



Villa María, 21 de Diciembre 2017

En la mesa de examen del día de la fecha el alumno Pugliese Diego, presenta el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica. El tribunal examinador estuvo compuesto por el profesor Vocal Primero de la cátedra Proyecto Final, Ingeniero José Pomba, el profesor jefe de trabajo prácticos, Ingeniero Marcelo Costamagna, y por el jefe de Departamento de Ingeniería Mecánica, Ingeniero Huber Fernández.

El tribunal examinador determino que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación:.....

.....

Ing. José Pomba

Vocal Primero M.E.

.....

Ing. Marcelo Costamagna

Jefe de Trabajos. Prácticos.

.....

Ing. Huber Fernández

Jefe de Departamento.

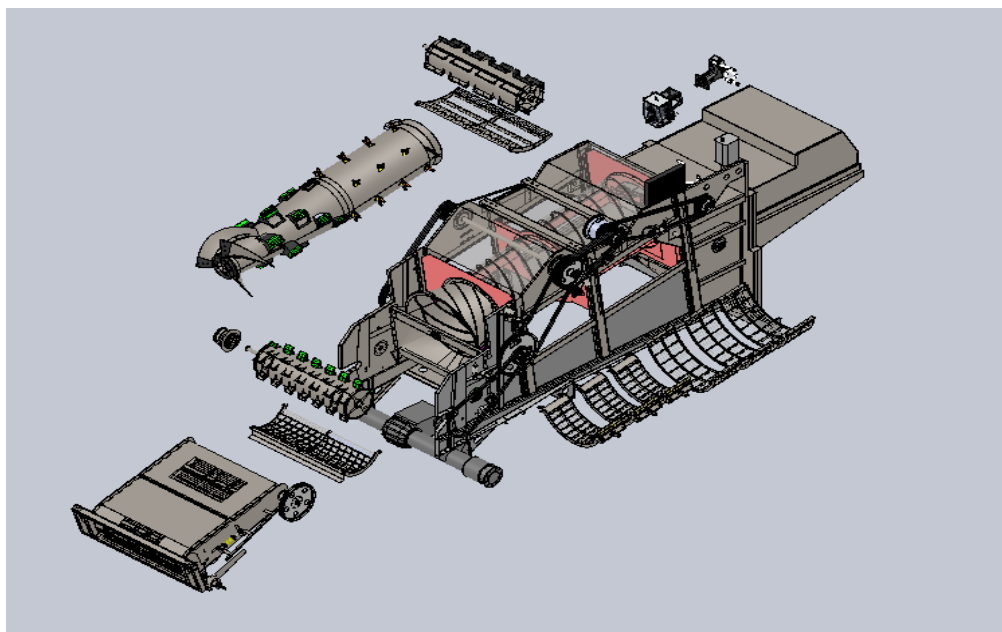
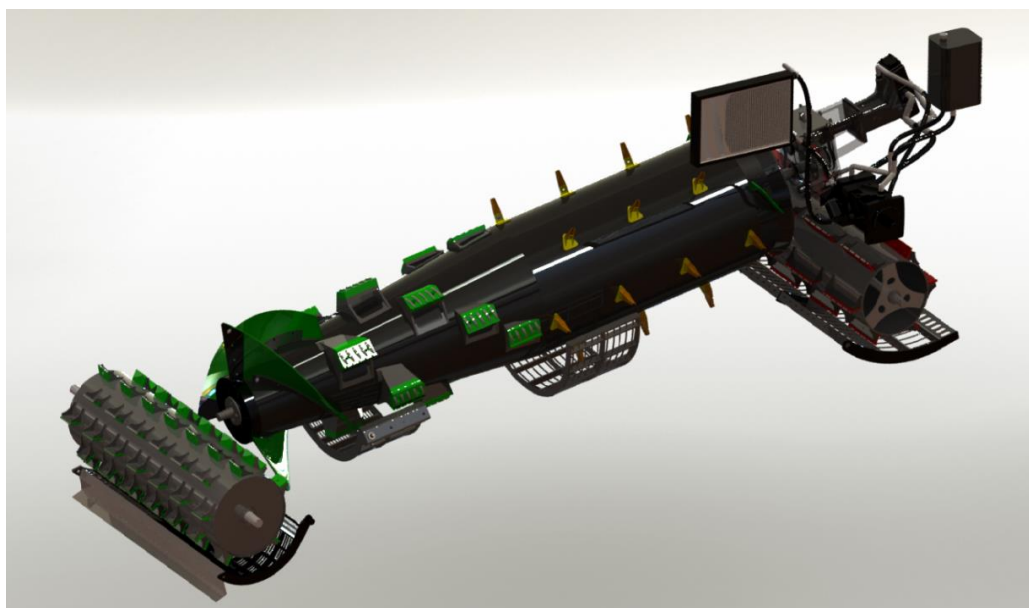


PROYECTO:

Innovador sistema de trilla de flujo axial

Primera Parte:

Alimentación, Trilla y Separación.





INDICE GENERAL

SECCIÓN A: DESCRIPCIÓN, TEORÍA Y CÁLCULO.

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1-1 Resumen.

1-2 Abstract.

1-3 Reseña histórica.

1-4 Tendencias.

1-5 Tipos de máquinas existentes en el mercado.

1-5-1 Máquina cosechadora con cilindro tradicional.

1-5-2 Máquina cosechadora de cilindro tradicional con despajador agresivo.

1-5-3 Máquina cosechadora de cilindro tradicional con despajador de bajo impacto y cilindro de separación centrífugo con acción de retrilla.

1-5-4 Máquina cosechadora de cilindro tradicional con acelerador y rápido colada de granos.

1-5-5 Máquina cosechadora de flujo y rotor axial.

1-5-6 Rotor simple.

1-5-7 Rotor doble.

1-5-8 Rotor de flujo natural.

1-5-9 Diversas disposiciones de los sistemas de trilla y separación.

1-5-10 Evolución del sistema axial vs convencional.

1-6 Finalidad del proyecto.

1-6 Justificación.



CAPÍTULO 2: EVALUACIÓN Y CAUDALES DE MATERIAL A MANEJAR.

2-1 Trigo.

2-2 Soja.

2-3 Maíz.

CAPÍTULO 3: ACARREADOR

3-1 Descripción.

3-2 Determinación de la potencia a impartir al acarreador-Selección de la cadena de transporte.

3-3 Cálculo y diseño del árbol conductor- Carga sobre los rodamientos.

3-4 Cálculo y diseño del árbol conducido (flotante) - Carga sobre los rodamientos.

3-5 Cálculo de la chaveta y chavetero para árbol conductor y conducido.

3-6 Selección de los rodamientos para el árbol conductor y conducido.

3-7 Cálculo y diseño del sistema de suspensión del árbol flotante.

3-8 Verificación del árbol conductor mediante el método de elemento finito (FEM).

CAPÍTULO 4: CILINDRO ALIMENTADOR – ACELERADOR CON PRETRILLA

4-1 Descripción.

4-2 Determinación de la potencia requerida por la unidad cilindro alimentador-acelerador con pre -trilla.

4-3 Cálculo y diseño del árbol cilindro alimentador - Carga sobre los rodamientos.

4-3-1 Verificación del árbol del cilindro mediante el método de elemento finito (FEM)

4-4 Selección de los rodamientos para el árbol cilindro alimentador.

4-5 Verificación de la chaveta y chavetero para árbol del cilindro.

4-6 Determinación barrote del cóncavo de pre trilla- superficie del cóncavo.



4-7 Verificación de la base soporte de las barras frotadoras.

4-8 Cálculo de la fuerza normal (F_n) del limitador a fricción del árbol mando cilindro.

4-9 Verificación del muelle helicoidal del limitador de fricción.

4-10 Verificación de la cadena a rodillo mando cilindro alimentado.

4-11 Verificación de los pernos que sujeta la barra raspadora.

CAPÍTULO 5: ÁRBOL PASANTE DE MANDO

5-1 Descripción.

5-2 Cálculo y diseño del árbol pasante de mando.

5-3 Selección de los rodamientos para el árbol pasante.

5-4 Selección de las correas trapezoidales.

CAPÍTULO 6: UNIDAD DE TRILLA Y SEPARACIÓN

6-1-Descripción generalidades y funcionamiento de las partes.

6-2 Marco teórico.

6-2-1 Sistema de trilla.

6-3 Determinación de la potencia requerida por el rotor.

6-3-1 Determinación de la potencia requerida por el cono de transición.

6-3-2 Determinación de la potencia requerida por la unidad de trilla.

6-3-3 Determinación de la potencia requerida por la unidad de separación.

6-4 Verificación al esfuerzo torsional del rotor en la primera sección de la unidad de trilla.

6-5 Verificación de la tapa trasera mando rotor mediante el método de elemento finito (FEM).

6-6 Cálculo y diseño de la punta de mando del rotor.



6-6-1 Verificación de la punta de mando del rotor, mediante el método de elemento finito (FEM).

6-7 Selección de los rodamientos para el rotor.

6-8 Cálculo de los pernos de sujeción del eje de mando con el rotor.

CAPÍTULO 7: CAJA DE VELOCIDAD MANDO ROTOR

7-1 Descripción generalidades y funcionamiento.

7-2 Relación de transmisión, numero de revoluciones de salida.

7-3 Cálculos de los engranajes de la caja reductora de velocidad.

7-3-1 Cálculos del piñón de primera velocidad.

7-3-2 Cálculos del piñón de segunda velocidad.

CAPÍTULO 8: CIRCUITO HIDRÁULICO MANDO ROTOR.

8-1 Selección del motor hidrostático.

8-2 Selección de la bomba hidrostática.

8-3 Calculo tubería bomba-motor.

8-3-1 Calculo tubería de presión bomba – motor.

8-3-2 Calculo tubería de aspiración de la bomba.

8-3-3 Cálculo tubería refrigeración aceite bomba- intercambiador.

8-4 Perdida de carga circuito bomba – motor.

8-4-1 Perdida de carga circuito N°1 bomba-motor.

8-4-2 Perdida de carga primarias circuito N°1 bomba-motor.

8-4-3 Perdida de carga secundarias circuito N°1 bomba-motor.

8-4-4 Perdida de carga primarias circuito N°2 refrigeración aceite.



8-4-5 Perdida de carga secundarias circuito N°2 refrigeración aceite.

8-4-6 Perdida de carga primarias circuito N°3 aspiración bomba.

8-5 Cálculo de la potencia requerida por la bomba del circuito bomba-motor.

8-6 Temperatura del aceite.

8-7 Depósito de aceite.

8-8 Determinación del aceite hidráulico.



SECCION B: CODIFICACION, LISTA MAESTRA DE INGENIERIA, PLANOS.

1- Sistema de codificación.

2- Lista maestra de ingeniería.

3- Planos.

SECCION B-3: PLANOS

ITEM	CODIGO	DENOMINACION
01	CA72000000	VISTAS PARTE DE MAQUINA
02	CA72F00000	CONJUNTO ACARREADOR
03	CA72F40000	CONJUNTO ARMADO CUERPO ACARREADOR
04	CA72F20000	CONJ.EJE FLOTANTE
05	CA72F30000	CONJUNTO EJE MANDO A CABEZAL
06	CA72F21000	CONJ. TENSOR CADENA
07	CA72B10000	CONJ.CONCAVO DE PRETRILLA
08	CA72B20000	CONJ. CILINDRO ACELERADOR- PRETRILLA
09	CA72B21000	CONJUNTO TAPA SOLDADA CILINDRO
10	CA72B30000	CONJUNTO SOPORTE RODAMIENTO CILINDRO
11	CA72B40000	CONJUNTO LIMITADOR DE TORQUE
12	CA72B41000	CONJUNTO ENGRANAJE TRIPLE
13	CA72B1000	CONJUNTO CONCAVO DE TRILLA
14	CA72A40000	CONJUNTO INTERIOR SOPORTE ROTOR
15	CA72A44000	CONJUNTO MANDO REGULACION CONCAVO
16	CA72C10000	CONJ.SUPERIOR SOLDADO CONO ENTRADA
17	CA72C30000	CONJ.INFERIOR SOLDADO CONO DE ENTRADA
18	CA72C40000	CONJUNTO SOLDADO CIELO DE TRILLA
19	CA72C50000	CONJUNTO SOLDADO CIELO SEPARACION



20	CA72C60000	CONJUNTO SOLDADO CONCAVO DE TRILLA
21	CA72C61000	CONJUNTO REJISTRO TENSOR
22	CA72C70000	CONJUNTO SOLDADO REJILLA SEPARACION
23	CA72D00000	CONJUNTO COMPLETO ROTOR
24	CA72D10000	CONJUNTO SOLDADO ROTOR
25	CA72D11000	CONJUNTO SOLDADO TAPA TRASERA
26	CA72D12000	CONJUNTO SOLDADO RUEDA CONICA REFUERZO
27	CA72D13000	CONJUNTO CABEZAL DELANTERO SOPORTE ROTOR
28	CA72E10000	CONJUNTO SOLDADO CONCAVO EXTRACTOR DE PAJA
30	CA72E20000	CONJUNTO CILINDRO EXTRACTOR DE PAJA
31	CA72E30000	CONJUNTO SOPORTE RODAMIENTO
32	CA72M10000	CONJUNTO EXPANSOR LATERAL EJE PASANTE



Capítulo 1: INTRODUCCIÓN

1-1- Resumen:

Innovador sistema de trilla de flujo axial para máquina cosechadoras de mediana y gran capacidad de trabajo; la máquina cuenta con un alimentador-acelerador con pre-trilla y un rotor de trilla comandado hidrostáticamente con conicidad creciente aumentado la velocidad tangencial del material a medida que pasa por el mismo, logrando esto una mejor eficiencia al aumentar el área de separación y a su vez un creciente efecto de centrifugado de la paja o granza con los granos. Con esto se busca reducir la pérdida de los valiosos granos por la cola de la máquina. Al final del rotor en parte inferior cuenta con un extractor de paja envuelto por un cóncavo fijo ranurado para el colado de los granos, el extractor impulsa la paja acelerándola hacia los esparcidores para que estos luego puedan esparcir la paja por el campo cubriendo el todo ancho de trabajo de la cosechadora.

También posee un sistema de limpieza de última generación con el cual se genera un flujo de aire uniforme a través del cajón de limpieza, todo esto gracias al desarrollo de una turbina especial comandada hidrostáticamente, distinta a los ventiladores convencionales comandados por sistemas de correas y variadores con menor posibilidad de regulación.

1-2- Abstract:

Innovative axial flow threshing machine harvesting for medium and great capacity for work; feeder machine has pre-accelerator-threshing rotor threshing and hydrostatically commanded increased with increasing taper tangential velocity of the material as it passes through the same, achieved a better efficiency by increasing the separation area and turn an increasing effect of spinning straw with beads or pellets. This seeks to reduce the loss of valuable grains from bottom of the machine. At the end of the rotor on bottom it has a wrapped straw extractor for a fixed concave slotted for casting grain, straw extractor drives accelerating it into the spreader so that they can then spread the straw in the field covering the entire width Combine work. It also has a cleaning system of the latest generation with which a uniform air flow through the cleaning box is generated, all this by developing a special turbine commanded hydrostatically, unlike conventional fans commanded by systems of belts and drives less possibility of regulation.



1-3- Reseña histórica:

Desde el inicio de los tiempos y como consecuencia del crecimiento demográfico, apareció en el hombre una preocupación natural: producir más alimentos.

Es así que desde esos remotos tiempos, las espigas debían ser cortadas en la época de maduración, los granos tenían que ser desprendidos y por fin separados de la granza.

Hasta fines del siglo pasado, la primera operación, el corte, se realizaba con la hoz. Con golpes de mayal se desprendía el grano, y por fin la separación se obtenía "manteando" el material para que la paja fuese llevada por el viento y el grano volviese a la manta.

La evolución de los medios fue constante desde mediados del siglo pasado, primero fue la segadora, después la trilladora (máquina estática).

En los inicios del siglo XX en Estados Unidos más precisamente en el año 1905 comienza su ciclo la combinada o corta y trilla, entre nosotros "La Cosechadora".

Las primeras máquinas en el país de procedencia USA llegaron en los años 1919-1920 y naturalmente se trataban de máquinas de arrastre por tracción a sangre.

En el año 1921 se instala en el país la primera fábrica de máquinas que cortan y trillan el trigo y el lino.

La hoz evoluciona para convertirse en una plataforma o cabezal de corte, el palo en un cilindro trillador y la manta en un sistema de limpieza con sacapajas, zarandas y ventilador.

En la figura 1.1 puede verse la evolución de las herramientas y máquinas utilizadas en la cosecha.

En el año 1927 se fabrica en el país la primera máquina corta y trilla autotransportada del mundo.

El equipo girasolero y maicero cuyo primer cabezal aparece en los años 1950-1955, es otro invento argentino que luego de unos 10 años fue adaptado por países como EE.UU.

Los granos que se cosechan van desde los más finos y volátiles como achicoria, cardo, colza, alfalfa, lino, trigo, cebada, centeno, avena, sorgo, maíz, girasol y soja entre otros; hasta los más pesados como el poroto o el garbanzo. Para cada grupo se adecuan mediante algunos accesorios y distinta regulación de la cosechadora.

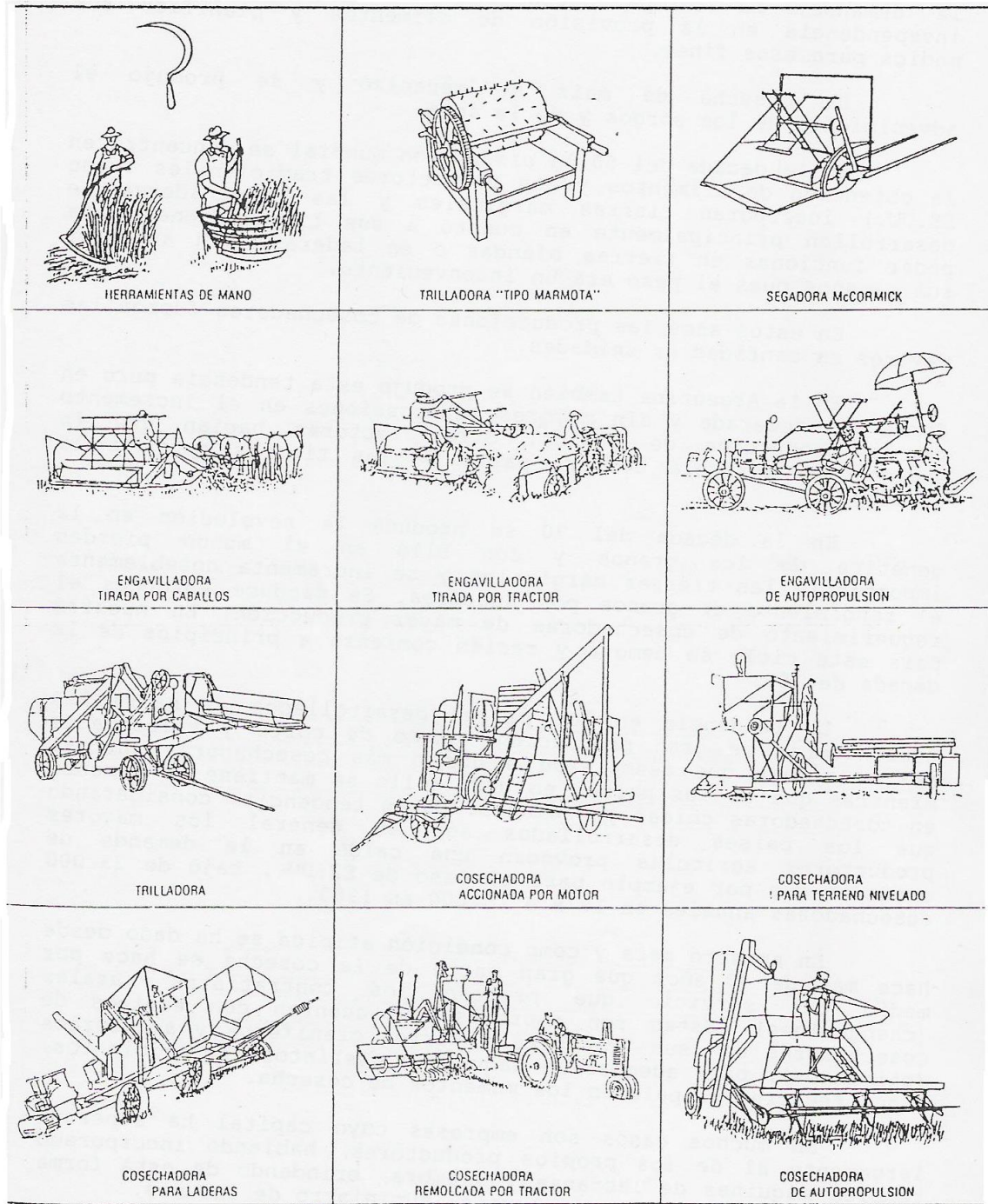


Figura 1.1 Evolución de la mecanización de la cosechadora



1-4- Tendencias:

La tendencia en los países desarrollados es hacia cosechadoras de gran producción (ancho de corte y velocidades más elevadas) que reemplazan a dos o más cosechadoras chicas; mientras que en los países en desarrollo se mantiene la demanda en cosechadoras chicas y medianas.

En nuestro país y como condición atípica se ha dado desde hace más de 40 años que gran parte de la cosecha se hace por medio del servicio que prestan los contratistas rurales (changarines).

Estas son empresas que cuentan con equipos de cosechadoras con sus tractores y carros graníferos y accesorios, para adecuar la máquina a distintos requerimientos, y que recorren el país en los momentos de cosecha.

Hoy en día las cosechadoras tienen motores de hasta 400 cv, con sobre potencia inteligente (reserva extra de algunos CV de 7 a 8 %), en cuanto al rodado las mismas cuentan con rodados de alta flotación, las tolvas tienen mayores capacidades (hasta 11500 L.) y techos plegables para la protección del grano. Mayor velocidad de descarga. También cuentan con piloto automático, sensores que llevan la información de los granos como rendimiento, humedad y pérdidas, pudiendo realizar en tiempo real un mapeo satelital de los diferentes lotes. Entre otras mejoras tecnológicas.

1-5- Tipos de máquinas existentes en el mercado:

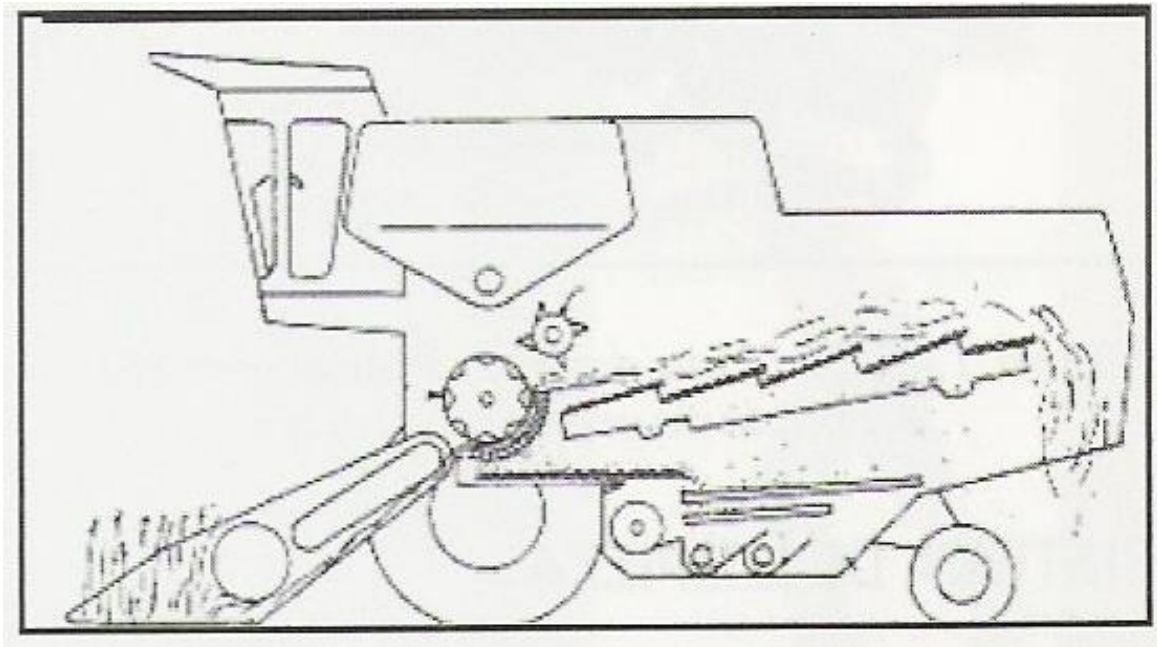


Figura 1.2 Cosechadora convencional



1-5-1- Máquina cosechadora con cilindro tradicional.

En este sistema la trilla resulta agresiva porque en un tercio de vuelta (120° de envoltura del cóncavo) el grano se debe trillar y colar entre las rejillas del cóncavo. Solo el 20% de los granos pasan al área de separación entremezclados con la paja. El grano en este proceso recibe una brusca compresión y fricción entre el cilindro y el cóncavo.

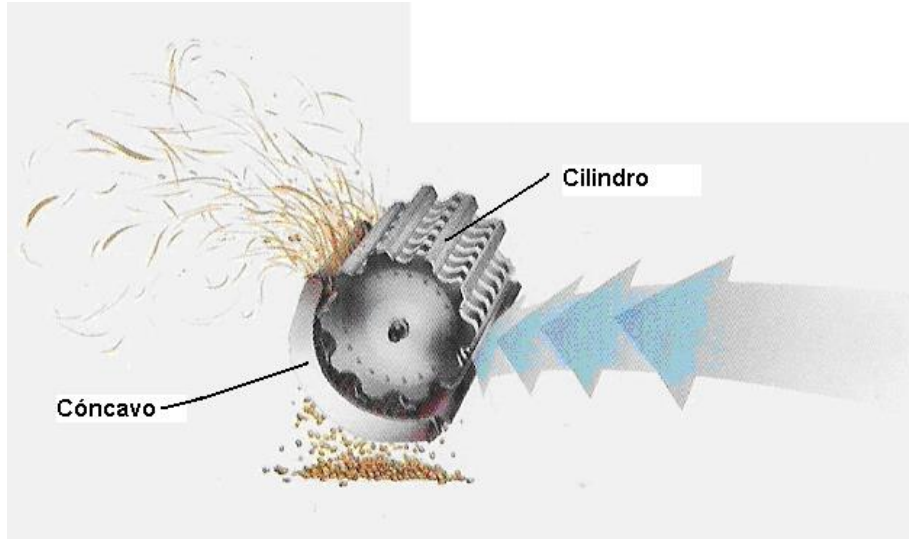


Figura 1.3 Cilindro convencional

Para la cosecha de soja, existen kit de adaptación de este tipo de cilindro consistente en el reemplazo de las barras batidoras tradicionales por barras tipo planchuelas con dientes que disminuyen en un alto porcentaje el daño mecánico provocado al grano.

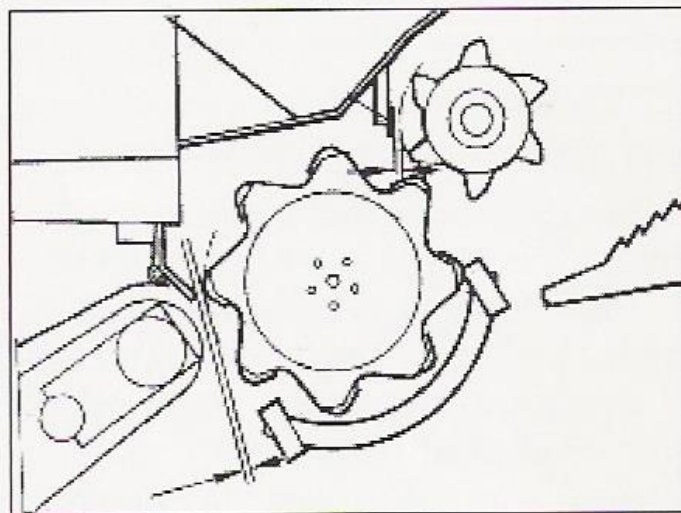


Figura 1.4 Cilindro convencional con adaptación



1-5-2 - Máquina cosechadora de cilindro tradicional con despajador agresivo.

Este sistema de trilla puede presentar mayor agresividad que el anterior, debido a un despajador más agresivo, con mucho efecto de choque.

Existen en la actualidad kit de adaptación de espaciadores con menos agresividad, que solucionan en parte uno de los problemas de este sistema.

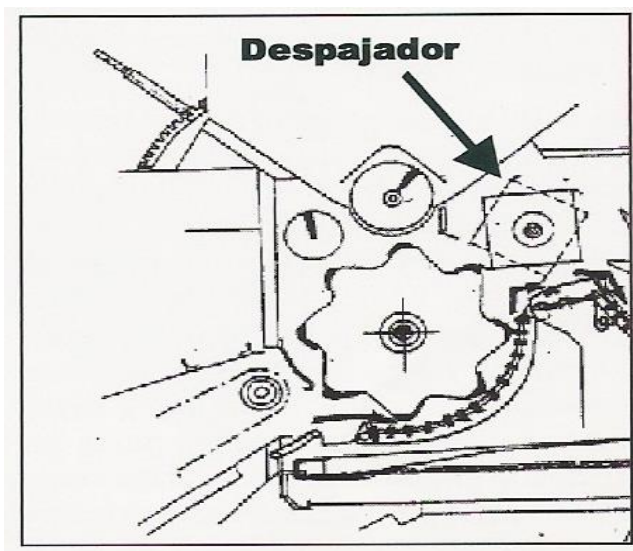


Figura 1.5 Cilindro convencional con despajador agresivo

1-5-3 - Máquina cosechadora de cilindro tradicional con despajador de bajo impacto y cilindro de separación centrífuga con acción de retrilla.
(Don Roque 170, Vassalli 1550)

Siempre que esté bien regulado puede presentar algunas ventajas con respecto al tradicional, debido a que la trilla puede resultar en cierta forma más progresiva que el tradicional.

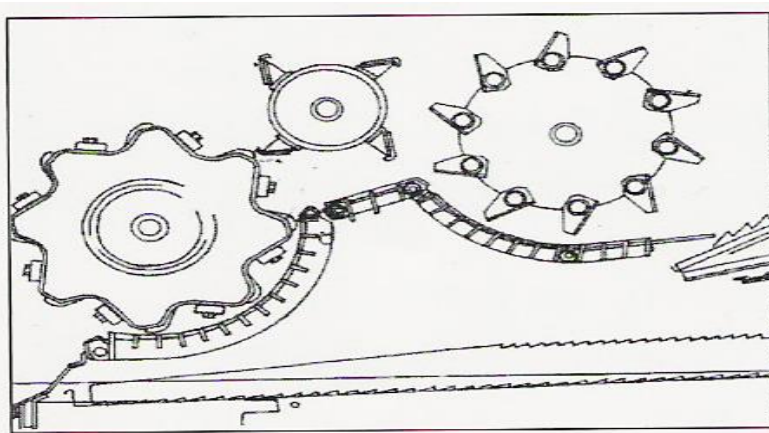


Figura 1.6 Cilindro convencional con despajador de bajo impacto



1-5-4 Máquina cosechadora de cilindro tradicional con acelerador de granos.
(Class).

Este esquema mejora los sistemas tradicionales dado que los granos más secos y frágiles ya trillados en el cabezal y el embocador son acelerados y colados rápidamente, con mínima agresividad de velocidad y sin fricción. Luego los granos más húmedos y resistentes al deterioro son trillados con más agresividad en forma progresiva.



Figura 1.7 Cilindro convencional con acelerador

1-5-5- Máquina cosechadora de flujo y rotor axial.

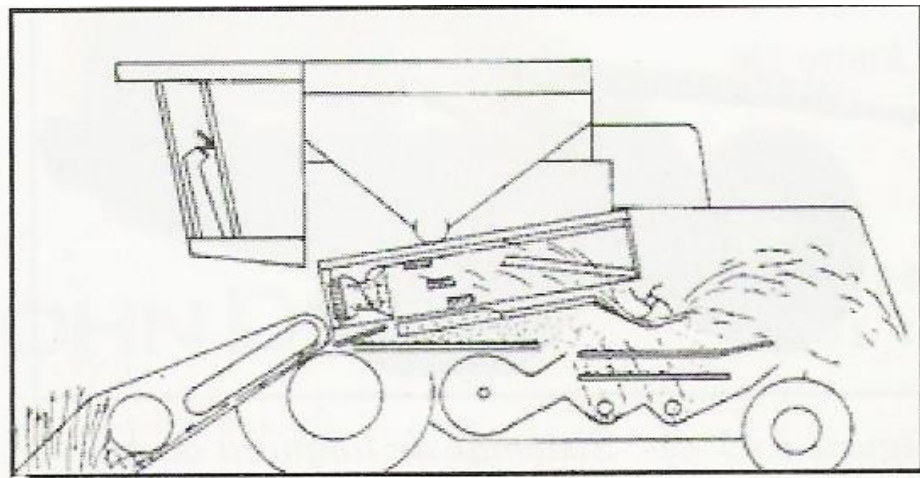


Figura 1.8 Máquina cosechadora de flujo y rotor axial



1-5-6- Rotor simple. (Case IH, John Deere, Agos allis, Vassalli).

La trilla y separación axial resulta más progresiva dado que el material es acelerado sin fricción. Luego aparece la fricción, pero es gradual. El grano puede dar de una a siete vueltas en el sector de trilla del rotor. En esta trilla progresiva los granos más susceptibles y frágiles, cuelan inmediatamente y los más húmedos y resistentes siguen dando vueltas hasta ser trillados. El material pasa varias veces por encima de los cóncavos y rejillas, esta acción de paso múltiple asegura la minuciosa trilla y separación y además permite una mayor apertura entre el cilindro y el cóncavo debido al paso múltiple de trillado, lo cual resulta en mejor calidad de grano.

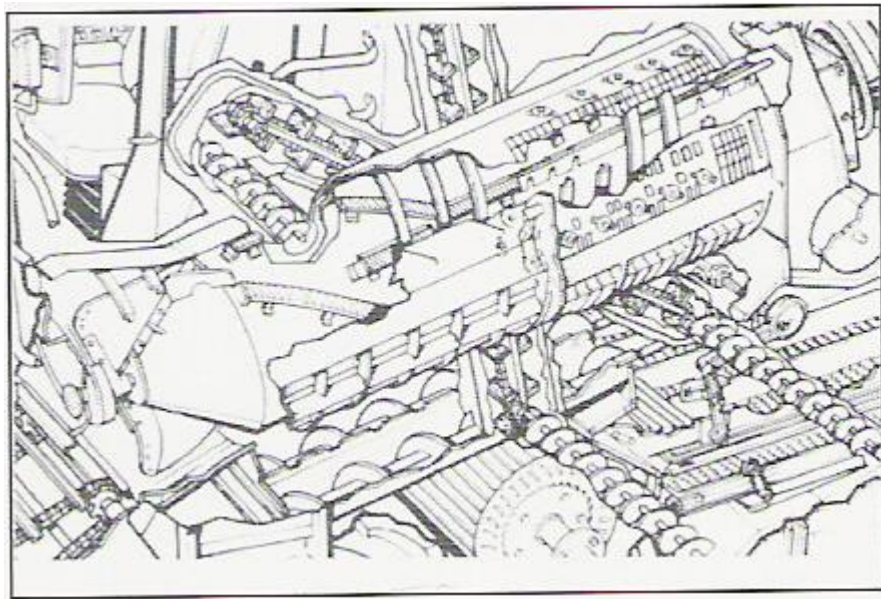


Figura 1.9 Vista en sección de un sistema axial

Recordar que con la trilla axial el material va recibiendo una agresividad creciente a medida que este es más resistente a la trilla y al deterioro; mientras que con el sistema convencional la trilla resulta más agresiva dado que en un ángulo de 120° del cóncavo el grano debe ser trillado. En caso de no ser trillado volverá al cilindro a través del retorno con alta posibilidad de daño mecánico.

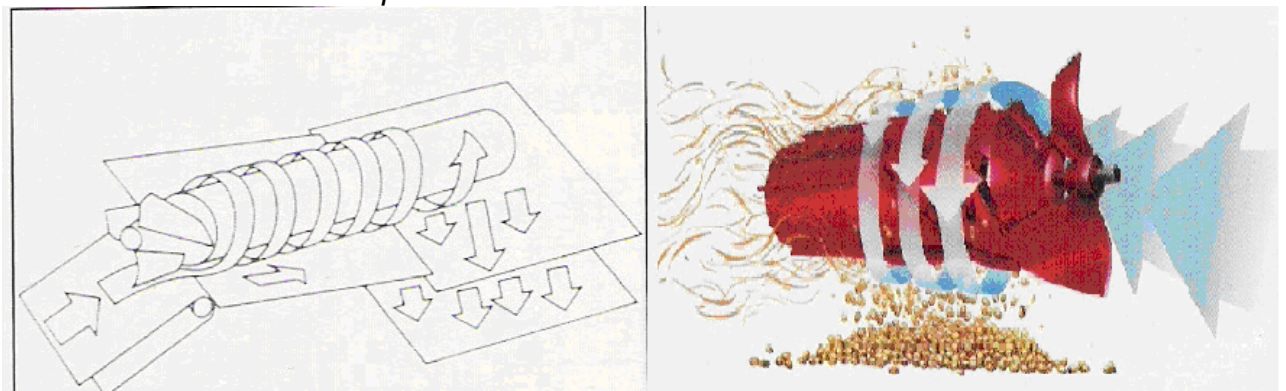


Figura 1.10 Flujo axial movimiento del material.



1-5-7- Rotor doble. (New Holland).



Figura 1.11 Rotor doble

1-5-8- Rotor flujo axial en posición trasversal (Flujo natural)-(Cleaner).

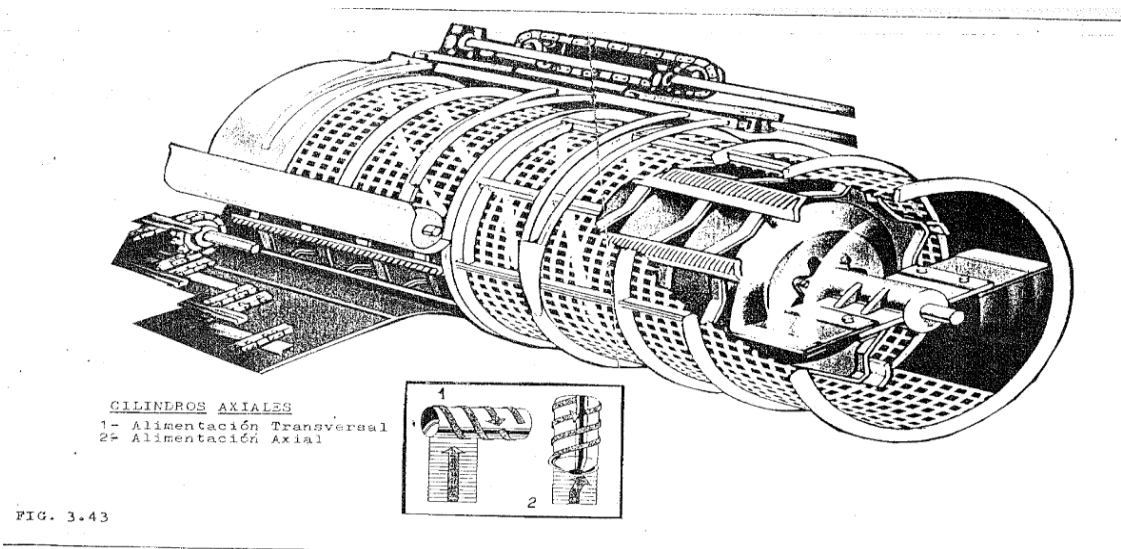


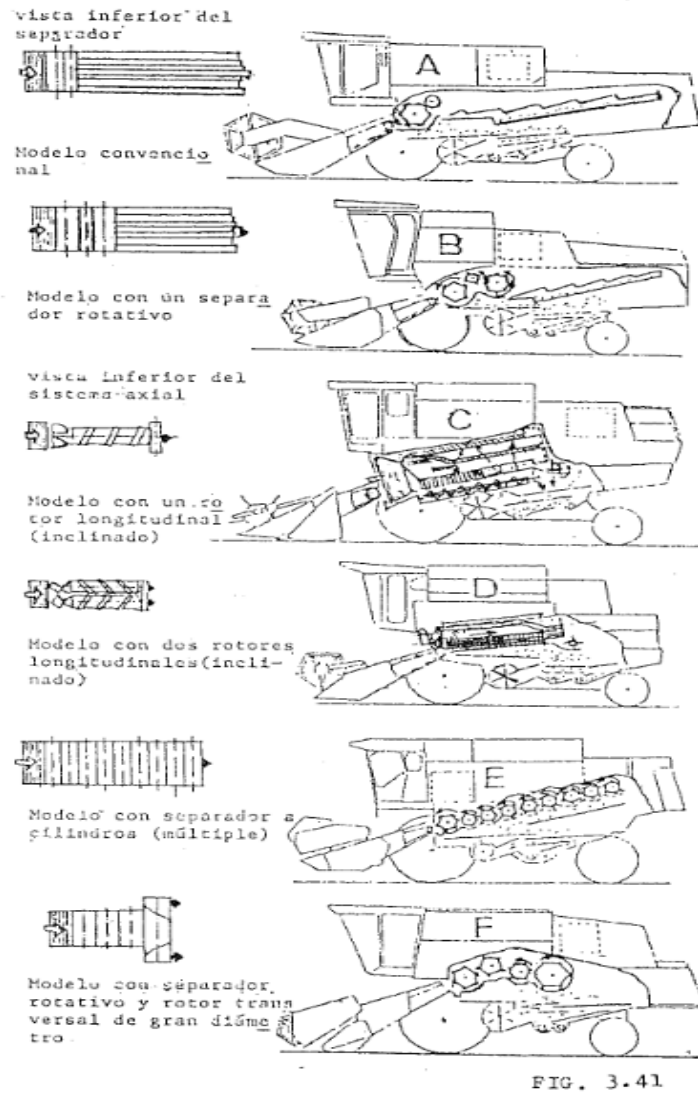
Figura 1.12 Cilindro de flujo axial en posición trasversal.



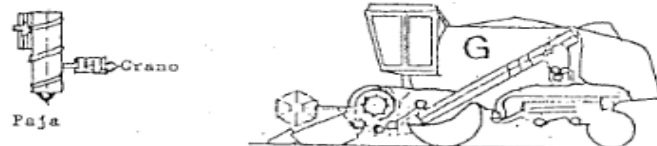
1-5-9- Diversas disposiciones de los sistemas de trilla y separación

En una visión general, siguiendo el orden cronológico de sus apariciones en el mercado, que de ninguna manera marcan avances superadores definitivos sino tendencias; en la figura 1.13 se muestran los esquemas de esos modelos en un corte longitudinal y una vista por debajo de la máquina de sus principales órganos de trilla y separación.

- A- Modelo convencional del viejo sistema de cilindro inglés que en la actualidad continua siendo utilizado.
- B- Modelo mixto intercalando un separador rotativo entre el cilindro y los sacapajas reducidos.
- C- Modelo con cilindro de flujo axial de International Harvester con un rotor trillador separador único.
- D- Modelo de dos cilindro de flujo axial de new Holland con dos rotores trillador-separador.
- E- Modelo con separador de cilindro múltiples (sin sacapajas) de la Commandor C.S Claas, con ocho cilindros del mismo ancho que el cilindro principal.
- F- Modelo con separador rotativo y rotor transversal de gran diámetro Twin Flow de New Holland.
- G- Modelo con cilindro axial en posición transversal y alimentación transversal del mismo de la MX 240 Laverda Fiat, como puede observarse en la figura el cilindro de trilla axial ha sido aquí desplazado hasta el propio cabezal de la maquina y en el cuerpo de la misma solo se ubica el sistema de limpieza.
- H- Obsérvese que el cilindro axial puede estar también ubicado en sentido transversal a la maquina; solo importa en esa concepción que el material lo recorra en dirección al eje del mismo.
- X- Modelo con un cilindro axial en posición transversal y alimentación y salida también transversal, de la Gleaner Allis-Chalmer. Aquí la ubicación del cilindro es la convencional en el cuerpo de la maquina. Sus dimensiones son: diámetro de cilindro (25") (635 mm), y longitud de (90") (2286 mm), esta ultima condiciona el ancho de la cosechadora. La posición del cilindro al centro de la maquina obliga a una prolongación del alimentador o embocador como se ve en la fig. 1.13 –X.



