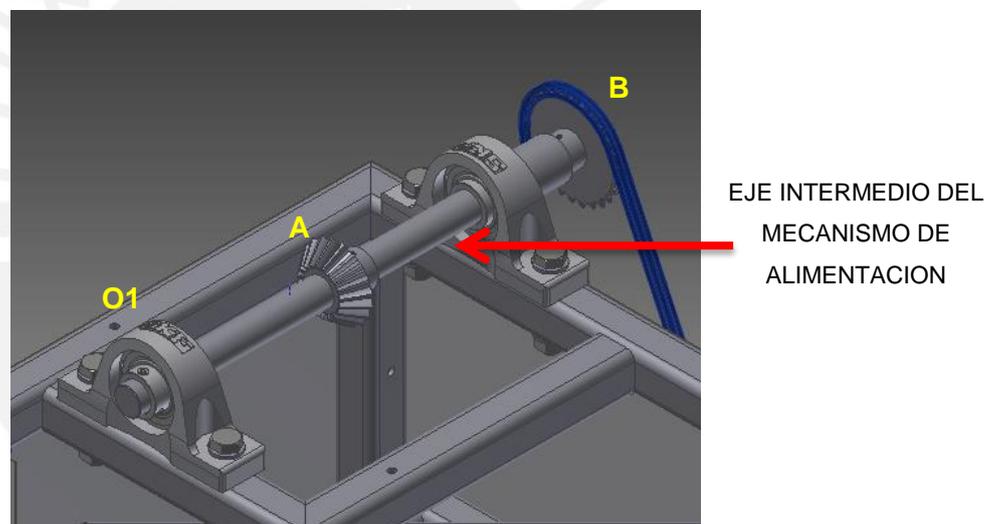


Figura 3.59: Eje intermedio de transmisión del mecanismo de alimentación

Por la teoría de engranajes cónicos se sabe que para la interacción entre eje conducido e intermedio se cumple la siguiente igualdad:

- Fuerza radial 1 = Fuerza axial 2
- Fuerza axial 1 = Fuerza radial 2
- Fuerza tangencial 1 = Fuerza tangencial 2

Las características del engranaje cónico son las siguientes:

- Número de dientes $Z_1 = 20$
- Modulo: $m_1 = 2,5$

Por lo que se obtiene lo siguiente:

- Diámetro primitivo: $dm_1 = Z_1 \cdot m_1 = 50mm$
- Fuerza tangencial 1 : $Ft_1 = 617,6 N$
- Momento torsor 1 : $Mt_1 = \frac{Ft_1 \cdot dm_1}{2} = 15440 N \cdot mm$
- Fuerza radial 1 : $Fr_1 = 187,01 N$
- Fuerza axial 1: $Fa_1 = 124,72 N$

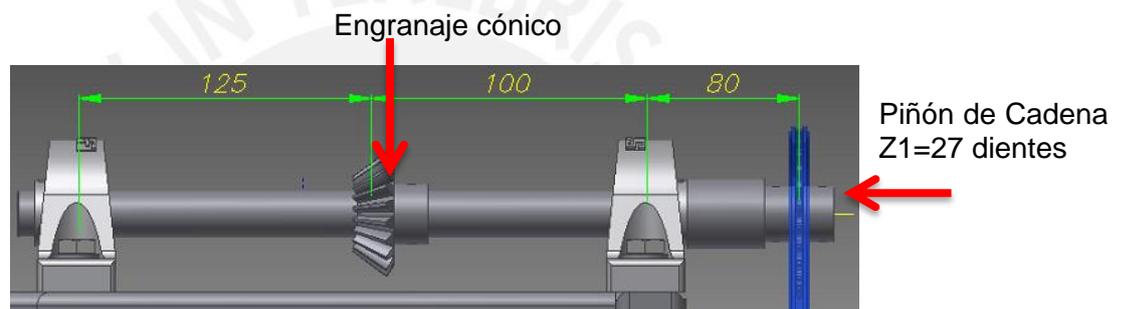


Figura 3.60: Vista frontal del eje horizontal

Como se observa en la Figura 3.60, en un extremo del eje se encuentra montada una cadena. Las características de los piñones y la cadena son los siguientes:

Piñón 1:

- Numero de dientes: $Z_1 = 27$
- Diámetro primitivo: $D_1 = 68,91 mm$.

Piñón 2:

- Numero de dientes: $Z_2 = 38$
- Diámetro primitivo: $D_2 = 96,88 mm$.
- Distancia entre centros de los piñones: $a_c = 710,3 mm$

Ambos piñones fueron seleccionados del catálogo de “Industrias YUK”

Para hallar las reacciones en el eje horizontal, es necesario calcular la fuerza resultante que ejerce la cadena, por lo tanto primero se hallará la inclinación (γ) de la fuerza.

$$\text{sen}(\gamma) = \frac{D_2 - D_1}{2 * a_c} \quad (3-63)$$

De la ecuación (3-63) y los datos mostrados en el presente acápite se obtiene:

$$\gamma = 1,13^\circ$$

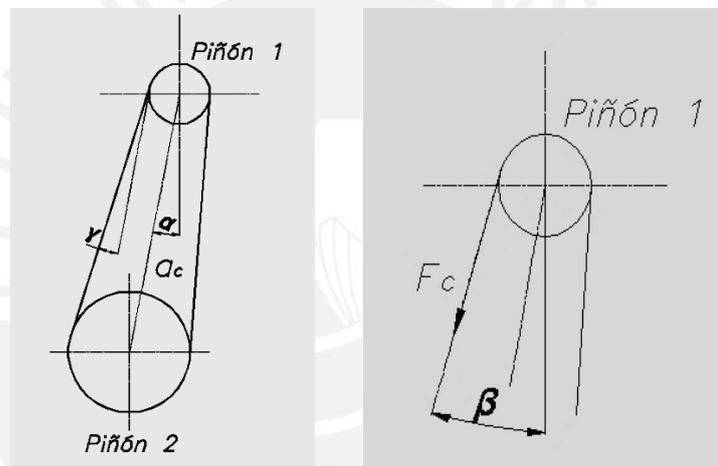


Figura 3.61: Ángulos de inclinación

Donde además se conoce por geometría de la máquina que el ángulo de inclinación de la línea que pasa entre los centros de los ejes (α) es $8,76^\circ$

Por lo tanto, el ángulo de inclinación de la fuerza (β) en el piñón es

$$\beta = \gamma + \alpha = 9,9^\circ \quad (3-64)$$

Con los datos hallados anteriormente, se procederá a calcular la fuerza " F_c " de la cadena:

$$F_c = \frac{2 \cdot (Mt_1)}{D_1} = 448,12 \text{ N} \quad (3-65)$$

Descomponiendo la fuerza F_c en un eje vertical y horizontal (ver Figura 3.61):

$$F_{cX} = F_c \cdot \text{sen}(9,9^\circ) = -77,05 \text{ N } (\leftarrow)$$

$$F_{cY} = F_c \cdot \text{cos}(9,9^\circ) = -441,45 \text{ N } (\downarrow)$$

A continuación, en la Figura 3.62 se muestra el DCL del eje intermedio horizontal de transmisión:

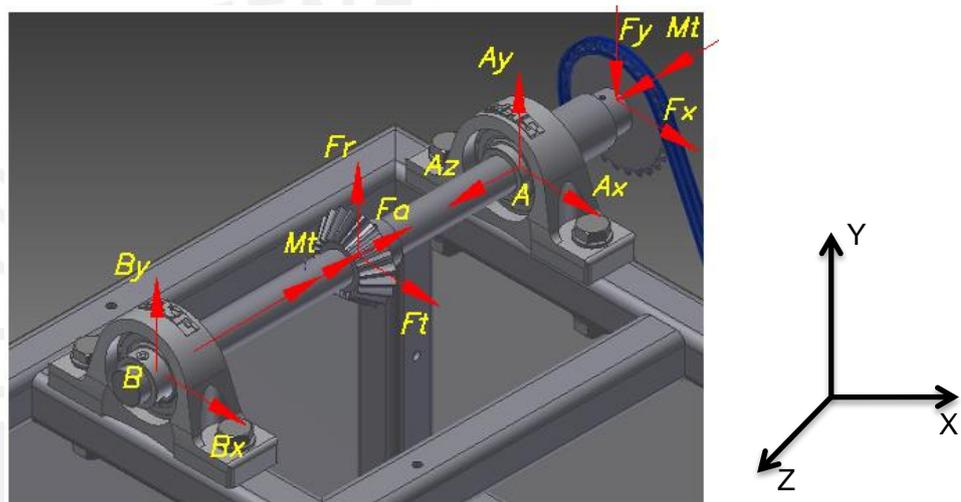


Figura 3.62: DCL del eje intermedio de transmisión

El cálculo de las reacciones sobre este eje y el diagrama de fuerzas internas se muestran en el Anexo A 3.26

Como se observa de los diagramas de fuerzas internas del Anexo A 3.26, en el punto B para el plano XZ actúa el mayor esfuerzo flector, mientras que en el punto A sucede lo mismo para el plano YZ, por lo que se verificará ambos puntos por fluencia y fatiga, teniendo en cuenta un diámetro de 20mm, y en los cambios de sección un resalte de 5mm. Al igual que el eje conducido, el eje intermedio trabajará a esfuerzos pulsantes.

3.13.1. Cálculo de falla por fatiga:

El cálculo de fatiga se realizará para los puntos de los apoyos (A y B). Como se mencionó anteriormente, los esfuerzos que actúan sobre este eje son esfuerzo normal causado por momento flector y esfuerzo cortante pulsante causado por el momento torsor. El análisis por fatiga se encuentra en el Anexo A 3.27. De dicho análisis se

obtuvieron factores de seguridad superiores a 2 en ambos puntos críticos, por lo tanto se puede concluir que el eje trabajará adecuadamente y sin fallas por fatiga.

3.13.2. Cálculo de falla por fluencia

Análisis para el punto A

Para el análisis por fluencia se utilizarán los esfuerzos superiores calculados en el Anexo A 3.27 y la ecuación (3-51), con los cual se obtendrá el esfuerzo normal equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = 48,7 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 4,93$$

Análisis para el punto B

Para este punto se realizará lo mismo que para el punto A antes mencionado.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = 57,41 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 4,18$$

Para este eje intermedio se obtuvo como factor de seguridad a la fatiga valores superiores a 3,08; mientras que para el caso de verificación a la fluencia se obtuvo como factor seguridad valores superiores a 4,18. Por lo tanto, este eje cuyo diámetro crítico es 20 mm. no fallará ni por fatiga ni por fluencia.

3.14. ANÁLISIS DEL EJE MOTRIZ DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

La verificación de este eje motriz es muy importante, ya que es el eje principal para el funcionamiento del mecanismo de alimentación de la máquina, por lo cual se verificará por fluencia y fatiga. Este eje motriz se encuentra conectado a las dos llantas delanteras del remolque. Usualmente este remolque (donde se transporta la quinua segada) se encuentra apoyado sobre el terreno de cultivo por sus cuatro llantas, pero debido al terreno accidentado de Ayacucho, cabe la posibilidad que el remolque se encuentre apoyado solo por dos (2) de estas ruedas, siendo estas el par que se encuentra a un extremo (izquierda o derecha). Por lo tanto, para que el mecanismo de

alimentación funcione sin problemas, una (1) de las dos (2) llantas delanteras del remolque debe de estar apoyada y girar para que de esta manera se pueda transmitir potencia al mecanismo de alimentación. Se plantea como caso crítico de análisis que el remolque se encuentre apoyado por solo dos de sus cuatro llantas, siendo 1 trasera y 1 delantera y que con solo una llanta delantera sea posible que el mecanismo de alimentación funcione adecuadamente.

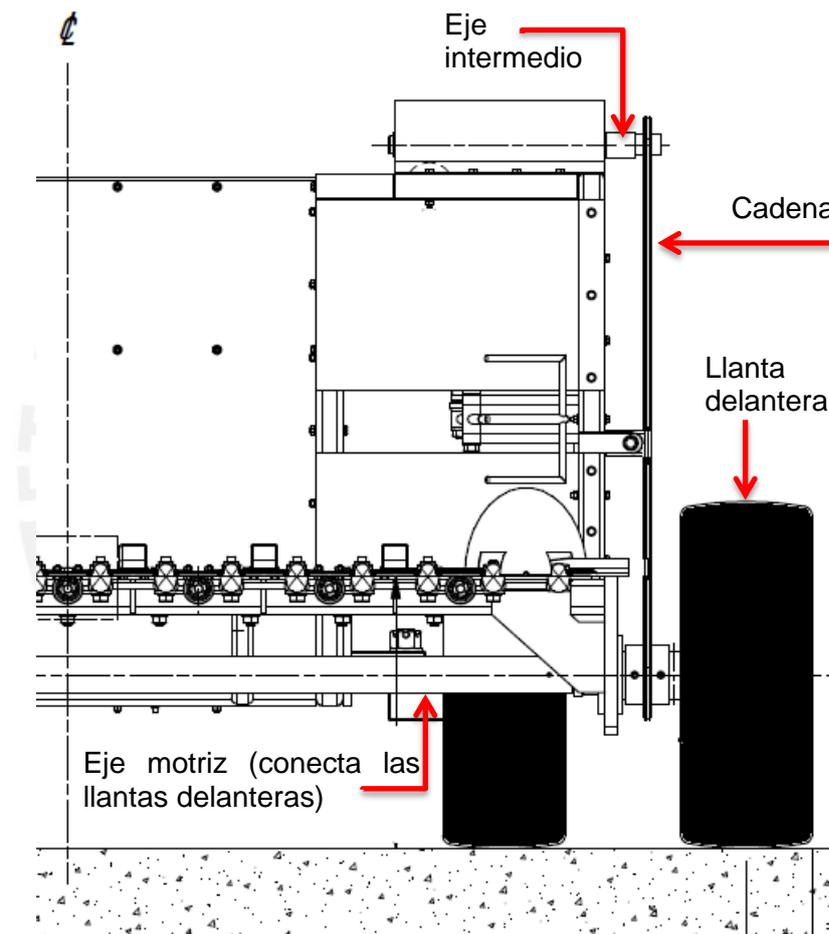


Figura 3.63: Vista frontal del extremo derecho del remolque

De lo hallado en el acápite 3.13. ANÁLISIS DEL EJE INTERMEDIO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN se sabe que la fuerza de la cadena es:

$$F_c = \frac{2 \cdot (Mt_2)}{D_2} = 448,12 \text{ N} \quad (3-66)$$

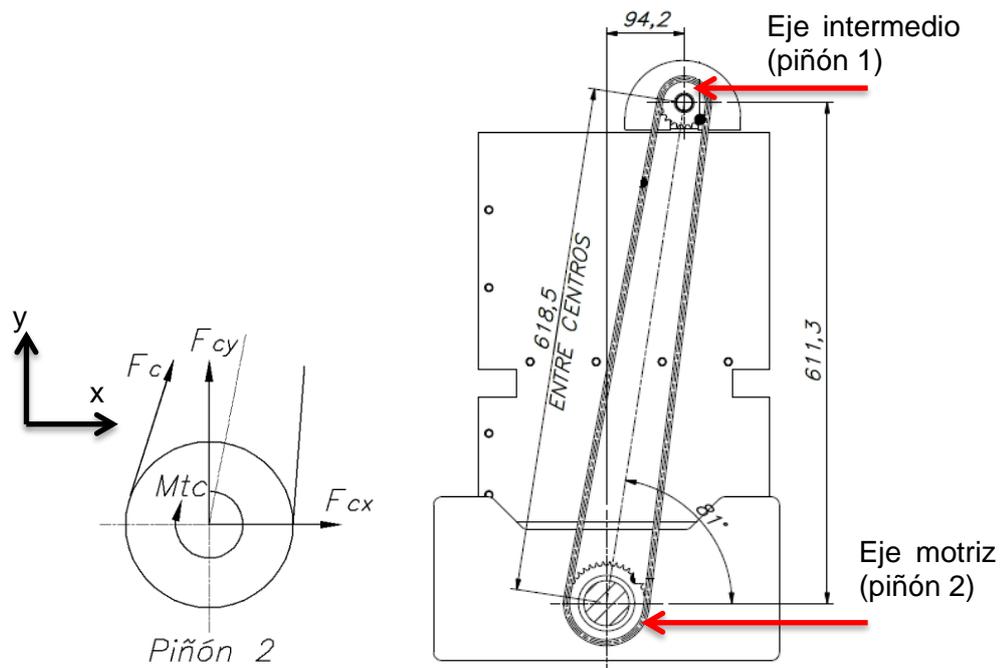


Figura 3.64: DCL del eje motriz en el lado de la cadena

Descomponiendo la fuerza F_c en ejes vertical y horizontal:

$$F_{cx} = F_c \cdot \text{sen}(9,9^\circ) = 77,05 \text{ N } (\rightarrow)$$

$$F_{cy} = F_c \cdot \text{cos}(9,9^\circ) = 441,45 \text{ N } (\uparrow)$$

$$Mt_2 = \frac{F_c \cdot D_2}{2} = 21706,93 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Debido a las dimensiones de este eje, se tomará en cuenta su peso y la carga a transportar. Modelando el eje y utilizando un software computacional se obtuvieron los siguientes valores:

Masa del eje: $w_{eje} = 62,84 \text{ N}$.

Masa total del remolque: $m_{total} = m_{remolque} + m_{carga} = 306 \text{ kg} \approx 3000 \text{ N}$.

Donde:

$$m_{remolque} = 187 \text{ kg}.$$

$$m_{carga} = 119 \text{ kg}.$$

El análisis del caso cuando el remolque se encuentra apoyado sobre sus 4 y sobre dos llantas (siendo una de las dos una llanta delantera) se encuentra en el Anexo A 3.28. Para cada caso se calcularán las fuerzas en los apoyos y se verificará por fatiga y fluencia en sus puntos críticos, comprobando que los factores de seguridad sean mayores a 2 ($FS \geq 2$).



CAPÍTULO 4: COSTO DE FABRICACIÓN

4.1. CONSIDERACIONES GENERALES

- Los costos de fabricación será la suma de los costos de diseño, los costos de adquisición y fabricación de elementos y los costos por montaje del equipo
- Los costos de diseño contempla las horas utilizadas para realizar el desarrollo de ingeniería del proyecto, la elaboración de planos de ensamble y despiece, la asesoría brindada por el ingeniero docente PUCP y la recolección de dato.
- El costo de adquisición y fabricación de los elementos estará compuesto por aquellos costos de elementos estándares que pueda adquirirse directamente en el mercado sin necesidad de fabricación
- En el costo de montaje considera las horas hombre que demora el grupo de hombres en ensamblar todo el conjunto

A continuación se presenta las tablas de costo de ingeniería, de montaje y de fabricación. El costo de adquisición de materiales se presenta en el Anexo A 5.1:

Tabla 4.1: Costo de ingeniería

COSTO DE INGENIERIA					
	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (US\$)	COSTO PARCIAL (US\$)
1	Desarrollo de diseño de máquina por ingeniero proyectista	900	H-H	6.50	5,850.00
2	Elaboracion de planos de ensamble y detalles	160	H-H	3.00	480.00
3	Asesoría de ingeniero PUCP	40	H-H	20.00	800.00
4	Gastos de Recopilacion de datos	1	Glb.	300.00	300.00
5	Viajes hacia zonas productoras de quinua	1	Glb.	150.00	150.00
TOTAL					7,580.00

Tabla 4.2: Costo de montaje

COSTO DE MONTAJE					
	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (US\$)	COSTO PARCIAL (US\$)
1	Maestro mecánico	56	H-H	3.50	196.00
2	Ayudante 1 de maestro mecánico	56	H-H	2.00	112.00
3	Ayudante 2 de maestro mecánico	56	H-H	2.00	112.00
TOTAL					420.00

Tabla 4.3: Costo total de fabricación.

COSTO TOTAL DE FABRICACION					
	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (US\$)	COSTO PARCIAL (US\$)
1	Costo de Ingeniería	1	Glb	7,580.00	7,580.00
2	Costo de Adquis. Y Fab. De Elementos	1	Glb	5,646.94	5,646.94
3	Costo de Montaje	1	Glb	420.00	420.00
TOTAL					13,646.94

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

- Debido a que los rodamientos que soportan la barra porta cuchilla están expuestos al medio ambiente, es necesario realizar un mantenimiento periódico. Si bien los rodamientos son obturados por ambos lados, puede haber elementos pequeños que impidan su libre movimiento, lo cual puede causar una limitante al libre movimiento de la barra portacuchillas y cause atoros en el corte.
- Es recomendable verificar que el “EJE MOTRIZ DEL MECANISMO DE ALIMENTACION” no presente ningún atoro y gire libremente, ya que de lo contrario podría no transmitir potencia a las garras y no se garantizaría que los tallos caigan dentro del remolque.
- Es necesario verificar periódicamente el nivel del filo de las cuchillas, ya que si no están completamente afiladas, el golpe de los tallos contra las cuchillas o dedos causarán grandes vibraciones en los tallos, los cuales también podrían causar pérdidas de los granos.
- Para el uso de esta máquina se recomienda que solo sea realizado por una persona, quien sería el conductor del tractor. Se recomienda esto debido a que la máquina trabaja con mecanismos a grandes velocidades, y además posee elementos filudos, los cuales pueden lacerar a las personas.
- Debido a que esta máquina se coloca al costado del tractor, es indispensable contar con un espacio adecuado al costado de las hectáreas a segar para que el tractor pueda maniobrar. Si se cuenta con alguna trocha al costado de los terrenos de cultivo no habría problemas para que la máquina trabaje. De no contarse con un espacio suficiente para el tractor, será necesario que parte de los contornos de la hectárea a segar sea segada manualmente.
- Si se asume un terreno sin trochas a los contornos del terreno de cultivo para maniobras del tractor, se tendrá que segar manualmente como se muestra en la Figura O.1. Al comenzar con la siega, la máquina comenzará por la esquina A (ver Figura O.1) y se desplazará paralelamente al lado AB de la hectárea. Al terminar en B, la máquina saldrá del terreno de cultivo y se desplazará hasta C sin realizar ningún trabajo de corte. Al llegar a C, el tractor entrará nuevamente a los terrenos de cultivo y la máquina segará el tramo paralelo al lado CD. En la esquina D, la máquina vuelve a salir del terreno de cultivo y se desplazará al punto A, completando de esta manera un ciclo de trabajo. Luego de este primer