Modelo a alimentación tangencial y posición transversal del rotor



Modelo a un rotor transversal

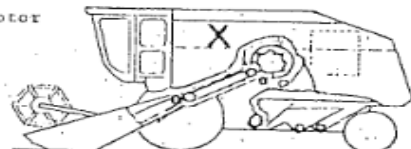


FIG. 3.41 (cont)

Figura 1.13 Disposiciones de los sistemas de trilla y separación.



1-5-10- Evolución del sistema axial vs convencional



Figura 1.14

1-5-11- Clasificación internacional de las cosechadoras (Fuente INTA PRECOP).

Definición de clases de cosechadoras		
Clase	Potencia del motor	Ejemplos
Clase 9	+ de 462 HP	New Holland CR980 CLAAS Lexion 580 CLAAS Lexion 600 Case Afx 9120
Clase 8	Entre 375 y 410 HP	John Deere 9860 STS CASE AFX 8010 CLAAS Lexion 570 AGCO Challenger 680 MF 9895 Metalfor Araus Axial Mix John Deere 9870 STS New Holland CR9070
Clase 7	Entre 323 y 374 HP	John Deere 9750 STS John Deere 9760 STS Don Roque RV 170 AGCO Gleaner R75 AGCO Challenger C670 CLAAS Lexion 570R 1510 DT Hidro New Holland CR9060 Materfer Axial 3000 MF 9795 Vassalli AX7500



Clase 6	Entre 268 y 322 HP	AGCO Optima 550 AGCO Optima 660 John Deere 9650 STS John Deere 9660 STS New Holland CS660 Vassalli 1550 E AGCO Challenger C660 CASE AF 2388 extreme CASE AF 2399 extreme CLAAS Mega 370 Bernardín M2160 Clásica Bernardín M2160 D. Trac. MF 9695
Clase 5	Entre 215 y 267 HP	John Deere 1550 John Deere 9560 STS New Holland TC59 Don Roque RV 150 electro Don Roque RV 150 Don Roque RV 125 electro Vassalli 1300 E Bernardín M2120 Clásica Bernardín M2120 Hydro Bernardín 2120 D. Trac. Agrinar 2140 HE 10S E6 Agrinar 2140 HE 12S E6 Metalfor Araus 1360 CLAAS Mega 360 CLAAS Mega 350 CLAAS Mega 340
Clase 4	Entre 214 y 180 HP	John Deere 1175 John Deere 1450 AGCO Optima 440 Don Roque RV 125 CLAAS Medlon 310 Agrinar 2121 M 10S Agrinar 2121 M10S Full New Holland TC57 Bernardín M2120 Economax
Clase 3	Menos de 180 HP	No hay ofertas en el mercado argentino

Figura 1.15

1-6- FINALIDAD DEL PROYECTO.

El objetivo de este proyecto es aplicar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de "Ingeniería mecánica".

Los temas desarrollados se relacionan con las siguientes asignaturas, física I, estabilidad I y II, diseño de elementos de máquinas, mecánica de los fluidos, diseño mecánico y Proyecto de Máquinas, entre otras. También obteniendo datos de distintas bibliografías, apuntes de cátedra, datos técnicos de catálogos de diferentes empresas y como así también el importante aporte de datos de los usuarios de máquinas cosechadoras de flujo axial.

Por otro lado aclaramos que por la elevada labor y complejidad que requiere el proyecto completo de una máquina cosechadora de flujo axial, nuestro proyecto lo hemos dividido en dos partes.

La primera parte consiste en el desarrollo, teoría y cálculo del sistema de trilla, del sistema de separación y sistema de limpieza de una cosechadora de flujo axial.

La segunda parte es el diseño del conjunto en general, subconjuntos y sus respectivos componentes, como así también la codificación de los mismos.

Siempre buscando la innovación tecnológica para obtener mejores resultados.



1-7- JUSTIFICACIÓN

La industria nacional dedicada a la fabricación de máquinas cosechadoras de granos, se ha contraído en la última década a tal punto que solo cuatro empresas (Vasalli fabril, Marani agrinar, Bernardín y Metalfor) continúan produciendo equipos. La contracción se debe claramente a su pérdida de competitividad como resultado de un proceso complejo, caracterizado por la falta de innovación tecnológica sostenida en investigación y desarrollo.

No ha sido posible fabricar cosechadoras que compitan en el mercado sin innovar tecnológicamente y, como consecuencia casi inevitable se ha pasado en la última década de abastecer el mercado nacional y exportar, a ser un país importador de cosechadoras de granos, desde los EE.UU., Canadá, Brasil, y Europa.

Los equipos de cosecha son los más caros en términos de inversión y costo horario, ello exige maximizar su capacidad operativa con un bajo nivel de pérdidas de proceso.

A partir de los años 60 las cosechadoras han evolucionado continuamente a fin de cosechar en periodos de tiempo más cortos, cultivos con rendimientos crecientes en grano y paja. Este proceso tendiente a mejorar la capacidad productiva de las máquinas se acentuó luego de los años 80 y se ha enfocado de manera particular al desarrollo del sistema de "flujo axial". La principal novedad introducida con estos sistemas no convencionales reside en la aplicación de la separación centrífuga en lugar de la separación por gravedad realizada por los sacapajas y su principal ventaja fue eliminarlos, pues es ampliamente aceptado ya desde los años 50 que limitan la capacidad de proceso de la cosechadoras.

En las versiones de flujo axial introducidas en los años 70, el sistema de trilla y separación es sustituido íntegramente por uno (axial flow sistem de Case IH) ó dos (twin rotor flow de New Holland) rotores dispuestos longitudinalmente y envueltos íntegramente por uno ó dos cóncavos perforados a fin de cumplir sin otros dispositivos las dos funciones: trilla y separación de los granos.

Sin embargo estas soluciones substitutivas del sistema convencional presentan una restricción común, no es posible aprovechar su máxima potencialidad en un amplio rango de condiciones ambientales y de cultivos.

La aceptación y demanda de estos sistemas ha sido creciente en el mercado nacional durante los últimos 5 años. En particular desde que a los sistemas mencionados se ha sumado el modelo de Deere (single tine separation concept) que realiza la trilla y separación con un solo conjunto de cilindro y cóncavo de flujo axial.

Se conoce que el rendimiento del proceso de trilla y separación es afectado por los parámetros de:

- a) Diseño: diámetro del cilindro, longitud del cóncavo, numero de barras.
- b) Regulación: velocidad del cilindro, separación cilindro/cóncavo.
- c) Del cultivo: contenido de humedad, maduración y tipo de cultivo.

Sin embargo no está claro en qué medida intervienen y como se interrelacionan mientras se trillan y/o separan cereales, oleaginosas y legumbres con sistema de flujo axial.

Parece altamente probable que las empresas nacionales tendrán que fabricar en el futuro cosechadoras equipadas con sistemas de trilla de flujo axial con características polifuncionales, a fin de seguir compitiendo en el mercado de cosechadoras de gran capacidad.



Por lo tanto, es necesario contar con una base teórica sólida del proceso de trilla y separación de granos, para definir las características particulares del diseño y las opciones de regulación del mecanismo de flujo axial.

El INTA a través del PROPECO (proyecto pérdidas de cosecha) trabajó intensamente en materia de cosecha de granos, enfocando en la difusión de los avances tecnológicos desarrollados en otros países y en estudios técnico económicos de las ventajas, para productores y el país, de su adopción.

Además, se dispone de la capacidad de investigar a fin de generar conocimientos que sirvan a la industria nacional para fabricar productos competitivos en base a una innovación tecnológica constante.

Capítulo 2: Evaluación y caudales de material a manejar.

2-1 TRIGO:

Datos del material que ingresa a la unidad de trilla

- Trigo (peso específico) $P_e = 800 \text{ Kg/m}^3$. Relación no grano/grano = 0.6 a 1,2.

Supondremos un trigo con un rendimiento de 5000 Kg/ha, tomamos de la relación no grano/grano = 1,2.

Definimos un ancho de corte (ancho de trabajo del cabezal) = 35 ft (pies) = 10,5 m.

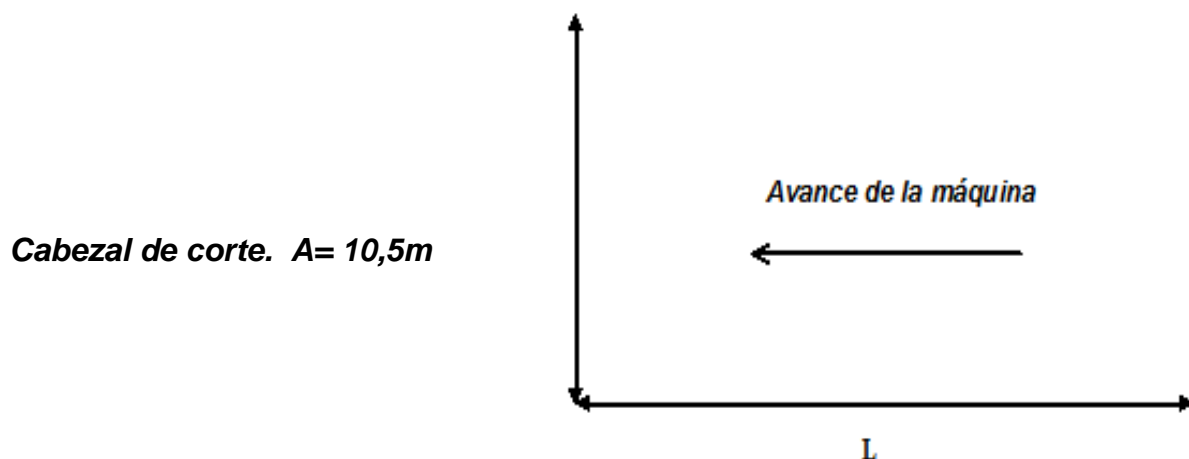


Figura 2.1



Como 1 hectárea (ha) = 10000 m² = (100 m x 100 m).

$$10000 \text{ m}^2 = A \times L \Rightarrow L = 10000 \text{ m}^2 / 10,5 \text{ m} = \mathbf{952 \text{ m.}}$$

Tiempo empleado para hacer una hectárea.

Suponemos una velocidad de avance de 9 Km/h = 2,5 m/s

$$\begin{array}{l} 2,5 \text{ m} \quad \text{_____} \quad 1 \text{ s} \\ 952 \text{ m} \quad \text{_____} \quad X = 380 \text{ s} \quad (\text{Para hacer una hectárea}) \end{array}$$

Se supone un 20% más por la vuelta en las cabeceras. $t = \mathbf{457 \text{ s}}$

$$R = \text{no grano} / \text{grano} = 1,2 \quad ; \quad \text{no grano} = 1,2 \times 5000 \text{ Kg/ha} = 6000 \text{ Kg/ha}$$

Podemos obtener la capacidad máxima teórica en ha/hr de la siguiente forma:

$$Ct. (ha/h) = A (m) \times V (km/h) \times 0,8 \times 1$$

En esta consideramos un pérdida del 20% debido a las vueltas en la cabecera, suponiendo que no se genera detención para descargar la tolva; el valor 0,1 es para transformar las unidades.

$$Ct. (ha/h) = (10,5 \text{ m} \times 9 \text{ km/h} \times 0,1) \times -20\% = \mathbf{7,56 \text{ ha/h}}$$

$$\text{El total} = \text{no grano} + \text{grano} = 11000 \text{ Kg/ha}$$

Flujo que ingresa al embocador de la máquina en 1 segundo

$$\begin{array}{l} 11000 \text{ Kg/ha} \quad \text{_____} \quad 457 \text{ s} \\ 24 \text{ Kg/s} = X \quad \text{_____} \quad 1 \text{ s} \end{array}$$

$$\mathbf{Q=24 \text{ Kg/s}} \quad (\text{flujo que ingresa a la máquina por segundo})$$



2-2 SOJA:

Datos del material que ingresa a la unidad de trilla

- Soja (Pe) = 700 Kg/m³. Relación no grano/grano = 0.6 a 1,2.

Supondremos una soja con un rendimiento de 5000 Kg/ha, tomamos de la relación no grano/grano = 1,2.

Definimos un ancho de corte (ancho de trabajo del cabezal) = 35 ft (pies) = 10,5 m.

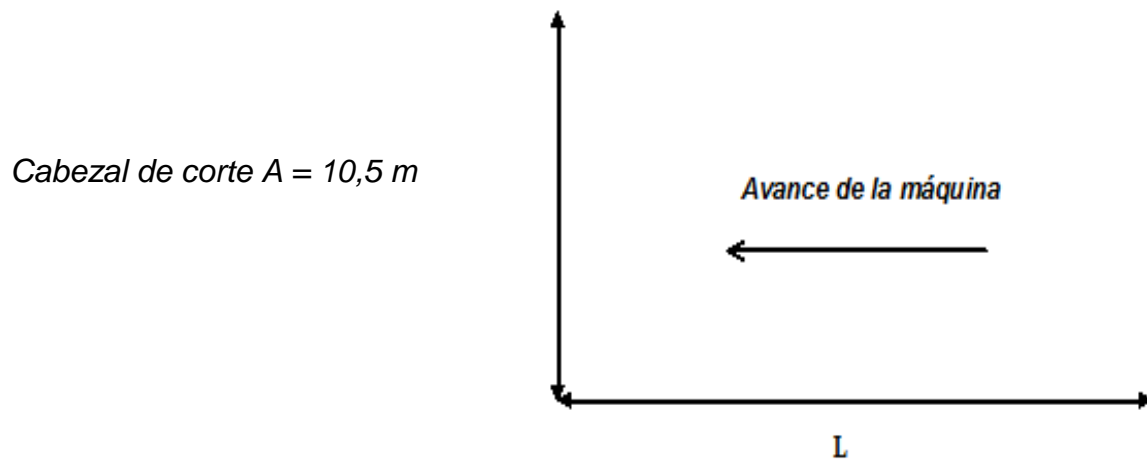


Figura 2.2

Como 1 hectárea (ha) = 10000 m² = (100 m x 100 m).

$$10000 \text{ m}^2 = A \times L \Rightarrow L = 10000 \text{ m}^2 / 10,5 \text{ m} = \mathbf{952 \text{ m}}.$$

Tiempo empleado para hacer una hectárea.

Suponemos una velocidad de avance de 8 Km/h = 2,22 m/s

$$\begin{array}{l} 2,22 \text{ m} \quad \text{_____} \quad 1 \text{ s} \\ 952 \text{ m} \quad \text{_____} \quad X = 428 \text{ s} \quad (\text{Para hacer una hectárea}) \end{array}$$

Se supone un 20% más por la vuelta en las cabeceras. $t = \mathbf{513 \text{ s}}$

$$R = \text{no grano} / \text{grano} = 1,2 \quad ; \quad \text{no grano} = 1,2 \times 5000 \text{ Kg/ha} = 6000 \text{ Kg/ha}$$



Podemos obtener la capacidad máxima teórica en ha/hr de la siguiente forma:

$$Ct. (ha/h) = A (m) \times V (km/h) \times 0,8 \times 1$$

En esta consideramos un pérdida del 20% debido a las vueltas en la cabecera, suponiendo que no se generan detención para descargar la tolva; el valor 0,1 es para transformar las unidades.

$$Ct. (ha/h) = (10,5m \times 8 km/h \times 0,1) \times -20\% = \mathbf{6,72 ha/h}$$

El total = no grano + grano = 11000 Kg/ha

Flujo que ingresa al embocador de la maquina en 1 segundo

$$\begin{array}{l} 11000 \text{ Kg/ha} \quad \underline{\hspace{2cm}} \quad 515 \text{ s} \\ 21,3 \text{ Kg/s} = X \quad \underline{\hspace{2cm}} \quad 1 \text{ s} \end{array}$$

Q=21,3 Kg/s (flujo que ingresa a la maquina por segundo)

2-3 MAÍZ:

Datos del material que ingresa a la unidad de trilla

- Maíz (Pe) = 750 Kg/m³. Relación no grano/grano = 0.4 a 1.

Supondremos un maíz con un rendimiento de 10000 Kg/ha, tomamos de la relación no grano/grano = 1

Definimos un ancho de corte (ancho de trabajo del cabezal) = 14 Línea a 0,52 m = 7,28 m.

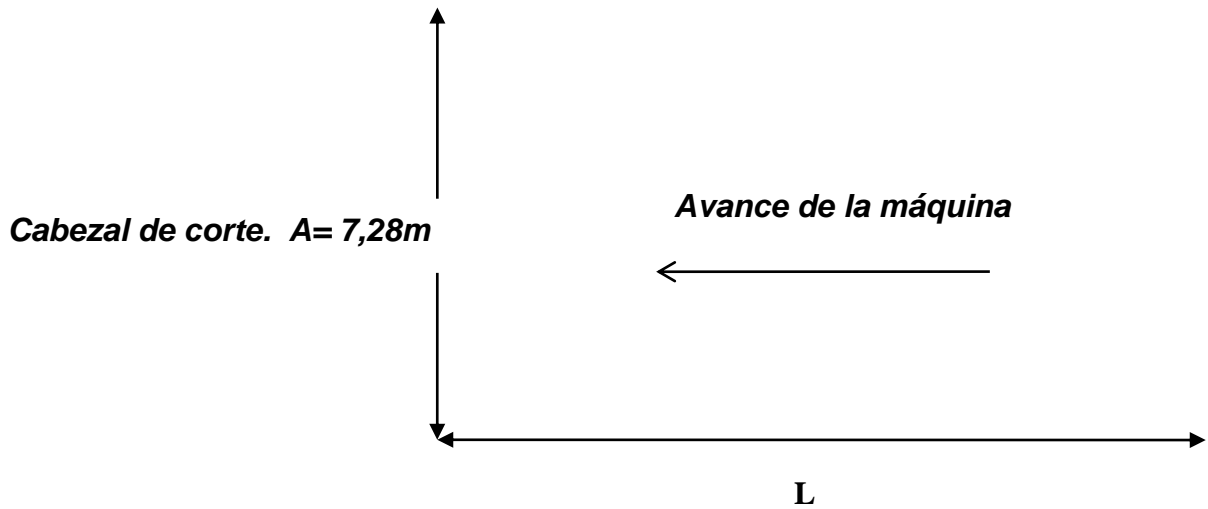


Figura 2.3

Como 1 hectárea (ha) = 10000 m² = (100 m x 100 m).

$$10000 \text{ m}^2 = A \times L \Rightarrow L = 10000 \text{ m}^2 / 7,28 \text{ m} = \mathbf{1373 \text{ m.}}$$

Tiempo empleado para hacer una hectárea.

Suponemos una velocidad de avance de 8 Km/h = 2,22 m/s

$$\frac{2,22 \text{ m}}{1373 \text{ m}} \frac{\text{ } 1 \text{ s}}{\text{ } X} = 618 \text{ s (Para hacer una hectárea)}$$

Se supone un 20% más por la vuelta en las cabeceras. $t = \mathbf{742 \text{ s}}$

$$R = \text{no grano} / \text{grano} = 1 \quad ; \quad \text{no grano} = 1 \times 10000 \text{ Kg/ha} = 10000 \text{ Kg/ha}$$

Podemos obtener la capacidad máxima teórica en ha/h de la siguiente forma:

$$\text{Ct. (ha/h)} = A \text{ (m)} \times V \text{ (km/h)} \times 0,8 \times 1$$



En esta consideramos un pérdida del 20% debido a las vueltas en la cabecera, suponiendo que no se generan detención para descargar la tolva; el valor 0,1 es para transformar las unidades.

$$Ct. (ha/h) = (7,28 m \times 8 km/h \times 0,1) \times -20\% = \boxed{4,65 ha/h}$$

El total = no grano + grano = 20000 Kg/ha

Flujo que ingresa al embocador de la maquina en 1 segundo

$$\begin{array}{l} 20000 \text{ Kg/ha} \quad \text{_____} \quad 742 \text{ s} \\ 27 \text{ Kg/s} = X \quad \text{_____} \quad 1 \text{ s} \end{array}$$

Q=27 Kg/s (flujo que ingresa a la maquina por segundo).

Capítulo 3: ACARREADOR

3-1 Descripción:

El acarreador o embocador es una robusta estructura de chapa reforzada que cumple tres funciones:

a- Es el nexo y bisagra entre el cabezal y la cosechadora propiamente dicha, que por medio de dos cilindro hidráulicos, levanta y baja el cabezal de corte, regulando la altura de corte deseada por el operador.

b- En su parte frontal posee los elementos necesarios para el acople rápido, pudiendo efectuar el cambio de cabezal sin pérdida de tiempo.

c- Contiene en su interior un ACARREADOR que normalmente es de cadena de rodillos, con barras transversales para transportar el material hasta la unidad de trilla. Algunos modelos de cosechadoras poseen incorporado en su acarreador un sistema reversionador de giro para solucionar los atascamientos, revirtiendo el movimiento de todo el cabezal, que puede ser realizado por un motor hidrostático o eléctrico que hace girar el engranaje tensor de la cadena de mando del cabezal.

El acarreador cumple la función de tomar el material del sinfín del cabezal de corte y llevarlo a la zona de trilla. Su eje delantero está montado en forma flotante que cumple dos funciones:



- a- Es tensor de la cadena de rodillo por medio de un resorte helicoidal, para poder mantener la cadena en todo momento con la tensión de trabajo, la cual debe ser tal que los barrotos en su parte media dejen una pequeña separación con el fondo del embocador.
- b- Es flotante para facilitar la entrada de material en momentos de sobrealimentación, haciéndolo en forma paralela al fondo-
En la parte superior del embocador existe una tapa de gran superficie lo que permite realizar trabajos de reparación o limpieza cuando se producen los atascamientos.

Las trabas del embocador deben regularse de manera que las barras del acarreador queden a una altura mínima en la zona media del acarreador de 10-12 mm del fondo del embocador, especialmente para trigo. Para maíz esta altura mínima suele estar entre 25 a 30 mm.

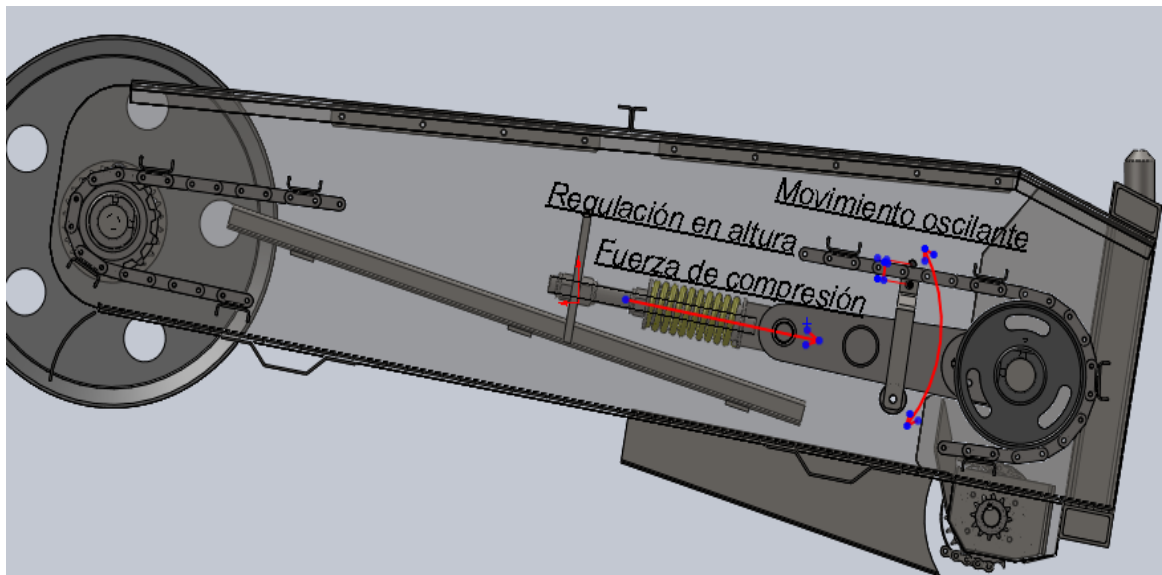


Figura N°3-1 -Conjunto acarreador



3-2 Determinación de la potencia a impartir al acarreador-Selección de la cadena de transporte.

Como vimos en el capítulo anterior y para basarnos en datos obtenidos, tomaremos como caudal de ingreso al acarreador el máximo que es el de maíz ($g + ng$).

$Q=27 \text{ Kg/s}$ (flujo que ingresa al acarreador por segundo)

$$Q=27 \text{ Kg/s} \times 1 \text{ Tn}/1000 \text{ kg} \times 3600 \text{ s/h} = \boxed{97,2 \text{ Tn/h}}$$

A continuación calculamos la potencia necesaria suministrada al mecanismo del acarreador para transportar el material.

Basándonos en catálogo de cadenas agrícolas PTROL.

La fuerza de tracción real de trabajo se calcula por las siguientes formulas empíricas:

Transportador con varias cadenas:

$$Tr = 1'2 \cdot C1 \cdot C2 \cdot Tt \text{ (Kg)}$$

La tracción en el transportador Tt es aquella que deberán realizar las cadenas en todo su trayecto.

Este valor se obtiene mediante la siguiente tabla:

Transportador	Fuerza de tracción máxima
Elevador de cangilones	$T_t = D \cdot (P_c + N)$
Transp. de tablillas	$T_t = S \cdot C_3 (2'2 \cdot P_c + N) + D \cdot (N - 0'2 P_c)$
Transp. con apoyo sobre cadenas	$T_t = S \cdot C_3 (2 \cdot P_c + N) + D \cdot N$

Tabla Nº1 Tracción en el transportador

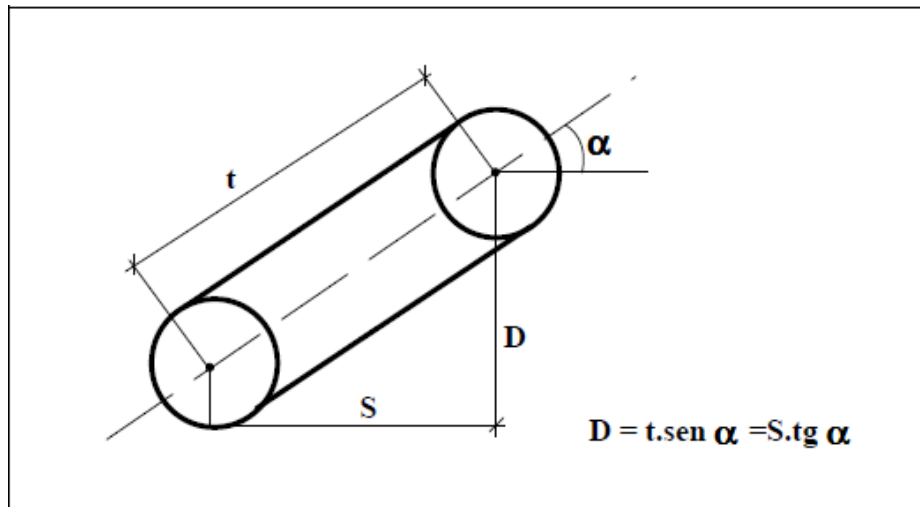


Figura N°3-2 Transportador

Siendo:

S = proyección horizontal de la distancia entre ejes.

P_c = peso de la cadena con aditamentos y otros elementos móviles por metro de cadena.

D = desnivel entre ejes en m.

Q = carga total a transportar en Kg/m.

C_1 = coeficiente reductor debido a condiciones de trabajo y mantenimiento.

C_2 = coeficiente corrector de tiempo de trabajo. (C_1 y C_2 se usan más adelante).

C_3 = factor de deslizamiento o rodadura.

W = carga por metro de cadena Kg/m.

La potencia motriz necesaria en el eje de mando vendrá dada por la expresión:

$$N_o = Tr \times V$$

Los factores de corrección se ofrecen en las siguientes tablas:

Ambiente	Condiciones de engrase		
	Normal	Periódico	Sin engrase
Limpio	1	1'3	1'6
Sucio	1'3	1'6	1'8
Abrasivo	1'6	1'8	2

Tabla N°2 Coeficiente corrector de condición de trabajo, mantenimiento y ambiente C_1



Tipo de carga	Periodo de trabajo diario	
	0-8 horas	> 8 horas
Continua	1'0	1'2
Discontinua	1'2	1'4
Con sacudidas	1'5	1'8

Tabla N°3 Coeficiente corrector según tipo de carga

Tipo de cadena	C ₃
Cadena con rodillos sobresalientes	0'1 0'2
Cadenas con guías de acero	Ver tabla siguiente
Otros tipos de cadenas	

Tabla N°4 Coeficiente corrector según rozamiento

Material de guía	Con	Sin
	engrase	engrase
Acero dulce	0'19	0'57
Acero duro	0'16	0'48
Madera	0'2	0'45
Fundición	0'13	0'23
Bronce	0'11	0'16
Plástico	0'08	0'12

Tabla N°5 Coeficiente rozamiento de distinto tipo de guía

La velocidad que debemos impartir al material en el acarreador y su posterior ingreso a la unidad de trilla, tomamos como máximo para trigo, que es de 2,5 m/s. (9 km/h).

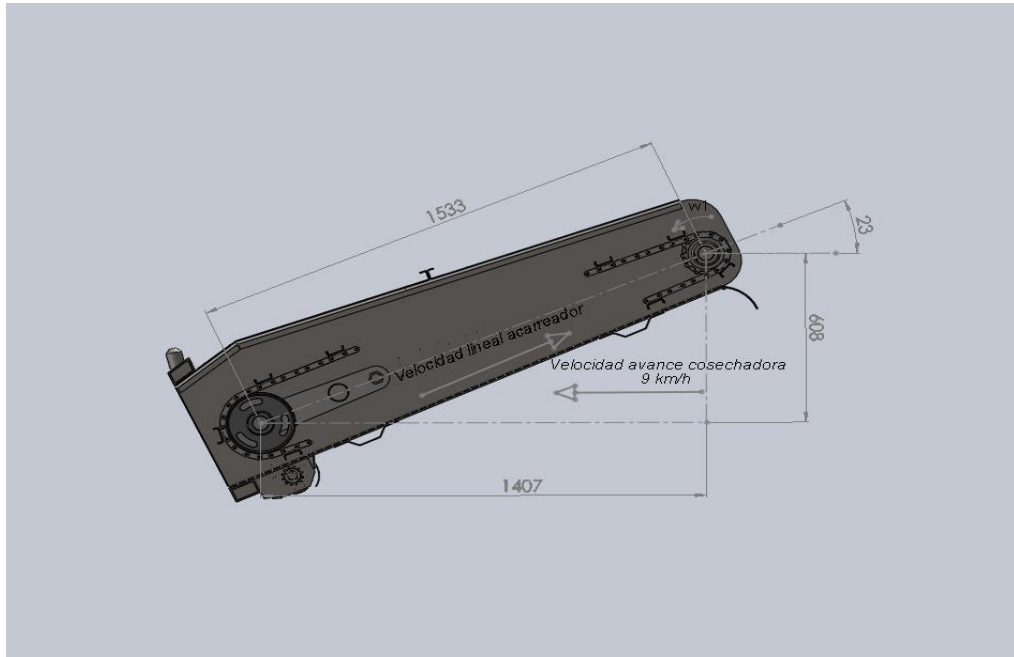


Figura N°3-3 Medidas del acarreador

De la figura N°3-3 con la velocidad de avance lineal de la cosechadora y teniendo en cuenta el diámetro primitivo de piñón conductor del acarreador podemos calcular la velocidad de rotación ω_1 del eje conductor.

$$D_p z_{12} = 142 \text{ mm}$$

$$V_t = (\pi \times d \times \omega) / 60 \rightarrow \omega_1 = (3 \times 60) / (\pi \times 0,142) = \boxed{404 \text{ rpm.}}$$

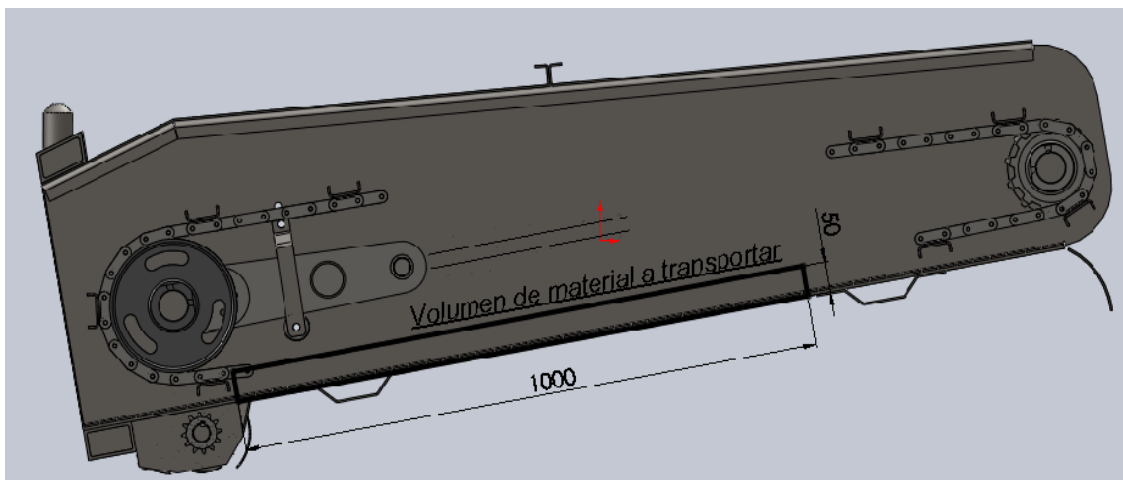


Figura N°3-4 Volumen del material a transportar



De la figura N°3-4, podemos calcular el volumen del espacio entre el piso del acarreador y las cadenas, por metro de cadena, para luego poder calcular el peso del material a transportar.

$$V_1 = \text{Ancho} \times \text{largo} \times \text{alto} \rightarrow V_1 = (1,55 \times 1 \times 0,050) \text{ m}^3 = 0,0775 \text{ m}^3$$

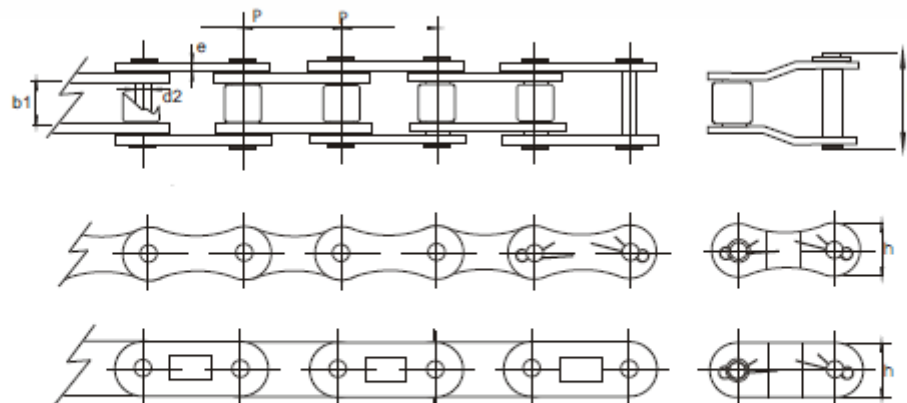
Teniendo en cuenta el peso específico de trigo de 800 Kg / m³ y considerando una relación media de grano - no grano de 0,90 tenemos:

$$800 \text{ Kg / m}^3 \times 0,90 = 720 \text{ Kg / m}^3 \times 0,0775 \text{ m}^3 = W = \mathbf{56 \text{ Kg.}}$$

El peso P_c estimado de una cadena para acarreador con aditamentos según figura N°3-5 del catálogo de "Vicente Pellegrini cadenas a rodillos" es de 6,7 Kg / m; como en este caso el acarreador cuenta con cuatro cadenas el peso total será:

$$P_c = 6,7 \text{ Kg / m} \times 4 = \mathbf{26,8 \text{ Kg / m}}$$

Series A y CA de Rodillos



Referencia Rex N°	Paso P mm	Diámetro Rodillo Máx. d1 mm	Entre Placas mín. b1 mm	Diámetro Perno Máx. d2 mm	Altura de placas máx. h mm	Ancho total max. b2 mm	Espesor de placas e mm	Carga de Rodillo mín. Kg	Peso Kg/m
A 550	41.4	16.66	19.81	7.13	19.3	38	2.67	3.86	1.57
CA 550	41.4	16.66	19.81	7.13	19.3	38	2.67	3.86	1.88
CA 555	41.4	16.66	3	7.13	19.3	32	3	3.86	2.09

Figura N° 3-5 Datos técnico de cadena de rodillo serie A y CA

De la tabla N° 1 considerando el transportador tipo tabilla calculamos la fuerza tracción máxima de la cadena.

$$T_t = S.C3 (2'2.P_c+W) + D \cdot (W - 0'2 P_c)$$

$$T_t = 1,53 \times 0,2 \times [2,2 \times 26,8 + 56] + 0,60 \times [56 - 0,2 \times 26,8] = \mathbf{65,5 \text{ Kg}}$$



$$Tr = 1'2 \cdot C1 \cdot C2 \cdot Tt \text{ (Kg)}$$

$$Tr = 1,2 \times 2 \times 1,8 \times 65,5 = \boxed{283 \text{ Kg}}$$

$$N = Tr \times V$$

$$N = 283 \text{ kg} \times 3 \text{ m/s} = 849 \text{ kgm/s} \times 1 \text{ hp} / 75 \text{ Kg m/s} = \mathbf{11 \text{ hp}}$$

$N =$ Potencia necesaria a seleccionar

$\mu =$ Rendimiento de transmisión de mando, caja reductora y/o cadena (0,85).

$$N = N / \mu = 11 \text{ hp} / 0,85 = \boxed{13 \text{ hp.}}$$

-Selección de la cadena de rodillos.

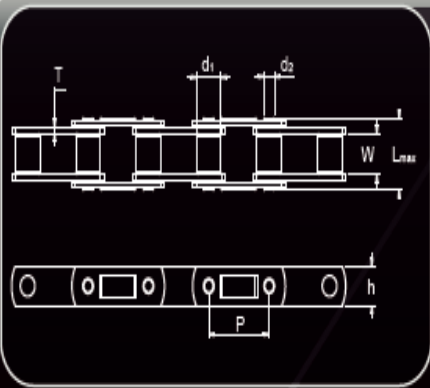
Sabiendo la carga sobre la cadena Tr , y adoptando un coeficiente de servicio de 5, teniendo en cuenta que este tipo de cadena la lubricación es irregular y muchas veces nula por estar en contacto permanente con el polvillo y la tierra, de esta forma podemos calcular la carga a la rotura de la siguiente manera.

$$Tk = Tr \times 5 = 283 \times 5 = \boxed{1415 \text{ Kg.}}$$

Como vemos podemos seleccionar una cadena cuya carga de rotura sea baja.

Adoptamos según el catálogo de la figura N°3-6 una cadena serie **CA 550 K-1**.
Con aditamento para sujetar las paletas arrastradoras cada 6 pasos.

Cadenas para Acarreador y Noria - Línea CA



Cadena	P paso	W ancho interno	d1 diámetro rodillo	d2 diámetro perno	h altura placa	T espesor placa	Lmax largo perno remachado	Carga Rotura
CA 550	41,40mm	20mm	16,66mm	7,15mm	19,30mm	2,70mm	34,90mm	5000Kg.
CA 555	41,40mm	12,70mm	16,66mm	7,15mm	19,30mm	3,17mm	29,60mm	5000Kg.
CA 557	41,40mm	19,81mm	17,70mm	7,90mm	23,10mm	3,17mm	37mm	7000Kg.
C-2060	38,10mm	12,70mm	11,91mm	5,94mm	18mm	2,38mm	26mm	3800Kg.
C-2060H	38,10mm	12,70mm	11,91mm	5,94mm	18mm	3,05mm	29,2mm	3800Kg.

Figura N°3-6 Datos técnico de cadena para acarreador y noria

Alumnos: Pugliese, Diego.

Cátedra: PROYECTO FINAL

Hoja N° 36



-Cálculo de la longitud de la cadena.

Según la fórmula detallada a continuación podemos obtener la longitud de la cadena.

$$L/P = 2C/P \times (N1 + N2)/2 + (N2 - N1)^2 / 4\pi^2 \times (c/p)$$

Siendo:

P = Paso de la cadena en pulgadas

C = Distancia entre centro de los ejes en pulgada

$N1$ = Numero de dientes del engranaje conductor

$N2$ = Numero de dientes del engranaje conducido; (vamos a considerar a las rueda lisas del eje delantero del acarreador como un engranaje de 20 dientes para los fines del cálculo).

$$L/P = 2 \times 60,2 / 1,62 \times (12 + 20) / 2 + (20 - 12)^2 / 4\pi^2 \times (60,2 / 1,62)$$

$$L/P = 90 \text{ pasos} \rightarrow L = 90 \text{ pasos} \times 1,62 \text{ in} = 146 \text{ in} \rightarrow 3717 \text{ mm.}$$

3-3 Cálculo y diseño del árbol conductor- Carga sobre los rodamientos

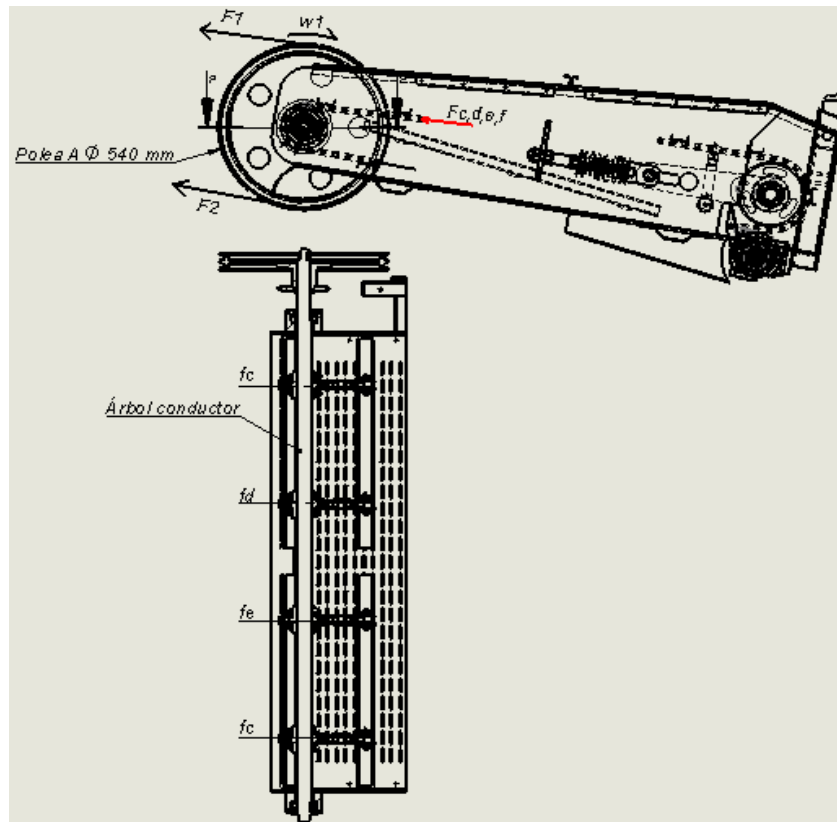


Figura N°3-7

Alumnos: Pugliese, Diego.

Cátedra: PROYECTO FINAL

Hoja N° 37



Como se puede observar en la figura 3-7, la polea (A) proporciona el movimiento al árbol conductor, sobre el cual están montados los cuatro piñones (c, d, e, f) encargados de transmitir el movimiento a las cadenas del acarreador, generando de esta manera la fuerza de flexión sobre el árbol.