ciclo, la máquina segadora vuelve a entrar al terreno de cultivo segando el tramo paralelo al lado AB que contenga plantas de quinua. Luego vuelve a salir en la esquina B y continua realizando las acciones antes mencionadas.

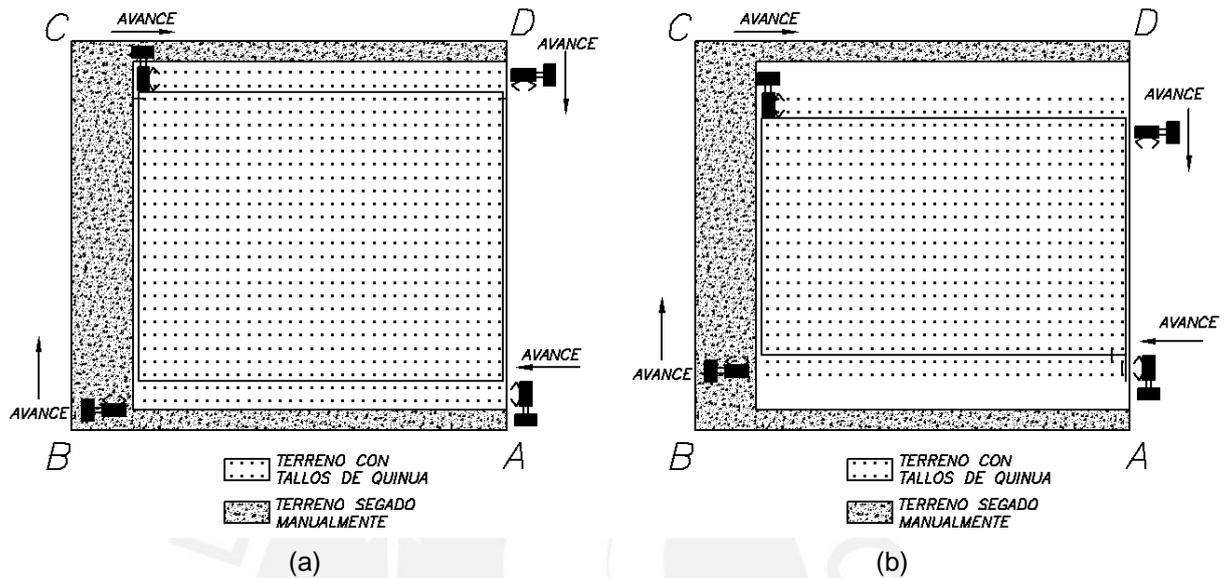


Figura O.1: (a) Primer ciclo de corte
(b) Segundo ciclo de corte

- La máquina segadora tendrá sus llantas colocadas en los surcos, para que de esta manera no dañe a las plantaciones del terreno de cultivo. La distancia entre plantaciones de quinua es de aproximadamente 75 a 80 cm. y la máquina posee un ancho de corte de 120 cm. aproximadamente por lo que esta será capaz de segar dos hileras de plantaciones de quinua como se muestra en la Figura O. 2.

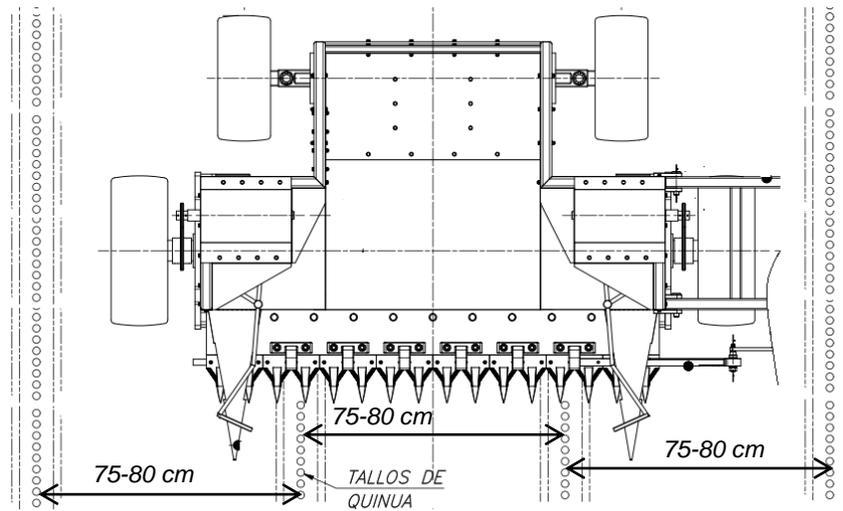


Figura O. 2: Máquina segadora de quinua en terreno de trabajo

- Las máquinas segadoras actuales para mediana y pequeña producción no cuentan con un acopio para los productos segados. Dicho acopio es necesario para el caso de la quinua, ya que los tallos cortados deben de ser cuidadosamente protegidos de la tierra agrícola para que la calidad final de los granos de quinua no disminuya y pueda ser ofertado a un buen precio.
- Previo a la comercialización de la máquina se deberá de fabricar un prototipo en el cual se corrijan defectos y se midan rendimientos reales del equipo diseñado.

CONCLUSIONES

- El diseño de esta máquina segadora cumple con el objetivo principal de poder ofrecer una máquina simple y sencilla, con un espacio de acopio para los tallos de quinuas segadas y de esta manera disminuir el porcentaje de pérdidas de grano.
- Durante las fases de diseño se tuvo que consultar y revisar los avances realizados tanto con mi asesor como con el propietario de los terrenos agrícolas. Dichas conversaciones algunas veces terminaba con algún requerimiento extra solicitado. Este requerimiento era fácilmente adaptable a la máquina debido a que la norma VDI 2222 utilizada para el diseño permite al diseñador realizar modificaciones al diseño fácilmente y brinda una diversidad de soluciones por el uso de la matriz morfológica.
- Respecto a la fabricación y montaje de la máquina segadora, es posible que esta sea fabricada y montada en talleres del medio local (Ayacucho) y utilizando la lista de materiales correcta que se brinda en los planos.
- Se planteó el uso de un tractor Shangai 504 debido a que en la visita realizada a Ayacucho, este tipo de tractor era el más común. Pero si se llegase a cambiar el tipo de tractor, habrá que verificar el tipo de enganche que este nuevo tractor posea. Para que haya compatibilidad el enganche trasero deberá de ser de Categoría 2 según norma ASAE S217.12 y la toma de fuerza deberá ser de tipo 1 según ISO 500 .
- Para el presente diseño se prefirió desarrollar una estructura portante de la máquina en base a perfiles cuadrados en vez de una estructura fundida, debido a que en el mercado nacional este material es fácil de conseguir y el costo de fabricación para producción a baja escala es relativamente bajo y se puede realizar en cualquier taller de nuestro medio.
- En el cálculo de la potencia necesaria para el corte se observó que dicha potencia es mucho menor a la potencia que puede transmitir el tractor por la toma de fuerza. Por lo tanto la capacidad de corte de la máquina podría

aumentarse sin ningún problema, e incluso se podría acoplar más sistemas para poder realizar el trabajo de cosecha completo desde la siega hasta el venteado.