Datos:

$\varnothing A = 540\text{mm}$ (diámetro polea A).

$N = 13 \text{ hp} / 4 \text{ piñones} \rightarrow 3,25\text{hp}$.

$\omega_1 = 404 \text{ rpm}$.

$\varnothing c,d,e,f = 142\text{mm}$ (diámetro primitivo engranaje conductor Z_{12}).

F_1 (Ramal tirante o conductor).

F_2 (Ramal flojo o conducido).

$F_{c,d,e,f}$ (Fuerza de flexión de la cadena sobre c, d,e,f).

Como podemos ver en el esquema los cuatros piñones transmiten hacia abajo y a 23° , $3,25 \text{ hp}$ de potencia cada uno, es decir el 25% de la potencia total.

A partir de los datos con el nº de revoluciones y la potencia consumida podemos calcular el momento torsor de la polea y el momento torsor de los engranajes, para luego poder hallar la fuerza de flexión producida por la correa trapezoidal en A, y la fuerza de flexión producida por las cadenas de rodillos en c, d, e, f. Utilizaremos un coeficiente de seguridad $N = 2,5$ (Esf. Equivalente), Ya que hay que tener en cuenta posibles sobrecargas, atascamientos, materiales extraños, etc.

-Momento de torsión transmitido por la polea:

$$T_a = (71620 \times \text{hp}) / \text{rpm} \rightarrow T_a = (71620 \times 13 \text{ hp}) / 404 \text{ rpm} = \mathbf{2305 \text{ Kgcm.}}$$

-Momento de torsión transmitido por las ruedas dentadas:

$$T_{c,d,e,f} = (71620 \times 3,25 \text{ hp}) / 404 \text{ rpm} = \mathbf{576 \text{ Kgcm.}}$$

-Fuerza de flexión producida por la correa:

$$F = 1,5 \text{ a } 2 \times (F_1 - F_2). \rightarrow F_a = 2 (F_1 - F_2) = 2(T_a) / r_a \rightarrow 2 (2305 \text{ kgcm}) / 27\text{cm} = \mathbf{174 \text{ Kg.}}$$



Para los engranajes, la fuerza impulsora se calcula como si el contacto se estableciese siempre en la circunferencia primitiva.

$$F_{c,d,e,f} = (T_{c,d,e,f}) / r_p \rightarrow F_{c,d,e,f} = (576 \text{ Kgcm}) / 7,1 \text{ cm} = 81 \text{ kg.}$$

-Planteando las ecuaciones para el equilibrio tenemos:

Diagrama plano horizontal:

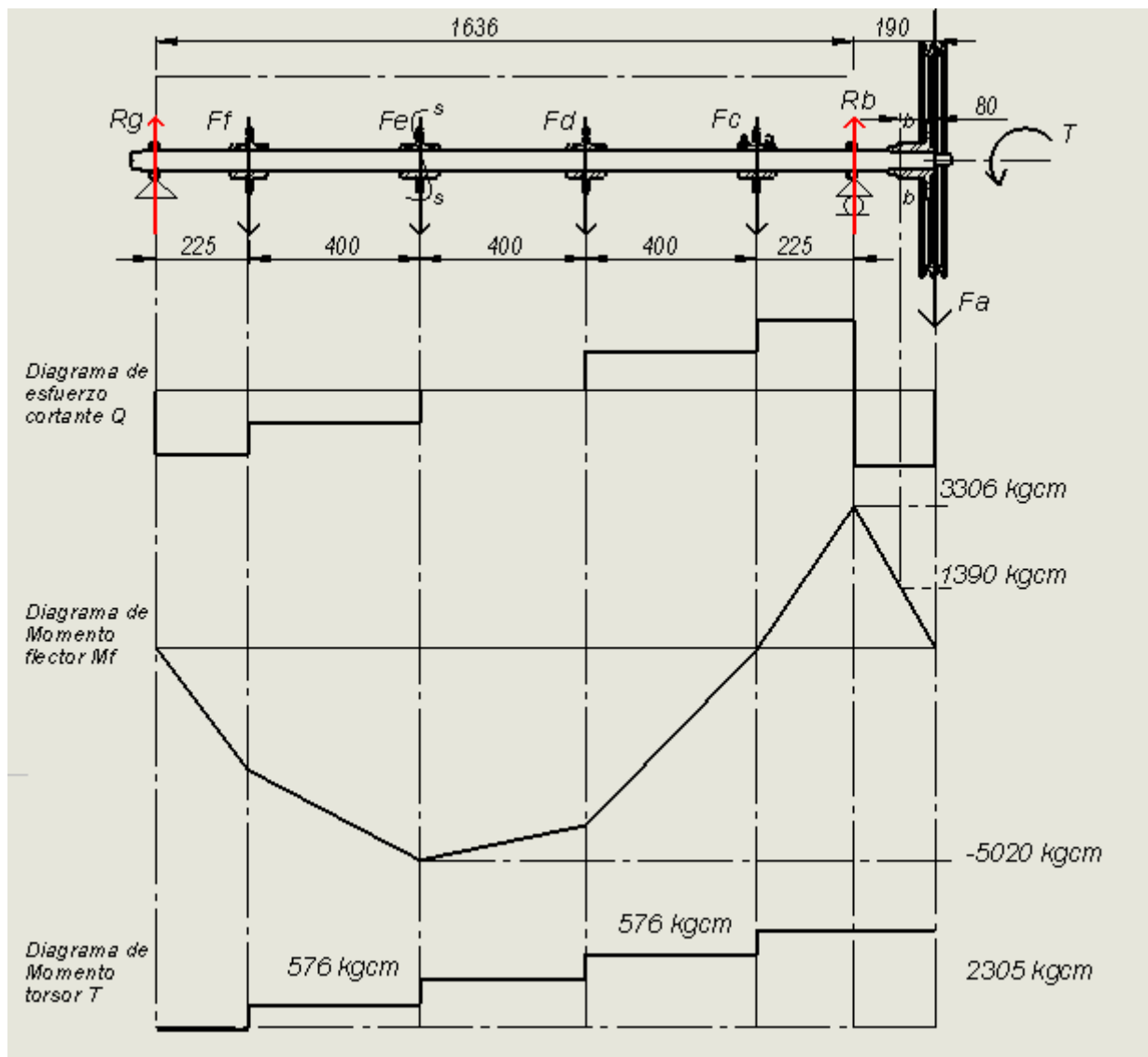


Figura N°3-8 (Diagrama plano horizontal)



$$F_{c,d,e,f} \times \cos 23^\circ = 74.5 \text{ Kg.}$$

$$F_a = 174 \text{ Kg.}$$

$$\sum M_b = 0 = -F_a \times (19) \text{ cm} + F_c \times (22,5) \text{ cm} + F_d \times (62,5) \text{ cm} + F_e \times (102,5) \text{ cm} + F_f \times (142,5)$$

$$R_g \times (165) \text{ cm} \rightarrow R_g = 128 \text{ kg.}$$

$$\sum F_y = 0 = -F_a + R_b - F_c - F_d - F_e - F_f + R_b \rightarrow R_b = 341 \text{ Kg.}$$

-Verificamos la sección solicitada con el máximo momento flector

$$M_{f_b} = F_a \times (19) \text{ cm} = 3306 \text{ kgcm.}$$

$$M_{f_{s-s}} = F_f \times (40) \text{ cm} - R_g \times (62,5) \text{ cm} = -5020 \text{ Kgcm} \text{ Máximo}$$

Diagrama plano vertical:

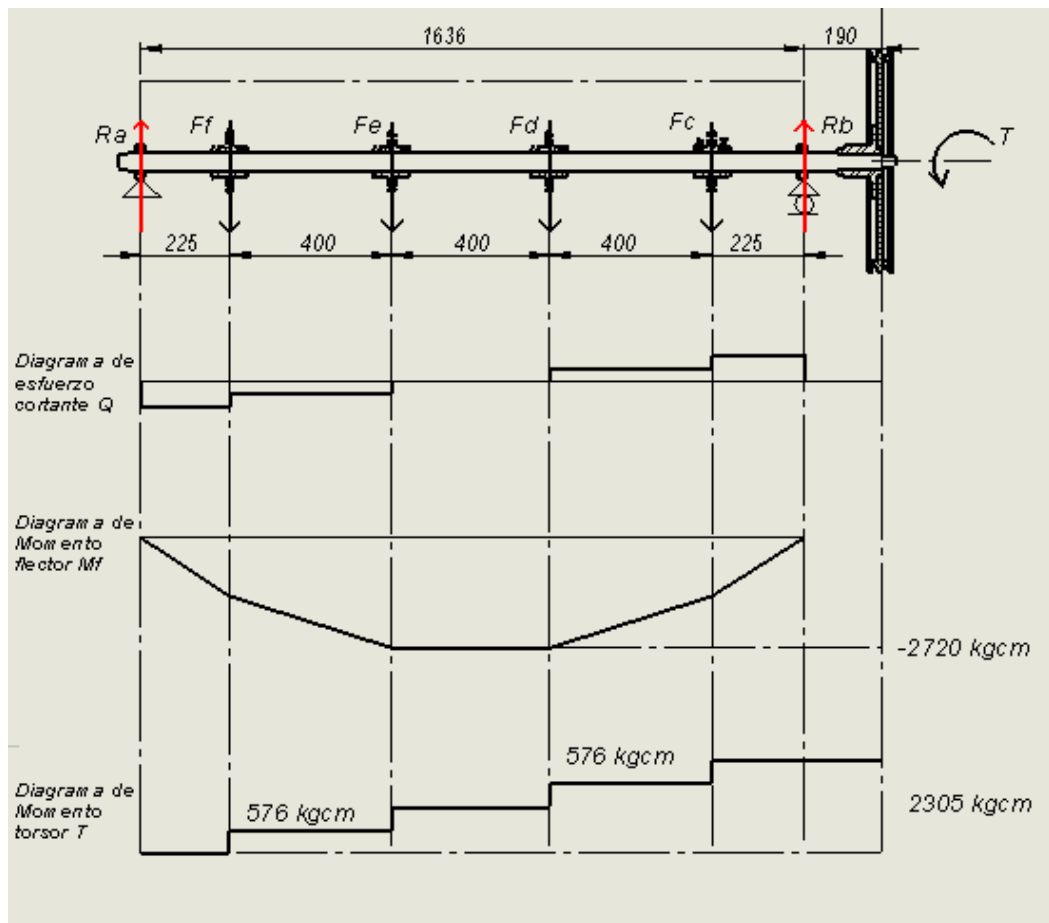


Figura N°3-9 (Diagrama plano vertical)



$F_{c,d,e,f} \times \sin 23^\circ = 32 \text{ Kg.}$

$$\sum M_b = 0 = F_c \times (22, 5) \text{ cm} + F_d \times (62, 5) \text{ cm} + F_e \times (102, 5) \text{ cm} + F_f \times (142, 5)$$

$$- R_g \times (165) \text{ cm} \rightarrow R_g = 64 \text{ kg.}$$

$$\sum F_y = 0 = - F_a + R_b - F_c - F_d - F_e - F_f + R_g \rightarrow R_b = 64 \text{ Kg.}$$

$$M_{f_{s-s}} = F_e \times (20) \text{ cm} + F_f \times (60) \text{ cm} - R_g \times (82, 5) \text{ cm} = -2720 \text{ Kgcm} \quad \text{Máximo}$$

Finalmente el momento flector máximo resultante en la sección s-s será:

$$M_{xy} = \sqrt{(M_{sx})^2 + (M_{sy})^2} \quad M_{xy} = \sqrt{(-5020)^2 + (-2720)^2} = 5709 \text{ Kgcm.}$$

-Material del eje AISI 1045 (Laminado simple), propiedades mecánicas:

$$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$$

Concentrador de esfuerzos (chavetero)

$$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_f = 1, 6$$

$$S_n = 0, 5 \times S_u \times 0, 85 \times 0, 87 = 2496 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_{fs} = 1, 3$$

$$S_{ns} = 0, 5 \times S_n = 1248 \text{ kg/cm}^2$$

Con estos datos proyectamos el árbol en base a los principios del esfuerzo equivalente

-Planteando la ecuación para el esfuerzo equivalente:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2}$$

-Tipo de esfuerzos:

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, necesitamos hallar el esfuerzo equivalente, $S_m = 0$.

Suponiendo un par de torsión constante, $S_{as} = 0$.

$$S_0 = M_f / W \rightarrow S_m = 0; S_a = (M_{f_{max}} + M_{f_{min}}) / 2 = 5709 / W$$

$$S_0 = T / W \rightarrow S_{ms} = T / 2W = (2305 / 2W) = 1153 / W$$

$$S_e = (S_n / S_y) \times S_m + K_f \times S_a \rightarrow S_e = K_f \times S_a = 1, 6 \times 5709 / W = 9134 / W$$



$$S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} + K_{fs} \times S_a \rightarrow S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} = (2496 / 4148) \times 1153 / W =$$

$$694 / W$$

Reemplazando:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2} \rightarrow 1/N = [(9134 / 2496 W)^2 + (694 / 1248 W)^2]^{1/2}$$

$$1/N^2 = 14 / W^2 \rightarrow W = \sqrt{14 \times 2,5^2} = 9,3 \text{ cm}^3$$

$$W = (\pi \times D^3 / 32) \rightarrow D = \sqrt[3]{(9,3 \times 32) / \pi} = \mathbf{45 \text{ mm.}}$$

Por razones de diseño seleccionamos un diámetro final 50 mm, cuyo rebaje para los rodamientos es de un diámetro de 45 mm.

-Carga sobre los rodamientos:

$$P_b = \sqrt{(Rbx)^2 + (Rby)^2} = P_b = \sqrt{(341)^2 + (64)^2} = \mathbf{346 \text{ kg.}}$$

$$P_g = \sqrt{(Rgx)^2 + (Rgy)^2} = P_g = \sqrt{(128)^2 + (64)^2} = \mathbf{143}$$

-Verificación del diámetro del árbol en la sección b-b. (Chavetero polea de mando)

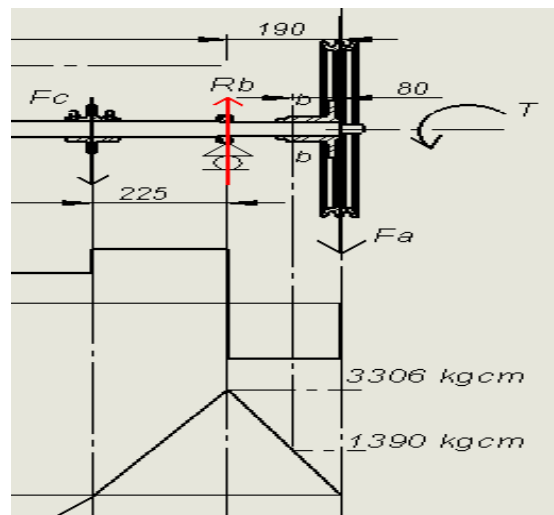


Figura N°3-10



Datos:

$$T = 2305 \text{ Kgcm.}$$

$$M_{f-s-s} = 1392 \text{ Kgcm}$$

$$D_{b-b} = 40\text{mm.}$$

$$W = (\pi \times 4^3 / 32) = 6,28 \text{ cm}^3$$

$$K_f = 2 \text{ (table AT 13 Faires; chavetero de patin).}$$

Con estos datos en la ecuación del esfuerzo equivalente despejamos el coeficiente de seguridad que tiene que ser mayor o igual a 2,5

-Planteando la ecuación para el esfuerzo equivalente:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2}$$

-Tipo de esfuerzos:

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, necesitamos hallar el esfuerzo equivalente, $S_m = 0$.

Suponiendo un par de torsión constante, $S_{as} = 0$.

$$S_0 = M_f / W \rightarrow S_m = 0; S_A = (M_{f_{max}} + M_{f_{min}}) / 2 = 1392 / 6,28 = 222 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_0 = T / W \rightarrow S_{ms} = T / 2W = (2305 / 2W) = 1153 / 6,28 = 183 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_e = (S_n / S_y) \times S_m + K_f \times S_A \rightarrow S_e = K_f \times S_A = 2 \times 222 = 444 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} + K_{fs} \times S_A \rightarrow S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} = (2496 / 4148) \times 183 =$$

$$110 \text{ Kg/cm}^2$$

Remplazando:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2} \rightarrow 1/N = [(444 / 2496)^2 + (110 / 1248)^2]^{1/2}$$

$$1/N = 0,19 \rightarrow N = 5$$

Como se puede apreciar verifica la condición ya que $5 \geq 2,5$, coeficiente de seguridad propuesto para el diseño.



3-4 Cálculo y diseño del árbol conducido (flotante) - Carga sobre los rodamientos.

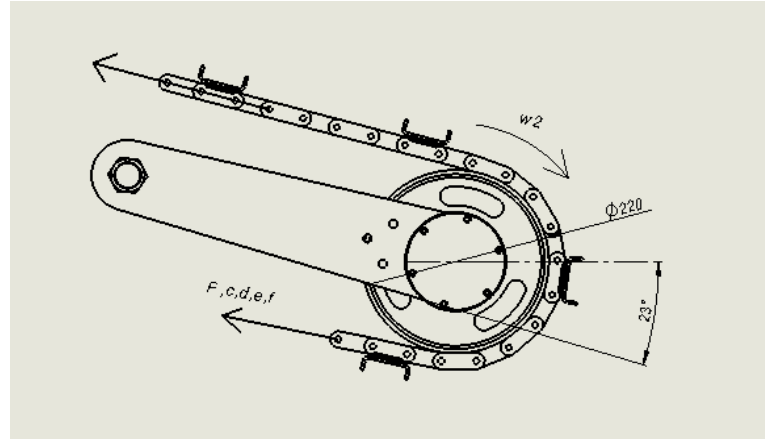


Figura N°3-11

Datos:

$$\text{Ø}_{c,d,e,f} = 220 \text{ mm}$$

$$N = 13 \text{ hp} / 4 \rightarrow 3,25 \text{ hp.}$$

$F_{c,d,e,f}$ (Fuerza de flexión de la cadena sobre el eje).

$$\omega_2 = (\omega_1 \times R_{pz12}) / R_p$$

$$\omega_2 = (404 \text{ rpm} \times 0,142 \text{ m}) / 0,110 \text{ m}$$

$$\omega_2 = \mathbf{260 \text{ rpm.}}$$

-Momento de torsión transmitido por las poleas c,d,e,f

$$T_a = (71620 \times \text{hp}) / \omega_2 \rightarrow T_a = (71620 \times 3,25 \text{ hp}) / 260 \text{ rpm} = \mathbf{895 \text{ Kgcm.}}$$

-Fuerza impulsora

$$F_{c,d,e,f} = (T_{c,d,e,f}) / R_p \rightarrow F_{c,d,e,f} = (895 \text{ Kgcm}) / 11 \text{ cm} = \mathbf{81 \text{ kg.}}$$

-Planteando las ecuaciones para el equilibrio tenemos:



Diagrama plano horizontal:

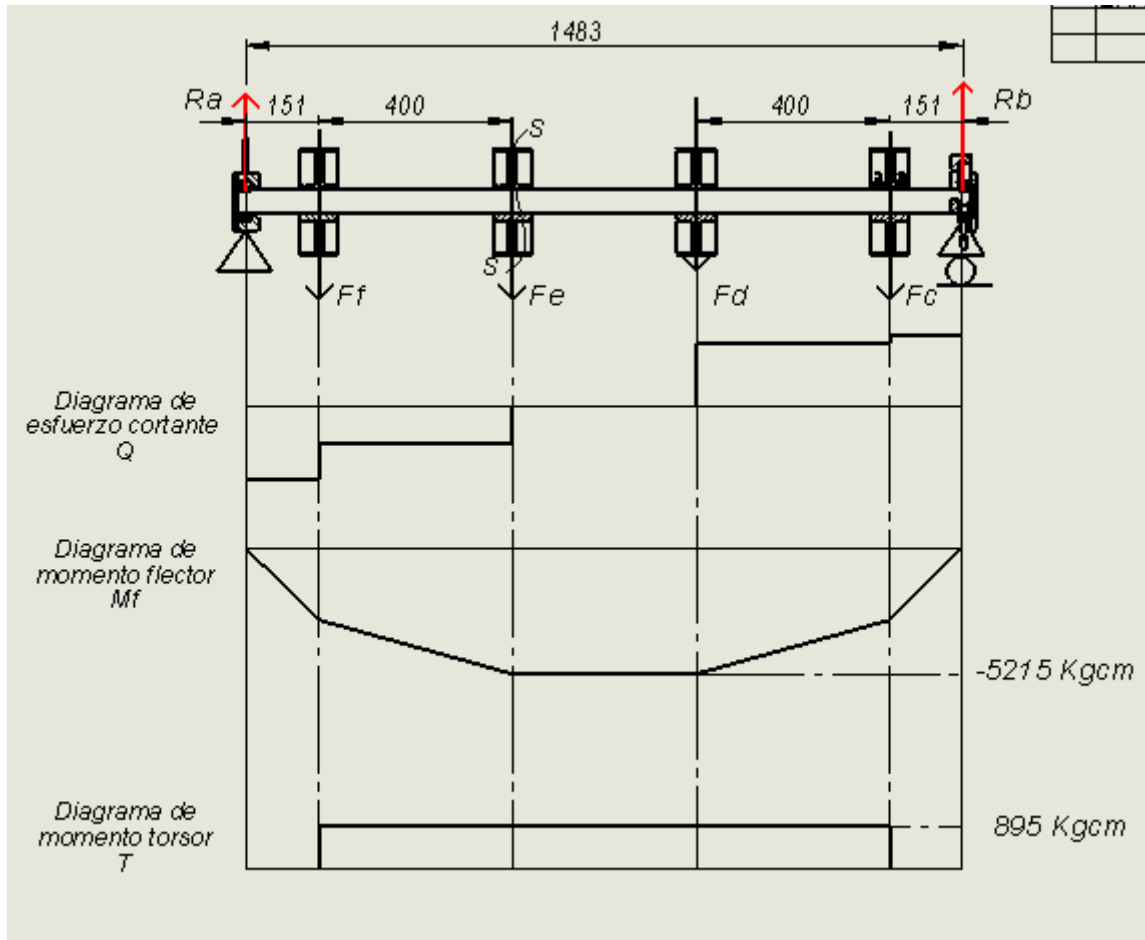


Figura N°3-12 (Diagrama plano horizontal)

$$F_{c,d,e,f} \times \cos 23^\circ = 74,5 \text{ Kg.}$$

$$\sum M_a = 0 = F_c \times (15) \text{ cm} + F_d \times (55) \text{ cm} + F_e \times (93,1) \text{ cm} + F_f \times (134,1)$$

$$- R_b \times (148,2) \text{ cm} \rightarrow R_b = 149 \text{ kg.}$$

$$\sum F_y = 0 = R_a - F_c - F_d - F_e - F_f + R_b \rightarrow R_a = 149 \text{ Kg.}$$

$$M_{f_{s-s}} = F_f \times (40) \text{ cm} - R_b \times (55) \text{ cm} = \boxed{-5215 \text{ Kgcm}} \text{ Máximo}$$



-Planteando las ecuaciones para el equilibrio tenemos:

Diagrama plano vertical:

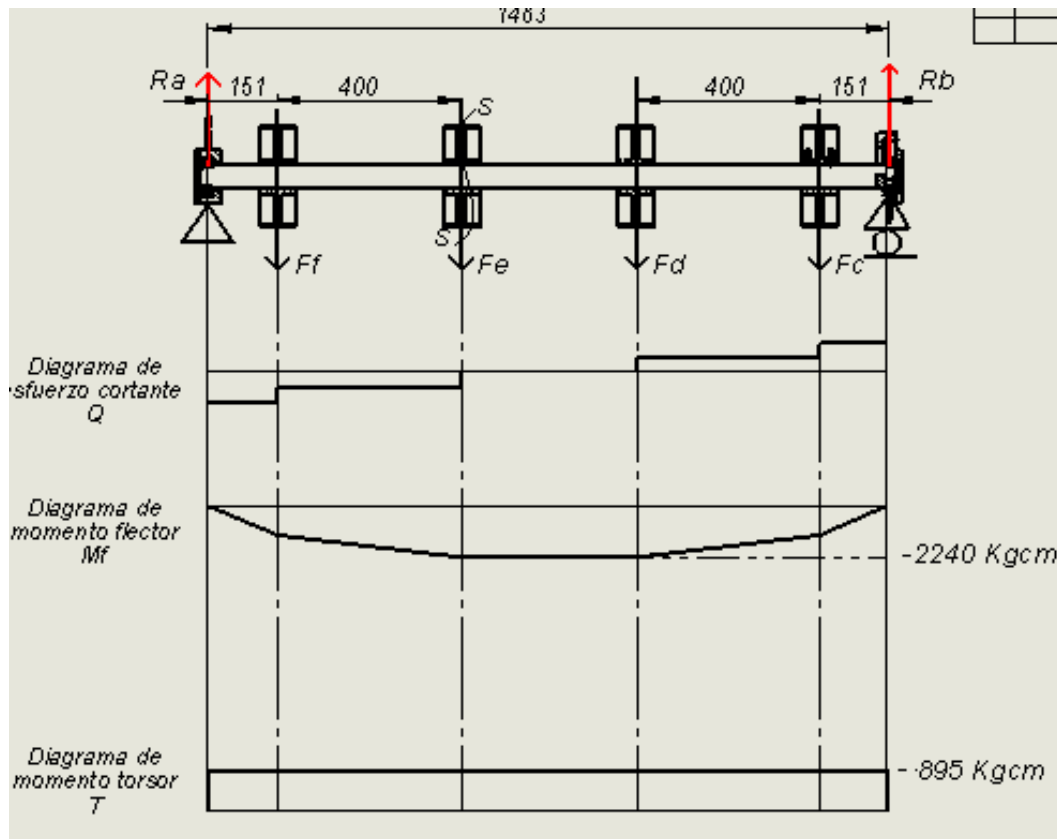


Figura N°3-13 (Diagrama plano vertical)

$$F_{c,d,e,f} \times \sin 23^\circ = 32 \text{ Kg.}$$

$$\sum M_a = 0 = F_c \times (15) \text{ cm} + F_d \times (55) \text{ cm} + F_e \times (93,1) \text{ cm} + F_f \times (134,1)$$

$$- R_b \times (148,2) \text{ cm} \rightarrow R_b = 64 \text{ kg.}$$

$$\sum F_y = 0 = R_a - F_c - F_d - F_e - F_f + R_b \rightarrow R_a = 64 \text{ Kg.}$$

$$M_{f-s} = F_f \times (40) \text{ cm} - R_b \times (55) \text{ cm} = \boxed{-2240 \text{ Kgcm}} \text{ Máximo}$$



Finalmente el momento flector máximo resultante en la sección s-s será:

$$M_{xy} = \sqrt{(M_{sx})^2 + (M_{sy})^2} \quad M_{xy} = \sqrt{(-5215)^2 + (-2240)^2} = \boxed{5675 \text{ Kgcm.}}$$

-Material del árbol AISI 1045 (Laminado simple), propiedades mecánicas:

$$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_n = 0,5 \times S_u \times 0,85 \times 0,87 = 2496 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{ns} = 0,5 \times S_n = 1248 \text{ kg/cm}^2$$

Concentrador de esfuerzos (chavetero)

$$K_f = 1,6$$

$$K_{fs} = 1,3$$

Con estos datos proyectamos el árbol en base a los principios del esfuerzo equivalente

-Planteando la ecuación para el esfuerzo equivalente:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2}$$

-Tipo de esfuerzos:

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, necesitamos hallar el esfuerzo equivalente, $S_m = 0$.

Suponiendo un par de torsión constante, $S_{as} = 0$.

$$S_0 = M_f / W \rightarrow \quad S_m = 0; \quad S_a = (M_{f_{max}} + M_{f_{min}}) / 2 = 5675 / W$$

$$S_0 = T / W \rightarrow \quad S_{ms} = T / 2W = (895 / 2W) = 448 / W$$

$$S_e = (S_n / S_y) \times S_m + K_f \times S_a \rightarrow \quad S_e = K_f \times S_a = 1,6 \times 5675 / W = \boxed{9080 / W}$$

$$S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} + K_{fs} \times S_a \rightarrow \quad S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} = (2496 / 4148) \times 448 / W =$$

$$\boxed{269 / W}$$



Remplazando:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2} \rightarrow 1/N = [(9080 / 2496 W)^2 + (296 / 1248 W)^2]^{1/2}$$

$$1/N^2 = 13/W^2 \rightarrow W = \sqrt{(13 \times 2,5^2)} = 9 \text{ cm}^3$$

$$W = (\pi \times D^3 / 32) \rightarrow D = \sqrt[3]{(9 \times 32) / \pi} = \boxed{45 \text{ mm.}}$$

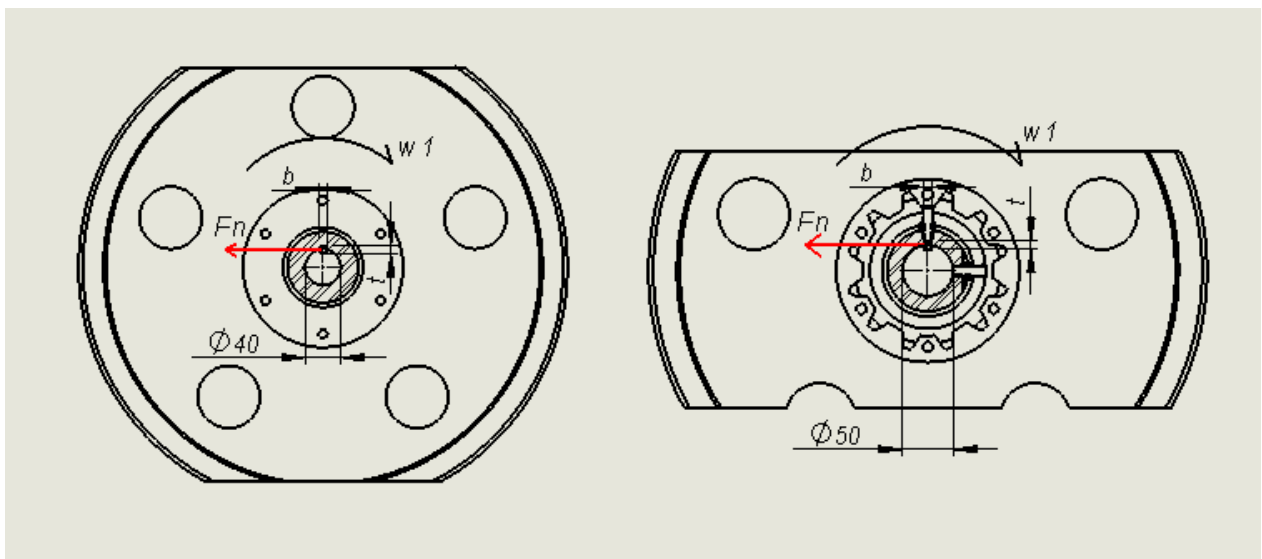
-Carga sobre los rodamientos:

$$P_a = \sqrt{(Rax)^2 + (Ray)^2} = P_a = \sqrt{(149)^2 + (64)^2} = 162 \text{ kg.}$$

$$P_b = \sqrt{(Rbx)^2 + (Rby)^2} = P_b = \sqrt{(149)^2 + (64)^2} = 162 \text{ kg.}$$

3-5 Cálculo de la chaveta y chavetero para árbol conductor y conducido **Verificación de los pernos de fijación de la polea con el árbol conductor**

Figura N°3-14



Polea mando – árbol conductor

Engranaje z_{12} – árbol conductor

El tipo de chaveta a utilizar para la fijación de la polea de mando en el árbol conductor como así también para las ruedas dentadas y las ruedas lisas del árbol conducido es del tipo cuadrada (Material SAE 1035).



Las ruedas dentadas deben ser enchavetadas a un eje de diámetro de 50 mm de material AISI C1045 y transmitir una potencia de aproximadamente 3,25 hp. Hay que tener en cuenta que la transmisión está sometida a cargas severas o importante por lo que usamos coeficiente de seguridad de $N = 3,5$

-Material de la chaveta C 1035 (Rectificadas).

$$S_y = 3867 \text{ kg/cm}^2$$
$$S_{ys} = 0,5 \times S_y = 1934 \text{ kg/cm}^2$$
$$N = 3,5$$

Puesto que la resistencia a la compresión del piñón y del árbol es mayor que la del material de la chaveta; los esfuerzos de cálculo son:

$$S_s = S_{ys} / N = 1934 / 3,5 = 553 \text{ Kg/cm}^2$$
$$S_c = S_c / N = 3867 / 3,5 = 1104 \text{ Kg/cm}^2$$

Según la tabla AT 19 (Faires), para un árbol de 40 mm de diámetro tomando una chaveta de **8 x 8 x 100 mm** entre polea de mando y el árbol conductor, cuyo esfuerzo de torsión es de 2305 Kgcm. De las ecuaciones siguientes despejamos el largo (L) y lo comparamos con el propuesto.

Teniendo en cuenta las dos ecuaciones siguientes:

$$T = (S_s \times L \times b \times D) / 2 \rightarrow L = (2305 \times 2) / (553 \times 0,80 \times 4) = 2,60 \text{ cm. (para cizalla)}$$

$$T = (S_c \times L \times D \times t) / 4 \rightarrow L = (2305 \times 4) / (1104 \times 0,80 \times 4) = 2,60 \text{ cm. (compresión)}$$

Como vemos los largos calculado son insignificantes por lo que adoptamos la medida propuesta anteriormente.

Para las ruedas dentadas Z_{12} tomamos una chaveta de **8 x 8 x 89 mm**; que corresponde al largo del cubo del engranaje, cuyo esfuerzo de torsión es de 576 Kgcm; siguiendo el procedimiento anterior despejamos el largo (L) y lo comparamos con el propuesto.

$$T = (S_s \times L \times b \times D) / 2 \rightarrow L = (576 \times 2) / (553 \times 0,80 \times 5) = 0,52 \text{ cm. (para cizalla)}$$

$$T = (S_c \times L \times D \times t) / 4 \rightarrow L = (576 \times 4) / (1104 \times 0,80 \times 5) = 0,52 \text{ cm. (compresión)}$$

Como vemos acá también los largos calculados son insignificantes por lo que adoptamos la medida propuesta anteriormente.



Para las ruedas lisa tomamos una chaveta de **8 x 8 x 80 mm**; que corresponde al largo del cubo de la rueda, cuyo esfuerzo de torsión es de 895 Kgcm; siguiendo el procedimiento anterior despejamos el largo (L) y lo comparamos con el propuesto.

$$T = (S_s \times L \times b \times D) / 2 \rightarrow L = (895 \times 2) / (553 \times 0,80 \times 5) = 0,80 \text{ cm. (para cizalla).}$$

$$T = (S_c \times L \times D \times t) / 4 \rightarrow L = (895 \times 4) / (1104 \times 0,80 \times 5) = 0,81 \text{ cm. (para compresión).}$$

También en este caso los largos son insignificantes por lo que adoptamos las medidas propuestas anteriormente.

-Verificación de los pernos que sujetan la polea con el árbol conductor:

Como se puede ver en la figura siguiente la polea de mando está sujeta por seis pernos de diámetro 10 mm distribuidos equidistantes en un diámetro de 150 mm con la maza del árbol conductor.

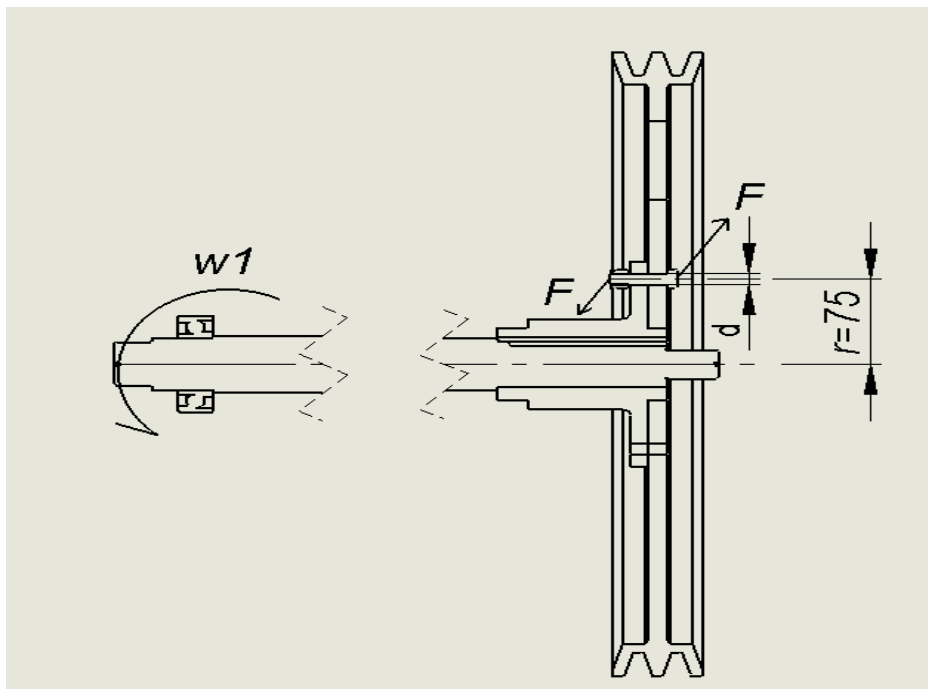


Figura N°3-15



Datos:

$$T = 2305 \text{ Kg/cm}$$

$$P = 13 \text{ hp}$$

$$r = 7,5 \text{ cm}$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

-Material de los pernos calidad G2 propiedades mecánicas:

$$S_u = 5200 \text{ Kg / cm}^2$$

$$S_{ys} = 0,6 \times S_u = 3120 \text{ Kg / cm}^2$$

Del capítulo N° 10 (FAIRES) Acoplamiento de platos, podemos verificar los pernos propuesto en el diseño, cuyo diámetro tendrá que ser menor o igual.

$$\text{Área resistente} \rightarrow A_b = 6 A_b = (\pi \times d^2 / 4) = 4,71 d^2$$

$$\text{Fuerza resistente} \rightarrow F = S_{ys} \times A_b = 3120 \text{ Kg / cm}^2 \times 4,71 d^2 = 14695 d^2$$

$$T = F \times r \rightarrow 2305 \text{ Kg/cm} = 14695 d^2 \times 7,5 \text{ cm}$$

$$d = \sqrt{2305 \text{ Kg/cm} / 7,5 \text{ cm} \times 14695} = 0,14 \text{ cm}$$

$$1,4 \text{ mm} \leq 10 \text{ mm} \text{ verifica.}$$

3-6 Selección de los rodamientos para el árbol conductor y conducido

La selección de rodamiento se realizó básicamente del método propuesto por la compañía SKF, en su "catálogo general". En este caso se optó por seleccionar rodamiento de bola a rotula ya que tienen la propiedad de ser autoalineable, lo que permite absorber desviaciones angulares del eje con relación al soporte. Son, por tanto especialmente adecuados para aplicaciones en las cuales se pueden producir desalineaciones por error de montaje y por flexión del eje.

La seguridad de carga C / P , se calcula en función del número de revoluciones y la duración asignada en el M_r (Millones de revolución)

-Datos:

$$P_b = 346 \text{ Kg (3391N)} \text{ (valor obtenido en el tema 2-3 diseño del árbol conductor).}$$

$$n_1 = 404 \text{ rpm.}$$

$$d = 45 \text{ mm.}$$

$$L_{10} = 10 \text{ h } L_h = 8000 \text{ hs. (hora en servicio de la cosechadora)}$$



$$L = (60 \times n^\circ \times L_h) / (1000000) = (60 \times 404 \times 8000) / (1000000) = 193 M_r$$

De la tabla 2 (rodamientos a bolas) se deduce el valor de $C / P = 8,43 \rightarrow$ por lo tanto la capacidad de carga dinámica será:

$C = 8,43 \times 3391 N = 28586 N$, Este valor lo tenemos en cuenta en la selección del rodamiento de bolas a rotula.

Rodamiento seleccionado 1309 SKF

$$\Phi_i = 45 \text{ mm.}$$

$$\Phi_e = 100 \text{ mm}$$

$$b = 25 \text{ mm.}$$

$$C_0 = 16000 N$$

$$C = \boxed{37700 N \geq 28586 N} \text{ Verifica.}$$

3-7 Cálculo y diseño del sistema de suspensión del árbol flotante.

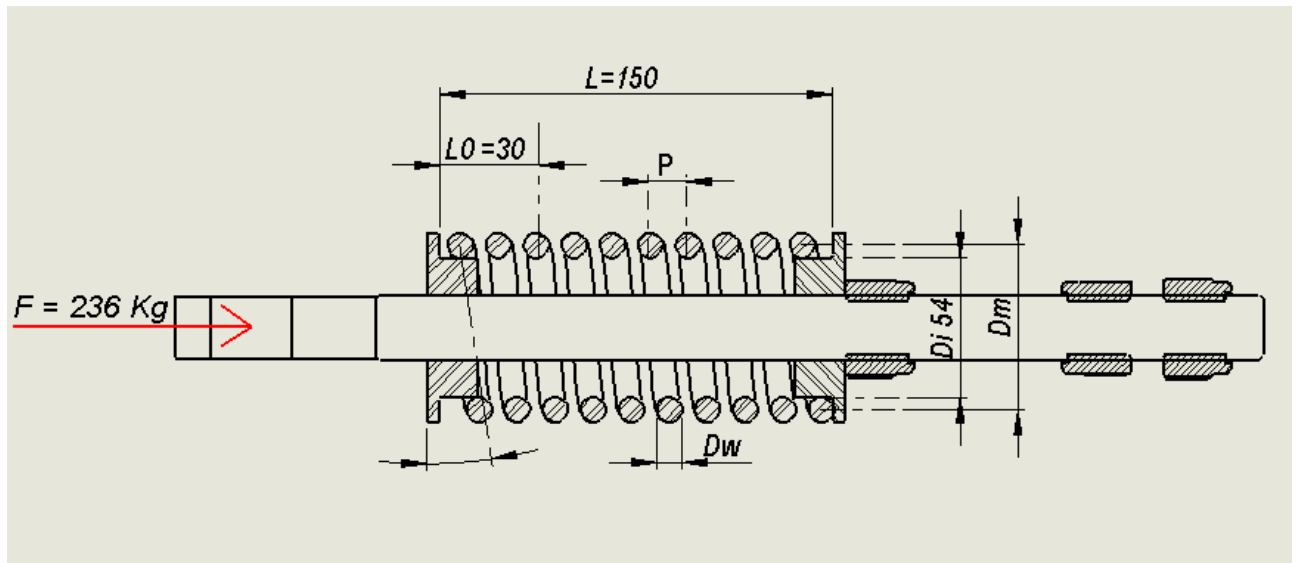


Figura N°3-16 (Sistema suspensión árbol flotante)

-Datos:

Muelle helicoidal de compresión, extremos amolado y escuadrados.

Fuerza a soportar $F = 236 \text{ Kg}$. cada resorte.

Deformación o flecha (δ) = 30 mm.

Longitud libre $L = 150 \text{ mm}$.



Material Ac-Cr-vanadio (templado en aceite), Tabla AT17 (Faires) $\rightarrow S_u = 13790 / (Dw)^{0,166}$

Servicio medio $\rightarrow S_{sd} = 0,324 \times S_u$.

Probando con un diámetro medio del resorte $D_m = 8$, entrando a tabla AF 15 (Faires), tomamos un factor de Whall para proyecto de $K = 1,19$, valor que no varía mucho dentro de un intervalo normal.