- El costo de fabricación estimado (13 646,94\$) resultará atractivo en función al número de equipos que puedan venderse dado que el costo de ingeniería se podría prorratear entre los tantos equipos se vendan.
- Como se sabe de cálculos anteriores que la velocidad de avance de la máquina es de 0,7 m/s con un ancho de corte de 1,2 m. Con estos datos se obtiene una capacidad de corte de 0.84 m²/s, con lo cual se deduce que una hectárea será segada en aproximadamente 3 horas y media. Este tiempo es aproximadamente es medio jornal de trabajo para los agricultores, los cuales necesitan a un grupo de 15 personas para segar una hectárea en un día de trabajo (8 horas). Con esto se puede concluir que la máquina puede segar aproximadamente el doble de rápido en comparación con lo que se realiza actualmente.

BIBLIOGRAFÍA

- INSTITUTO NACIONAL DE INNOVACIÓN AGRARIA “Zonas Hortícolas en el Perú”. Consulta: 15 de junio de 2013 <<http://www.inia.gob.pe/> >
- MÁQUINAS SEGADORAS DE DISCOS EN LA ACTUALIDAD “Máquinas segadoras”, MAQUINAS SEGADORAS DE DISCOS EN LA ACTUALIDAD. Consulta: 05 de junio de 2013 < <http://www.agroterra.com> >
- FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA SEGADORA EN BOLIVIA, “Puesta en marcha de una maquina segadora”, Consulta: 05 de junio de 2013 < <http://www.pieb.com.bo> >
- CATÁLOGO DE MAQUINARIA AGRÍCOLA, “Comercialización de maquinaria agrícola”. Consulta: 05 de junio de 2013 <<http://autoline.es> >
- RUIZ, Margarita y Jose HERMANZ , “Las máquinas agrícolas y su aplicación”. Tercera edición. Madrid:Mundi-Prensa, 1989.
- PROYECTO HERRANDINA , “Mecanización Agrícola”. Primera edición. Tomo II. Lima: Herrandina: Cooperación Técnica del Gobierno Suizo, 1993.
- PROYECTO NACIONAL , “Desarrollo y difusión en tecnología para aumentar la eficiencia de cosecha y postcosecha y mejorar localidad de los granos de cereales y oleaginosas”. Argentina: Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria.1993
- POLANCO PUERTA, Manuel. “Maquinaria y Mecanización Agrícola”. Tesis de Licenciatura con mención en Ingeniería Agrícola. España: Universidad Nacional abierta y a distancia 2007.
- MARTEEN KOORN, Schiedarn. “Maquina segadora con ajuste de su altura automática”. Patente Estado Unidense. Clasificación Internacional US005845469A. Consulta: 03 de mayo de 2013.
- NARVAÉZ ALVARADO, Oscar Eduardo. “Diseño de una máquina desmontadora de algodón para la variedad Tanguis”. Tesis de Licenciatura en Ciencias e Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería.
- MAGUIÑA TRUJILLO, Alex Ramiro “Diseño de una ordeñadora mecánica para el sector rural”. Tesis de Licenciatura en Ciencias e Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería. 2009

- MALPARTIDA DE LA CRUZ, Iván Adolfo, “*Diseño y fabricación de una máquina venteadora de trigo y cebada*”. Tesis Licenciatura en Ciencias e Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería, 2007
- BARRIGA Benjamín, curso: “*Proyecto Mecánico 1*”, Lima, 2011.
- NIEMANN, Gustav. “*Elementos de Máquinas*”. Barcelona, Labor 1987.
- DIBUJO MECÁNICO 1. PUCP. Fondo Editorial PUCP. 1999.
- TIMOSHENKO, S. “*Resistencia de Materiales*”. Espasa Calpe, Madrid 1957
- ARTOBOLEVSKI, I. “*Mecánica de las técnicas modernas Tomo II*”. Moscú, Rusia. Editorial Mir. 1977.
- MÉXICO. SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA. Dirección general de educación tecnológica agropecuaria. “*Maquinaria para manejo de cultivos*”. México, Trillas 1982.
- RODRIGUEZ, Jorge. “*Resistencia de materiales 2*”, curso: Resistencia de Materiales 2, Lima.
- PAULSEN, Kurt. “*Apuntes de “Elementos de máquinas”*”, curso: *Elementos de máquinas 1*, Lima.
- YANCHAPAXI CANCHIG, Angel Orlando, “*Diseño de una máquina cortadora de pasto*”. Tesis Licenciatura en Ciencias e Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica. Quito: Escuela politécnica Nacional, 2008.
- REVISTA MEXICANA DE CIENCIAS AGRICOLAS, “*Determinacion de las características de las cuchillas de corte para mecanizar la cosecha de agave*”. Departamento de Ingeniería agrícola, Universidad de Guanajuato, 2013.
- SILVEIRA, Juan, “*Teoría y cálculo de máquinas agrícolas*”, 1982,
- RICO, José María, “*Análisis De Posición de Mecanismos Planos Mediante Trigonometría*”, Departamento de Ingeniería mecánica, Universidad de Guanajuato, 2010.

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DE LA QUINUA

Figura 1. 1: Campo de cultivo de quinua Fuente: “www.agronegociosperu.org”	2
Figura 1. 2: Siega artesanal de quinua Fuente “Diario La Razón”	5

CAPÍTULO 2: CONCEPCIÓN DEL DISEÑO

Figura 2. 1: Hoz utilizada en siega artesanal	6
Figura 2. 2: Cuchilla y contracuchilla de la máquina segadora	8
Figura 2. 3: Máquina segadora de discos (mecanismo sin contracuchilla)	8
Figura 2. 4: Barra fija (contracuchilla) y móvil (cuchilla)	9
Figura 2. 5: Máquina segadora de doble cuchilla	9
Figura 2. 6: Máquina segadora rotativa de tambores.....	10
Figura 2. 7: Máquina segadora rotativa de discos	10
Figura 2. 8: Máquina segadora con garras	11
Figura 2. 9: Mecanismo tipo tambor para sujeción	11
Figura 2. 10: Mecanismo con hélice para el retiro de plantas segadas.....	12
Figura 2. 11: Evaluación de prototipos	25