De la tabla AT 17(Faires), tenemos: $S_{sd} = 0,324 \times 13790 / (Dw)^{0,166} = 4476 / (Dw)^{0,166}$

Igualando el esfuerzo de cálculo (S_{sd}) al inducido (S_s) tenemos:

$$4476 / (Dw)^{0,166} = (K \times 8 \times F \times D_m) / (\pi \times Dw^3) \rightarrow$$

$$4476 / (Dw)^{0,166} = (1,19 \times 8 \times 236 \times 8) / (\pi \times Dw^3) \rightarrow Dw = \sqrt[2,83]{(5721 / 4468)} = \mathbf{11mm}$$

Comprobación:

$$C = D_m / Dw; \quad D_m = D_i + Dw \rightarrow D_m = (5,4 + 1,1) \text{ cm} = 6,50 \text{ cm.}$$

$$C = 6,49 / 1,1 = 5,95 \rightarrow AF 15 \rightarrow K = 1,24$$

$$(1,24 \times 8 \times 236 \times 6,50) / (\pi \times 1,1^3) = \mathbf{3734 \text{ Kg.}}$$

$$4476 / (1,1)^{0,166} = \mathbf{4403 \text{ Kg.}}$$

Como vemos verifica ya que $\mathbf{3734 \text{ Kg} \leq 4403 \text{ Kg}}$

-Número de espiras:

$$N_c = (\delta \times G \times Dw) / 8 \times F \times C^3 = (3 \times 0,808 \times 10^6 \times 1,1) / (8 \times 236 \times 5,95^3) = 6,64 \text{ espiras}$$

$$\text{Escuadrado y amolado} \rightarrow N_c + 2 = \mathbf{8,64.}$$

-Longitud de cierre:

$$L_c = (Dw \times N_c + 2 \times Dw) = (1,1 \times 8,64 + 2 \times 1,1) = \mathbf{116 \text{ mm.}}$$

-Paso de la espira del resorte:

$$P = (L_o - 2Dw) / N_c = (15 - 2 \times 1,1) / 8,64 = \mathbf{1,48}$$



$$\lambda \text{ arctang.} = P / (\pi \times Dm) = 1,48 / (\pi \times 6,50) = 4^{\circ},8$$

-Fuerza al cierre:

$$F_c = K \times \delta_c; \quad \delta_c = L_o - L_c = (150 - 11,6) \text{ cm} = 3,40 \text{ cm.}$$

$$K = F / \delta = 236 \text{ Kg} / 3 \text{ cm} = 78,6 \text{ Kg} / \text{cm.}$$

$$F_c = 78,6 \text{ Kg/cm} \times 3,4 \text{ cm} = 267 \text{ Kg.}$$

-Verificación al cierre:

$$S_s = (1,24 \times 8 \times 267 \times 6,49) / (\pi \times 1,1^3) = 4225 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

$$S_{sy} = 0,6 \times S_s = 0,6 \times 4225 = 2535 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

Como vemos verifica al cierre, ya que $4225 \text{ Kg/cm}^2 \leq 8156 \text{ Kg/cm}^2$ Lo cual indica que no hay una deformación permanente en el resorte si el resorte se comprimiría hasta el cierre.

3-8 Verificación del árbol conductor mediante el método de elementos finitos (FEM)

En la presente simulación computacional, se realiza un análisis estático del árbol conductor, calculando tensiones.

Se utiliza el software comercial SolidWorks Simulation (CosmosWorks Professional) que utiliza el método de elementos finitos para las diferentes simulaciones (FEM). FEM es un método numérico de cálculo empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería.

El método se basa en dividir el modelo o geometría a validad en múltiples partes de pequeño tamaño denominado elementos. Los elementos comparten entre ellos puntos comunes de intersección llamados nodo. Las ecuaciones matemáticas empleadas en un estudio estático definen los desplazamientos de cada uno de los nodos en las direcciones X, Y, Z en función de la carga, las restricciones de movimiento y las propiedades mecánicas del material empleado. El desplazamiento de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones unitarias en las diferentes direcciones y las tensiones resultantes.

Finalmente, el post-procesador representa el modelo tridimensional con una gama de colores que indican las tensiones y deformaciones sufridas bajo las condiciones de contorno definidas (sujeciones, material y carga).

En este caso se analiza el comportamiento del árbol de mando, por medio de un cálculo estático lineal, y se determina las zonas de mayor tensión-deformación y los desplazamientos correspondientes.



Datos necesarios para la simulación:

-Material:

El árbol está construido de material AISI 1045, cuya propiedades mecánicas se describen en la tabla:

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1(Simetría2)	[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío	27.6704 kg	0.0035249 m ³

Nombre de material:	[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío
Descripción:	
Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Desconocido
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	de	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico		2.05e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	de	0.29	NA	Constante
Módulo cortante		8e+010	N/m ²	Constante
Densidad		7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción		6.25e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico		5.3e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	de	1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica		49.8	W/(m.K)	Constante
Calor específico		486	J/(kg.K)	Constante



Carga sobre el árbol:

En este caso el árbol se cargará con la fuerza resultante de cada una de las ruedas dentada que impulsan la cadena y la torsión de la polea de mando actuante en la entrada del árbol.

-Momento de torsión transmitido por la polea:

$$T_a = (71620 \times hp) / rpm \rightarrow T_a = (71620 \times 13 \text{ hp}) / 404 \text{ rpm} = 2305 \text{ Kgcm.}$$

-Para los engranajes, la fuerza impulsora se calcula como si el contacto se estableciese siempre en la circunferencia primitiva.

$$F_{c,d,e,f} = (T_{c,d,e,f}) / r_p \rightarrow F_{c,d,e,f} = (576 \text{ Kgcm}) / 7,1 \text{ cm} = 81 \text{ kg.}$$

Cargas y restricciones:

Sujeción:

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <CA72F10740>	Activar 1 Cara (s) fija.	
Fijo-2 <CA72F10740>	Activar 1 Cara (s) fija.	

Carga:

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Fuerza-1 <CA72F10740>	Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -81 kgf a lo largo del plano Dir. 2 con respecto a la referencia seleccionada Vista lateral utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	
Fuerza-2 <CA72F10740>	Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -81 kgf a lo largo del plano Dir. 2 con respecto a la referencia seleccionada Vista lateral utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	



<i>Fuerza-3 <CA72F10740></i>	<i>Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -81 kgf a lo largo del plano Dir. 2 con respecto a la referencia seleccionada Vista lateral utilizando distribución uniforme</i>	<i>Carga secuencial</i>	
<i>Fuerza-4 <CA72F10740></i>	<i>Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -81 kgf a lo largo del plano Dir. 2 con respecto a la referencia seleccionada Vista lateral utilizando distribución uniforme</i>	<i>Carga secuencial</i>	
<i>Torsión-1 <CA72F10740></i>	<i>activar 1 Cara(s) aplicar momento de torsión 2305 kgf-cm con respecto a la referencia seleccionada utilizando distribución uniforme</i>	<i>Carga secuencial</i>	

Información de malla:

<i>Tipo de malla:</i>	<i>Malla Mixta</i>
<i>Mallador utilizado:</i>	<i>Malla estándar</i>
<i>Transición automática:</i>	<i>Desactivar</i>
<i>Superficie suave:</i>	<i>Activar</i>
<i>Verificación jacobiana:</i>	<i>4 Points</i>
<i>Tamaño de elementos:</i>	<i>15.222 mm</i>
<i>Tolerancia:</i>	<i>0.76107 mm</i>
<i>Calidad:</i>	<i>Alta</i>
<i>Número de elementos:</i>	<i>9627</i>
<i>Número de nodos:</i>	<i>16132</i>



Fuerzas de reacción:

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	-742.419	3176.44	-0.314789	3262.05

Fuerzas de cuerpo libre:

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	0.00103206	-0.000142962	-0.00418821	0.00431587

Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N-m	0	0	0	1e-033

Resultados del estudio:

Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.00250553 kgf/cm ² Nodo: 1394	(-2.99789 mm, 1.73085 mm, -871 mm)	977.436 kgf/cm ² Nodo: 14080	(1.46714e-005 mm, -22.6524 mm, -807.235 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 304	(-19.4856 mm, 11.25 mm, -808 mm)	0.60142 mm Nodo: 1092	(24.6199 mm, -4.94262 mm, -4.21616e-005 mm)
Deformaciones	ESTRN: Deformación	1.16334e-	(-2.08208	0.000254555	(-6.7508 mm,



unitarias1	unitaria equivalente	009 Elemento: 2491	mm, 1.56796 mm, -870.102 mm)	Elemento: 1582	-20.2361 mm, -806.023 mm)
------------	-------------------------	--------------------------	---------------------------------------	-------------------	------------------------------------

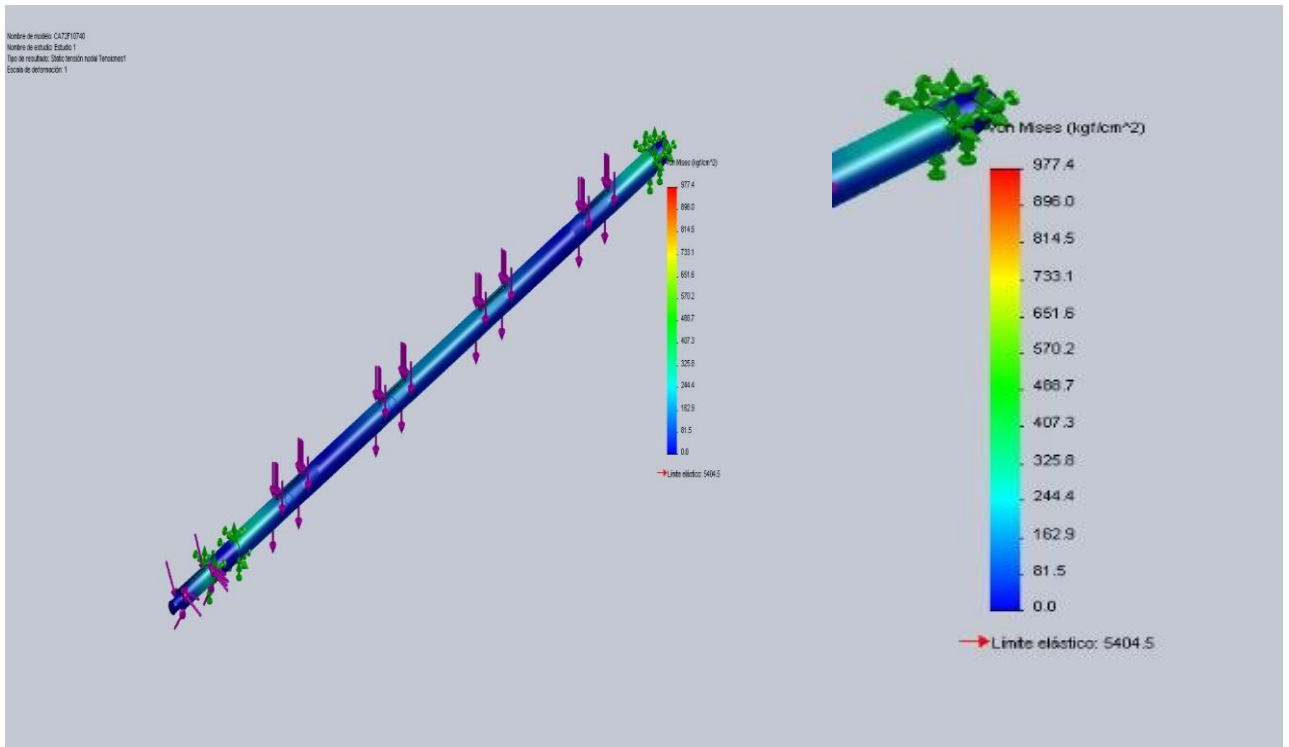


Figura N° 3-17 CA72F10740-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

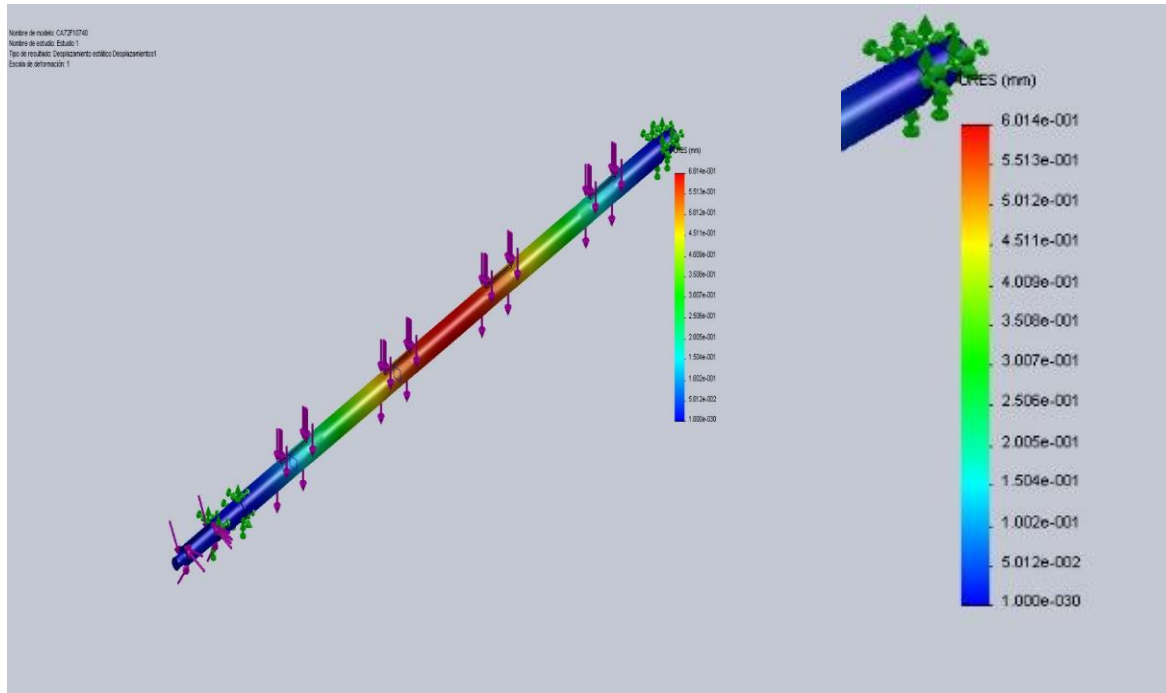


Figura N° 3-18 CA72F10740-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

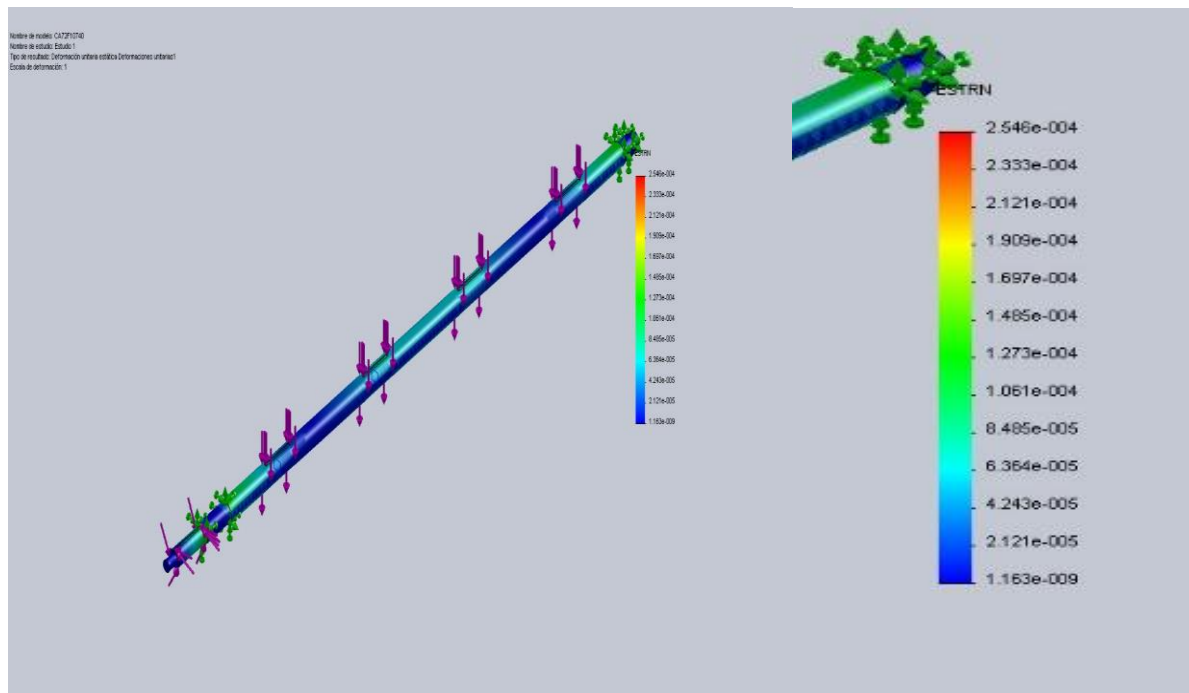


Figura N° 3-19 CA72F10740-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1



-Conclusión:

Como se puede apreciar en los resultados del estudio de tensiones de VON-MISES, al realizar el estudio estático del eje de mando del acarreador, cargando al eje con las correspondientes fuerzas flectoras producida por las cadenas y el esfuerzo de torsión correspondiente a la polea de mando, podemos ver que dichas tensiones no superan los 1000 Kg / cm² valor inferior a la tensión de fluencia de dicho material que es de 4148 Kg / cm². Con lo cual verifica con diámetro del eje de 45 mm calculado en el capítulo 3-3. Cuyo coeficiente de seguridad será:

$$- N = S_y / S_{Von\ Mise} = (4148 / 1000) \text{ Kg / cm}^2 = 4,1 > 2,5 \text{ propuesto.}$$

CAPÍTULO 4: CILINDRO ALIMENTADOR – ACELERADOR CON PRETRILLA

4-1 Descripción:

El alimentador- acelerador es un exclusivo sistema de pre trilla para separar mejor el material de cosecha, el mismo cuenta con un cilindro de Φ 450 mm x 1535 mm de longitud, provisto en su periferia de placas raspadoras distribuidas uniformemente. Este cuenta con tres velocidades de rotación dependiendo del tipo, variedad y condición en que se encuentre el cultivo en el momento de ser cosechado.

El cilindro en su parte inferior es envuelto parcialmente por un cóncavo de separación con una envoltura aproximada de 103°, cuyas barras radiales se encuentran ubicadas en forma angular desplazando el material hacia el centro del cono del rotor.

El alimentador- acelerador se ubica posterior al acarreador y delante del rotor el cual cumple tres funciones fundamentales:

- a- Es el encargado de acelerar el material proveniente del acarreador, el cual debe girar a una velocidad intermedia entre la velocidad de giro del acarreador y la velocidad de giro correspondiente del rotor.
- b- Tiene que preparar el flujo del material asegurando una alimentación uniforme y pareja al cono de entrada del rotor.
- c- Tiene que realizar la pre-trilla y el colado través del cóncavo, de todos aquellos granos que se encuentren en condiciones óptimas para ser separado, aliviando de esta manera al sistema de trilla del rotor. A fin de cuenta se logra un incremento del rendimiento de hasta un 20%

Las placas raspadoras al girar con el cilindro hacen que el material se ponga en contacto con las barras transversales del cóncavo, este impacto sacude el grano separándolo del tallo y su envoltura. Posteriormente por una mínima fricción se realiza la separación adicional, a medida que el material es acelerado a través de la



restricción entre el cilindro y cóncavo. Es importante mantener una apertura del cóncavo en forma de cuña (mayor apertura en la entrada que en la salida). La razón de esta cuña radica en la disminución de volumen del material desde que ingresa al cóncavo hasta que sale de él, siendo necesario disminuir la separación trasera para mantener la presión de trilla sobre el material. Esta diferencia de apertura depende del tipo de cultivo que se esté cosechando. (40 mm-12 mm). Ver figura.

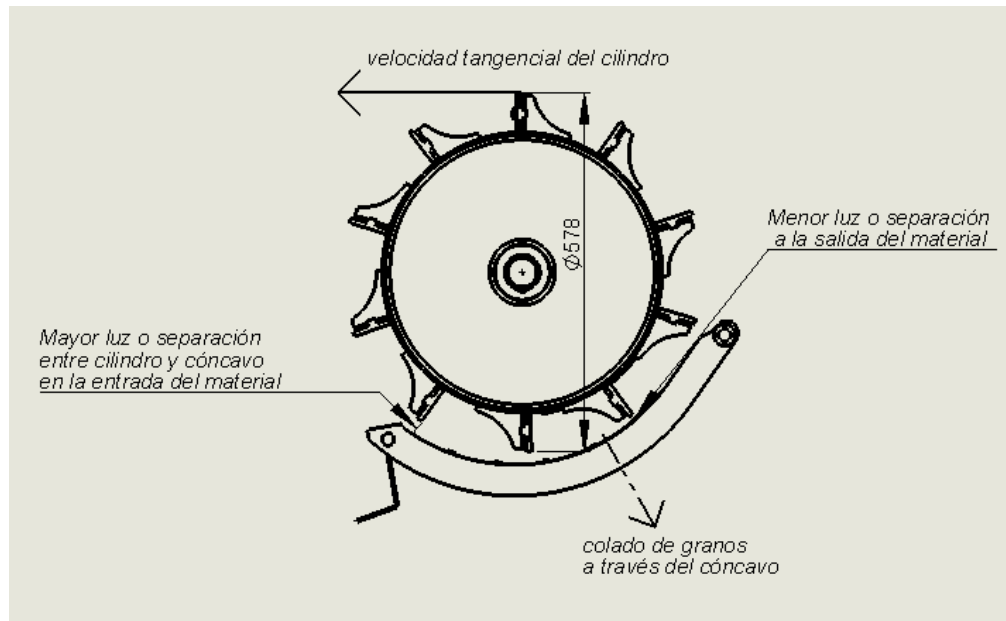
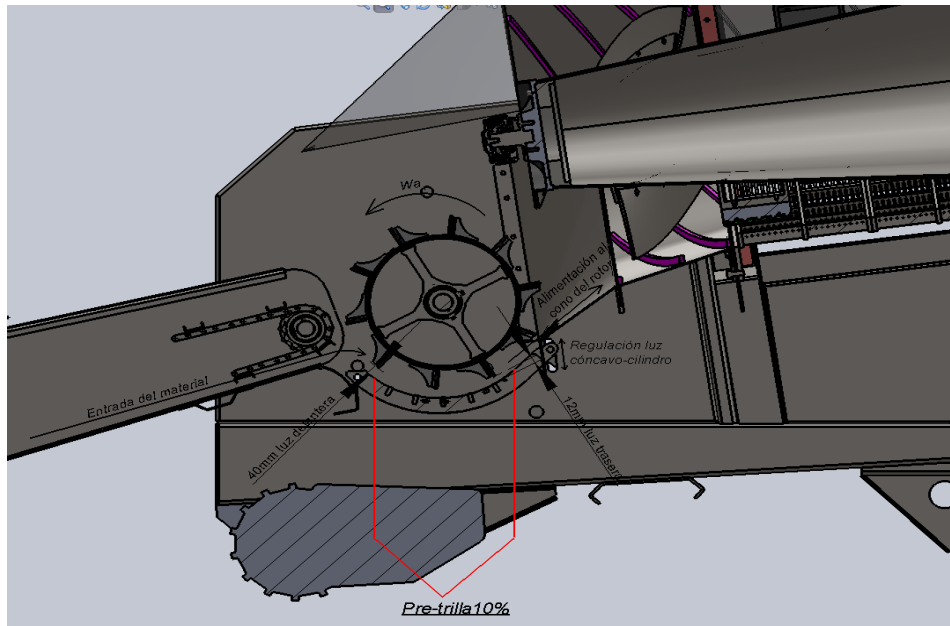


Figura Nº4-1 separación entre cilindro y cóncavo

En el esquema 4-1 se puede apreciar con una vista en corte el funcionamiento del conjunto cilindro alimentador-acelerador con pre-trilla. Con este sistema de pre trilla se diferencia del resto de las cosechadoras de flujo axial, ya que muchas cuentan con un cilindro alimentador que cuya función es alimentar en forma pareja y uniforme al sistema de trilla del rotor, con este sistema de pre trilla se pretende lograr que todos aquellos granos que se encuentren en condiciones óptimas para ser separados de su envolturas o vainas, con menor energía y menos agresividad que en las cosechadoras de trilla convencional impuestas por el conjunto cilindro- cóncavo puedan separarse en esta zona logrando de esta manera un alivio para el conjunto de trilla y separación del rotor.

Para el resto del material que no se encuentre en condiciones óptimas para realizar la separación de los granos de su envoltura (ya sea por un mayor % de humedad, mayor material de plantas verdes, malezas, etc.), esto se realizaran el sistema de trilla del rotor, actuando el cilindro solamente como alimentador y acelerador del flujo de material que ingresara al rotor.

Vamos a considerar que un 10 a 15% del material ingresante a la unidad de trilla es separado y colado en esta zona de pre-trilla.



Esquema N°4-2 (Descripción funcionamiento alimentador- acelerador con pre-trilla)

4-2 Determinación de la potencia requerida por la unidad cilindro alimentador-acelerador con pre-trilla.

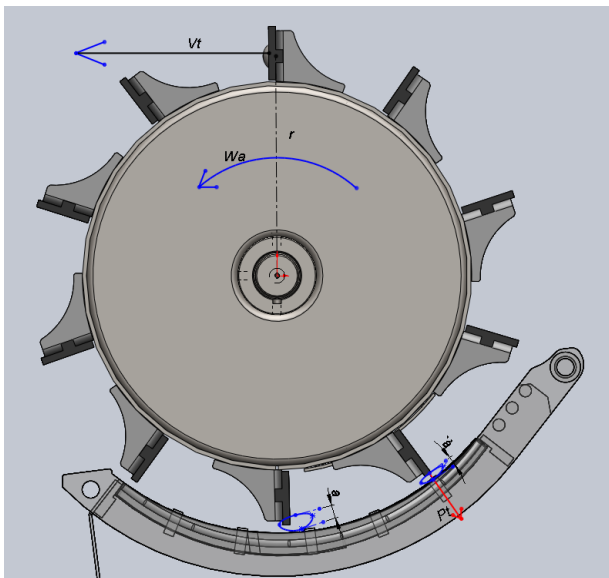


Figura N° 4-3 Datos físicos y cinemáticas del cilindro.

Datos de entrada:

$$r_a = 254 \text{ mm.}$$

$$\omega_a = 550 \text{ rpm.}$$

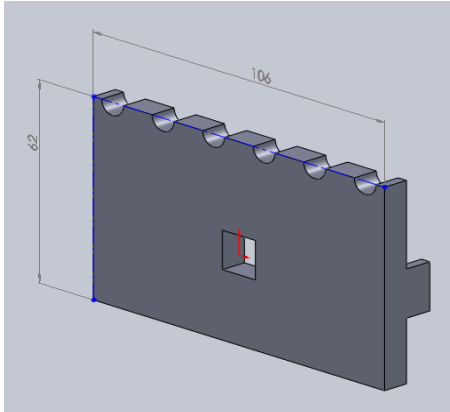
$$V_c = (\pi \times D_a \times \omega_a) / 60 \text{ (velocidad tangencial en el centro barra raspadora)}$$

$$V_t = (\pi \times 0,50 \times 550) / 60 = 14,3 \text{ m/s}$$

a = espesor capa material suelta o floja.

\acute{a} = espesor capa material presado entre cilindro y cóncavo.

P_t = Fuerza ejercida por la barra raspadora sobre el material cuando pasa por un barrote del cóncavo.



$A_f = \text{área frontal barra raspadoras}$

$$A_f = (0,106 \times 0,062) \text{ m} = \mathbf{0,0065\text{m}^2}$$

$i = 65$ (cantidad de barras frotadoras)

Esquema N° 4-4 Dimensiones de la barra raspadoras

La potencia suministrada a un cilindro se utiliza en vencer la resistencia parasita y las resistencias útiles.

$$N_s = N_j + N_u \quad (1)$$

$N_j =$ potencia parasita (fricción de los cojinetes más efecto de la ventilación -función de la velocidad).

$N_u =$ potencia útil (para cilindro de trilla).

Empíricamente se puede expresar:

$$N_j = A \cdot w + B \cdot w^3 \quad (2)$$

$A \cdot w =$ fricción de rodamiento.

$B \cdot w^3 =$ efecto de ventilación.

$A = 0,4 \times 10^{-3}$ cv/seg. (Para barra frotadoras)

$A = 0,4 \times 10^{-2}$ cv/seg. (Cilindro de dientes)

$B =$ factor que caracteriza el efecto de ventilación del cilindro.

$M_p =$ masa de aire puesta en movimiento por las barras frotadores en 1 seg.

$$M_p = (\gamma_p \times A_f \times i \times V_c) / g \quad (3)$$

$\gamma_p =$ peso específico del aire (a 20° C y 1 atm. = 1,23 Kg/m³)

$A_f =$ área frontal de las barras (m²)

$i =$ número de barras frotadoras

$V_c =$ velocidad periférica tomada al centro de las barras (m/seg.)



Suponemos que la velocidad del aire es proporcional a V_c (velocidad periférica del cilindro).

$$V_p = \xi \cdot V_c \quad (4)$$

$$\xi = 0,55.$$

$$V_p = 0,55 \times 14,3 \text{ m/s.} = \mathbf{7,86 \text{ m/s.}}$$

- La potencia usada para impartir la energía cinética del aire será:

$$B \cdot w^3 = (M_p \times V_p^2) / 2 = (\gamma_p \times A_f \times i \times \xi^2 \times V_c^3) / 2g \quad (5)$$

Por depender (V_c^3) es respetable y puede llegar al 50% del total en cilindros de barras. Lo cual esto origina una corriente en torno del cilindro de espacios desiguales produciendo turbulencias y remolinos en la ranura de trabajo y pasa parte de ella a través del cóncavo impulsando además la paja y favoreciendo el enrollado de la misma alrededor de cilindro, levantando además polvo y basura.

$$B = 0,91 \times 10^{-6} \text{ cv/seg. (Para barra frotadoras)}$$

$$B = 0,64 \times 10^{-6} \text{ cv/seg. (Cilindro de dientes)}$$

Remplazando en la ecuación N° 3

$$M_p = (1,23 \text{ kg/m}^3 \times 0,0065 \text{ m}^2 \times 65 \times 14,3 \text{ m/s}) / 9,81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{0,76 \text{ kg x s / m}}$$

Finalmente, la potencia usada para impartir la energía cinética del aire será: (5)

$$B \cdot w^3 = [0,76 \text{ kg x s / m} \times (7,86 \text{ m/s.})^2] / 2 = 23,5 \text{ Kgm / s} \times 1 \text{ hp} / 75 \text{ kgm / s} = \mathbf{0,31 \text{ hp}}$$

La presión de la barra sobre el material puede expresarse por la relación empírica aproximada:

$$p = A \times e^{ct} \quad (6)$$

Donde A y c son coeficiente que dependen del material, por ejemplo para un trigo de peso específico igual a 40 kg / m^3 ($g + ng$), relación de trozo de tallos junto a las espigas igual 1:1,87, humedad de un 10% en la masa seca $A = 0,0001 \text{ kg/cm}^2$ y $c = 12$.



$t =$ densidad relativa del material

$$t = (a - \acute{a}) / a = 1 - \acute{a} / a \quad (7)$$

La fuerza ejercida sobre el material cuando una barra raspadora pasa sobre un barrote del cóncavo ser: ver figura 4-5

$$P_t = p \times b \times n \times l \quad (8)$$

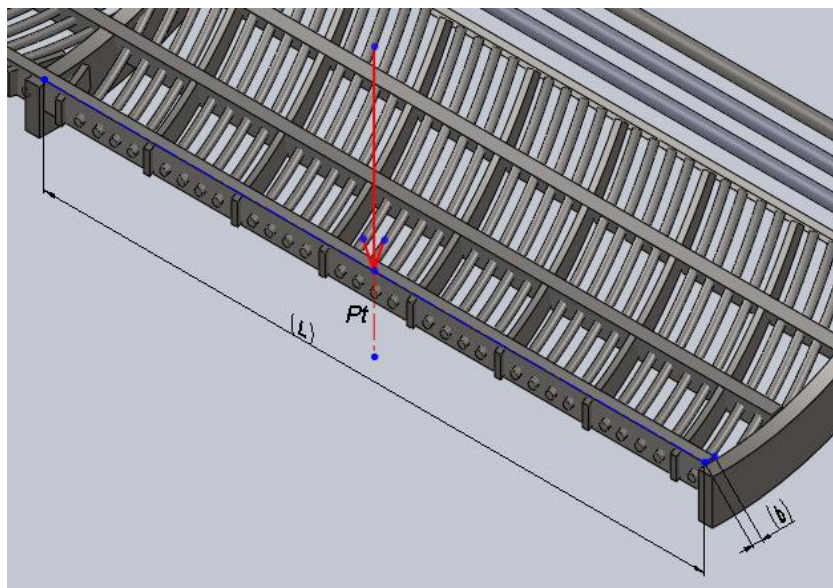


Figura N°4-5 Fuerza ejercida sobre el materia cuando una barra pasa sobre un barrote del cóncavo.

Siendo:

$b =$ ancho del barrote.

$n =$ coeficiente de utilización de longitud (l) del barrote.

$l =$ longitud del barrote.

Debido a la penetración de las barras frotadoras en la capa de material el coeficiente de fricción μ entre ambos puede llegar a ser del 0,75.

Suponiendo choques inelásticos entre las barras frotadoras y el material, y partiendo de la muy conocida relación de impulso y cantidad de movimiento se deduce que:

$$P_1 \times dt = dm \times V \quad (9)$$



P_1 = fuerza de choque con la cual las barras frotadoras golpean el material (fuerza dinámica).

d_t = tiempo de choque.

d_m = masa del material golpeada por la barra.

V = velocidad obtenida por el material en el tiempo d_t

$$\text{La fuerza } P_1 = (dm / dt) \times V = m' \times V \quad (10)$$



(Masa de material que ingresa a la unidad de trilla en 1 seg.)

La potencia para producir la fuerza P_1 vale: $N = F \cdot V$

$$P_1 \cdot Vc = m' \cdot (Vc)^2 \quad (11)$$

Vc = velocidad periférica del cilindro.

La fuerza P_2 es la fuerza de rozamiento $\Rightarrow P_2 = \mu \cdot P \quad (12)$

μ = coeficiente de rozamiento muy afectado por la humedad del material.

De tablas: (0,65; 0,75)

La fuerza total ejercida por el cilindro es P , en consecuencia de la ecuación (10) y de (12):

$$P = P_1 + P_2 = m' \times V + \mu \cdot P$$

$$P = (m' \times V) / (1 - \mu) \quad (13)$$

Si sabemos que potencia es $N = F \times V$; al multiplicar por la velocidad obtenemos la potencia.

$$N_u = (m' \times V^2) / (1 - \mu) \quad (14) \quad \text{potencia requerida por el cilindro para la unidad de trilla.}$$

La cantidad de material alimentada por segundo al cilindro m' . (En este caso tomamos el maíz (grano + no grano) obtenido del subtema 1 es:

$$m' = 27 \text{ Kg/s}$$

La velocidad periférica del cilindro es de 14,3 m/s y el coeficiente de rozamiento afectado por la humedad, tipo de material, se toma: 0,65 a 0,75 (barras frotadoras).



Por lo tanto:

$$N_u = [29 \text{ kg/s} \times (14,3^2)] / (1 - 0,65) = 16946 \text{ kgm}^2/\text{s}^3 / 9,81 \text{ m/s}^2 \times 1 \text{ hp} / 75 \text{ kgm/s}^2$$

$N_u = 23 \text{ hp.}$

4-3 Cálculo y diseño del árbol cilindro alimentador - Carga sobre los rodamientos.

El engranaje Z33 del cilindro recibe de un engranaje Z30 acoplado a una polea en el eje intermediario una potencia de aproximadamente 23 hp., calculada anteriormente, a 45° el cilindro transmite prácticamente toda esta potencia. Ver figura N° 4-6

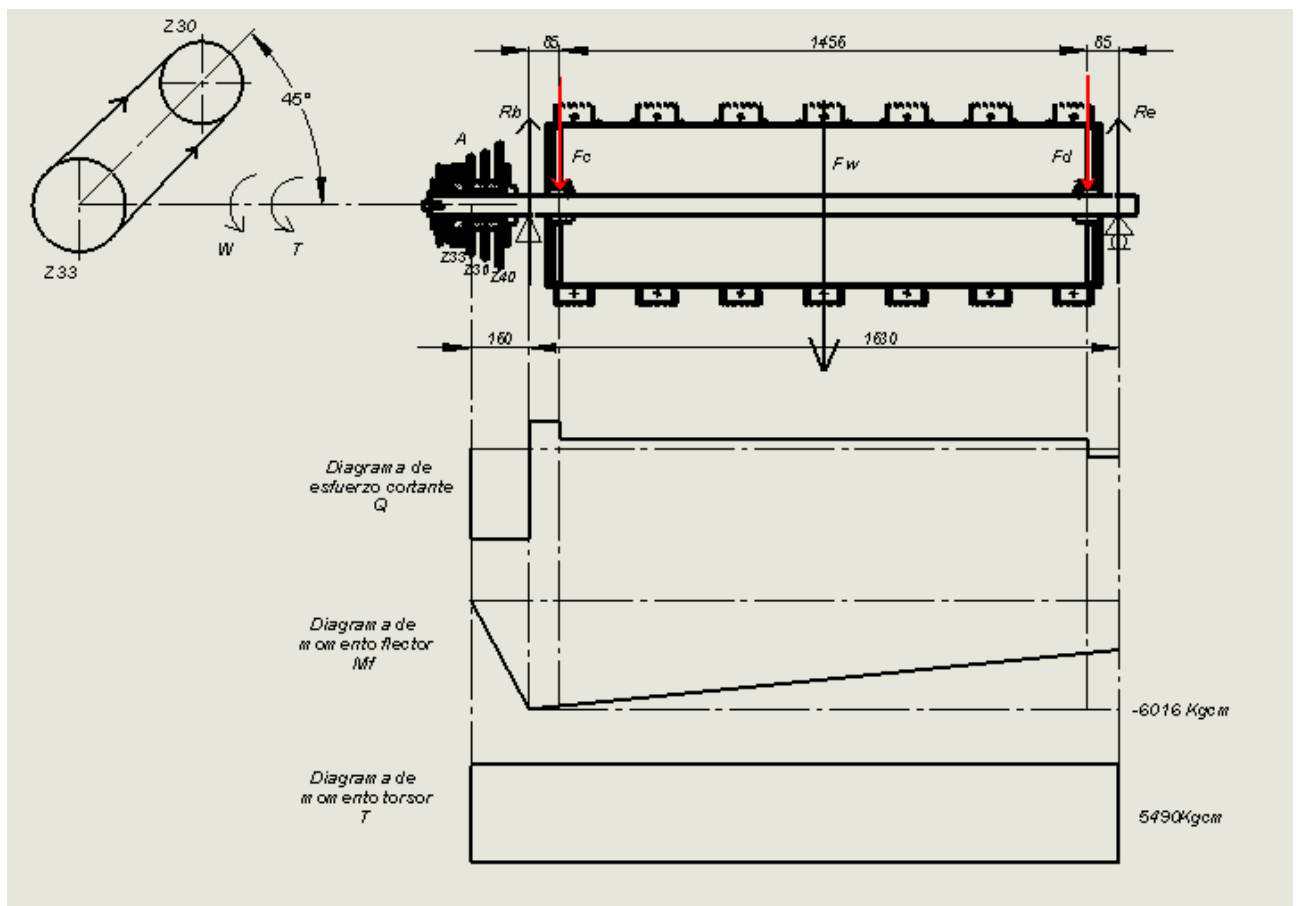


Figura N°4-6 (Diagrama plano vertical)



-Datos:

$r_a = 103 \text{ mm.}$ (Radio primitivo del engranaje Z33 x 1")

$N = 23 \text{ hp.}$

$\omega = 300 \text{ a } 500 \text{ rpm.}$ (Velocidad de rotación del cilindro variable tres velocidades)

$F_w = 150 \text{ Kg.}$ (peso del cilindro)

$F_c = 75 \text{ Kg.}$

$F_d = 75 \text{ Kg.}$

Proyectamos el árbol en base a los principios del esfuerzo variable, incluimos un coeficiente de tamaño de 0,85 y tomamos un coeficiente de seguridad de $N = 2,5$

-Momento de torsión transmitido por el engranaje Z33:

$$T_a = (71620 \times \text{hp}) / \text{rpm} \rightarrow T_a = (71620 \times 23 \text{ hp}) / 300 \text{ rpm} = \mathbf{5490 \text{ Kgcm.}}$$

-Fuerza de flexión producida por la cadena a rodillos:

$$F_a = T / r_a = 5490 \text{ Kgcm} / 10,3 \text{ cm} = \mathbf{533 \text{ Kg.}}$$

$$F_{ax} = F_a \times \cos 45^\circ = \mathbf{376 \text{ Kg.}}$$

$$F_{ay} = F_a \times \sin 45^\circ = \mathbf{376 \text{ Kg.}}$$

-Planteando las ecuaciones para el equilibrio tenemos:

Diagrama plano vertical:

$$\sum M_b = 0 = -F_{ay} \times (16) \text{ cm} + F_c \times (8,5) \text{ cm} + F_d \times (154) \text{ cm} - R_{ey} \times (162) \text{ cm}$$

$$\rightarrow R_{ey} = \mathbf{38 \text{ Kg.}}$$

$$\sum F_y = 0 = F_{ay} - R_{by} + F_c + F_d - R_{ey} = 0 \rightarrow R_{by} = \mathbf{488 \text{ Kg.}}$$

Según el diagrama el máximo momento ($Q = 0$) se encuentra en el punto B:

$$M_{f_{b-b}} = -F_{ay} \times (16) \text{ cm} = \boxed{-6016 \text{ Kgcm}} \text{ Máximo}$$



Planteando las ecuaciones para el equilibrio tenemos:

Diagrama plano horizontal:

$$\sum M_b = 0 = -F_{ax} \times (16) \text{ cm} - R_{ex} \times (162) \text{ cm} \rightarrow R_{ex} = -38 \text{ Kg.}$$

$$\sum F_x = 0 = F_{ax} - R_{bx} + R_{ex} = 0 \rightarrow R_{bx} = 413 \text{ Kg.}$$

Según el diagrama (similar al anterior) el máximo momento ($Q = 0$) se encuentra en el punto B:

$$M_{f_{b-b}} = -F_{ax} \times (16) \text{ cm} = \boxed{-6016 \text{ Kgcm}} \text{ Máximo}$$

Finalmente el momento flector máximo resultante en la sección b-b será:

$$M_{xy} = \sqrt{(M_{sx})^2 + (M_{sy})^2} \quad M_{xy} = \sqrt{(-6016)^2 + (-6016)^2} = \boxed{8507 \text{ Kgcm.}}$$

-Material del árbol AISI 1045 (Laminado simple), propiedades mecánicas:

$$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_n = 0,5 \times S_u \times 0,85 \times 0,87 = 2496 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{ns} = 0,5 \times S_n = 1248 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{ys} = 0,6 \times S_y = 2488 \text{ kg/cm}^2$$

Concentrador de esfuerzos (chavetero)

$$K_f = 1,6$$

$$K_{fs} = 1,3$$

Con estos datos proyectamos el árbol en base a los principios del esfuerzo equivalente

-Planteando la ecuación para el esfuerzo equivalente:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2}$$

-Tipo de esfuerzos:

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, necesitamos hallar el esfuerzo equivalente, $S_m = 0$.