CAPÍTULO 3: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

Figura 3.1: Parte posterior del tractor modelo Shangai 504.....	27
Figura 3.2: Esquema del mecanismo excéntrico biela manivela.....	28
Figura 3.3: Dedo-Cuchilla.....	28
Figura 3.4: Posición del mecanismo biela manivela excéntrico	30
Figura 3.5: Posición de la cuchilla respecto al tiempo	31
Figura 3.6: Separación entre cuchilla y dedo al final del corte	32
Figura 3.7: Gráfica Velocidad vs. Tiempo.....	33
Figura 3.8: Posición del mecanismo de corte en un tiempo dado.....	34
Figura 3.9: Esquema del instante 1 de análisis	35
Figura 3.10: Biela del mecanismo de corte para un tiempo dado	36
Figura 3.11: DCL de corredera del mecanismo de corte	38
Figura 3.12: DCL de la biela del mecanismo de corte	38

Figura 3.13: Ubicación de la faja sincrónica	39
Figura 3.14: Ubicación del árbol estriado o eje motriz	44
Figura 3.15 Dimensiones del eje motriz.....	44
Figura 3.16: DCL del eje conductor	45
Figura 3.17: Diagramas de fuerzas internas- Eje motriz o Árbol estriado	46
Figura 3.18: Barra de transmisión del mecanismo.....	49
Figura 3.19: Posición de la barra de transmisión en el intervalo 1	50
Figura 3.20: Fuerza de reacción sobre la cuchilla para el intervalo 1	50
Figura 3.21: Posición de la barra de transmisión en el intervalo 2	50
Figura 3.22: Fuerza de reacción sobre la cuchilla para el intervalo 2	51
Figura 3.23: (a) Descomposición de fuerzas para el intervalo 1. (b) Descomposición de fuerzas para el intervalo 2.	51
Figura 3.24: DCL barra en tracción	53
Figura 3.25: Fuerzas en ejes x'y' para barra en tracción	53
Figura 3.26: Diagrama de fuerzas normales.....	54
Figura 3.27: DCL de la barra en compresión.....	54
Figura 3.28: Fuerzas en ejes x'y' para barra en compresión.....	55
Figura 3.29: Diagrama de fuerzas normales en compresión.....	55
Figura 3.30: Sección transversal de la barra	56
Figura 3.31: Plano YZ de pandeo.....	57
Figura 3.32: Plano YZ de pandeo.....	58
Figura 3.33: Ubicación del eje conducido	60
Figura 3.34: Posición del mecanismo biela manivela para ambos instantes de corte ..	61
Figura 3.35: (a) Reacciones para el instante 1. (b) Reacciones para el instante 2	61
Figura 3.36: Dimensiones principales del eje de la polea conducida	62
Figura 3.37: DCL del eje de la polea conducida para el instante 1	63
Figura 3.38: Diagramas de fuerzas internas para el instante 1	64
Figura 3.39: DCL del eje de la polea conducida para el instante 2	65
Figura 3.40: Diagramas de fuerzas internas para el eje de la polea conducida en el instante 2	66
Figura 3.41:(a) Mecanismo directriz rectilíneo de Chebyshev.(b) Mecanismo de alimentación real a utilizar	69
Figura 3.42: Ubicación de las garras del mecanismo de alimentación.....	69
Figura 3.43: Gráfica del desplazamiento del punto extremo F de la garra	70

Figura 3.44: Mecanismo de cuatro barras	71
Figura 3.45: Distancia máxima entre la cuchilla y la garra	73
Figura 3.46:(a)Desplazamiento del tallo hasta el instante del corte. (b) Dirección de la fuerza de jalado sobre la garra en el corte	73
Figura 3.47: Ensayo para la obtención de la fuerza de alimentación	74
Figura 3.48: Posición en Instante de corte	75
Figura 3.49: DCL de la garra en instante de corte	76
Figura 3.50: DCL de elemento BO2	76
Figura 3.51: DCL de elemento AO1	77
Figura 3.52: DCL de la garra en instante de corte	78
Figura 3.53: DCL del elemento BO ₂	78
Figura 3.54: DCL del elemento AO1	79
Figura 3.55: Eje conducido del mecanismo de transmisión	80
Figura 3.56: Reacciones sobre el elemento A-O1	80
Figura 3.57: Longitudes principales del elemento AO1	81
Figura 3.58: DCL del eje conducido del mecanismo de alimentación	81
Figura 3.59: Eje intermedio de transmisión del mecanismo de alimentación	83
Figura 3.60: Vista frontal del eje horizontal.....	84
Figura 3.61: Ángulos de inclinación	85
Figura 3.62: DCL del eje intermedio de transmisión	86
Figura 3.63: Vista frontal del extremo derecho del remolque.....	88
Figura 3.64: DCL del eje motriz en el lado de la cadena	89

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

Figura O. 1: (a) Primer ciclo de corte (b) Segundo ciclo de corte	94
Figura O. 2: Máquina segadora de quinua en terreno de trabajo.....	95

LISTA DE SÍMBOLOS

CAPÍTULO 3: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

3.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

- Velocidad de corte máxima: V_c (m/s)
- Número de cuchillas efectivas: N_c (unidades)
- Fuerza de corte: F_c (kgf).
- Aceleración de la gravedad: g (m/s^2)
- Potencia máxima de corte: P_{max} (Watts)
- Potencia máxima del tractor : $P_{tr_{max}}$ (Watts)

3.2. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE CORTE

3.2.1. Cálculo de las dimensiones del mecanismo

- Altura de excentricidad: h (mm)
- Longitud de la biela: l (mm)
- Paso de corte: P_c (mm)
- Radio de eje excéntrico: r (mm)

3.2.2. Ángulo de Transmisión Del Mecanismo de Corte

- Angulo mínimo de transmisión γ_{min} (sexagesimales)
- Angulo máximo de transmisión: γ_{max} (sexagesimales)
- Radio de eje excéntrico: $L_1 = r$ (mm)
- Longitud de la biela: $L_2 = l$ (mm)
- Radio de eje excéntrico: $e = h$ (mm)

3.3. CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES Y ACELERACIONES DE CORTE

- Posición de la cuchilla en función del tiempo: x (mm)
- Velocidad de la cuchilla en función del tiempo: \dot{x} (mm/s)
- Aceleración de la cuchilla en función del tiempo: \ddot{x} (mm^2/s)
- Radio de eje excéntrico: $L_1 = r$ (mm)
- Longitud de la biela: $L_2 = l$ (mm)
- Radio de eje excéntrico: $e = h$ (mm)
- Velocidad de giro de la volante w (rad/s)
- Tiempo t (segundos)

3.4 ANALISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE CORTE

- Distancia entre la cuchilla y el dedo para que suceda la fuerza máxima para el instante 1 D_{c-d_1} (mm)
- Diámetro promedio del tallo hallado en la zona de cultivo D_{prom} (mm)
- Posición de la cuchilla en instante de tiempo 1 x_1 (mm)
- Angulo de la volante con respecto a la horizontal β_1 (grados sexagesimales)
- Angulo de la biela con respecto a la horizontal α_1 (grados sexagesimales)

- Radio de eje excéntrico r (mm)
- Longitud de la biela l (mm)
- Radio de eje excéntrico $e = h$ (mm)
- Posición de la cuchilla en instante de tiempo 2 x_2 (mm)
- Angulo de la volante con respecto a la horizontal para instante 2 β_2 (grados sexagesimales)
- Angulo de la biela con respecto a la horizontal para instante 2 α_2 (grados sexagesimales)
- Velocidad de la cuchilla \dot{x}_c (mm/s)
- Aceleración de la cuchilla \ddot{x}_c (mm²/s)
- Velocidad angular de la biela w_{biela} (rad/s)
- Aceleración angular de la biela α_{biela} (rad/s)
- Distancia entre del centroide de la garra al punto C: $\vec{r}_{G/C}$ (mm.)
- Aceleración del centroide de la garra \vec{a}_G (mm²/s)
- Coordenada X de la Aceleración del centroide de la biela a_{xbiela} (mm²/s)
- Coordenada Y de la Aceleración del centroide de la biela a_{ybiela} (mm²/s)
- Masa de la corredera: M_{corr} (kg.)
- Masa total de las cuchillas: $m_{cuchillas}$ (kg.)
- Masa de la barra portacuchillas: m_{barrac} (kg.)
- Masa de la unión extremo: m_{extr} (kg.)
- Fuerza de fricción entre elementos corredera y su apoyo: F_f (N)
- Componente 1 de la fuerza de fricción: F_1 (N)
- Componente 2 de la fuerza de fricción: F_2 (N)
- Coeficiente de fricción entre acero y acero: $\mu = 0,3$
- Fuerza de corte total: F_c (kg)
- Ángulo de inclinación de la biela : α (grados sexagesimales)
- Reacción horizontal en el punto C: C_x (N)
- Reacción vertical en el punto C: C_y (N)
- Reacción horizontal en el punto B: B_x (N)
- Reacción vertical en el punto B: B_y (N)
- Masa de la biela : M_{biela} (kg)

3.5. SELECCIÓN DE LA FAJA SINCRONICA

- Factor básico de servicio: c_0
- Factor de dientes en faja : c_1
- Factor total de servicio: c_2
- Factor de corrección de velocidad: c_3
- Factor de corrección por fatiga: c_6
- Factor de corrección de longitud de faja: c_7
- Velocidad de polea motriz: N_1 (RPM)
- Velocidad de polea conducida: N_2 (RPM)
- Relación de transmisión : i_{12}
- Potencia requerida: P_{to} (kW)
- Potencia de diseño: P_B (kW)
- Diámetro del eje: ϕ_{eje} (mm.)
- Diámetro de polea motriz eje: ϕ_1 (mm.)
- Numero de dientes de la polea motriz Z_{polea1} (unidades)
- Diámetro de polea conducida eje: ϕ_2 (mm.)
- Numero de dientes de la polea conducida Z_{polea2} (unidades)
- Relación de transmisión real : i_{real}
- Velocidad real de la polea conducida : N_{2r} (RPM)
- Distancia entre centro mínima : a_{min} (mm)
- Distancia entre centro máxima : a_{max} (mm)
- Distancia entre centro seleccionada : a_{sel} (mm)
- Longitud de paso teórica : l_{wst} (mm)
- Distancia entre centro nominal : a_{nom} (mm)

- Distancia mínima para el tensado: x (mm)
- Distancia mínima para el montaje : y (mm)
- Numero de dientes engranados; Z_e (unidades)
- Potencia nominal: P_n (kW)
- Potencia nominal para ancho de faja de 20mm: P_{n20} (kW)
- Factor de corrección para un ancho de faja de 30 mm : f_{30}
- Potencia nominal para ancho de faja de 30mm: P_{n30} (kW)
- Velocidad de la faja v (m/s)
- Fuerza de ensayo F (N)
- Fuerza sobre el eje: S_a (N)

3.6. CÁLCULO DEL ARBOL ESTRIADO DE LA POLEA MOTRIZ DE Z=40 DIENTES

- Potencia requerida (kW)
- Velocidad de giro de la polea motriz w (rad/s)
- Momento torsor o torque en el eje motriz: M_t (N.m)
- Fuerza sobre el eje $F_{faja} = S_a$ (N)
- Reacciones en el punto B: R_b (N)
- Reacciones en el punto A: R_a (N)

3.6.1. Cálculo de falla por fatiga

- Esfuerzo equivalente: σ_{eq} (MPa)
- Esfuerzo por momento flector: σ_f (MPa)
- Esfuerzo por momento torsor: τ_t (MPa)
- Esfuerzo de falla alternante: σ_{fAlt} (MPa)
- Esfuerzo torsor pulsante: τ_{tPul} (MPa)
- Esfuerzo de falla a la rotura: σ_{fB} (MPa)
- Esfuerzo de fluencia: σ_F (MPa)
- Coeficiente de C.Bach: α_0
- Factor efectivo de concentración de esfuerzo por momento flector: β_f
- Factor efectivo de concentración de esfuerzo por momento torsor: β_t
- Coeficiente de temperatura: C_t
- Coeficiente de temperatura: C_{temp}
- Coeficiente de superficie: C_s
- Esfuerzo real por momento flector: $\sigma_{f'}$ (MPa)
- Esfuerzo real por momento torsor: $\tau_{t'}$ (MPa)
- Esfuerzo equivalente: σ_{eq} (MPa)
- Factor de seguridad: FS
- Esfuerzo admisible: σ_{ADM} (MPa)
- Diámetro del eje analizado: d (mm)

3.6.2. Cálculo de falla por fluencia

- Esfuerzo por momento flector: σ_f (MPa)
- Esfuerzo por momento torsor: τ_t (MPa)
- Diámetro del eje analizado: d (mm)
- Esfuerzo equivalente: σ_{eq} (MPa)
- Esfuerzo de fluencia: σ_F (MPa)
- Factor de seguridad: FS

3.7. DIMENSIONAMIENTO DE LA BARRA DE TRANSMISIÓN

- Angulo entre la horizontal y la biela para el instante "i-ésimo": β_i
- Fuerza de corte para el instante "i-esimo" : F_i
- Reacción en x en el punto "l-ésimo": I_x
- Reacción en y en el punto "l-ésimo": I_y
- Ancho de la barra de transmisión: a mm

3.7.1. Cálculo de falla por fatiga

- Esfuerzo normal superior: σ_{ns} (MPa)
- Esfuerzo normal inferior: σ_{ni} (MPa)
- Esfuerzo normal medio: σ_{nm} (MPa)
- Esfuerzo normal alterante: σ_{na} (MPa)
- Esfuerzo a la rotura: σ_B (MPa)
- Esfuerzo alternante de falla a un millón de ciclos: σ_{Alt} (MPa)
- Coeficiente de temperatura: C_t
- Coeficiente de temperatura: C_{temp}
- Coeficiente de superficie: C_s
- Coeficiente de carga: C_{carga}
- Coeficiente de confiabilidad: C_{co}
- Esfuerzo real normal alterante: σ_{na}' (MPa)
- Factor efectivo de concentración de esfuerzo normal: β

3.7.2. Cálculo de falla por pandeo

- Longitud efectiva de pandeo: L_p (mm)
- Radio de giro en plano IJ: i_k (mm)
- Grado de esbeltez en plano IJ: λ_k (mm)
- Esfuerzo de pandeo: σ (MPa)