Suponiendo un par de torsión constante, $S_{as} = 0$.



$$S_0 = Mf / W \rightarrow S_m = 0; S_a = (Mf_{max} + Mf_{min}) / 2 = 8507 / W$$

$$S_0 = T / W \rightarrow S_{ms} = T / 2W = (5490 / 2W) = 2745 / W$$

$$S_e = (S_n / S_y) \times S_m + K_f \times S_a \rightarrow S_e = K_f \times S_a = 1,6 \times 8507 / W = \boxed{13611 / W}$$

$$S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} + K_{fs} \times S_a \rightarrow S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} = (1248 / 2488) \times 2745 / W =$$

$$\boxed{1376 / W}$$

Remplazando:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2} \rightarrow 1/N = [(13611 / 2496 W)^2 + (1376 / 1248 W)^2]^{1/2}$$

$$1/N^2 = 5,6 / W^2 \rightarrow W = \sqrt{5,6 \times 2,5^2} = 5,9 \text{ cm}^3$$

$$W = (\pi \times D^3 / 32) \rightarrow D = \sqrt[3]{(5,9 \times 32) / \pi} = \boxed{50 \text{ mm.}}$$

-Carga sobre los rodamientos:

$$P_b = \sqrt{(Rbx)^2 + (Rby)^2} = P_b = \sqrt{(313)^2 + (448)^2} = 546 \text{ kg.}$$

$$P_e = \sqrt{(Rex)^2 + (Rey)^2} = P_g = \sqrt{(38)^2 + (38)^2} = 53 \text{ kg.}$$

-Potencia consumida fricción rodamiento, potencia total:

Bajo ciertas condiciones (carga sobre el rodamiento $P \sim 0,1 C$, lubricación adecuada, condiciones de funcionamiento normales), es posible calcular la resistencia de rozamiento con suficiente aproximación de la siguiente forma:

$$M = 0,5 \times \mu \times F \times d; \text{ por la tabla 1 rodamiento de bola a rotula } \mu = 0,001$$

$$P_b = 546 \text{ Kg}$$

$$P_e = 53 \text{ Kg}$$

$$F = 546 \text{ Kg} \times 9,8 \text{ N} / 1 \text{ Kg} = 6400 \text{ N}$$

Con un diámetro del árbol de 50 mm, remplazando

$$M = 0,5 \times \mu \times F \times d \rightarrow M = 0,5 \times 0,001 \times 6400 \times 50 = 160 \text{ Nmm}$$



Como son dos los rodamientos a utilizar:

$$M_t = 2 \times 160 \text{ Nm} = \mathbf{320 \text{ Nmm}}$$

Finalmente la potencia parasita a tener en cuenta será:

$$P = F \times V = M \times \omega \rightarrow 320 \text{ Nmm} \times 550 \text{ rpm} \times 1 \text{ min} / 60 \text{ s} \times 1 \text{ kg} / 9,8 \text{ N} \times 2\pi \text{ rad} / 1 \text{ rev} \times 1 \text{ m} / 100 \text{ cm}$$

$$P = \mathbf{18,8 \text{ Kgm} / \text{s}}$$

$$P = 18,8 \text{ Kgm} / \text{s} \times 1 \text{ hp} / 75 \text{ kgm} / \text{s} = \mathbf{0,25 \text{ hp}}$$

$$N_s = N_j + N_u \rightarrow N_j = 0,31 \text{ hp} + 0,25 \text{ hp} = \mathbf{0,56 \text{ hp}}$$

Por lo tanto, la potencia requerida por el cilindro alimentador será:

$$N_s = \mathbf{(23 + 0,56) \text{ hp} = 23,56 \text{ hp}}$$

4-3-1 Verificación del árbol del cilindro mediante el método de elementos finitos (FEM)

Datos necesarios para la simulación:

-Material:

El árbol está construido de material AISI 1045, cuya propiedades mecánicas se describen en la tabla:

Propiedades de material:

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1(Cortar-Extruir6)	[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío	34.9855 kg	0.00445675 m ³

Nombre de material:	[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío
Descripción:	
Origen del material:	



Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Desconocido
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	de	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico		2.05e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson		0.29	NA	Constante
Módulo cortante		8e+010	N/m ²	Constante
Densidad		7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción		6.25e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico		5.3e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica		1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica		49.8	W/(m.K)	Constante
Calor específico		486	J/(kg.K)	Constante

Cargas y restricciones:

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <CA72B21268 estudio>	Activar 2 Cara (s) fijas.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Fuerza-1 <CA72B21268 estudio>	Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -75 N a lo largo de la circunferencial. con respecto a la referencia seleccionada Cara< 1 > utilizando	Carga secuencial	



	<i>distribución uniforme</i>		
Fuerza-2 <CA72B21268 estudio>	<i>Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -75 N a lo largo del plano Dir. 2 con respecto a la referencia seleccionada Alzado utilizando distribución uniforme</i>	<i>Carga secuencial</i>	
Fuerza-3 <CA72B21268 estudio>	<i>Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza 533 N a lo largo del plano Dir. 2 con respecto a la referencia seleccionada Planta utilizando distribución uniforme</i>	<i>Carga secuencial</i>	
Torsión-1 <CA72B21268 estudio>	<i>activar 1 Cara(s) aplicar momento de torsión -5490 kgf-cm con respecto a la referencia seleccionada utilizando distribución uniforme</i>	<i>Carga secuencial</i>	

Información de malla:

<i>Tipo de malla:</i>	<i>Malla sólida</i>
<i>Mallador utilizado:</i>	<i>Malla estándar</i>
<i>Transición automática:</i>	<i>Desactivar</i>
<i>Superficie suave:</i>	<i>Activar</i>
<i>Verificación jacobiana:</i>	<i>4 Points</i>
<i>Tamaño de elementos:</i>	<i>16.459 mm</i>
<i>Tolerancia:</i>	<i>0.82298 mm</i>
<i>Calidad:</i>	<i>Alta</i>
<i>Número de elementos:</i>	<i>8516</i>
<i>Número de nodos:</i>	<i>14406</i>



Fuerzas de reacción:

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	0.0214424	84.4494	2103.7	2105.39

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	-0.000360787	0.000854492	-0.000198364	0.000948511

Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N-m	0	0	0	1e-033

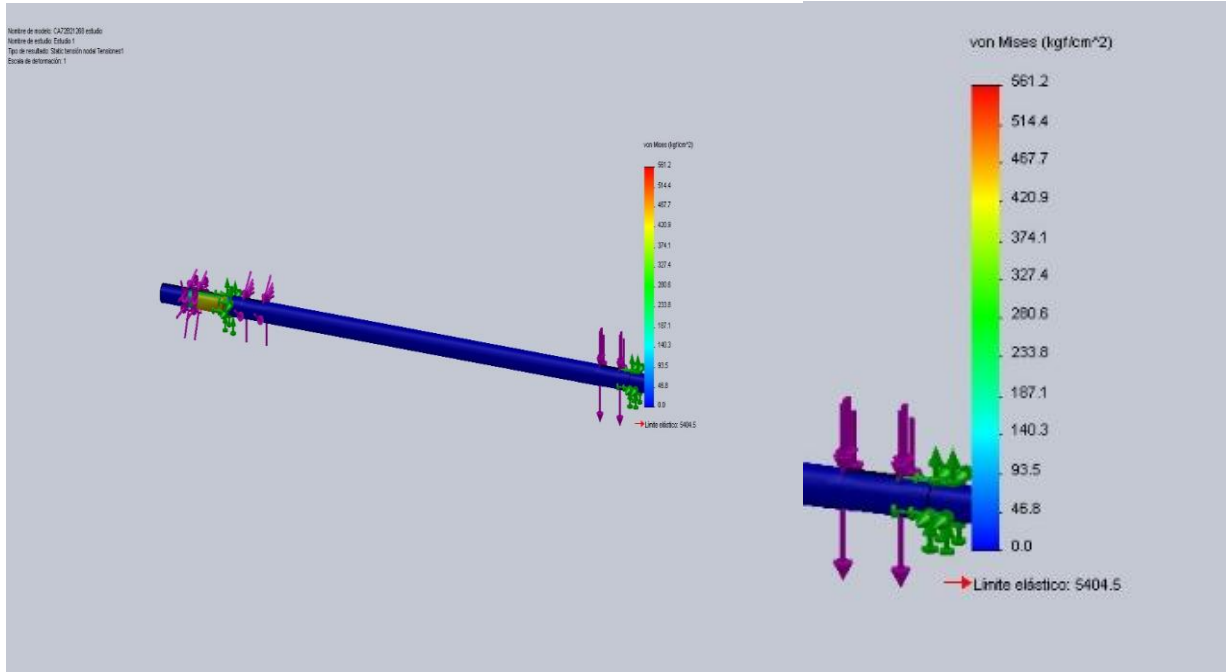
Resultados del estudio:

Resultados predeterminados

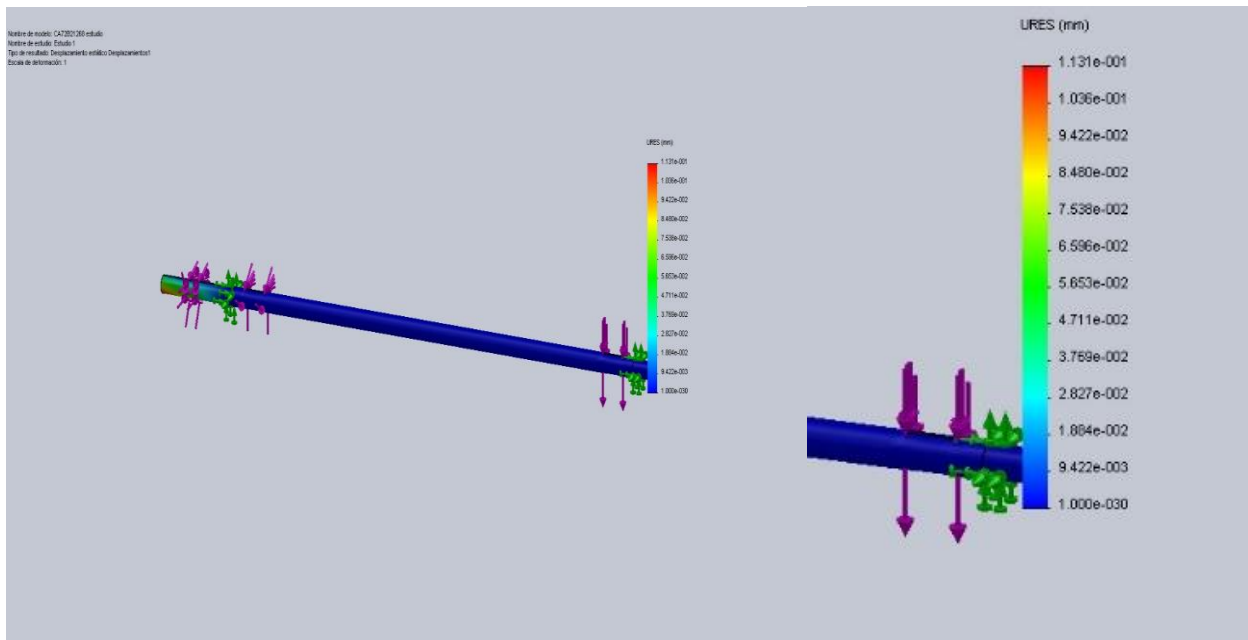
Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	7.81704e-005 kgf/cm ² Nodo: 13508	(814 mm, 12.4083 mm, 16.7091 mm)	561.182 kgf/cm ² Nodo: 6351	(-954.9 mm, 19.9999 mm, 0.00679717 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 63	(750.5 mm, 25.0125 mm, 0 mm)	0.113069 mm Nodo: 12353	(-1138.55 mm, -25.001 mm, -0.113066 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	4.33543e-011 Elemento: 2700	(812.547 mm, 13.7335 mm,	0.000201161 Elemento: 4691	(-895.651 mm, 19.1094 mm, -2.82131



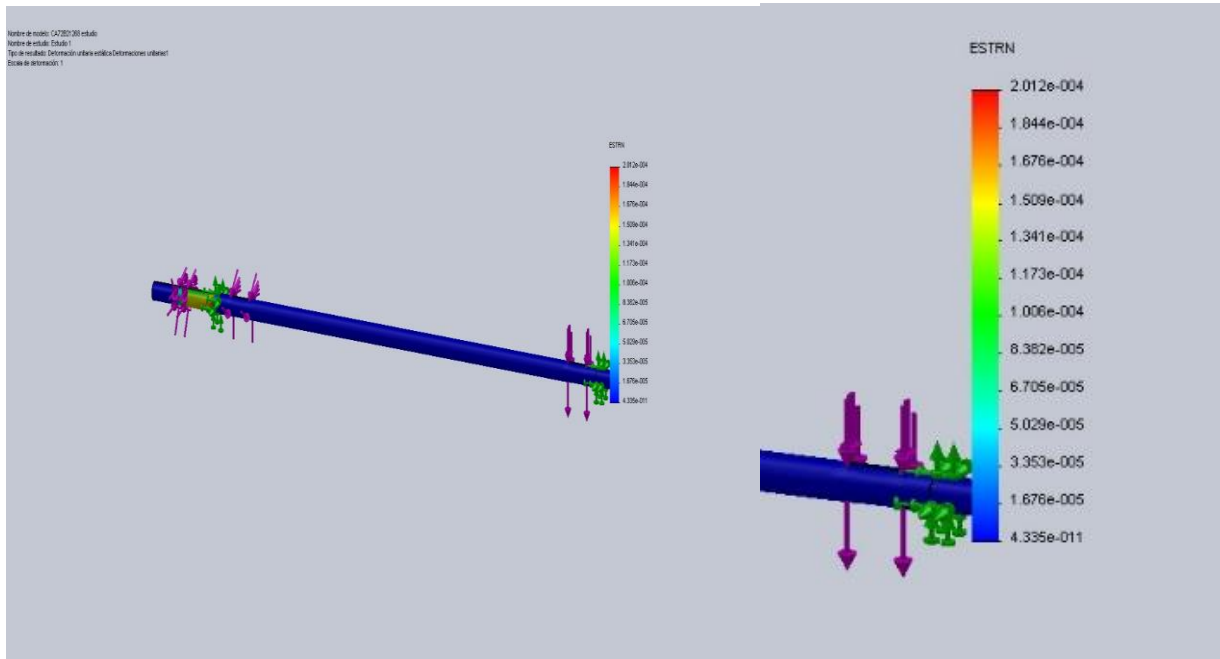
			15.0383 mm)		mm)
--	--	--	-------------	--	-----



CA72B21268 estudio-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1



CA72B21268 estudio-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1



CA72B21268 estudio-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

-Conclusión:

Como se puede apreciar en los resultados del estudio de tensiones de VON-MISES, al realizar el estudio estático del eje del cilindro alimentador, cargando al eje con las correspondientes fuerzas flectoras y el esfuerzo de torsión, podemos ver que dichas tensiones son de 561 Kg / cm² valor inferior a la tensión de fluencia de dicho material que es de 4148 Kg / cm². Con lo cual verifica con diámetro del eje de 50mm calculado en el sub-tema 4-3.

Cuyo coeficiente de seguridad será:

$$- N = S_y / S_{Von\ Mise} = (4148 / 561) \text{ Kg / cm}^2 = 7,3 > 2,5 \text{ propuesto para el cálculo}$$

4-4 Selección de los rodamientos para el árbol cilindro alimentador

Teniendo en cuenta posible desalineación por errores de montaje o por flexión del árbol consideramos rodamiento de bola a rotula. (Como en el capítulo anterior).

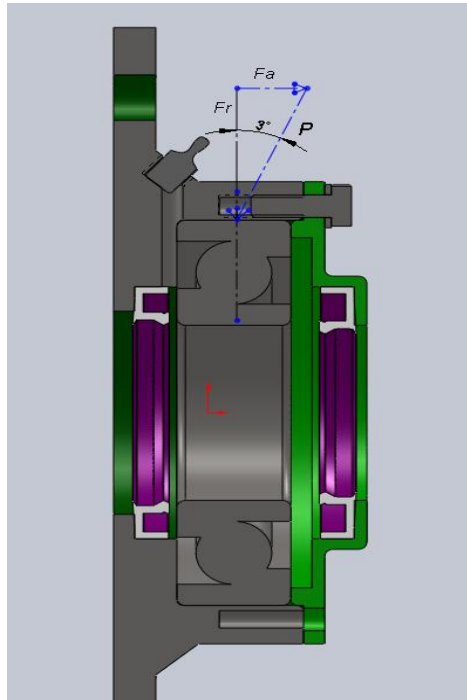


Figura N°4-7 (Carga sobre los rodamientos).

Según el catálogo de SKF para los rodamientos de bolas a rotula la desalineación angular admisible se toma como máximo 3° .

-Datos:

$$\omega = 550 \text{ rpm.}$$

$$d = 50 \text{ mm.}$$

$$L_h = 4000 \text{ hr.}$$

$$P_b = 546 \text{ Kg.}$$

$$F_r = 546 \text{ Kg} \times \cos 3^\circ = 545 \text{ kg.}$$

$$F_a = 546 \text{ Kg} \times \sin 3^\circ = 28,5 \text{ Kg.}$$

De la tabla N°1 del manual de SKF rodamiento de bola a rotula obtenemos los siguientes datos:

$$F_a / F_r = 28,5 / 545 = 0,052, \rightarrow F_a / F_r \leq e \rightarrow X = 1; Y = 3,6$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \times 545 \text{ kg} + 3,6 \times 28,5 \text{ kg} = \mathbf{648 \text{ Kg.}}$$

$$C / P = 4,93; C = 4,93 \times 648 \text{ kg} = \mathbf{3195 \text{ kg}} \rightarrow \mathbf{31307 \text{ N}}$$



Rodamiento seleccionado 1310 SKF

$\Phi_i = 50 \text{ mm.}$

$\Phi_e = 110 \text{ mm.}$

$b = 27 \text{ mm.}$

$C = 43600 \text{ N} \geq 31307 \text{ N}$ Verifica.

4-5 Verificación de la chaveta y chavetero para árbol del cilindro

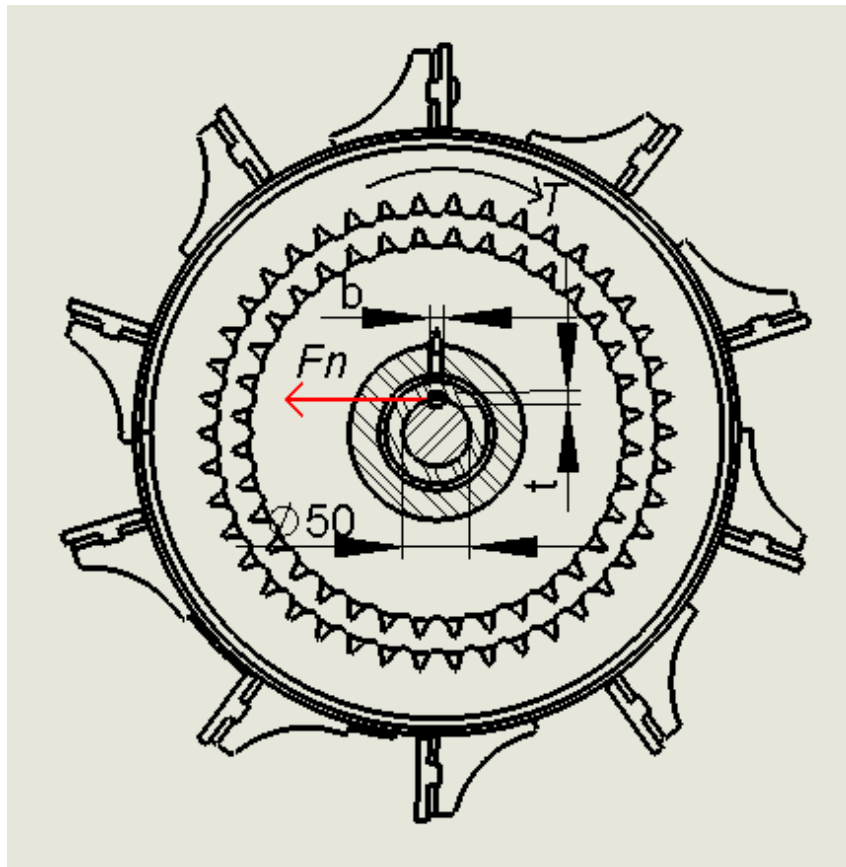


Figura N° 4-7 chaveta de fijación engranaje mando cilindro alimentador

El tipo de chaveta a utilizar para la fijación del engranaje de mando con el árbol del cilindro alimentador es del tipo cuadrada (Material SAE 1035).



Las ruedas dentadas deben ser enchavetadas a un eje de diámetro de 50mm de material AISI C1045 y transmitir una potencia de aproximadamente 23,56 hp. Hay q tener en cuenta que la transmisión está sometida a cargas severas o importante por lo q usamos coeficiente de seguridad de $N = 3,5$

-Material de la chaveta C 1035 (Rectificadas).

$$S_y = 3867 \text{ kg/cm}^2$$
$$S_{ys} = 0,5 \times S_y = 1934 \text{ kg/cm}^2$$
$$N = 3,5$$

Puesto que la resistencia a la compresión de las ruedas dentadas y del árbol es mayor q la del material de la chaveta; los esfuerzos de cálculo son:

$$S_s = S_{ys} / N = 1934 / 3,5 = 553 \text{ Kg/cm}^2$$
$$S_c = S_c / N = 3867 / 3,5 = 1104 \text{ Kg/cm}^2$$

Según la tabla AT 19 (Faires), para un árbol de 50mm de diámetro tomando una chaveta de **10 x 10 x 200 mm** entre el engranaje de mando y el árbol conductor del cilindro, cuyo esfuerzo de torsión es de 5490 Kgcm. De las ecuaciones siguientes despejamos el largo (L) y lo comparamos con el propuesto.

Teniendo en cuenta las dos ecuaciones siguientes:

$$T = (S_s \times L \times b \times D) / 2 \rightarrow L = (5490 \times 2) / (553 \times 1 \times 5) = 3,97 \text{ cm. (para cizalla).}$$

$$T = (S_c \times L \times D \times t) / 4 \rightarrow L = (5490 \times 4) / (1934 \times 1 \times 5) = 2,27 \text{ cm. (para compresión).}$$

Como vemos los largos calculado son insignificantes por lo que adoptamos la medida propuesta anteriormente.

4-6 Determinación barrote del cóncavo de pre trilla- superficie del cóncavo.

Teniendo encueta las consideraciones del sub tema 4-2.

La presión de la barra sobre el material puede expresarse por la relación empírica aproximada:

$$p = A \times e^{ct} \quad (6)$$

De donde A y c son coeficiente que dependen del material, por ejemplo para un trigo de peso específico igual a 40 kg / m (g + ng), relación de trozo de tallos junto a las espigas igual 1:1,87, humedad de un 10% en la masa seca $A = 0,0001 \text{ kg/cm}^2$ y $c = 12$.



$t =$ densidad relativa del material

$$t = (a - \acute{a}) / a = 1 - \acute{a} / a \quad (7)$$

La fuerza ejercida sobre el material cuando una barra raspadora pasa sobre un barrote del cóncavo sera: (ver figura 4-5)

$$P_t = p \times b \times n \times l \quad (8)$$

En máquinas cosechadoras con cilindro convencional la luz entre cilindro y cóncavo es para trigo (húmedo) luz delantera 10 mm, luz trasera 7 mm.
(Seco) luz delantera 20 mm; luz trasera 14 mm.

Para el diseño de esta unidad de pre trilla vamos a tomar una Luz media delantera de 35 mm y trasera de 12mm.

Teniendo en cuenta la ecuación número 7, la densidad relativa del material será:

$$t = (a - \acute{a}) / a = 1 - \acute{a} / a$$

$$t = 1 - 12 / 35 = 0,65$$

$$p = 0,0001 \text{ kg} / \text{cm}^2 \times e^{0,65 \times 12} = 0,24 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

Teniendo en cuenta que la fuerza es presión por unidad de área.

$P = p \times A$, y el área del barrote será el largo x ancho cara normal a la fuerza.

$$A = L \times b = (151 \times 1,2) \text{ cm} = 182 \text{ cm}^2$$

$$P_t = p \times A = 0,24 \text{ kg} / \text{cm}^2 \times 182 \text{ cm}^2 = \boxed{44 \text{ Kg}}$$

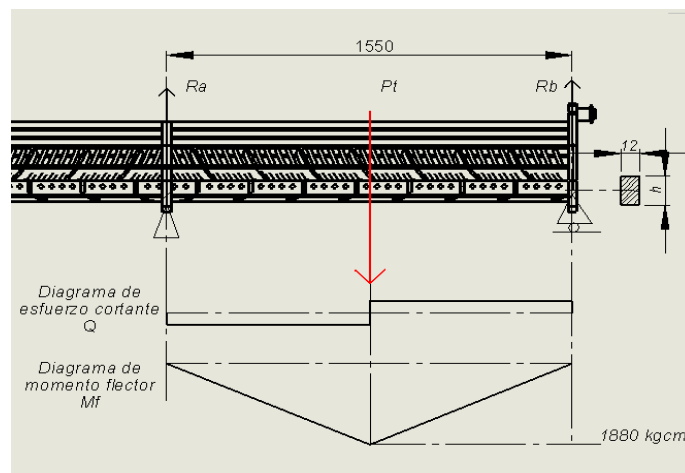


Figura Nº4-8 (Diagrama de cuerpo libre carga sobre el barrote).



Datos:

$$P_t \sim 50 \text{ Kg.}$$

$$R_a = R_b = 25 \text{ Kg.}$$

Cálculo auxiliar:

$$M_f = (P \times L) / 4 = 1938 \text{ Kgcm}$$

$$\sigma = M_f / W \rightarrow W = M_f / \sigma$$

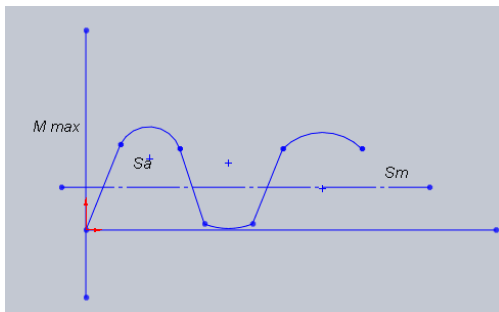
$$W = 1938 \text{ kgcm} / 1400 \text{ kg} / \text{cm}^2 = 1,38 \text{cm}^3$$

$$W = (b \times h^2) / 6 \rightarrow h = \sqrt{(W \times 6) / b}$$

$$h = \sqrt{(1,38 \times 6) / 1,2} = 6,90 \geq 1/2''$$

Como se puede apreciar en la figura 4-8 consideramos el barrote como una viga simplemente apoyada y con carga puntual, (ya que es la condición más desfavorable para el barrote).

A continuación vamos considerar que la carga es variable desde 0 kg, hasta 50 kg



$$M_{f_{max}} = (50 \times 155) / 4 = 1938 \text{ Kgcm}$$

$$M^m = (M_{f_{max}} - M_{f_{min}}) / 2 = 969 \text{ Kgcm}$$

$$M^a = M^m = 969 \text{ Kgcm}$$

Teniendo en cuenta la ecuación del esfuerzo variable proyectamos la altura necesaria del barrote en función de esta ecuación, considerando un coeficiente de seguridad de $N = 2,5$

$$1/N = [(S_m / S_y) + (S_a / S_n)]$$

-Material del barrote C1020, propiedades mecánicas:

$$S_u = 4569 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 3379 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{n'} = 0,5 \times S_u = 2284 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_n = 0,8 \times 0,85 \times S_{n'} = 1554 \text{ kg/cm}^2$$

Reemplazando:

$$1/N = [(969 / w \times 3379) + (969 / w \times 1554)] \rightarrow 1/2,5 = 0,91w \rightarrow W = 2,3 \text{ cm}^3$$



$$W = (b \times h^2) / 6 \rightarrow h = \sqrt{(W \times 6) / b}$$

$$h = \sqrt{(2,3 \times 6) / 1,2} = 3,3 \text{ cm} \rightarrow \boxed{h = 33 \text{ mm}}$$

- Superficie del cóncavo de pre trilla.

Como ya sabemos la capacidad de una cosechadora convencional está influenciada directamente por el ancho del cilindro y por la superficie del cóncavo.

$$\text{Superficie cóncavo} = (\pi \times D \times AC \times AE) / 360^\circ$$

AE = ángulo de envoltura del cóncavo aproximadamente 103°

AC = ancho del cilindro = 1,51 m

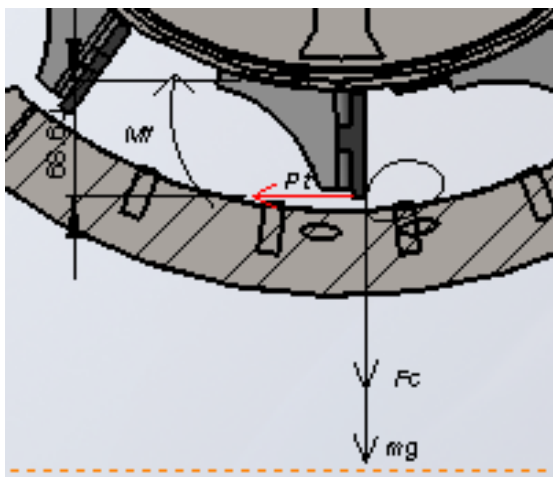
D = diámetro del cilindro = 0,576 m

$$|\text{Sup cóncavo} = (\pi \times 0,576 \times 1,51 \times 103^\circ) / 360^\circ = \boxed{0,78 \text{ m}^2}$$

Las barras raspadora se construirán de un material SAE 5120 (Acero al cromo), lo cual le da una alta resistencia al desgaste y una elevada dureza, cementada para piezas forjadas.

4-7 Verificación de la base soporte de las barras frotadoras.

Como se puede apreciar en la siguiente figura la base soldada al cilindro, que soporta las barras raspadoras con la cual producen el impacto y la frotación del material en contra de los barrotos del cóncavo esta está sometida a los siguientes esfuerzos:



Datos:

$$V_t = 14,3 \text{ m / s}$$

$$D = 0,576 \text{ m}$$

$$P_t = 50 \text{ kg}$$

$$m_g = 150 \text{ kg}$$

$$m = 150 \text{ kg} / 9,8 = 15,3 \text{ UTM}$$

$$F_c = m \times v^2 / r = 15,3 \text{ utm} \times (14,3)^2 / 0,28 \text{ m}$$

$$\mathbf{F_c = 11174 \text{ Kg.}}$$

$$M_f = P_t \times 6,8 \text{ cm} = 50 \times 6,8 = \mathbf{340 \text{ kgcm.}}$$

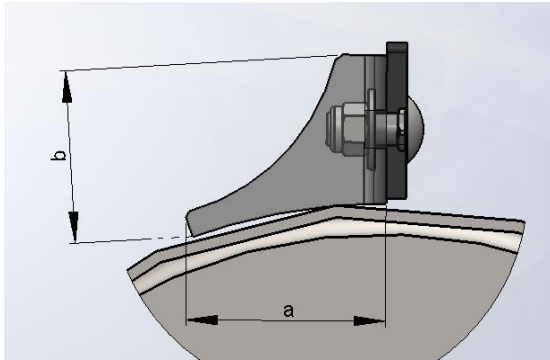
Figura N°4-9 (Diagrama de cuerpo libre de la carga sobre la base de la barra raspadora.



Teniendo en cuenta la ecuación de flexión compuesta y tomando para el material de $\sigma = 1400 \text{ kg/cm}^2$ y un coeficiente de cálculo de $N = 2$, tenemos sigma admisible de:

$$\sigma_d = 1400 / 2 = 700 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma = Mf / W + P / A \rightarrow (\text{Flexión compuesta}).$$



DATOS:

$$a = 83 \text{ mm}$$

$$b = 67 \text{ mm}$$

A la base la podemos considerar como un triángulo cóncavo semi-parabólico

Según tabla su módulo resistente será:

$$W_x = 0,0251 \times b \times a^2 = 11,58 \text{ cm}^3$$

$$W_y = 0,01667 \times a \times b^2 = 6,21 \text{ cm}^3$$

Área del soporte según las propiedades físicas del programa solidworks $A = 25,72 \text{ cm}^2$

Figura Nº4-10 (Dimensiones de la base soporte barra raspadora).

Remplazando:

$$\sigma = Mf / W + P / A \rightarrow \sigma = 340 \text{ kgcm} / 11,58 \text{ cm}^3 + 11174 \text{ kg} / 25,72 \text{ cm}^2 = \boxed{464 \text{ kg/cm}^2}$$

Comparándolo con el sigma admisible tenemos:

$\sigma_d = 1400 / 2 = 700 \text{ kg/cm}^2 \geq 464 \text{ kg/cm}^2$ Verifica como se puede ver estamos por debajo de la tensión admisible.

4-8 Cálculo de la fuerza normal (Fn) del limitador a fricción del árbol mando cilindro.

Los limitadores de par por fricción son dispositivos que protegen los elementos mecánicos de las máquinas que están sometidas a sobrecarga continuas o imprevistas en su funcionamiento. De este modo se eliminan todos los posibles inconvenientes por la parada de una máquina debido a rotura de sus componentes.

El uso de un limitador de par por fricción nos permite un deslizamiento instantáneo cuando el par requerido por la máquina es superior al que transmite el limitador, este se rearma automáticamente cuando el par resistente baja al valor nominal.



Funcionamiento:

El componente de transmisión más habitual es una corona dentada (para cadena, correa etc.,) que llamaremos G que debe transmitir el movimiento a un eje que llamaremos H, (figura N° 4-11). Para formar un conjunto solidario y flexible colocamos la corona G entre dos ferodos C centrado todo sobre un casquillo de bronce D que a su vez está colocado sobre un cuerpo central A que será el soporte de unión con el eje H.

La brida B se desliza libremente y en sentido axial por la superficie del cuerpo de A se efectúa una presión proporcional sobre la corona G comprimiendo de forma variable los muelles elásticos por medio de la tuerca F. Esta tuerca F se desplaza sobre la rosca del cuerpo A permitiendo un apriete preciso según se desee. Una vez obtenido el valor deseado del apriete se bloquea la tuerca F por medio de un prisionero que lleva incorporado.

Materiales de rozamiento:

Se recomienda el usar en seco para un mejor funcionamiento de los ferodos, estos ferodos se fabrican de muchos materiales, pero la mayoría se fabrican de una mezcla de amianto y un aglomerante incluyendo polvos metálicos, para cargas pesada se emplean forros metálicos sinterizados, es decir, una base cobre o hierro con plomo, grafito y/o sílice en la mezcla para absorber más rápidamente la energía. También pueden emplearse materiales sinterizados conteniendo materiales cerámicos.

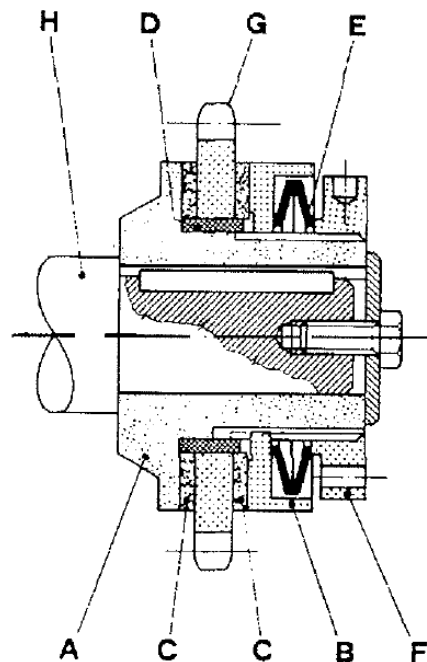


Figura N°4-11 (Componentes de un limitador de fricción).



De acuerdo con el diseño propuesto según la figura N° 4-12, vamos a calcular la fuerza normal F_n necesaria, siguiendo la teoría del libro de elementos de máquinas faires capítulo 18.10 (par de rozamiento de un disco), para luego poder dimensionar los resortes helicoidales para generar dicha fuerza. Los coeficientes de fricción varían de (0,25-0,40) dependiendo del material se tomará un coeficiente de fricción medio de (0,325).

Según el catálogo de cálculo de los limitadores de fricción RIMOSTAT (ver anexo) dice que, el par de fricción M_K ha de ser, como mínimo un 25% superior al par de desprendimiento y un 25% superior al par de resistencia de la instalación M_L .

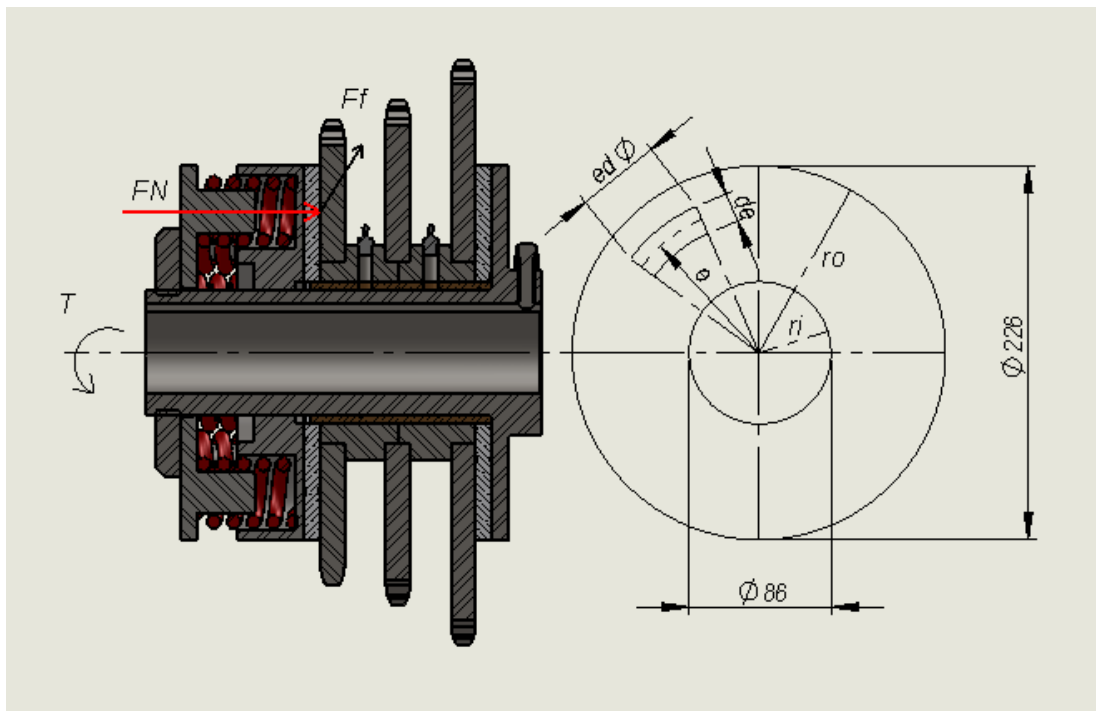


Figura N°4-12 (Diagrama del limitador del par de fricción).

Datos:

$T = 5490 \text{ Kgcm}$ (ver figura N°4-6).

$T_L > 25\% T = 6863 \text{ kgcm}$

$r_o = 11,3 \text{ cm}$

$r_i = 4,3 \text{ cm}$

$f_m = 0,325$ cof. de rozamiento

F_n (fuerza normal).



Teniendo en cuenta la ecuación (18.2 Faires), se puede calcular la fuerza normal F_n .

$$T_f = T_L = f \times N (r_o + r_i) / 2 = f \times N \times r_m$$

$$r_m = (r_n + r_i) / 2 = (11,3 + 4,3) / 2 = 7,8 \text{ cm}$$

$$N = T_L / f_m \times r_m = 6863 \text{ kgcm} / 0,325 \times 7,8 \text{ cm} = \boxed{2707 \text{ Kg}}$$

4-9 Verificación del muelle helicoidal del limitador de fricción.

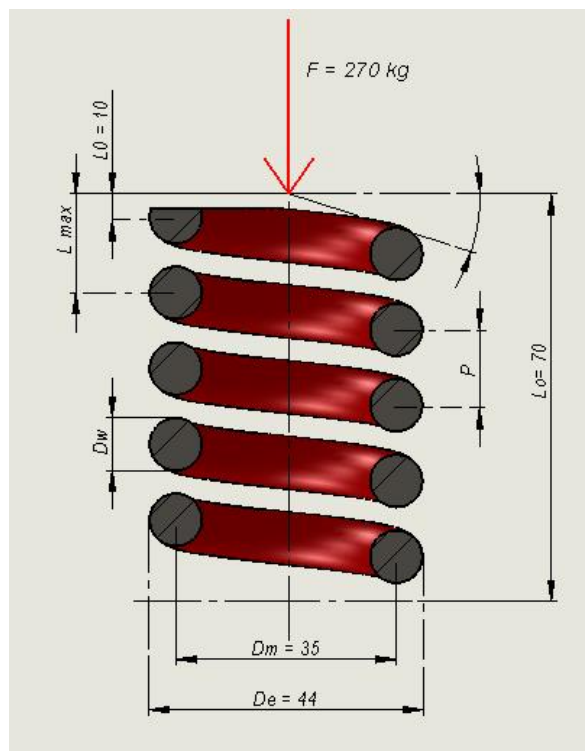


Figura N°4-13(Diagrama de carga y deformación sobre el muelle).

Datos:

Muelle helicoidal de compresión, extremos amolado y escuadrados.

Fuerza a soportar $F = 270 \text{ Kg}$.

Deformación o flecha (δ) = 10 mm.

Longitud libre $L = 70 \text{ mm}$.

L_{max} = deformación máxima sin deformación permanente.

$N_0 = 6$ espiras

$N_u = 4$ espiras útiles



Material Ac-Cr-Si ASTM 401, Tabla AT17 (Faires)

$$\rightarrow S_u = 15690 / (Dw)^{0,166}$$

$$\text{Servicio medio} \rightarrow S_{sd} = 0,324 \times S_u$$

De la tabla AT 17(Faires), tenemos:

$$S_{sd} = 0,324 \times 15690 / (Dw)^{0,166} = 5084 / (Dw)^{0,166}$$

Según el diseño propuesto tomaremos la fuerza normal calculada en el tema anterior de 2707 Kg. Y vamos a considerar que está distribuida de manera uniforme en diez resortes cada uno debe tener la capacidad para soportar una fuerza igual o mayor a 270 Kg.

Probando con un diámetro del alambre $Dw = 8,25$, y un diámetro medio $Dm = 35$ mm entrando a tabla AF 15(Faires):

Comprobación:

$$C = Dm / Dw; \quad C = 3,5 / 0,825 = 4,24 \rightarrow AF 15 \rightarrow K = 1,38$$

Igualando el esfuerzo de cálculo (S_{sd}) al inducido (S_s) tenemos:

$$5084 / (Dw)^{0,166} = (K \times 8 \times F \times Dm) / (\pi \times Dw^3) \rightarrow$$

$$5084 / (Dw)^{0,166} = (1,38 \times 8 \times 270 \times 3,5) / (\pi \times Dw^3) \rightarrow Dw = \sqrt[2,83]{(5084 / 3320)} = 8,5\text{mm},$$

Como vemos el valor es muy próximo al propuesto por el diseño.

-La constante elástica del resorte:

$$K = (G \times Dw^4) / (8 \times Dm^3 \times N) = (8020 \times 8,25^4) / (8 \times 35^3 \times 4) = 27 \text{ Kg/mm}$$

-Deformación máxima por espira sin deformación permanente:

$$L_{max} / N_u = (\pi \times S_{sd} \times Dm^2) / (G \times Dw) = (\pi \times 50,8 \times 35^2) / (8020 \times 8,25) = 2,95 \text{ mm} \times 4 \text{ esp.}$$

$$L_{max} = 12 \text{ mm.}$$



-Fuerza máxima:

$$F_{max} = K \times L_{max} = 27 \text{ Kg/mm} \times 12 \text{ mm} = \mathbf{324 \text{ Kg}}$$

-Verificación de las tensiones a la fuerza máxima:

$$S_s = (1,38 \times 8 \times 324 \times 3,5) / (\pi \times 0,8253) = \mathbf{7096 \text{ Kg / cm}^2}$$

$$S_{sy} = 0,6 \times S_s = 0,6 \times 7096 / (0,825)^{0,166} = \mathbf{9721 \text{ Kg / cm}^2}$$

Como vemos verifica, ya que el esfuerzo inducido con 324 kg es $7096 \leq 9721 \text{ Kg}$. Al esfuerzo de fluencia, lo cual indica que no hay una deformación permanente en el resorte con la fuerza de 324 kg.

-Longitud de cierre:

$$L_c = (D_w \times N_u + 2 \times D_w) = (0,825 \times 4 + 2 \times 0,825) = \mathbf{4,95 \text{ cm}}$$

-Fuerza al cierre:

$$F_c = K \times \delta_c; \delta_c = L_o - L_c = (7 - 4,95) \text{ cm} = \mathbf{2,05 \text{ cm}}$$

$$F_c = 270 \text{ Kg/cm} \times 2,05 \text{ cm} = \mathbf{554 \text{ Kg}}$$

-Paso de la espira del resorte:

$$P = (L_o - 2D_w) / N_o = (7 - 2 \times 0,825) / 6 = \mathbf{0,89}$$

$$\lambda \text{ arctang.} = P / (\pi \times D_m) = 0,89 / (\pi \times 3,5) = \mathbf{4,3^\circ}$$

-Verificación al cierre:

$$S_{sc} = (1,38 \times 8 \times 554 \times 3,5) / (\pi \times 0,8253) = \mathbf{12134 \text{ Kg / cm}^2}$$

$$S_{sy} = 0,6 \times S_s = 0,6 \times 12134 / (0,8253)^{0,166} = \mathbf{9719 \text{ Kg / cm}^2}$$

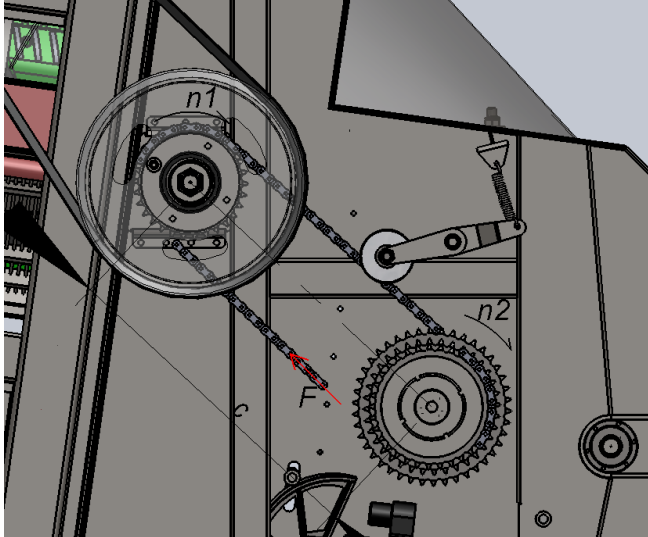
Como vemos no verifica a la fuerza de cierre de 554 Kg, ya que $12134 \text{ Kg / cm}^2 \geq 9719 \text{ Kg / cm}^2$; por lo tanto quedara totalmente deformado el resorte. En tal caso se podría rediseñar el resorte con un diámetro de alambre de 9,5 mm reemplazando en las formulas anteriores como se puede apreciar verifica a la fuerza de cierre.

$$S_{sc} = (1,45 \times 8 \times 619 \times 3,5) / (\pi \times 0,950) = \mathbf{8420 \text{ Kg / cm}^2}$$

$$S_{sy} = 0,6 \times S_s = 0,6 \times 15690 / (0,950)^{0,166} = \mathbf{9719 \text{ Kg / cm}^2}$$



4-10 Verificación de la cadena a rodillos mando cilindro alimentado



Datos:

$N = 23 \text{ hp}$ (Pot. A transmitir)

$F = 533 \text{ Kg}$.

$m_w = 2$ (Relación de transmisión)

$n_1 = 611 \text{ rpm}$; $N_1 = 21$ (rueda dentada)

$n_2 = 305 \text{ rpm}$; $N_2 = 42$ (rueda dentada)

$C = 734,5 \text{ mm}$ (long. entre centros)

$N_{fs} = 2$ (coeficiente de servicio)

Figura N° 4-14 (Cadena a rodillos mando cilindro alimentador).

La cadena propuesta para este tipo de transmisión es una cadena de rodillos ASA N°80 simple reforzada cuyo paso es de 1" (25,4 mm).

-Calculando la potencia de proyecto

$$H_{p_p} = N_{fs} \times h_{p_{transm}} = 2 \times 23 \text{ hp} = \mathbf{46 \text{ hp}}$$

De la tabla 17-11 para una cadena N° 80 tenemos

$$H_r = (23 \text{ hp}) \times K_1 \times K_2$$

$K_1 = 0,85$ (Factor de corrección por diente, tabla 17-12)

$K_2 = 2,5$ (Factor de cordones múltiples tabla 17-13)

$$H_r = (23 \text{ hp}) \times K_1 \times K_2 = 23 \times 0,85 \times 2,5 = \mathbf{49 \text{ hp}}$$

Como vemos verifica, Ya que $\mathbf{49 \text{ hp} \geq 46 \text{ hp}}$



-Verificación de la carga de rotura mínima de la cadena:

Según el catálogo de cadenas Vicente Pellegrini cadenas a rodillos (ver anexo), N° 80 H

$$\rightarrow F_{min} = 5787 \text{ Kg.}$$

$$F \times N_{fs} \leq F_{min} \rightarrow 533 \text{ Kg} \times 2,5 \leq 5787 \text{ Kg} \rightarrow \boxed{1332 \text{ Kg} \leq 5787 \text{ Kg}} \text{ Verifica}$$

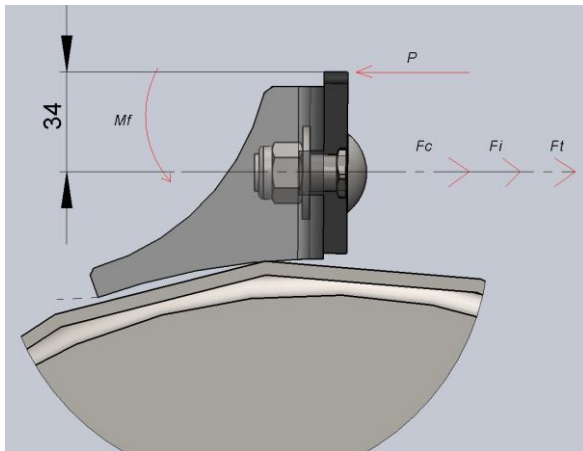
-Longitud aproximada de la cadena (pasos).

$$L = 2c + (N_1 + N_2) / 2 + (N_2 - N_1) / 40 \times c; \quad C = 28,9''$$

$$L = 2 \times 28,9 + (21 + 42) / 2 + (42 - 21) / 40 \times 28,9 = \boxed{121 \text{ pasos}}$$

$$L = 121 \text{ pasos} \times 25,4'' = \boxed{3073 \text{ mm}}$$

4-11 Verificación de los pernos que sujeta la barra raspadora.



Datos:

$$Vt = 14,3 \text{ m/s}$$

$$D = 0,576 \text{ m}$$

$P = (0 - 100) \text{ kg}$ (Fuerza supuesta producida por el impacto, teniendo en cuenta sobrecargas atascamientos, etc.)

$$m = 0,50 \text{ kg} \text{ (masa barra raspadora)}$$

$$F_c = m \times v^2 / r = 0,50 \times (14,3)^2 / 0,28 \text{ m}$$

$$\mathbf{F_c = 365 \text{ Kg.}}$$

Figura N°4-15 (Carga sobre el perno)

$$M_f = P_t \times 6,8 \text{ cm} = 100 \times 6,8 = \mathbf{680 \text{ kgcm.}}$$

$$F_e = M_f / d = 680 \text{ Kgcm} / 3,4 \text{ cm} = \mathbf{200 \text{ Kg.}}$$

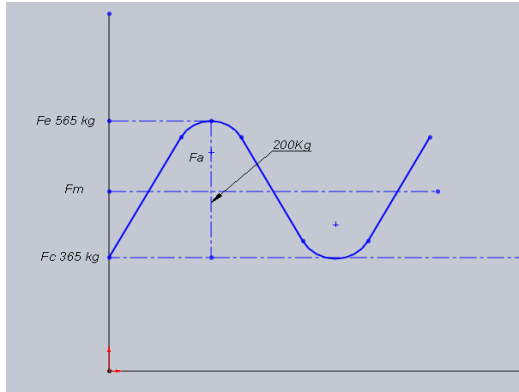


Figura N°4-16 (tipo de esfuerzo)

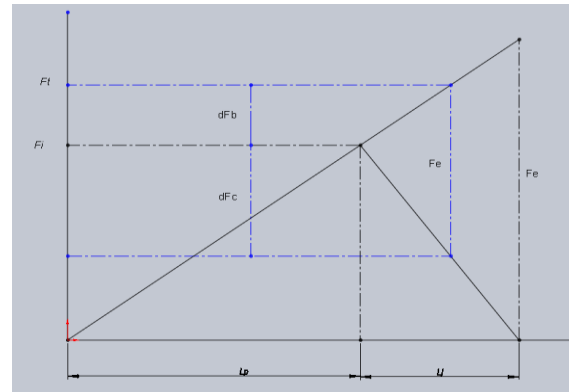


Figura N° 4-17 (fuerzas actuantes)

La fijación se realiza por medio de pernos 3/8" (\varnothing 9,52mm), con cuello cuadrado para su fijación y cabeza redonda rosca UNC, de calidad G5 (8.8) ; las barras raspadoras son de acero fundido al cromo $E = 2 \times 10^6$ Kg. / cm^2 . El cálculo se realizara a la fatiga teniendo en cuenta que la fuerza exterior F_e varía desde cero hasta un máximo de 200 Kg. El esfuerzo inicial de apriete en los pernos se toma $S_i = 0,5 \times S_y$ y el diámetro equivalente $D_e = 2 D_p$. De la tabla AT 14 (Faieres), tomando el área de esfuerzo A_s para un perno 3/8" UNC de $0,500$ cm^2 .

Material de los pernos calidad grado 5:

$$\begin{aligned} S_u &= 6749 \text{ Kg /cm}^2 \\ S_y &= 4148 \text{ Kg /cm}^2 \\ S_n &= 1836 \text{ Kg /cm}^2 \\ K_{fs} &= 1,7 \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones siguientes, se despejará el coeficiente de cálculo $N \geq 1,5$ para que cumpla con las condiciones solicitadas:

$$1 / N = (F^m) / (A_s \times S_y) + K_{fs} \times (F^a) / (A_s \times S_n)$$

$$F^m = (F_{max} + F_{min}) / 2 \quad \rightarrow \quad F^m = (565 + 808) \text{ Kg} / 2 = 687 \text{ Kg}$$

$$F^a = (F_{max} - F_{min}) / 2 \quad \rightarrow \quad F^a = 200 \text{ Kg.}$$

$$F_e = F_{max} / 2 = 100 \text{ Kg.}$$

$$F_i = F_{min} = A_s \times S_i = 0,5 \times S_y \times 0,50 = 808 \text{ Kg}$$



$$F_t = F_{max} = F_i \times \Delta F_b; \quad \Delta F_b = (F_e) \times (K_b) / (K_b + K_c); \quad K_b = (A_b \times E) / L; \quad K_c = (A_c \times E) / L;$$

$$A_c = (\pi \times D_e^2 / 4) - (\pi \times D^2 / 4) = 2,35 D^2$$

$$K_b = 1488525 \quad K_c = 4359075$$

$$\Delta F_b = 25 \text{ Kg.}$$

$$F_t = (565 + 25) \text{ Kg} = 590 \text{ Kg}$$

Remplazando:

$$1 / N = (687 \text{ Kg}) / (0,50 \times 4148) + 1,7 \times (200 \text{ Kg.}) / (0,50 \times 1836)$$

$$1 / N = 0,63 \rightarrow \boxed{N = 1,6 \geq 1,5}$$

Verifica ya que es mayor a 1,5 propuesto en el cálculo.

Capítulo 5: Árbol pasante de mando.

Este árbol cumple una función fundamental ya que es el encargado de recibir la potencia del motor de la cosechadora y transferirla a ambos laterales de la máquina. Por medio de la cinemática del lateral izquierdo de la cosechadora (figura 5-3), este es el encargado de transmitir el movimiento para el acarreador de la cosechadora. Por otra parte por la cinemática del lado derecho de la cosechadora (figura 5-2), es el encargado de transmitir el movimiento al cilindro alimentador, extractor de paja, y a la unidad de limpieza de la cosechadora.

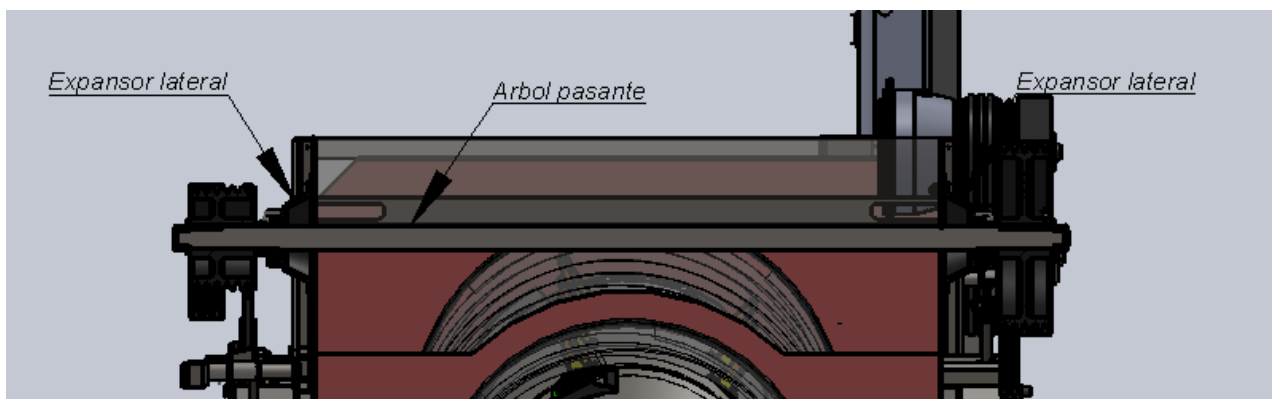


Figura Nº 5-1 (Ubicación árbol pasante)

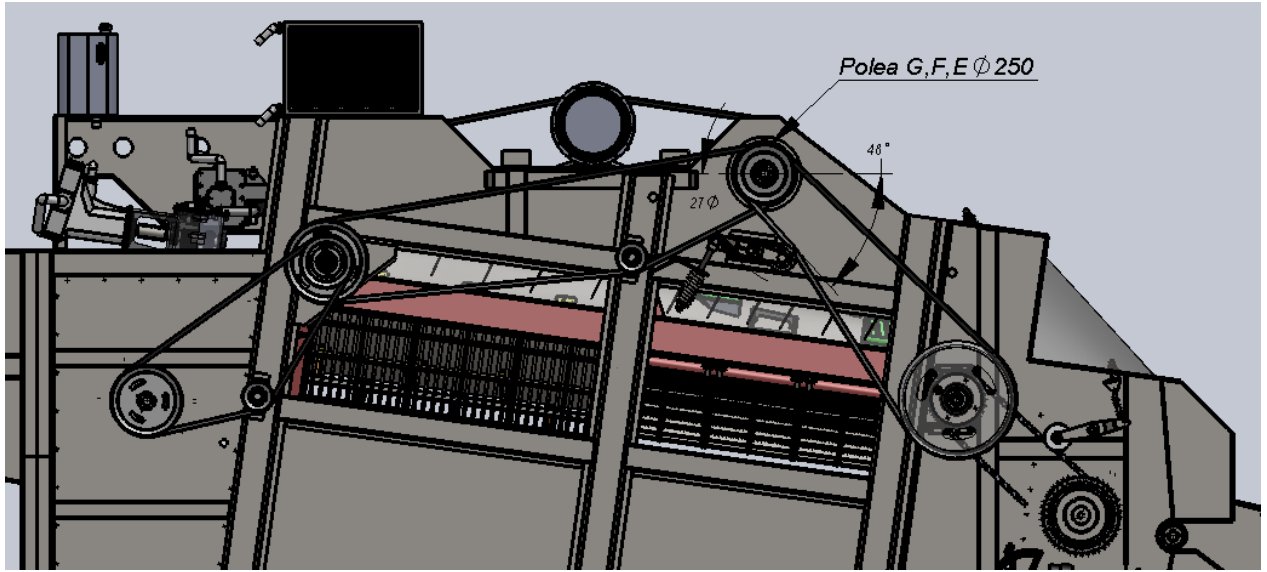


Figura N°5-2 (Cinemática lateral derecho)

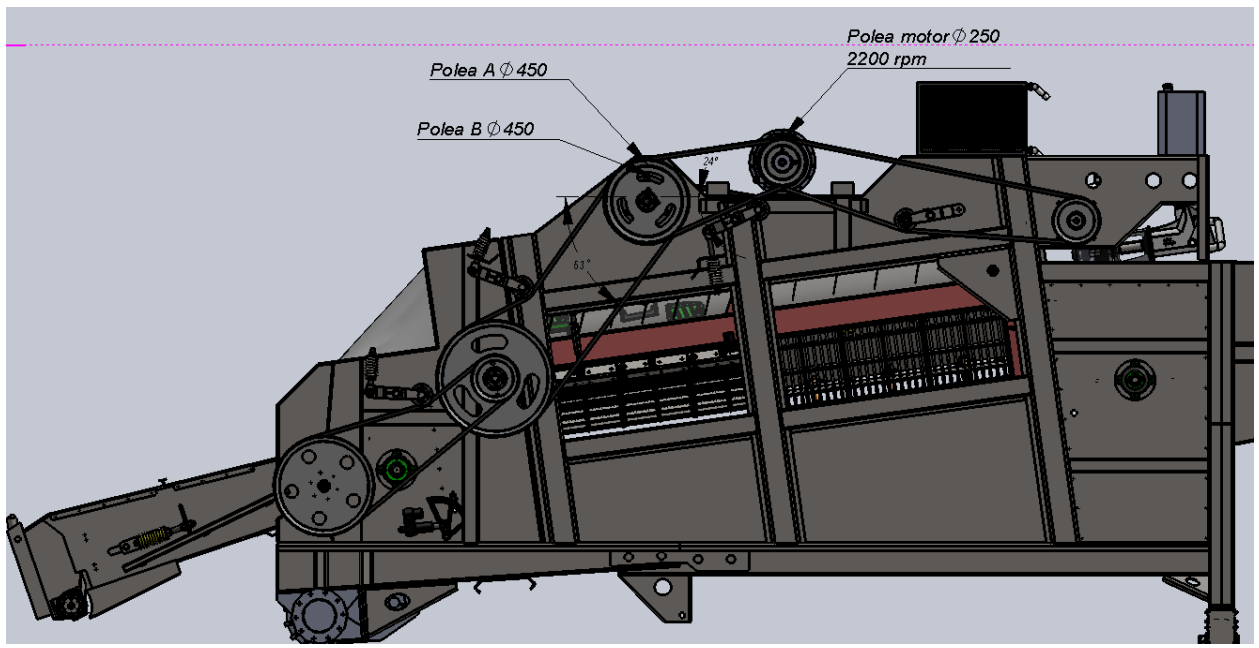


Figura N°5-3 (Cinemática lateral izquierdo)



Como se puede apreciar en el esquema N° 5-3, cinemática lateral izquierdo, el motor tiene una velocidad de rotación de 2200 rpm, acoplado a la toma de fuerza se encuentra una polea para correa trapezoidal de 250 mm de diámetro, esta polea transmite el movimiento a 24° al árbol pasante que en cuyo extremo del árbol se encuentra una polea A de 450 mm de diámetro.

La velocidad de rotación del árbol será:

$$\omega_1 = (2200 \text{ rpm} \times 250 \text{ mm}) / 450 \text{ mm} = \mathbf{1222 \text{ rpm.}}$$

La polea B acoplada al árbol pasante transmite a 53° el movimiento a un eje intermediario para luego transmitirle el movimiento al acarreador.

Como se puede apreciar en el esquema N° 5-2, cinemática lateral derecho, el árbol pasante tiene acoplado en su extremo una polea de 250 mm de diámetro el cual transmite a 48° el movimiento a un eje intermediario para luego transmitir por medio de una cadena de rodillo dicho movimiento al cilindro alimentador. A 27° y del lado contrario transmite el movimiento al cilindro extractor de paja, y en posición vertical no representado en el esquema transmitirá el movimiento a la unidad de limpieza de la cosechadora.

5-2 Cálculo y diseño del árbol pasante de mando

La polea B transmite al acarreador aproximadamente 13 hp a 53° (figura 5-4), potencia calculada anteriormente en el capítulo 3-2. Hay que tener en cuenta que del acarreador a través de un árbol pasante se obtiene el mando para el cabezal de corte de la cosechadora. Considerando un cabezal de corte para maíz y según datos obtenidos de la firma FERRERO-GARRO, fabricantes de caja escuadras, a través de un desarrollo realizado conjuntamente con la firma CABEZALES ALLIOCHIS, se obtuvo que para un maíz con un rinde de aproximadamente 100 qq por hectáreas cada caja del cabezal consume unos 2,5 hp por caja. Según lo definido en el capítulo 1 evaluación de caudales, se propuso que la cosechadora cuenta con un cabezal para maíz de 14 líneas. Así que la potencia consumida por el cabezal será:

$$2,5 \text{ hp} \times 14 \text{ líneas} = \mathbf{35 \text{ hp.}}$$

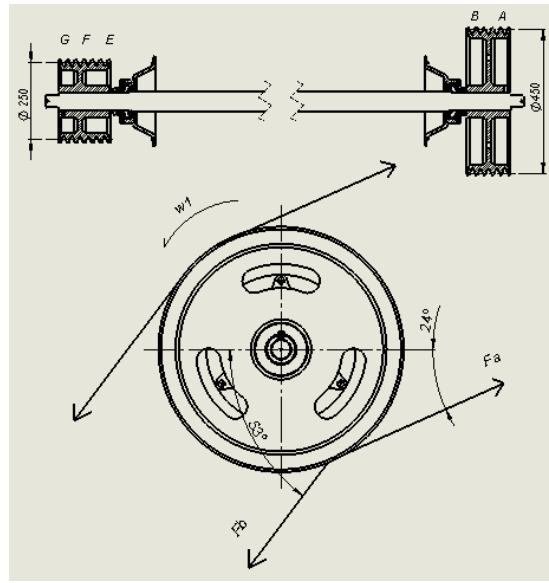


Figura N°5-4 (Mando árbol pasante lateral izquierdo)

Datos:

$$N_B = (13 + 35) \text{ hp} = \mathbf{48 \text{ hp}} \text{ (potencia en B).}$$

$$\omega_1 = \mathbf{1222 \text{ rpm.}}$$

$$N_A = (48 + 23 + 10 + 15) \text{ hp} = \mathbf{96 \text{ hp}} \text{ (potencia total solicitada en A).}$$

La polea G transmite aproximadamente 23 hp a 48° al cilindro alimentador (figura N° 5-5); Se considera que la polea E transmite unos 10 hp a 27° al cilindro extractor de paja, y la polea F transmite en forma vertical unos 15 hp al sistema de limpieza.

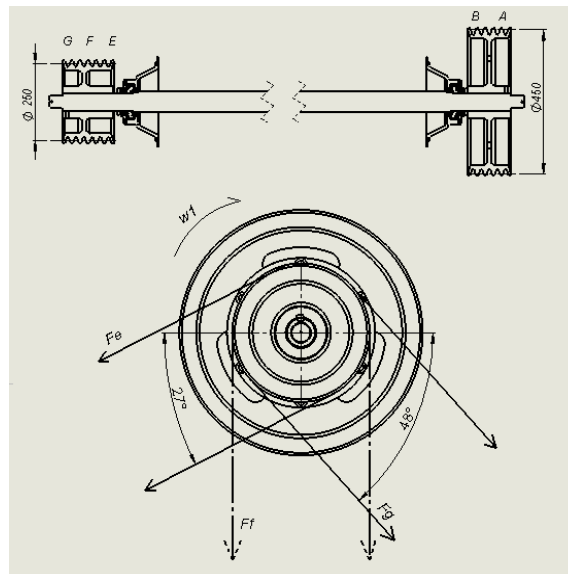


Figura N°5-5 (Mando árbol pasante lateral derecho)



Datos:

$N_G = 23 \text{ hp}$ (potencia al cilindro alimentador).

$N_E = 10 \text{ hp}$ (potencia al cilindro extractor de paja).

$N_f = 15 \text{ hp}$ (potencia la unidad de limpieza)

A partir de los datos obtenidos con el nº de revoluciones del árbol y la potencia consumida podemos calcular el momento torsor producido sobre el árbol por las poleas, para luego poder hallar la fuerza de flexión producida por las correas trapezoidales sobre el árbol en los diferentes planos. Utilizaremos un coeficiente de seguridad $N = 3$ (Esf. Equivalente), Ya que hay que tener en cuenta posibles sobrecargas, atascamientos, materiales extraños, etc.

-Momento de torsión transmitido por la polea en A:

$$T_a = (71620 \times \text{hp}) / \text{rpm} \rightarrow T_a = (71620 \times 96 \text{ hp}) / 1222 \text{ rpm} = \mathbf{5626 \text{ Kgcm.}}$$

-Fuerza de flexión producida por la correa en A:

$$F_A = 1,5 \text{ a } 2 \times (F_1 - F_2). \rightarrow F_a = 1,5 (F_1 - F_2) = 1,5 (T_a) / r_a \rightarrow 1,5 (5626 \text{ kgcm}) / 22,5 \text{ cm} = \mathbf{375 \text{ Kg.}}$$

$$F_{Ax} = F_A \times \cos 24^\circ = \mathbf{346 \text{ Kg.}}$$

$$F_{Ay} = F_A \times \sin 24^\circ = \mathbf{153 \text{ Kg.}}$$

-Momento de torsión transmitido por la polea en B:

$$T_B = (71620 \times \text{hp}) / \text{rpm} \rightarrow T_B = (71620 \times 48 \text{ hp}) / 1222 \text{ rpm} = \mathbf{2813 \text{ Kgcm.}}$$

-Fuerza de flexión producida por la correa en B:

$$F_B = 1,5(F_1 - F_2) = 1,5 (T_B) / r_b \rightarrow 1,5 (2813 \text{ kgcm}) / 22,5 \text{ cm} = \mathbf{187,5 \text{ Kg.}}$$

$$F_{Bx} = F_B \times \cos 53^\circ = \mathbf{113 \text{ Kg.}}$$

$$F_{By} = F_B \times \sin 53^\circ = \mathbf{150 \text{ Kg.}}$$



-Momento de torsión transmitido por la polea en G:

$$T_G = (71620 \times hp) / rpm \rightarrow T_G = (71620 \times 23 \text{ hp}) / 1222 \text{ rpm} = \mathbf{1348 \text{ Kgcm.}}$$

-Fuerza de flexión producida por la correa en G:

$$F_G = 1,5(F_1 - F_2) = 1,5 (T_G) / r_g \rightarrow 1,5 (1348 \text{ kgcm}) / 12,5 \text{ cm} = \mathbf{162 \text{ Kg.}}$$

$$F_{Gx} = F_G \times \cos 48^\circ = \mathbf{108 \text{ Kg.}}$$

$$F_{Gy} = F_G \times \sin 48^\circ = \mathbf{120 \text{ Kg.}}$$

-Momento de torsión transmitido por la polea en E:

$$T_E = (71620 \times hp) / rpm \rightarrow T_E = (71620 \times 10 \text{ hp}) / 1222 \text{ rpm} = \mathbf{586 \text{ Kgcm.}}$$

-Fuerza de flexión producida por la correa en E:

$$F_E = 1,5(F_1 - F_2) = 1,5 (T_E) / r_e \rightarrow 1,5 (586 \text{ kgcm}) / 12,5 \text{ cm} = \mathbf{70 \text{ Kg.}}$$

$$F_{Ex} = F_E \times \cos 27^\circ = \mathbf{62 \text{ Kg.}}$$

$$F_{Ey} = F_E \times \sin 27^\circ = \mathbf{32 \text{ Kg.}}$$

-Momento de torsión transmitido por la polea en F:

$$T_F = (71620 \times hp) / rpm \rightarrow T_F = (71620 \times 15 \text{ hp}) / 1222 \text{ rpm} = \mathbf{879 \text{ Kgcm.}}$$

-Fuerza de flexión producida por la correa en F:

$$F_F = 1,5(F_1 - F_2) = 1,5 (T_F) / r_f \rightarrow 1,5 (879 \text{ kgcm}) / 12,5 \text{ cm} = \mathbf{105 \text{ Kg.}}$$

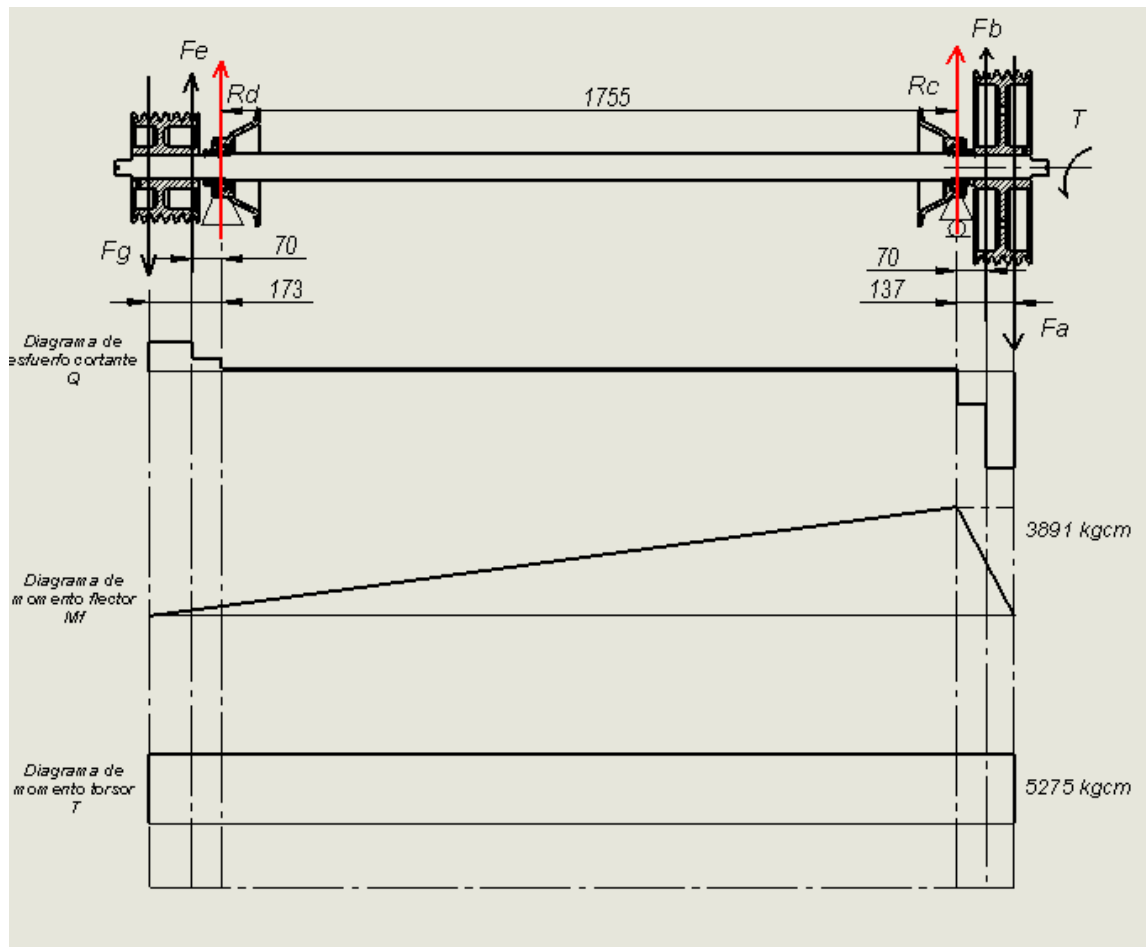


Figura N°5-6 (Diagrama plano horizontal)

-Planteando las ecuaciones para el equilibrio tenemos:

Diagrama plano horizontal:

$$\sum F_x = 0 = F_{Gx} - F_{Ex} - R_D - R_C - F_{Bx} + F_{Ax} \rightarrow R_{Dx} = -32 \text{ Kg.}$$

$$\sum M_{Dx} = 0 = F_{Gx} \times (17,3) \text{ cm} - F_{Ex} \times (7) \text{ cm} + R_C \times (175,5) \text{ cm} + F_{Bx} \times (182,5) \text{ cm} - F_{Ax} \times (189,2) \text{ cm} = 0$$

$$R_{Cx} \times (175,5) \text{ cm} \rightarrow R_C = 247 \text{ kg.}$$

Según el diagrama el máximo momento se encuentra en el punto c:

$$M_{f_{cx}} = -R_{Dx} \times (175,5) \text{ cm} - F_{Ex} \times (182,5) \text{ cm} + F_{Gx} \times (192,8) \text{ cm} = 3891 \text{ kgcm.}$$

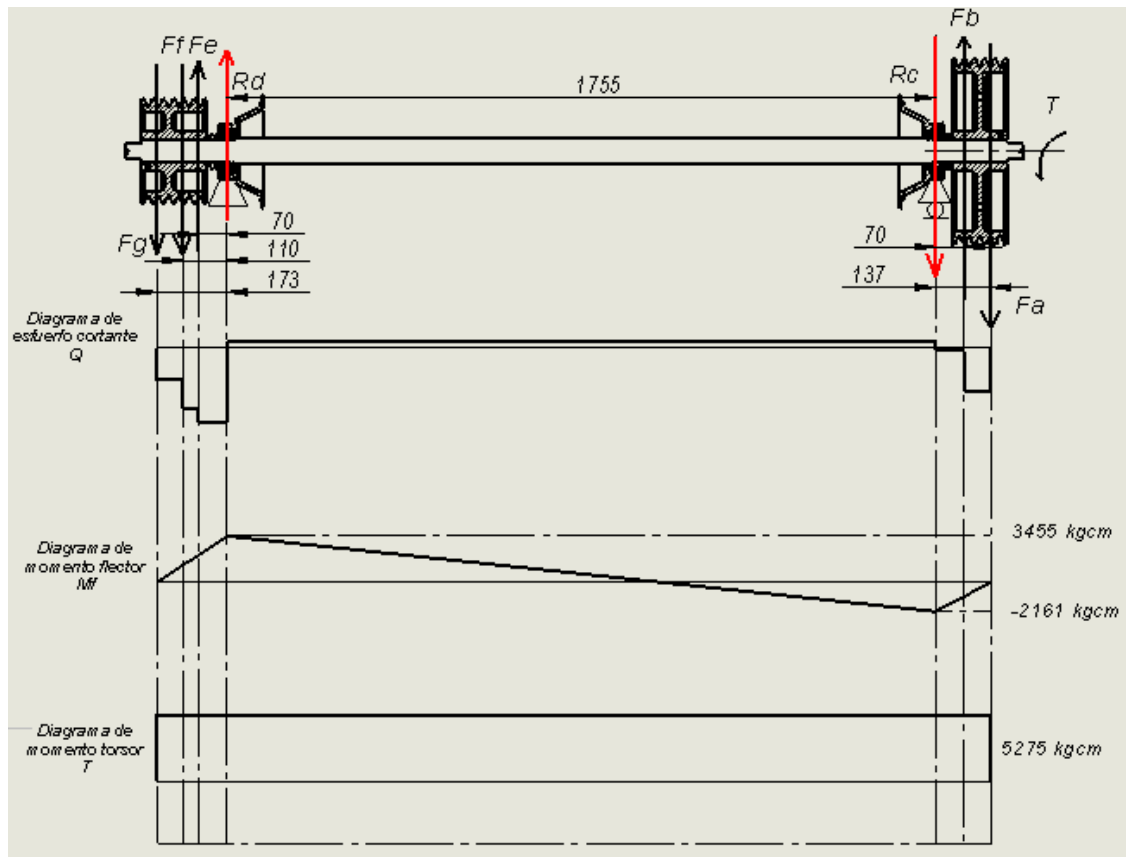


Figura N°5-7 (Diagrama plano vertical)

Diagrama plano vertical:

$$\sum F_y = 0 = -F_{Gy} - F_{Ey} + R_{Dy} - R_{Cy} - F_{By} + F_{Ay} \rightarrow R_{Dy} = 181 \text{ Kg.}$$

$$\sum M_D = 0 = F_{Gy} \times (17,3) \text{ cm} + F_f \times (11) \text{ cm} + F_{Ey} \times (7) \text{ cm} - R_{Cy} \times (175,5) \text{ cm} - F_{By} \times (182,5) \text{ cm} + F_{Ay} \times (189,2) \text{ cm} = 0$$

$$R_{Cy} \times (175,5) \text{ cm} \rightarrow R_{Cy} = 32 \text{ kg.}$$

Según el diagrama el máximo momento se encuentra en el punto D:

$$M_{fDy} = F_{Gy} \times (17,3) \text{ cm} + F_f \times (11) \text{ cm} + F_{Ey} \times (7) \text{ cm} = 3455 \text{ kgcm.}$$



$$M_{f_{cy}} = F_{Gy} \times (17,3) \text{ cm} + F_f \times (11) \text{ cm} + F_{Ey} \times (7) \text{ cm} - R_{cy} \times (175,5) \text{ cm} = -2161 \text{ Kgcm}$$

Finalmente el momento flector máximo resultante en la sección s-s será:

$$M_{xy} = \sqrt{(M_{cx})^2 + (M_{cy})^2} \quad M_{xy} = \sqrt{(3891)^2 + (-2161)^2} = 4450 \text{ Kgcm.}$$

-Material del árbol AISI 1045 (Recocido), propiedades mecánicas:

$S_u = 6327 \text{ kg/cm}^2$	Concentrador de esfuerzos (chavetero)
$S_y = 3867 \text{ kg/cm}^2$	$K_f = 1,6$
$S_{ys} = 0,6 \times S_y = 2320 \text{ kg/cm}^2$	
$S_n = 0,5 \times S_u \times 0,85 \times 0,87 = 2340 \text{ kg/cm}^2$	$K_{fs} = 1,3$
$S_{ns} = 0,5 \times S_n = 1170 \text{ kg/cm}^2$	

Con estos datos proyectamos el árbol en base a los principios del esfuerzo equivalente

-Planteando la ecuación para el esfuerzo equivalente:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2}$$

-Tipo de esfuerzos:

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, necesitamos hallar el esfuerzo equivalente, $S_m = 0$.

Suponiendo un par de torsión constante, $S_{as} = 0$.

$$S_0 = M_f / W \rightarrow S_m = 0; S_a = (M_{f_{max}} + M_{f_{min}}) / 2 = 4450 / W$$

$$S_0 = T / W \rightarrow S_{ms} = T / 2W = (5626 / 2W) = 2813 / W$$

$$S_e = (S_n / S_y) \times S_m + K_f \times S_a \rightarrow S_e = K_f \times S_a = 1,6 \times 4450 / W = 7120 / W$$

$$S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} + K_{fs} \times S_a \rightarrow S_{es} = (S_{ns} / S_{ys}) \times S_{ms} = (2496 / 4148) \times 2813 / W =$$

$$1693 / W$$



Remplazando:

$$1/N = [(S_e / S_n)^2 + (S_{es} / S_{ns})^2]^{1/2} \rightarrow 1/N = [(7120 / 2496 W)^2 + (1693 / 1170 W)^2]^{1/2}$$

$$1/N^2 = 13/W^2 \rightarrow W = \sqrt{13 \times 3^2} = \boxed{11 \text{ cm}^3}$$

$$W = (\pi \times D^3 / 32) \rightarrow D = \sqrt[3]{(11 \times 32) / \pi} = \mathbf{50 \text{ mm.}}$$

Seleccionamos un árbol de 2 ½" diámetro final 63,5mm, (SAE 1045 recocido), cuyo rebaje para los rodamientos, sección más solicitada, es de un diámetro de 55mm.

-Carga sobre los rodamientos:

$$P_c = \sqrt{(R_{cx})^2 + (R_{cy})^2} = P_c = \sqrt{(247)^2 + (32)^2} = \mathbf{249 \text{ kg.}}$$

$$P_d = \sqrt{(R_{dx})^2 + (R_{dy})^2} = P_g = \sqrt{(-32)^2 + (181)^2} = \mathbf{183 \text{ kg.}}$$

5-3 Selección de los rodamientos para el árbol pasante

Teniendo en cuenta posible desalineación por errores de montaje o por flexión del árbol consideramos rodamiento de bola a rotula. (Como en el subtema anterior).

Según el catálogo de SKF para los rodamiento de bolas a rotula la desalinización angular admisible se toma como máximo 3°.

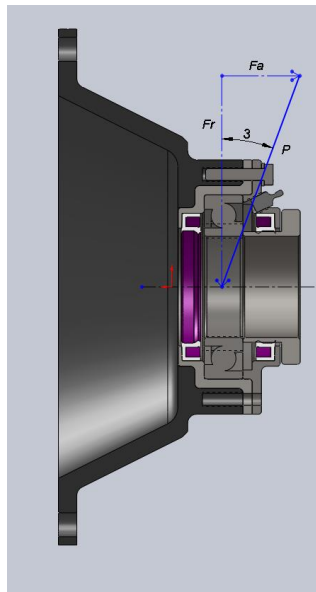


Figura N°5-8 (Carga sobre los rodamientos).



-Datos:

$$\omega = 1222 \text{ rpm.}$$

$$d = 55 \text{ mm.}$$

$$L_h = 6000 \text{ hr.}$$

$$P_c = 249 \text{ Kg.}$$

$$F_r = 249 \text{ Kg} \times \cos 3^\circ = 249 \text{ kg.}$$

$$F_a = 249 \text{ Kg} \times \sin 3^\circ = 13 \text{ Kg.}$$

De la tabla N°1 del manual de SKF rodamiento de bola a rotula obtenemos los siguientes datos:

$$F_a / F_r = 13 / 248 = 0,052, \rightarrow F_a / F_r \leq e \rightarrow X = 1; Y = 3,6$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \times 248 \text{ kg} + 3,6 \times 13 \text{ kg} = \mathbf{295 \text{ Kg.}}$$

De la tabla N°3 del manual de SKF rodamiento de bola obtenemos la seguridad de carga C / P , entrando a la tabla con $L_h = 6000$ y $\omega = 1222 \text{ rpm}$. Obtenemos los siguientes datos:

$$C / P = 7,81; C = 7,81 \times 295 \text{ kg} = \mathbf{2304 \text{ kg}} \rightarrow \mathbf{22579 \text{ N}}$$

Rodamiento seleccionado 2211 SKF

$$\Phi_i = 55 \text{ mm.}$$

$$\Phi_e = 100 \text{ mm.}$$

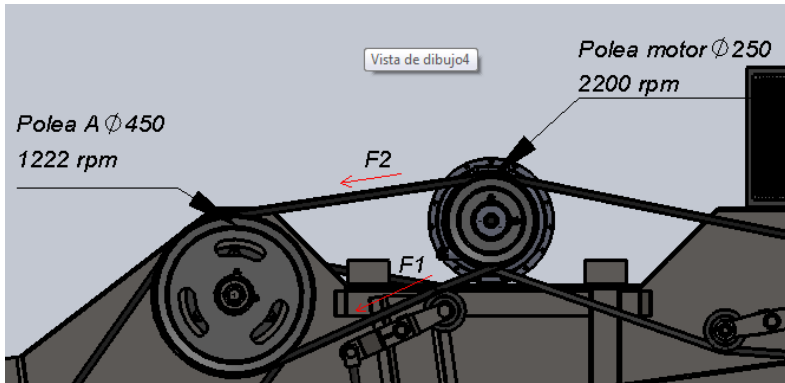
$$b = 21 \text{ mm.}$$

$C = 22579 \text{ N} \geq 26500 \text{ N}$ Verifica ya que la capacidad dinámica de carga es mayor a la solicitada.

5-4 Selección de las correas trapezoidales.

Las correas se seleccionaran siguiendo los procedimientos del manual de correas GOODYEAR (ver anexo). Las correas seleccionadas en este subtema serán según el esquema N°5-4-1, la correa que va desde la toma de potencia del motor a la polea de mando del árbol pasante.

Según el esquema N°5-4-2, la correa que va desde la polea de mando del árbol pasante a la polea del eje intermediario que luego por una cadena de rodillo le imprime el movimiento al cilindro alimentador.