3.8. CÁLCULO DEL EJE CONDUCIDO

- Ángulo de inclinación de la volante respecto a la horizontal para instante i-ésimo: β_i (sexagesimales)
- Ángulo de inclinación de la biela para instante i-ésimo: α_i (sexagesimales)
- Reacción en el sentido x en el apoyo I: I_x (N)
- Reacción en el sentido y en el apoyo I: I_y (N)
- Fuerza dada por la faja: F_{faja} (N)
- Radio volante: r (mm)
- Momento torsor para el instante i-ésimo: M_{ti} (N.mm)
- Momento flector resultante en el instante i-ésimo: M_{fRi} (N.mm)

3.8.1. Cálculo de falla por fatiga

- Esfuerzo equivalente: σ_{eq} (MPa)
- Esfuerzo por momento flector: σ_f (MPa)
- Esfuerzo por momento torsor: τ_t (MPa)
- Esfuerzo de falla alternante: σ_{fAlt} (MPa)
- Esfuerzo torsor pulsante: τ_{tpul} (MPa)
- Esfuerzo de falla a la rotura: σ_{fB} (MPa)
- Esfuerzo de fluencia: σ_F (MPa)
- Factor efectivo de concentración de esfuerzo por momento flector: β_f
- Factor efectivo de concentración de esfuerzo por momento torsor: β_t
- Coeficiente de temperatura: C_t
- Coeficiente de temperatura: C_{temp}
- Coeficiente de superficie: C_s
- Esfuerzo real por momento flector: $\sigma_{f'}$ (MPa)
- Esfuerzo real por momento torsor: $\tau_{t'}$ (MPa)
- Esfuerzo equivalente: σ_{eq} (MPa)
- Factor de seguridad: FS
- Esfuerzo admisible: σ_{ADM} (MPa)
- Diámetro del eje analizado d (mm)

3.8.2. Cálculo de falla por fluencia

- Esfuerzo por momento flector: σ_f (MPa)
- Esfuerzo por momento torsor: τ_t (MPa)
- Diámetro del eje analizado d (mm)
- Esfuerzo equivalente: σ_{eq} (MPa)
- Esfuerzo de fluencia: σ_F (MPa)
- Factor de seguridad: FS

3.9. DIMENSIONAMIENTO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.

- Distancia I-ésima J-ésima: IJ (mm)
- Angulo de transmisión máximo: γ_{max} (sexagesimales)
- Angulo de transmisión mínimo: γ_{min} (sexagesimales)

3.10. ANÁLISIS CINÉTICO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.

- Desplazamiento vertical del punto P_F : ΔH (mm)
- Desplazamiento horizontal del punto P_F : ΔV (mm)
- Ángulo de inclinación de la fuerza: ϑ (sexagesimales)
- Velocidad angular de la articulación AB: ω_3 ($\frac{rad}{s}$)
- Velocidad angular de la articulación O_2B : ω_2 ($\frac{rad}{s}$)
- Aceleración del punto J-ésimo: \vec{a}_j ($\frac{mm}{s^2}$)
- Velocidad del punto J-ésimo: \vec{V}_j $\frac{mm}{s}$
- Aceleración angular de la articulación O_2B : α_2 ($\frac{rad}{s^2}$)
- Aceleración angular de la articulación AB: α_3 ($\frac{rad}{s^2}$)
- Aceleración del centroide de la garra: \vec{a}_G ($\frac{mm}{s^2}$)
- Aceleración del centroide de la barra AO1: \vec{a}_{G1} ($\frac{mm}{s^2}$)
- Aceleración del centroide de la barra AO2: \vec{a}_{G2} ($\frac{mm}{s^2}$)
- Masa del elemento AO1: M_{G1} (kg)
- Masa de la garra: M_G (kg)
- Masa del elemento BO2: M_{G2} (kg)
- Reacciones en el extremo B: B_y, B_x (N)
- Reacciones en el extremo A: A_x, A_y (N)
- Reacciones en el extremo O1: O_{x1}, O_{y1} (N)
- Reacciones en el extremo O2 O_{x2}, O_{y2} (N)

3.11. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

- Reacciones en el extremo A: A_x, A_y (N)
- Reacciones en el extremo B: B_y, B_x (N)
- Reacciones en el extremo O1: O_{x1}, O_{y1} (N)
- Reacciones en el extremo O2: O_{x2}, O_{y2} (N)

3.12. ANÁLISIS DEL EJE CONDUcido DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

3.12.1. Cálculo por falla a la fatiga

- Torque total sobre el eje conducido del mecanismo de alimentación : $T_{total} = M_{t2} (N.mm)$
- Reacción en el apoyo A en sentido del eje x: $R_{Ax} (N)$
- Reacción en el apoyo A en sentido del eje y: $R_{Ay} (N)$
- Reacción en el apoyo B en sentido del eje x: $R_{Bx} (N)$
- Reacción en el apoyo B en sentido del eje y: $R_{By} (N)$

3.12.2. Cálculo de falla por fluencia

- Esfuerzo por momento flector: $\sigma_f (MPa)$
- Esfuerzo por momento torsor: $\tau_t (MPa)$
- Esfuerzo equivalente: $\sigma_{eq} (MPa)$
- Esfuerzo de fluencia: $\sigma_F (MPa)$
- Factor de seguridad: FS

3.13. ANÁLISIS DEL EJE INTERMEDIO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

- Número de dientes en engranaje motriz Z_1
- Módulo de engranajes: $m_1 (mm)$
- Diámetro primitivo: $dm_1 (mm)$
- Fuerza tangencial en engranaje intermedio (1) $Ft_1 (N)$
- Momento torsor en eje intermedio (1) : $Mt_1 (N.mm)$
- Fuerza radial en engranaje intermedio (1) : $Fr_1 (N)$
- Fuerza axial en engranaje intermedio (1): $Fa_1 (N)$

Piñón 1:

- Numero de dientes: Z_1
- Diámetro primitivo: $D_1 mm$.

Piñón 2:

- Numero de dientes: Z_2
- Diámetro primitivo: $D_2 (mm)$
- Distancia entre centros de los piñones: $a_c (mm)$
- Angulo de inclinación de la fuerza en la cadena: β (sexagesimales)
- Fuerza de la cadena: $F_c (N)$
- Torque total sobre el eje conducido del mecanismo de alimentación: $M_{t1} (N.mm)$
- Reacción en el apoyo A en sentido del eje x: $A_x (N)$
- Reacción en el apoyo A en sentido del eje y: $A_y (N)$
- Reacción en el apoyo B en sentido del eje x: $B_x (N)$
- Reacción en el apoyo B en sentido del eje y: $B_y (N)$

3.13.2. Cálculo de falla por fluencia

- Esfuerzo por momento flector: σ_f (MPa)
- Esfuerzo por momento torsor: τ_t (MPa)
- Esfuerzo equivalente: σ_{eq} (MPa)
- Esfuerzo de fluencia: σ_F (MPa)
- Factor de seguridad: FS

3.14. ANÁLISIS DEL EJE MOTRIZ DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

- Fuerza de la cadena: F_c (N)
- Momento torsor en el eje motriz del mecanismo de alimentación Mt_2 (N.mm)
- Masa del eje: w_{eje} (N)
- Masa del remolque: $m_{remolque}$ (kg)
- Masa de la carga: m_{carga} (kg)
- Masa de total del remolque cargado m_{total} (kg)