Datos:

$$\omega_1 = 2200 \text{ rpm.}$$

$$\omega_2 = 1222 \text{ rpm.}$$

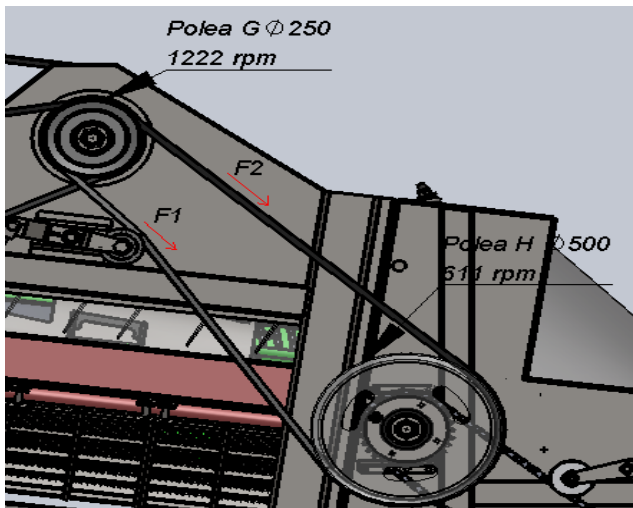
$$N_A = 96 \text{ hp}$$

$$C = 742 \text{ mm} \rightarrow 29,2''$$

$$D_{pm} = 125 \text{ mm} \rightarrow 4,92''$$

$$D_{pa} = 225 \text{ mm} \rightarrow 8,85''$$

Figura N°5-9 (correa motor mando árbol pasante)



Datos:

$$\omega_2 = 1222 \text{ rpm.}$$

$$\omega_2 = 611 \text{ rpm.}$$

$$N_H = 23 \text{ hp}$$

$$C = 1280 \text{ mm} \rightarrow 50,3''$$

$$D_{pG} = 125 \text{ mm} \rightarrow 4,92''$$

$$D_{pa} = 250 \text{ mm} \rightarrow 9,84''$$

Figura N°5-10 (correa árbol pasante eje

intermediario mando cilindro)

1-Selección de la correa motor mando árbol pasante.

-Determinación del factor de servicio

$$N_{sf} = 1,2 \rightarrow \text{Tabla N°15}$$

-Cálculo de la potencia de diseño

$$N_d = N_A \times N_{sf} \rightarrow \mathbf{N_d = 96 \text{ hp} \times 1,2 = 115 \text{ hp}}$$



-Determinación de la sección de la correa

Entrando a la tabla N°4 con los $hp \times N_{sf}$, y n° rpm de la polea menor se obtiene:

Correa tipo D

-Determinación de la medida de la correa:

Longitud de la correa

$$L = 2C + 1,57(D + d) + (D - d)^2 / (4 C)$$

$$L = 2 \times 29,2 + 1,57 \times (8,85 + 4,92) + (8,85 - 4,92)^2 / (4 \times 29,2)$$

$$L = 80,14'' \rightarrow \text{Tabla N}^{\circ}2 \rightarrow \mathbf{D 85} \rightarrow \mathbf{87,9'' (2233 mm)}$$

-Arco de contacto

$$\text{Arc} = 180^{\circ} - 60 (D - d) / C = 180^{\circ} - 8^{\circ} = \mathbf{172^{\circ}}$$

-Factor de corrección arco de contacto

De la tabla N° 12 para $172^{\circ} \rightarrow K_{\phi} = 0,98$

De la tabla N° 13 para un largo de $85'' \rightarrow K_L = 0,90$

-Determinación el número de correas

De la tabla N° 9 $\rightarrow \mathbf{10,7 hp / correas}$

Como la relación de transmisión no es 1 a 1, hay que aumentar la capacidad

De la tabla N° 9 $\rightarrow \mathbf{7,74 hp adicionales}$

$$10,7 hp + 7,74 hp = \mathbf{18,44 hp Potencia transmitida por correa}$$

Número de correas

$$N^{\circ} = \text{Pot de diseño} / \text{pot transmitida por correa} \times K_{\phi} \times K_L$$

$$N^{\circ} = 115 hp / 18,44 \times 0,98 \times 0,90 = \mathbf{7 correas tipo D}$$



2- Selección de la correa árbol pasante eje intermediario cilindro.

-Determinación del factor de servicio

$$N_{sf} = 1,2 \rightarrow \text{Tabla N}^\circ 15$$

-Cálculo de la potencia de diseño

$$N_d = N_A \times N_{sf} \rightarrow \mathbf{N_d = 23 \text{ hp} \times 1,2 = 27,6 \text{ hp}}$$

-Determinación de la sección de la correa

Entrando a la tabla N°4 con los hp x N_{sf}, y n° rpm de la polea menor se obtiene:

Correa tipo C

-Determinación de la medida de la correa:

Longitud de la correa

$$L = 2C + 1,57(D + d) + (D - d)^2 / (4 C)$$

$$L = 2 \times 50,3 + 1,57 \times (9,84 + 4,92) + (9,84 - 4,92)^2 / (4 \times 50,3)$$

$$L = 123,8''' \rightarrow \text{Tabla N}^\circ 2 \rightarrow \mathbf{C \ 130,9'' \rightarrow (3325 \text{ mm})}$$

-Arco de contacto

$$\text{Arc} = 180^\circ - 60 (D - d) / C = 180^\circ - 5,8^\circ = \mathbf{174^\circ}$$

-Factor de corrección arco de contacto

De la tabla N° 12 para 174° → $K_\phi = 0,98$

De la tabla N° 13 para un largo de 128'' → $K_L = 0,98$

-Determinación el número de correas

De la tabla N° 8 → **5,37 hp / correas**

Como la relación de transmisión no es 1 a 1, hay que aumentar la capacidad

De la tabla N° 9 → **1,31 hp adicionales**



$5,37 \text{ hp} + 1,31 \text{ hp} = 6,68 \text{ hp}$ *Potencia transmitida por correa*

Número de correas

$N^{\circ} = \text{Pot de diseño} / \text{pot transmitida por correa} \times K_{\phi} \times K_L$

$N^{\circ} = 27,6 \text{ hp} / 6,68 \times 0,98 \times 0,98 = 4 \text{ correas tipo C}$

Capítulo 6: Unidad de trilla y separación

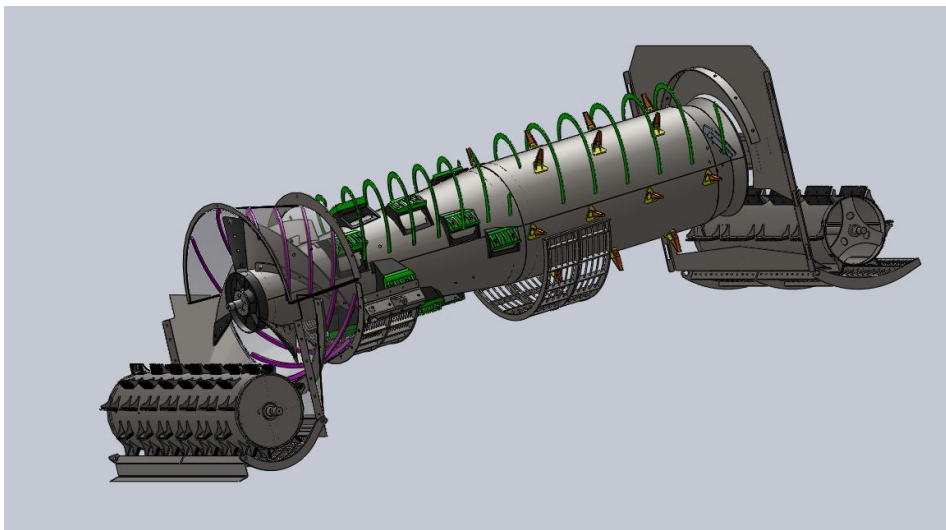


Figura N° 6-1 Rotor de Flujo Variable: máxima capacidad y calidad

6-1-Descripción:

Generalidades y funcionamiento de las partes.

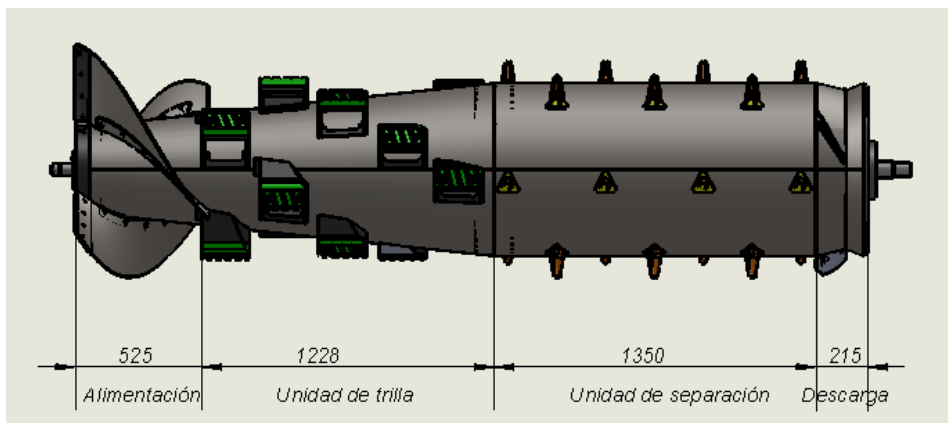




Figura 6-2 medidas y partes que compones el rotor

El rotor flujo variable combina la demostrada eficacia del sistema de separación de rotor único con un nuevo rotor de alto rendimiento, este cuenta con un cono más grande que aumenta significativamente la capacidad gracias a un área mayor para manejar el cultivo. Combinada con la boca de descarga cónica trasera, también mejora la calidad de la paja y al reducir la carga reduce el consumo de energía, también se ahorra combustible. Mediante el proceso de alimentación de tres pasos el material pasa alrededor de toda la circunferencia del rotor, esto permite un flujo de material más suave y uniforme especialmente para cultivos de gran humedad o con paja verde.

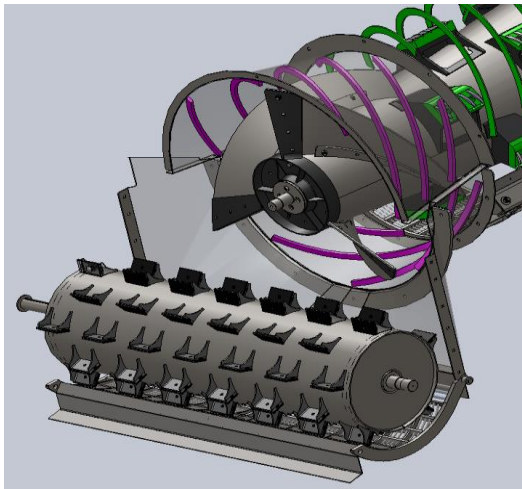


Figura N° 6-3 sección alimentación

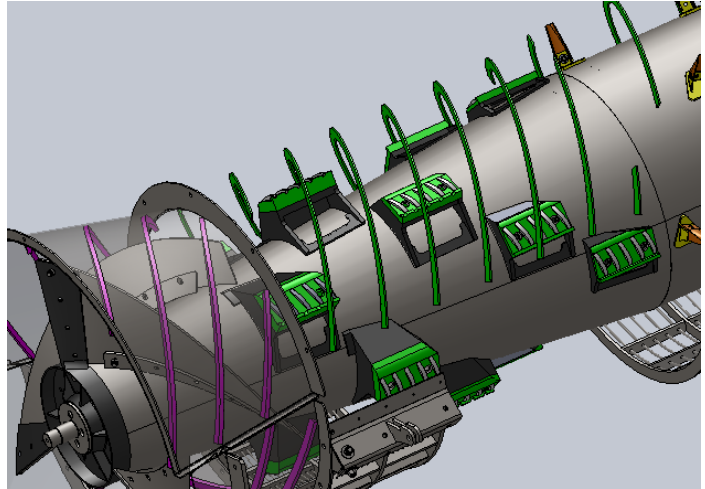


Figura N° 6-4 sección de trilla

El cultivo pasa a la sección de trilla desde el alimentador. Las estrías de los elementos de trilla empujan hacia delante el material de cultivo con mayor suavidad, lo que permite al rotor ofrecer un mejor rendimiento de trilla.

Los helicoides de la tapa superior impulsan el cultivo desde la sección de trilla hasta la sección de separación. El diseño emplea un principio de tracción y liberación para proporcionar mayor rendimiento en cultivo de alta humedad.

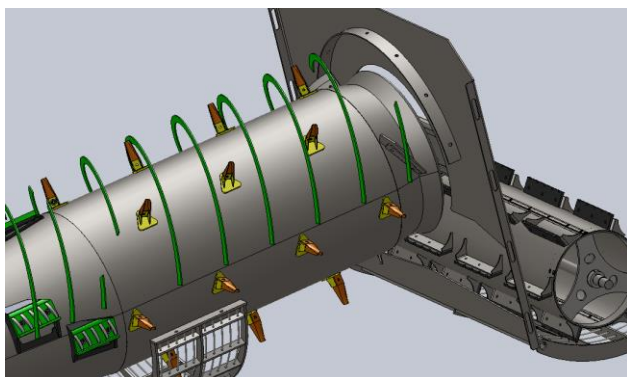


Figura N° 6-5 sección de separación

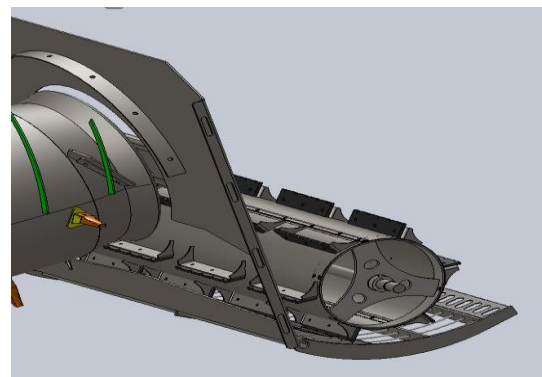


Figura N° 6-6 sección de descarga



Seis filas de dedos de separación inclinados peinan el material, penetrando en su interior para recuperar la máxima cantidad de grano, especialmente en cultivos verdes y con altos volúmenes de material.

El material es barrido por la unidad de descarga ahusada. Una criba de descarga debajo del batidor recupera hasta el último grano, y las paletas de la unidad de descarga distribuyen el material para una alimentación homogénea del picador de paja.

6-2 Marco teórico:

6-2-1 Sistema de trilla:

Se asume que el material es puesto en movimiento por la superficie interna del cono exterior estacionario y rota alrededor del cono rotor, según un eje paralelamente a su base. El movimiento es sostenido por la acción del rotor que gira con una velocidad (ω) a un radio (r) comprendido entre el material y el eje de rotación del cono.

En este caso la fuerza de gravedad se desprecia comparada con la fuerza centrífuga que se genera.

El material se desvía del plano del cuál rota y describe una trayectoria helicoidal cuyo diámetro se incrementa paulatinamente acelerando progresivamente dándole mayor velocidad tangencial hacia el área de separación; el material se desliza en contacto con el rotor y con la ayuda de la hélice solidaria al cono rotor y los helicoides internos del cono exterior (vaner) y los correspondientes pertenecientes la tapa superior del área de trilla y separación.

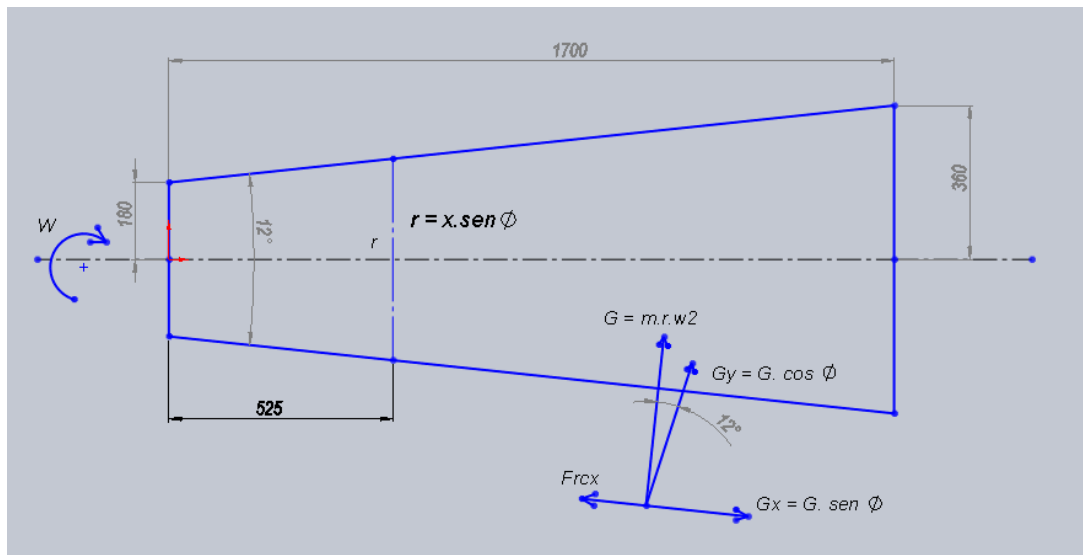


Figura N° 6-7 Reacción ejercida sobre el material



La desviación del plano de movimiento original resulta de la componente de la fuerza centrífuga G_x que actúa paralela a la superficie del cono.

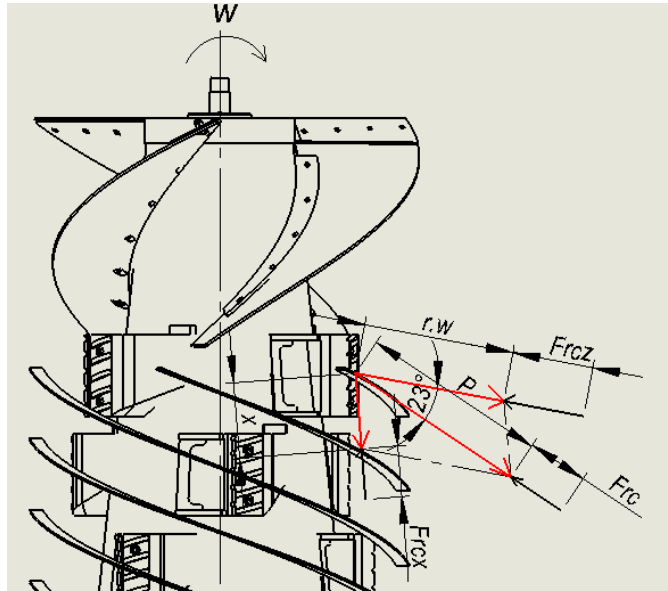


Figura Nº 6-8 Reacción ejercida por la superficie exterior y fuerza de roce

$$F_{rcz} = F_{rc} \times \cos \beta, F_{rcx} = F_{rc} \times \sin \beta$$

$$F_{rc} = -\mu \cdot G \cos \Phi = -\mu \cdot G_y$$

$$r \cdot \omega = P \times \cos \beta; \cos \beta = r \cdot \omega / \sqrt{x^2 + r^2 \cdot \omega^2}$$

$$x = P \times \sin \beta; \sin \beta = x / \sqrt{x^2 + r^2 \cdot \omega^2}$$

El cono interno al girar sobre su eje centrifuga la partícula y la proyecta sobre la cara interna superficie exterior. Esta ejerce una reacción G_y sobre la partícula en ángulo recto con respecto a su superficie y genera así la trayectoria helicoidal. La componente G permite explicar la componente tangencial y la G_x el movimiento axial (figura 6-7); a esta se opone la fuerza de roce F_{rcx} y se produce así la trilla entre la superficie exterior y la partícula. La suma de fuerza que actúan en la dirección X (G_x, F_{rcx}, F_{rb}) se debe exclusivamente a la fricción. El fenómeno de la fricción está asociado con la fuerza normal o fuerza entre un cuerpo y un plano, sobre el cual se desliza o tiende a deslizarse, en este caso la partícula se desliza mientras está en contacto con las dos superficies dispuestas en ángulo recto entre sí. La F_b actúa sobre el eje z perpendicular al eje de giro del cono y comunica la energía necesaria para que la partícula supere la fuerza de roce e inerciales y se mueve sobre él. La trilla se produce por la fuerza de roce entre la partícula, el cóncavo exterior, la barra raspadora y por impacto. Los granos trillados cuelan a través de la cama de paja y son separados una vez que coincide su trayectoria con la abertura del cóncavo exterior.

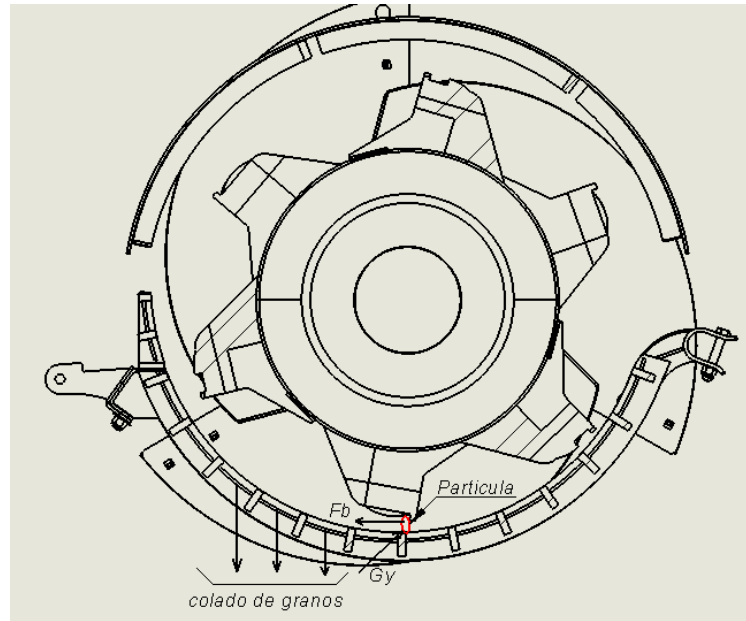


Figura N° 6-9 Origen de la fuerza de fricción de la partícula con el cóncavo y con la muela de frotación.

$$F_{rc} = \mu \cdot G_y$$
$$F_{rb} = \mu \cdot F_b$$

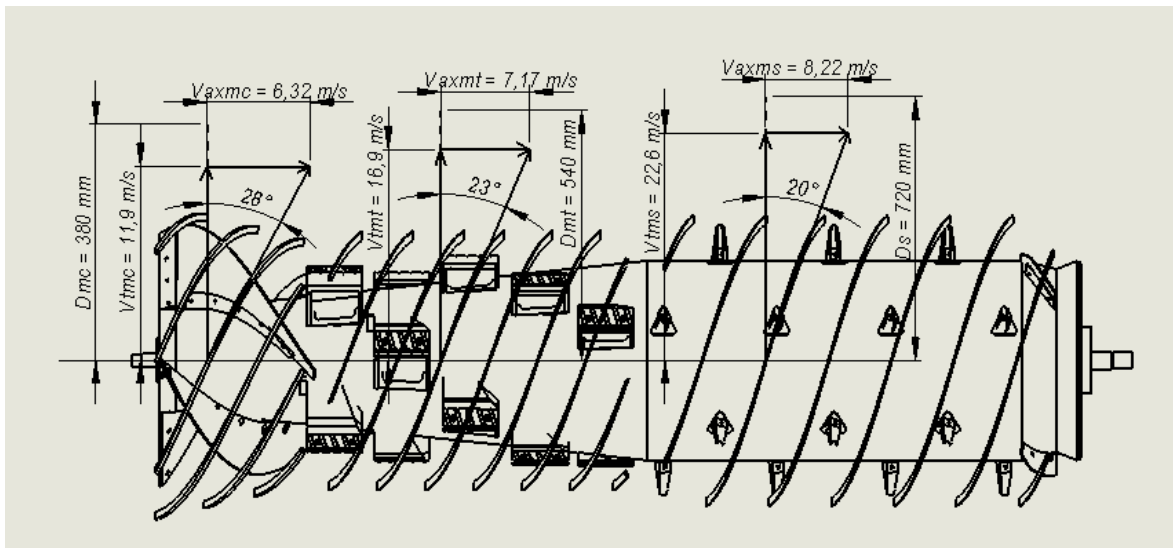


Figura N° 6-10 Diagrama de velocidades medias tangencial y axial en las diferentes secciones del rotor.



Para las velocidades representadas en el figura N° 6-10, se consideró un diámetro medio para la sección de entrada como para la sección de trilla, para calcular las velocidades medias partimos de la siguiente ecuación, teniendo en cuenta que el rotor gira a una velocidad media (ω_m) de 600 rpm.

$$V_{Tm} = (\pi \times D_m \times \omega_m) / 60 \rightarrow \text{Velocidad tangencial media.}$$

$$Tg_{\beta} = \text{Sen } \beta / \cos \beta \rightarrow \text{Sen } \beta = (Tg_{\beta} \times \cos \beta).$$

Remplazando:

$$V_{axm} = (tg_{\beta} \times V_{Tm}) \rightarrow \text{Velocidad axial media.}$$

6-3 Determinación de la potencia requerida por el rotor.

La potencia consumida por el rotor la vamos a dividir en las tres secciones del rotor.

- 1- Vamos a calcular la potencia consumida por el cono de transición, que se puede considerar como la potencia consumida por un sinfín para transportar dicho material hacia la unidad de trilla, hay que tener en cuenta también el efecto del viento producido por las hélices del sinfín.
- 2- La potencia necesaria para producir la trilla del material que es muy similar a la requerida por un cilindro convencional, más la potencia requerida para trasportar el material hacia la unidad de separación que se puede considerar como un tornillo de transmisión de potencia para desplazar dicho material.
- 3- La potencia necesaria para separar el material, que se puede considerar como un cilindro convencional a dientes, más la potencia para trasportar el material hacia la unidad de descarga.

También hay que tener en cuenta la potencia consumida por la fricción de los cojinetes

6-3-1 Determinación de la potencia requerida por el cono de transición.

Para calcular la potencia vamos a considerar una altura media de hélice de 254 mm, de acuerdo al figura N° 6-10, la velocidad tangencial es de aproximadamente 12 m/s, una longitud del cono de hélice 525 mm y una densidad media de material tomando el trigo con una relación de grano/ no grano de 1,2, tenemos: $\delta = 0,600 \text{ T} / \text{m}^3$

También hay que considerar que el material no parte del cero sino que ingresa al cono de transición con una velocidad producida por el acelerador- alimentador (ver figura 4-3).

Teniendo en cuentas las siguientes ecuaciones del apunte de trasportadores de tornillo sinfín (Departamento e ingeniería mecánica universidad de Madrid) tenemos:



TORNILLOS SIN FIN

DETERMINACIÓN DEL FLUJO DE MATERIAL

Área de relleno del canalón (m²) $s = \lambda \frac{\pi D^2}{4}$

Coef. de relleno de la sección (menor que la unidad para evitar amontonamiento)

Paso del tornillo (m)

Velocidad de desplazamiento del transportador (m/s) $v = \frac{t \cdot n}{60}$

Tipo de carga	λ
Pesada y abrasiva	0,125
Pesada poco abrasiva	0,25
Ligera poco abrasiva	0,32
Ligera no abrasiva	0,4

Velocidad de giro del tornillo

Cuadro N°1

TORNILLOS SIN FIN

DETERMINACIÓN DEL FLUJO DE MATERIAL

Densidad del material (t/m³)

Flujo de material transportado (t/h) $Q = 3600 \cdot s \cdot v \cdot \gamma \cdot k$

Coef. de disminución del flujo de material

$s = \lambda \frac{\pi D^2}{4}$
↓
 $v = \frac{t \cdot n}{60}$

$Q = 3600 \cdot \lambda \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{t \cdot n}{60} \cdot \gamma \cdot k$

Inclinación del canalón	0°	5°	10°	15°	20°
k	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Cuadro N°2

TORNILLOS SIN FIN

POTENCIA DE ACCIONAMIENTO

Desplazamiento del material

$P_H (kW) = c_0 \frac{QLg}{3600} = c_0 \frac{QL}{367}$

Longitud de la instalación

Coef. de resistencia del material

Material	c ₀ Empírico
Harina, serrín, productos granulosos	1,2
Turba, sosa, polvo de carbón	1,6
Antracita, carbón, sal de roca	2,5
Yeso, arcilla seca, tierra fina, cemento, cal, arena	4

Cuadro N°3



Del cuadro N°1 podemos calcular el área de relleno; teniendo en cuenta el diámetro medio de hélice y considerando el tipo de carga como pesada y abrasiva.

$$S = \lambda (\pi \times D^2) / 4 \rightarrow S = 0,25 \times (\pi \times 0,5082) / 4 = 0,050 \text{ m}^2 \times 3 \text{ helices} = \mathbf{0,152 \text{ m}^2}$$

Del cuadro N° 2 podemos calcular el flujo de material a transportar (t / h). Considerando que el rotor está inclinado 10°.

$$Q = 3600 \times S \times V \times \delta \times K \rightarrow Q = 3600 \times 0,152 \times 12 \times 0,60 \times 0,8 = \mathbf{3151 \text{ T / h}}$$

Del cuadro N° 3 podemos calcular la potencia consumida para desplazar el material Considerando el coeficiente de resistencia del material de 1,6.

$$P_h = C_o \times (Q \times L) / 367 \rightarrow P_h = 1,6 \times (3151 \times 0,525) / 367 = 7,2 \text{ Kw} \rightarrow \mathbf{9,6 \text{ hp}}$$

-Potencia consumida por la masa de aire puesta en movimiento por las hélices

Suponemos que la velocidad del aire es proporcional a V_c (velocidad periférica del rotor).

$$V_p = \xi \cdot V_c$$

$$\xi = 0,55 \text{ (Ver apuntes) (4)}$$

-Datos hélice cono de transición

$$F = \text{Área de la hélice del cono (m}^2) = 0,44 \text{ m}^2 \text{ c/u}$$

$$i = \text{Número de hélices} = 3$$

Vamos a considerar que el rotor está girando a su máxima velocidad de 1050 rpm.

$$\omega = 1050 \text{ rpm} \times (2 \pi \text{ rad} / 1 \text{ rev.}) \times (1 \text{ min.} / 60 \text{ seg.}) = 110 \text{ rad} / \text{seg.}$$

$$V_c = \omega \times r = 110 \text{ rad/seg} \times 0,254 = 28 \text{ m/seg.}$$

$$V_c = 28 \text{ m/s (velocidad periférica tomada al diámetro medio de la hélice).}$$

-Masa de aire puesta en movimiento

$$M_p = (\gamma_p \cdot F \cdot i \cdot V_c) / g = (1,23 \text{ Kg/m}^3 \times 0,44 \text{ m}^2 \times 3 \times 28 \text{ m/seg}) / 9,8 \text{ m/seg}^2 = 4,63 \text{ Kg seg/m}$$

$$V_p = 0,55 \times 4,63 \text{ m/seg} = \mathbf{2,55 \text{ m/seg}}$$

$$B \cdot w^3 = (M_p \cdot V_p^2) / 2 = (4,63 \text{ Kg seg/m} \times (2,55 \text{ m/s.})^2) / 2 = \mathbf{15 \text{ (Kg.m)/seg.}}$$

$$(15 \text{ (Kgm)/seg}) \times (1 \text{ hp} / 75 \text{ (Kgm)/seg}) = \mathbf{0,20 \text{ hp}}$$



Como se puede apreciar la potencia consumida por el cono de transición del rotor es de aproximadamente 10 hp.

6-3-2 Determinación de la potencia requerida por la unidad de trilla.

Para calcular la potencia en la unidad de trilla, primero vamos a calcular la potencia necesaria para la trilla, esta ocurre por impacto y por fricción cuando un elemento de trilla impacta y frota el material contra los barrotos del cóncavo, igual al efecto se produce en un cilindro de una maquina convencional.

En segundo lugar hay que calcular la potencia requerida para transportar el material desde la sección de trilla hacia la sección de separación, sabiendo que el rotor al girar desplaza el material siguiendo una trayectoria helicoidal que le imprimen los helicoides ubicados en la parte superior de la tapa. Este efecto lo podemos considerar como un tornillo de transmisión de potencia.

-Potencia consumida por la acción de la trilla

De acuerdo a lo desarrollado en el capítulo 4-2

(Según apuntes – Goryachkin). \Rightarrow en su teoría de cilindro, supuso choques inelásticos entre las barras frotadoras y el material, y partiendo de la muy conocida relación de impulso y cantidad de movimiento se deduce que:

$$P_1 \times dt = dm \times V \quad (9)$$

P_1 = fuerza de choque con la cual las barras frotadoras golpean el material (fuerza dinámica).

d_t = tiempo de choque.

d_m = masa del material golpeada por la barra.

V = velocidad obtenida por el material en el tiempo d_t

$$\text{La fuerza } P_1 = (dm / dt) \times V = m' \times V \quad (10)$$



(Masa de material que ingresa a la unidad de trilla en 1 seg.)

La potencia para producir la fuerza P_1 vale: $N = F \cdot V$

$$P_1 \cdot V_c = m' \cdot (V_c)^2 \quad (11)$$

V_c = velocidad periférica del rotor en un diámetro medio de 540 mm, suponiendo que el rotor gira a su máxima velocidad.

$$\omega = 1050 \text{ rpm} \rightarrow 110 \text{ rad / s}$$

$$V_c = \omega \times r = 110 \text{ rad / s} \times 0,270 \text{ m} = 28 \text{ m / s}$$



La fuerza P_2 es la fuerza de rozamiento $\Rightarrow P_2 = \mu \cdot P$ (12)

μ = coeficiente de rozamiento muy afectado por la humedad del material.

De tablas: (0,65; 0,75)

La fuerza total ejercida por el cilindro es P , en consecuencia de la ecuación (10) y de (12):

$$P = P_1 + P_2 = m' \cdot V + \mu \cdot P$$

$$P = (m' \cdot V) / (1 - \mu) \quad (13)$$

Si sabemos que potencia es $N = F \cdot V$; al multiplicar por la velocidad obtenemos la potencia.

$$N_u = (m' \cdot V^2) / (1 - \mu) \quad (14) \quad \text{potencia requerida por el cilindro para la unidad de trilla.}$$

Resolviendo:

La cantidad de material alimentada por segundo que llega a la sección de trilla del rotor si consideramos que en la pre-trilla es separado y colado un 10% del material entrante tenemos: m' . (En este caso tomamos el trigo (grano + no grano) obtenido del subtema 1 es:

$$m' = 24 \text{ Kg/s} \times (-10\%) = 2,4 \text{ Kg/s}$$

La velocidad periférica del cilindro es de 28 m/s y el coeficiente de rozamiento afectado por la humedad, tipo de material, se toma: 0,65 a 0,75

Remplazando en la ecuación N^a 14

$$N_u = [2,4 \text{ kg/s} \times (28^2)] / (1 - 0,65) = 48384 \text{ kgm}^2/\text{s}^3 / 9,81 \text{ m/s}^2 \times 1 \text{hp} / 75 \text{ kgm/s}^2$$

$N_{ut} = 65 \text{ hp.}$

La simplificación de Goryachkin (choque inelástico) y no tomar en cuenta el resbalamiento entre barras frotadoras y el material produce una reducción en la velocidad de salida del material en la ecuación (14) en el sentido de reducir la velocidad de salida.

La potencia requerida por impacto y producción de la velocidad de la capa de material se expresa:



$$N_1 = \mathcal{E} \times m \rightarrow \mathcal{E} = 0,40 \text{ a } 0,45$$

$$N_{ut} = 65 \text{ hp} \times 0,45 = \boxed{29,25 \text{ hp}}$$

-Potencia consumida para transportar el material:

En primer lugar de acuerdo al figura N° 6-11 vamos a calcular la mitad del volumen del espacio anular entre el rotor y el cilindro exterior esto lo podemos asemejar al volumen de un cono truncado.

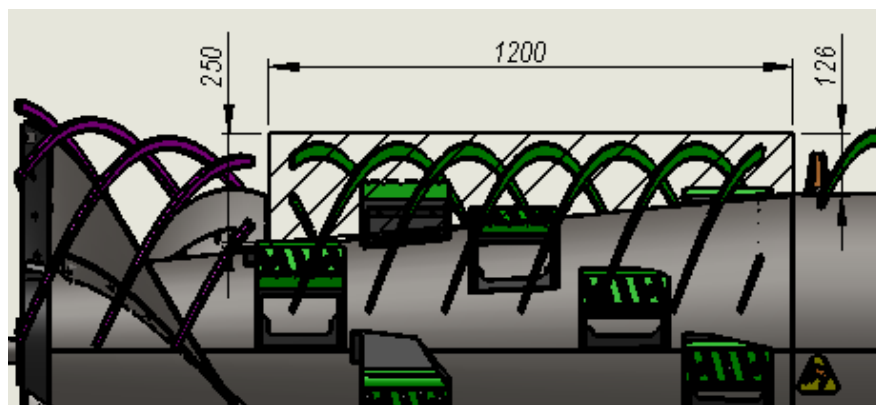


Figura N° 6-11 volumen ocupado por el material

$$V = 0,261 \times h (D^2 + D \times d + d^2)$$

$$V = 0,261 \times 1,20 (0,50^2 + 0,50 \times 0,252 + 0,25^2) / 2$$

$$V = 0,065 \text{ m}^3$$

Si consideramos que el material que se encuentra en el interior es trigo con una relación de grano/ no grano de 1,2, tenemos: densidad de $\delta = 600 \text{ Kg/ m}^3$

Multiplicando el volumen por la densidad nos daría el peso del material que hay que desplazar

$$W = V \times \delta = 0,065 \text{ m}^3 \times 600 \text{ kg/ m}^3 = 40 \text{ Kg.}$$

Al problema lo podemos considerar como un tornillo de transmisión de potencia, con la ayuda del libro de elemento de máquinas (Faires) capítulo 8.18 Podemos hallar la fuerza necesaria para desplazar el material de acuerdo a las siguientes ecuaciones.

Teniendo en cuenta que el coeficiente de fricción es ($f = 0,65$).



Sabiendo que la $Tg \beta = f$ (coeficiente de fricción)

$$\beta = f \operatorname{arctg} \rightarrow \beta = 33^\circ$$

Por medio de la ecuación (e); Hallamos la fuerza para empujar el material

$$Q = W \operatorname{tg} (\beta + \lambda) \rightarrow Q = 40 \text{ kg} \times \operatorname{tg} (33^\circ + 23^\circ) = 61,5 \text{ kg.}$$

Por medio de la ecuación (f) calculamos el torque para girar el tornillo.

$$T = (Q \times D) / 2 = (W \times D) / 2 \times \operatorname{tg} (\beta + \lambda) = 15,4 \text{ Kgm} \rightarrow 1540 \text{ kgcm}$$

De la siguiente ecuación de torsión podemos hallar la potencia para hacer girar el rotor con material en su interior.

$$T = (71620 \times \text{hp}) / N^\circ \text{ rpm} \rightarrow \text{hp} = (1540 \text{ Kgcm} \times 1050 \text{ rpm}) / 71620 = \boxed{22,5 \text{ hp}}$$

6-3-3 Determinación de la potencia requerida por la unidad de separación.

Se supone que el 70% de los granos caen a través del cóncavo de trilla a limpieza, y el 20% caen por las rejillas en la separación.

Vamos a suponer que aproximadamente el 90% del material no grano va a separación y es lo que hay que remover.

Índice total de grano que ingresa a la máquina 5000 Kg/ha. (Trigo).

Índice de grano que va a separación aproximadamente 20% \Rightarrow 1000 Kg/ha.

Índice total de no grano 6000 Kg/ha.

Índice de no grano que hay que remover aproximadamente 90% \Rightarrow 5400 Kg/ha.

Flujo total de material que va separación: Grano + no grano = 6400 Kg/ha.

$N_{us} = (m \cdot V^2) / (1-\mu)$ potencia requerida para la unidad de separación.

$$6400 \text{ Kg/ha.} \quad \underline{\hspace{2cm}} \quad 380 \text{ seg. (Para hacer una hectárea)}$$

$$17 \text{ Kg/seg.} = X \underline{\hspace{2cm}} 1 \text{ seg.}$$

$$m = 17 \text{ Kg/seg.}$$

V_c = velocidad periférica del rotor, diámetro del rotor en la separación 720 mm, suponiendo que el rotor gira a su máxima velocidad.

$$\omega = 1050 \text{ rpm} \rightarrow 110 \text{ rad / s}$$

$$V_c = \omega \times r = 110 \text{ rad / s} \times 0,360 \text{ m} = 39,6 \text{ m / s}$$



Tomamos $\mu = 0,8$ (cilindro de dientes).

Remplazando en la ecuación N^a 14

$$N_u = [17 \text{ kg/s} \times (39,6^2)] / (1 - 0,8) = 13329 \text{ kgm}^2/\text{s}^3 / 9,81 \text{ m/s}^2 \times 1 \text{ hp} / 75 \text{ kgm/s}^2$$

$$N_{us} = 181 \text{ hp.}$$

$$N_1 = \varepsilon \times m \rightarrow \varepsilon = 0,40 \text{ a } 0,45$$

$$N_{us} = 181 \text{ hp} \times 0,45 = \boxed{81,45 \text{ hp}}$$

Considerando esta potencia para remover e impulsar el material hacia atrás.

La potencia total consumida por el rotor a su máximo régimen será igual a la suma de la potencia del cono de transición más la potencia requerida por la trilla del material más la potencia requerida en la unidad de separación.

$$N_T = N_{ct} + N_{ut} + N_{us} = (10,2 + 52,5 + 81,5) \text{ hp} = \boxed{145 \text{ Hp}}$$

En el momento de arranque del movimiento del rotor la potencia N suministrada por el motor será:

$$N = J \times \omega \times (d\omega / dt). \quad (15)$$

De donde:

$$J = 650 \text{ Kgm}^2 \text{ (momento de inercia másico del rotor) (datos obtenidos de solidworks)}$$
$$\omega = 110 \text{ r/s (velocidad angular)}$$

Tenemos que obtener una aceleración impartida al material que ingresa a la unidad:

$$d\omega / dt = (m \times v^2) / (1 - f) = 21,6 \text{ Kg/s} \times (36,9 \text{ m/s})^2 / (1 - 0,65) \times 650 \text{ kgm}^2 \times 110 \text{ r/s}$$

$$d\omega / dt = 1,17 \text{ r/s}^2$$

$$N = 650 \text{ kgm}^2 \times 110 \text{ r/s} \times 1,17 \text{ r/s}^2 = 83740 \text{ Kgm}^2 / \text{s}^3$$

$$N = 83740 \text{ Kgm}^2 / \text{s}^3 / (9,81 \text{ m/s}^2) \times 1 \text{ hp} / (75 \text{ kgm/s}) = \boxed{114 \text{ hp}}$$



$$75 N = J \times w \times (dw / dt) = (m \times v^2) / (1 - f) \quad (16)$$

Esta ecuación como se puede ver nos representa la dependencia entre la potencia motor, la potencia absorbida por el rotor, y la potencia para la trilla del material.

$$75 N = J \times w \times (dw / dt). \quad (15)$$

De la ecuación N° 15, la podemos expresar de la siguiente manera:

$(dw / dt) = (75 N) / (J \times w)$ (17) → Como vemos es una hipérbola, ganancia de Velocidad ya que la aceleración produce mayor velocidad angular (ω).

Trabajando con la ecuación N° 16 podemos expresarla de la siguiente manera:

$$(dw / dt) = (m \times v^2) / (1 - f) \times (J \times w) = (m \times R^2 \times \omega) / (1 - f) \times (J) \quad (18)$$

Como se puede ver (dw / dt) es inversamente proporcional a J , o desaceleración menor regularidad de funcionamiento. (Al impactar el material tiende a perder velocidad).

De la ecuación N° 17, tenemos una ganancia de velocidad, vemos que es una hipérbola en función de ω .

De la ecuación N° 18, tenemos pérdida de velocidad, vemos que es una recta.

Ver figura siguiente:

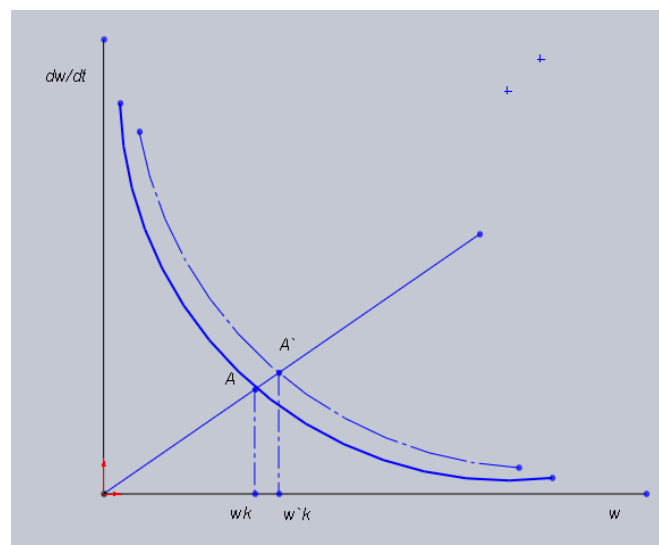


Figura N° 6-12



En la intersección del punto A corresponde una velocidad que llámanos crítica en el cual el motor opera a su máxima capacidad de carga. Si en este punto de trabajo sobreviene un aumento de caudal de material de ingreso o m^{\cdot} , se reduce la velocidad del cilindro para lograr un nuevo punto de equilibrio y esto puede no ser conveniente para la trilla. Luego la potencia del motor debe ser seleccionada para una velocidad crítica superior ($\omega^{\cdot}k$).

La velocidad crítica se determina:

$$(75 N) / (J \times \omega k) = (m^{\cdot} \times R^2 \times \omega) / (1 - f) \times (J) \rightarrow \omega k = \sqrt{75N (1-f) / (m^{\cdot} \times R^2)}$$

Igualando la ecuación 17 y 18 sus segundos miembros

$$m^{\cdot} / N = 75 (1 - f) / (R^2 \times \omega^2)$$

Vemos que el requerimiento específico de potencia o sea hp por cada kg / seg, de material ingresado es menor cuando menor es el radio y menor es ω . Por otro lado la cantidad de material por cada hp es más alto con menor diámetro y menor velocidad.

Sin embargo al menor radio menor momento de inercia lo cual implica una menor regularidad de marcha y hay una mayor tendencia a enrollar el material en el cilindro. Por eso se prefiere tomar diámetros en general más grandes, (mayor a 600 mm).

Los siguientes gráficos muestran la variación de la potencia en función de algunas variables:

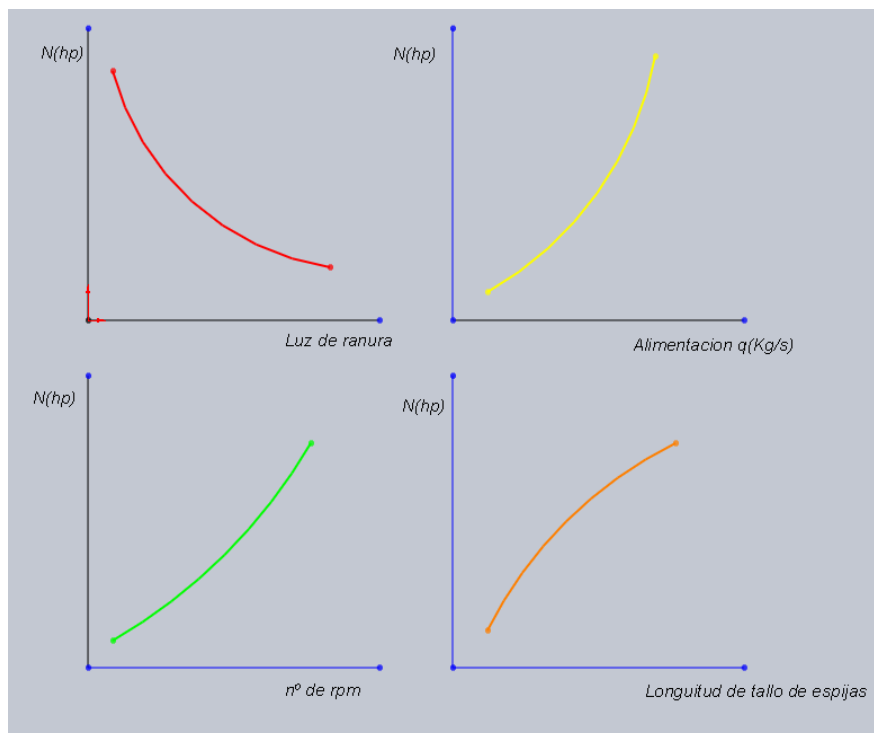


Figura N° 6-12



6-4 Verificación al esfuerzo torsional del rotor en la primera sección de la unidad de trilla.

Para esta verificación vamos a tomar toda la potencia consumida por el rotor a plena carga (145 hp) y a una velocidad de rotación mínima de 200 rpm. Lo vamos a verificar en la sección a 650 mm del cono en la entrada del rotor en la unidad de trilla ya que en este punto se producen los mayores esfuerzos debido a la trilla y al desplazamiento del material. Ver esquema N° 6-4-1.

Teniendo en cuenta el esfuerzo de torsión lo podemos considerar como variable desde cero hasta un máximo, y sabiendo que el rotor está construido de chapa calidad F24 soldada, tomaremos un concentrador de esfuerzo $K_t = 1,2$ (debido a la soldadura y la laminación de la chapa). De la ecuación del esfuerzo variable hallamos el coeficiente de cálculo $N \geq 3$.

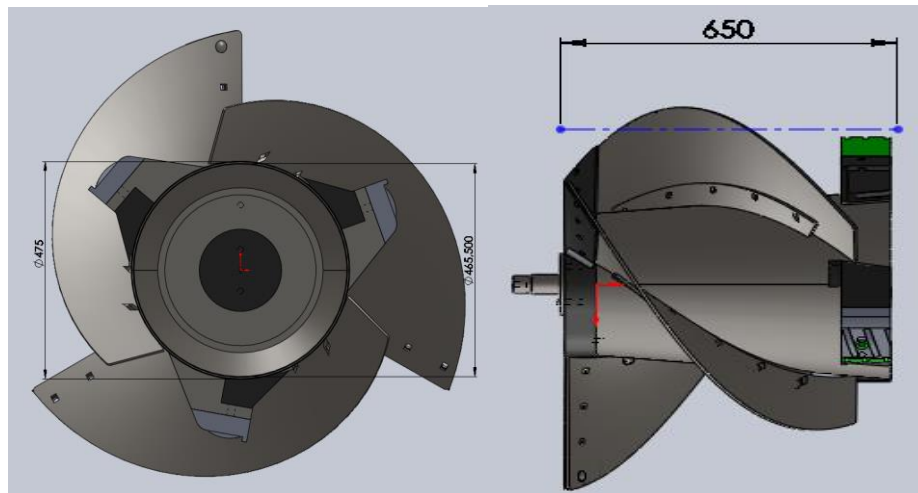


Figura N° 6-13 sección anular del rotor

Datos:

$$Z' = \pi / 32 \times [(D_e^4 - D_i^4)] / (D_e) \text{ (modulo resistente sección anular)}$$

$$Z' = \mathbf{858 \text{ cm}^3}$$

$$T = (\text{hp} \times 71620) / \text{rpm} \text{ (Torsion demandada)}$$

$$T_{\max} = (145 \times 71620) / 200 \text{ rpm} = \mathbf{51925 \text{ Kgcm}}$$

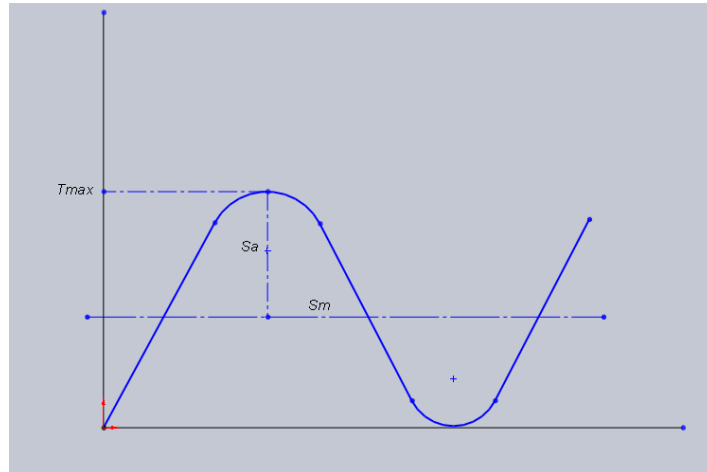


Figura Nº 6-14 variación de esfuerzo de torsión

-Material del rotor chapa calidad F24, propiedades mecánicas:

$$S_u = 4569 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 2350 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{sy} = 0,6 \times S_y = 1410 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_n = 0,6 \times S_u = 2741 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{ns} = 0,85 \times 0,85 \times 0,6 S_n = 1188 \text{ kg/cm}^2$$

$$T^m = (T_{max} + T_{min}) / 2 = 51925 \text{ Kgcm}$$

$$T^a = (T_{max} - T_{min}) / 2 = 51925 \text{ Kgcm}$$

$$1/N = (S_s^m / S_{ys}) + K_f \times (S_s^a / S_{ns})$$

Remplazando en la ecuación anterior tenemos:

$$1/N = [(51925 / z \times 1410)] + 1,2 \times [(51925 / z \times 1188)]$$

$$1/N = (0,042 + 0,061) \rightarrow \boxed{N = 9,7 \geq \text{verifica mayor que } 3}$$



6-5 Verificación de la tapa trasera mando rotor mediante el método de elementos finitos (FEM).

Propiedades de material:

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1 (Redondeo 1)	[SW]1023 Chapa de acero al carbono (SS)	47.1698 kg	0.00600278 m ³

Nombre de material:	[SW]1023 Chapa de acero al carbono (SS)
Descripción:	
Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Desconocido
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2.05e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	8e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7858	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	4.25e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	2.8269e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	52	W/(m.K)	Constante
Calor específico	486	J/(kg.K)	Constante
Factor de endurecimiento (0.0-1.0; 0.0=isotrópico; 1.0=cinemático)	0.85	NA	Constante



Cargas y restricciones:

Sujeción

<i>Nombre de restricción</i>	<i>Conjunto de selecciones</i>	<i>Descripción</i>
<i>Fijo-1 <Tapa trasera rotor></i>	<i>Activar 1 Cara (s) fija.</i>	

Carga

<i>Nombre de carga</i>	<i>Conjunto de selecciones</i>	<i>Tipo de carga</i>	<i>Descripción</i>
<i>Torsión-1 <Tapa trasera rotor></i>	<i>activar 6 Cara(s) aplicar momento de torsión 3461 kgf-cm con respecto a la referencia seleccionada Cara< 1 > utilizando distribución uniforme</i>	<i>Carga secuencial</i>	

Información de malla:

<i>Tipo de malla:</i>	<i>Malla sólida</i>
<i>Mallador utilizado:</i>	<i>Malla estándar</i>
<i>Transición automática:</i>	<i>Desactivar</i>
<i>Superficie suave:</i>	<i>Activar</i>
<i>Verificación jacobiana:</i>	<i>4 Points</i>
<i>Tamaño de elementos:</i>	<i>22.289 mm</i>
<i>Tolerancia:</i>	<i>1.1144 mm</i>
<i>Calidad:</i>	<i>Alta</i>
<i>Número de elementos:</i>	<i>10727</i>
<i>Número de nodos:</i>	<i>20868</i>
<i>Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):</i>	<i>00:00:04</i>
<i>Nombre de computadora:</i>	<i>DIEGO</i>



Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	0.137001	-0.671956	0.764593	1.02708

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	-5.19827e-005	-0.00151434	-0.00357182	0.00387992

Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N-m	0	0	0	1e-033

Resultados del estudio:

Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	4.42955e-005 kgf/cm ² Nodo: 18292	(-77.8069 mm, 143.136 mm, 290.251 mm)	65.7892 kgf/cm ² Nodo: 19481	(-21.5749 mm, -45.811 mm, 79.3504 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 239	(-78.6965 mm, 0 mm, 325.828 mm)	0.00190671 mm Nodo: 861	(-50.25 mm, 0.00190671 mm, 130 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.19135e-011 Elemento: 8856	(-72.4443 mm, -120.499 mm, -303.96 mm)	2.31763e-005 Elemento: 5469	(-19.4731 mm, 92.2665 mm, 1.48198 mm)

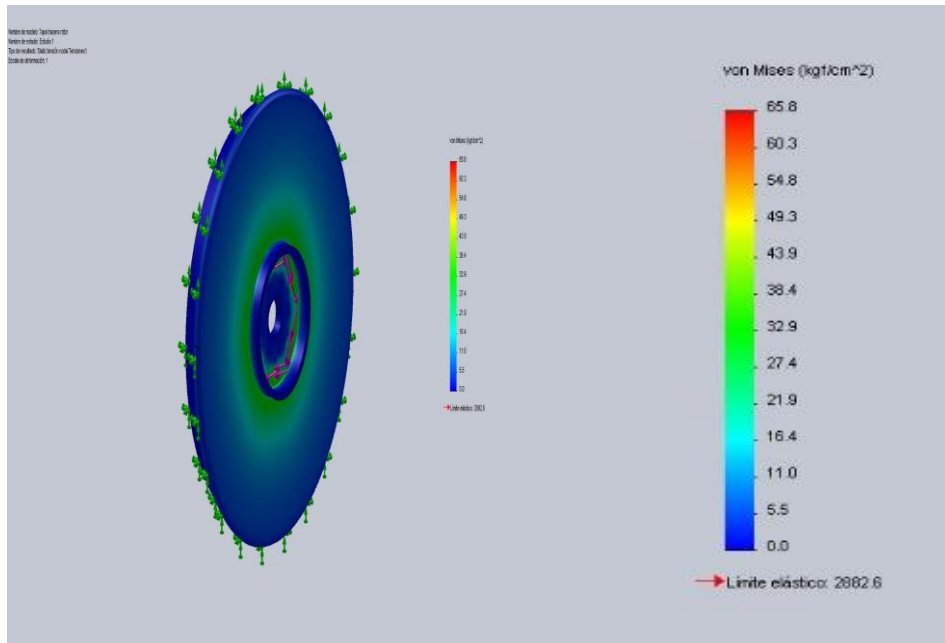


Figura N° 6-15

Tapa trasera rotor-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

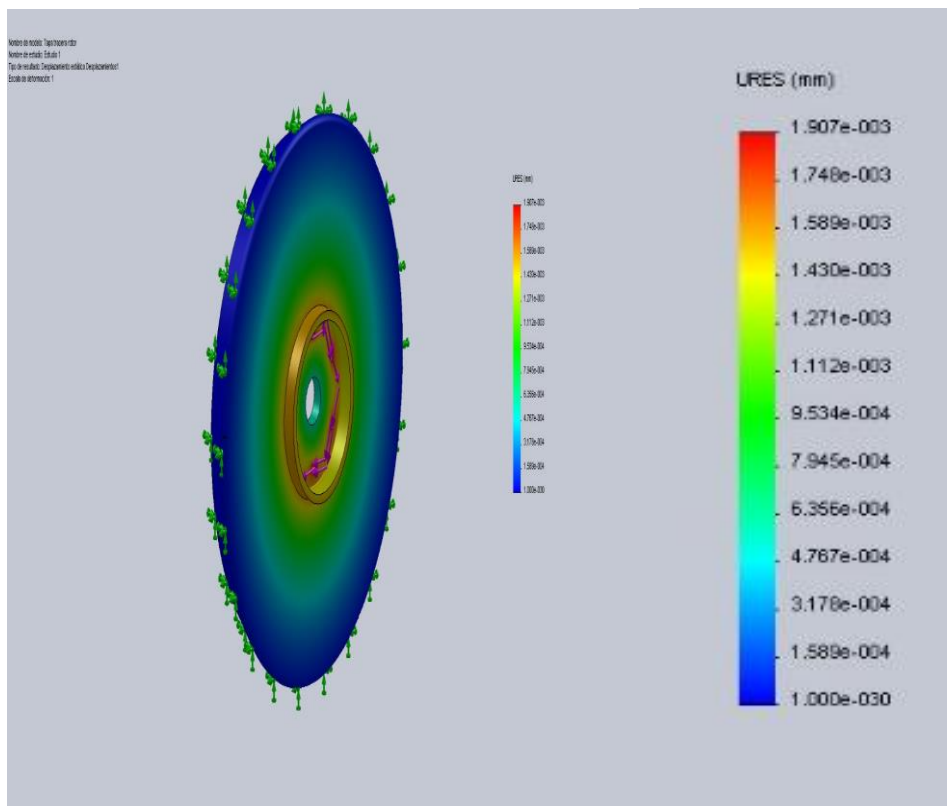


Figura N° 6-16

Tapa trasera rotor-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

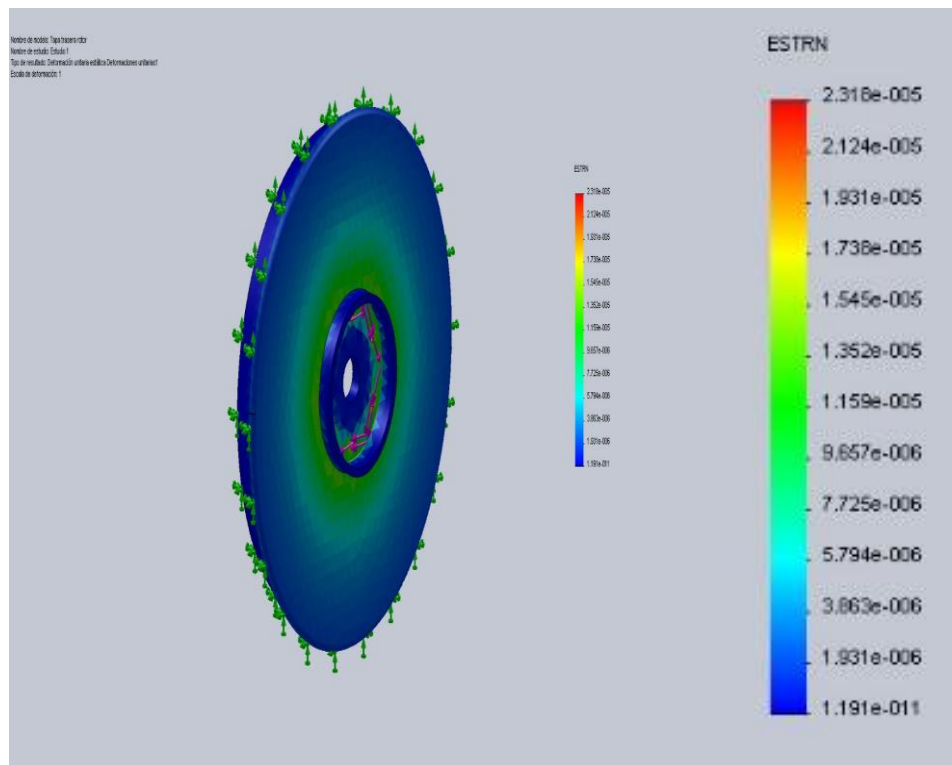


Figura N° 6-17

Tapa trasera rotor-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

-Conclusión:

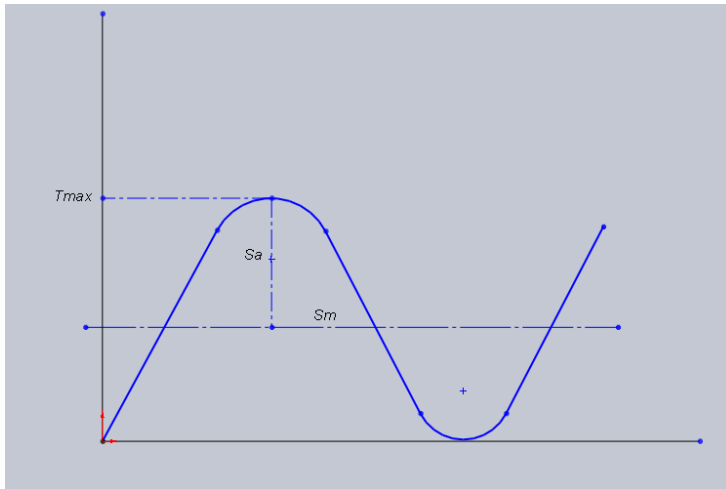
Como se puede apreciar en los resultados del estudio de tensiones de VON-MISES (figura 6-15), al realizar el estudio estático de la tapa trasera del rotor, tapa que acopla el mando del rotor, cargándola con el correspondiente esfuerzo de torsión, de 20769 Kg / cm² distribuido en los seis bulones de acople, podemos ver que dichas tensiones son muy bajas (65.8 Kg / cm²), lejos del límite elástico del material.

6-6 Cálculo y diseño de la punta de mando del rotor

Para este caso vamos a considerar que el rotor está trabajando a su máxima capacidad de régimen de revoluciones (ej: para trigo húmedo 1050 rpm). Vamos a considerar que el esfuerzo de torsión al cual está sometida la punta es variable, teniendo en cuenta las condiciones del cultivo y la entrega de material no uniforme que puede entregar el cabezal de corte. Lo calculamos a la fatiga mediante la ecuación del esfuerzo variable.



Ver gráfico de esfuerzo:



$$1/N = (S_s^m / S_{ys}) + K_f \times (S_s^a / S_{ns})$$

Esfuerzo variable con concentraciones de esfuerzo

Figura N° 6-18

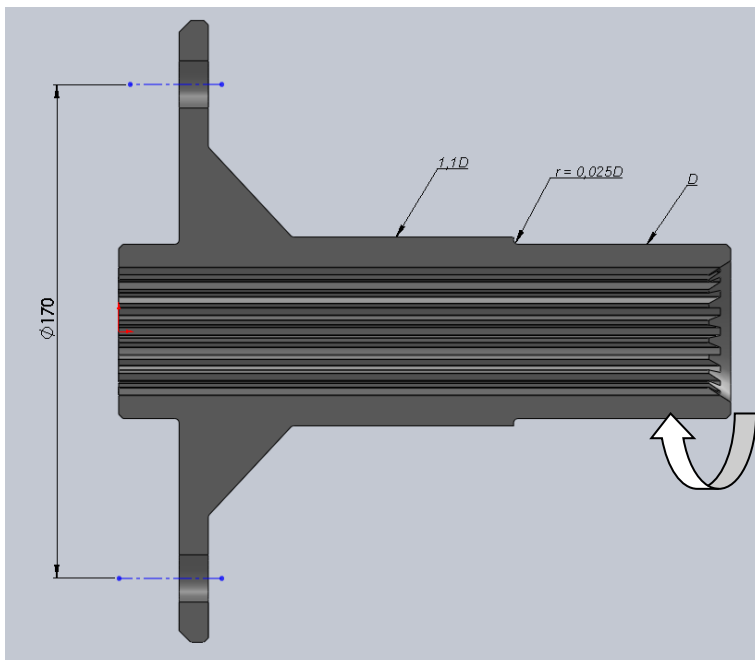


Figura N° 6-19 Punta estriada mando rotor



Concentrador de esfuerzo:

$$K_f = q (k_t - 1) + 1 \rightarrow K_f = 1,1$$

$$k_t = r/d = 0,39$$

→ fig. Af12, $k_t = 1,25$

$$D/d = 1,2$$

$$q = 1 / [1 + a/r] = 0,99$$

$$a = 0,0025$$

→ fig. Af7

$$r = 0,75$$

Cálculo auxiliar:

$$\delta = T / w, \delta = 1800 \text{ kg/cm}^2$$

$$w = 9890 \text{ kgcm} / 1800 \text{ kg/cm}^2$$

$$w = 5,49 \text{ cm}^3$$

$$D = \sqrt[3]{w \times 16 / \pi} = 3 \text{ cm} > 1/2''$$

-Material de la punta de mando SAE 1045 (tabla AT 8 Faires), (Templado-revenido WQT 538 c°) propiedades mecánicas:

$$S_u = 9140 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 7734 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{sy} = 0,6 \times S_y = 4640 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_n = 0,6 \times S_u = 4570 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{ns} = 0,85 \times 0,85 \times 0,6 S_n = 1981 \text{ kg/cm}^2$$

Remplazando en la ecuación anterior tenemos:

$$1/2,5 = [(9890 / z' \times 4640)] + 1,1 \times [(9890 / z' \times 1981)]$$

$$1/2,5 = 1 / z' (2,13 + 5,4) \rightarrow \boxed{z' = 17 \text{ cm}^3}$$

Teniendo en cuenta que la punta de mando es una sección anular:

$$Z' = \pi / 32 \times [(D_e^4 - D_i^4)] / (D_e)$$

$$Z' = \pi / 32 \times [(6^4 - 4^4)] / (6) = \boxed{17 \text{ cm}^3}$$

Como se puede ver con un diámetro exterior de 60 mm y un diámetro interior de 40 mm Satisface el modulo resistente requerido.



Con estas dimensiones podemos tallar una estría (ranura de evolvente según la norma DIN 5480, estría 1 ¼" universal Z = 20).

Posteriormente verificamos la sección acoplada punta de mando-eje teniendo en cuenta el diámetro menor del eje. Siguiendo los pasos del capítulo 10.7, del libro de elementos de máquinas (Faires).

En una sección acoplada mediante ranurados se verificara la resistencia del eje correspondiente al diámetro menor del mismo.

De acuerdo con la ecuación (d) Faired capítulo 10.7, representa el momento de torsión igualando el momento de torsión a la resistencia del eje. Podemos hallar la longitud mínima requerida. Ver las figuras siguientes.

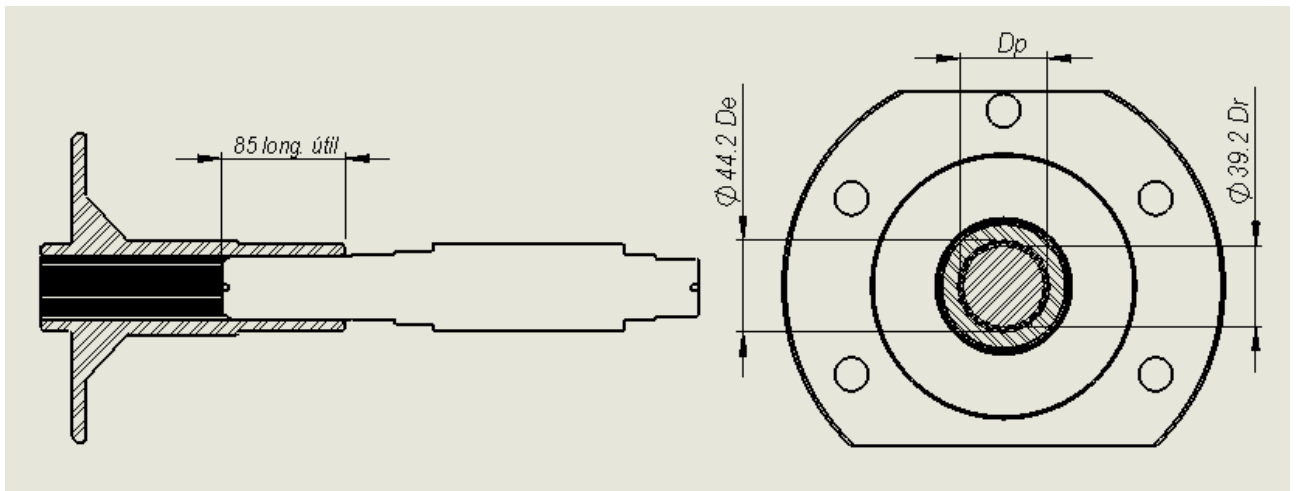


Figura N° 6-20 Acople punta de mando

Figura N° 6-21 Medidas del eje estriado

$$T = (S_s \times \pi \times D \times L) / (8) \times (D / 2) \rightarrow \text{Momento de torsión ecuación (d).}$$

$$T = (S_s \times \pi \times D^3 r) / (16) \rightarrow \text{Resistencia del eje.}$$

$$T = (S_s \times \pi \times D^3 r) / (16) = (S_s \times \pi \times D^2 \times L) / (16)$$

$$L = D^3 r / D^2 \rightarrow \text{Longitud mínima requerida (Sin deslizamiento).}$$

Datos:

$D_r = 39,20$ mm diámetro de raíz.

$D_e = 44,20$ mm diámetro exterior.

$D_p = N_t \times M = 20 \times 2 = 40$ mm diámetro primitivo.



Vamos a considerar que el rotor está girando a una velocidad media de 500 rpm. La torsión será:

$$T_{max} = (145 \times 71620) / 500 \text{ rpm} = \mathbf{20767 \text{ Kgcm.}}$$

-Material del eje de mando SAE 1045 propiedades mecánicas:

$$S_u = 9140 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 7734 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{sy} = 0,6 \times S_y = 4640 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_n = 0,6 \times S_u = 4570 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{ns} = 0,85 \times 0,85 \times 0,6 S_n = 1981 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = (S_s \times \pi \times D^3 r) / (16) = (4640 \times \pi \times 3,92^3) / (16) = \mathbf{54878 \text{ Kgcm (Resistencia torsional del eje, como se puede ver es mayor a la requerida 20767 Kgcm).}}$$

La longitud mínima requerida para la sección acoplada será:

$$L = 39,20^3 / 40^2 = \mathbf{37,64 \text{ mm.}}$$

6-6-1 Verificación de la punta de mando del rotor, mediante el método de elementos finitos (FEM)

Datos necesarios para la simulación:

-Material:

La punta de mando esta construida de material AISI 1045, cuyas propiedades mecánicas se describen en la siguiente tabla:

Propiedades de material:

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1(Chaflán3)	[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío	6.15707 kg	0.00078434 m ³

Nombre de material:	[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío
Descripción:	



Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Desconocido
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	de	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico		2.05e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson		0.29	NA	Constante
Módulo cortante		8e+010	N/m ²	Constante
Densidad		7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción		6.25e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico		5.3e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica		1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica		49.8	W/(m.K)	Constante
Calor específico		486	J/(kg.K)	Constante

Cargas y restricciones:

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <CA72D00482 estudio 2>	Activar 6 Cara (s) fijas.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Torsión-1 <CA72D00482 estudio 2>	activar 1 Cara(s) aplicar momento de torsión -9890 kgf-cm con respecto a la referencia seleccionada	Carga secuencial	



	utilizando distribución uniforme		
--	-------------------------------------	--	--

Información de malla:

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	9.2241 mm
Tolerancia:	0.46121 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	16497
Número de nodos:	29262
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:12
Nombre de computadora:	DIEGO

Fuerzas de reacción:

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	0.0624452	0.00518417	0.00996408	0.0634473

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	0.00145611	0.0162244	0.00199943	0.0164119

Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
-------------------------	----------	--------	--------	--------	------------



Todo sólido	el	N-m	0	0	0	1e-033
-------------	----	-----	---	---	---	--------

Resultados del estudio:

Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.00341387 kgf/cm ² Nodo: 17718	(1.70273 mm, 15.3223 mm, 14.5999 mm)	737.186 kgf/cm ² Nodo: 28303	(136.735 mm, -15.0555 mm, 26.1246 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 506	(30.75 mm, 34.375 mm, -73.6122 mm)	0.0384768 mm Nodo: 628	(208.5 mm, -21.2404 mm, -21.186 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	9.14916e-010 Elemento: 14642	(1.7078 mm, -22.0093 mm, -17.3176 mm)	0.000254978 Elemento: 13585	(136.537 mm, 28.7798 mm, -2.97137 mm)

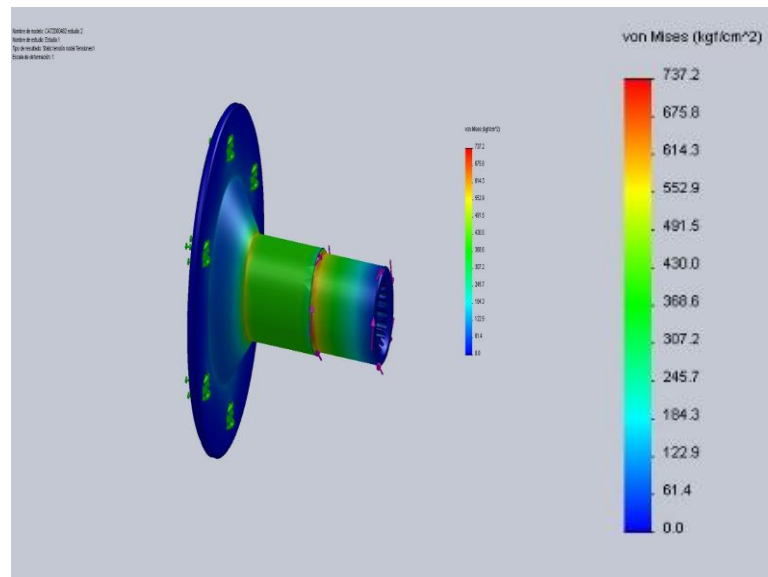


Figura N° 6-22

CA72D00482 estudio 2-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

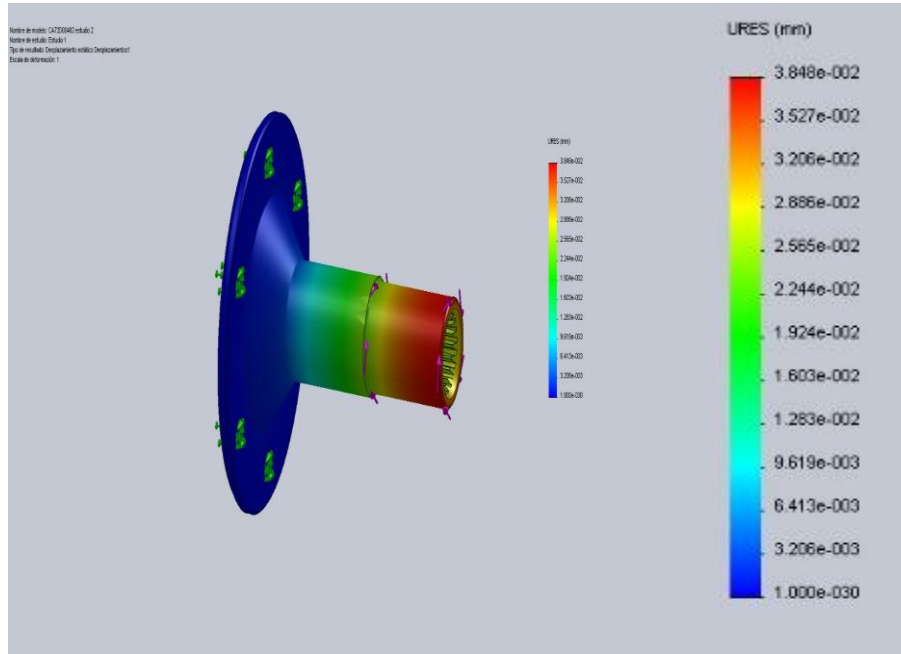


Figura N° 6-23
CA72D00482 estudio 2-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

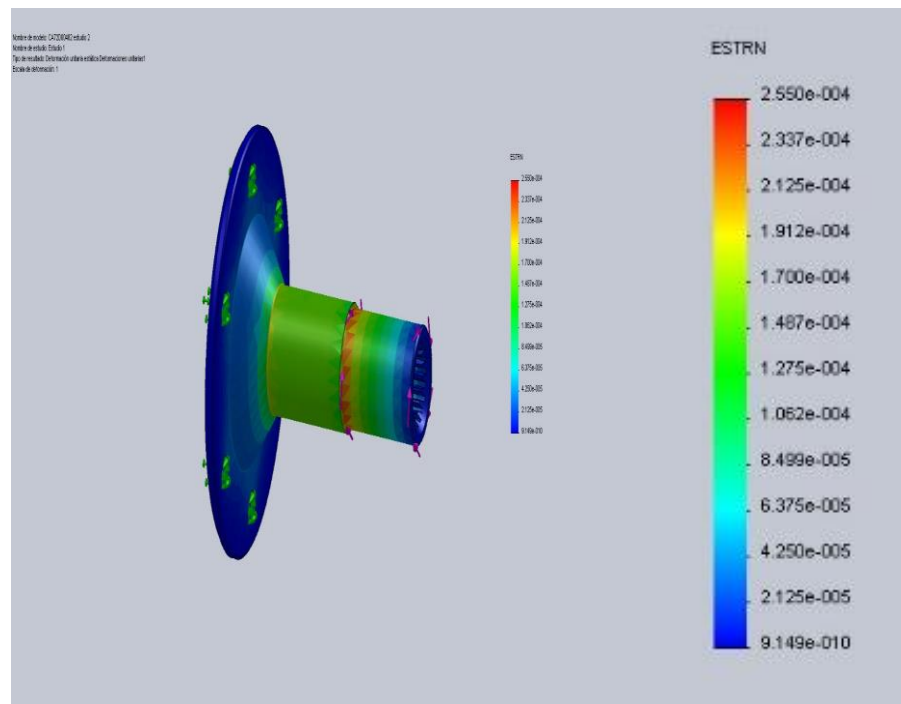


Figura N° 6-24
CA72D00482 estudio 2-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1



-Conclusión:

Como se puede apreciar en los resultados del estudio de tensiones de VON-MISES (figura N° 6-22), al realizar el estudio estático de la punta de mando del rotor, cargándolo con el correspondiente esfuerzo de torsión, podemos ver que dichas tensiones no superan los 737 Kg / cm² valor inferior a la tensión de fluencia de dicho material que es de $S_{sy} = 4640 \text{ Kg / cm}^2$. Con lo cual verifica con las dimensiones calculadas en el capítulo 6-6 Cuyo coeficiente de seguridad será:

$$N = S_y / S_{Von\ Mise} = (4640 / 737) \text{ Kg / cm}^2 = 6,2$$

6-7 Selección de los rodamientos para el rotor

Para la selección de dichos rodamientos vamos a considerar el peso del rotor que es de 600 kg., y el empuje axial F_x para desplazar el material hacia atrás. Teniendo en cuenta posibles desalineaciones por errores de montaje o por flexión del rotor consideramos rodamiento de rodillo a rotula. Según el catálogo de SKF para los rodamientos de rodillo a rotula la desalinización angular admisible se toma como máximo 2,5°.

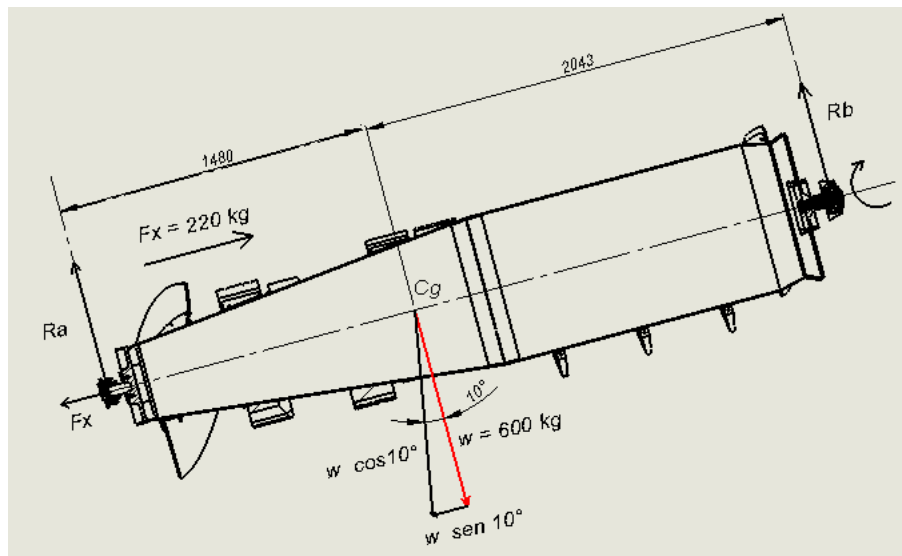


Figura N° 6-25 selección de rodamientos del rotor.



Datos:

$$W = 600 \text{ Kg}$$

$$W \times \sin 10^\circ = 104 \text{ Kg}$$

$$W \times \cos 10^\circ = 590 \text{ Kg}$$

Cálculo de la fuerza de empuje axial para desplazar el material:

De la ecuación de potencia ($P = F \times V$), Teniendo en cuenta la potencia consumida para desplazar el material hacia atrás de (22,5 hp) capítulo 6-3-2 y sabido que la velocidad axial de material es de (7,17 m/s) figura N°6-10, podemos hallar la fuerza axial F_x .

$$F_x = P / V_x = 22,5 \text{ hp} \times 75 \text{ Kgm/s} / 1 \text{ hp} = (1688 \text{ kgm/s}) / 7,17 \text{ m/s} = \mathbf{220 \text{ kg.}}$$

-Planteando las ecuaciones para el equilibrio y tomando momento respecto al punto A tenemos:

$$\sum F_y = 0 = R_a - W \times \cos 10^\circ + R_b = 0$$

$$R_a = \mathbf{342 \text{ Kg}}$$

$$\sum M_a = 0 = (W \times \cos 10^\circ \times 148 \text{ cm}) - (R_b \times 352 \text{ cm}) = 0$$

$$R_b = 87320 \text{ Kgcm} / 352 \text{ cm} = \mathbf{248 \text{ kg}}$$

El rotor al empujar el material hacia atrás genera una fuerza de empuje axial de 220 kg, por lo cual la reacción del rotor será de apoyarse sobre el rodamiento delantero, a esta fuerza F_x hay que sumarle los 104 Kg de la descomposición del peso. Por lo tanto:

$$F_x = (220 + 104) \text{ Kg} = \mathbf{324 \text{ Kg.}}$$

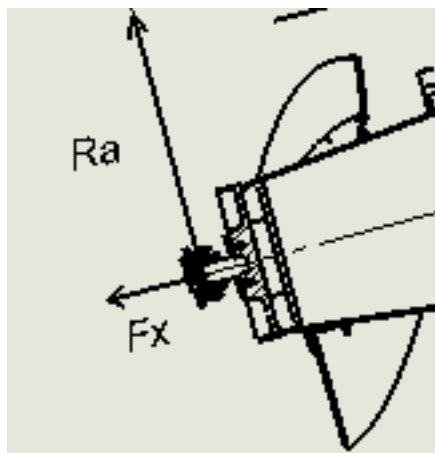


Figura N° 6-26 Rodamiento delantero

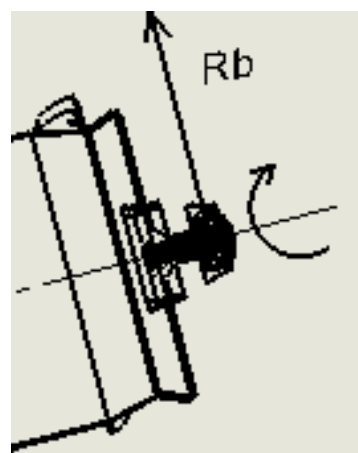


Figura N° 6-27 Rodamiento trasero



-Selección del rodamiento delantero:

-Datos:

$$\begin{aligned}\omega &= 1050 \text{ rpm.} \\ d &= 45 \text{ mm.} \\ L_h &= 6000 \text{ hr.} \\ F_r = R_b &= 342 \text{ Kg} \\ F_a = F_x &= 324 \text{ Kg}\end{aligned}$$

De la tabla N°1 del manual de SKF rodamiento de rodillo a rotula obtenemos los siguientes datos:

$$F_a / F_r = 324 / 342 = 0,94 \rightarrow F_a / F_r > e \rightarrow X = 0,65; Y = 4,6$$

$$P = 0,67 F_r + Y \cdot F_a = 0,65 \times 342 \text{ kg} + 2,7 \times 324 \text{ kg} = \mathbf{1097 \text{ Kg.}}$$

De la tabla N°3 del manual de SKF rodamiento de rodillo obtenemos la seguridad de carga C/P , entrando a la tabla con $L_h = 6000$ y $\omega = 1050 \text{ rpm}$. Obtenemos los siguientes datos:

$$C/P = 7,81; C = 7,81 \times 1036 \text{ kg} = \mathbf{8568 \text{ kg}} \rightarrow \mathbf{83969 \text{ N}}$$

Rodamiento seleccionado 21309 CC SKF

$$\begin{aligned}\Phi_i &= 45 \text{ mm.} \\ \Phi_e &= 100 \text{ mm.} \\ b &= 25 \text{ mm.}\end{aligned}$$

$C = 101000 \text{ N} \geq 83969 \text{ N}$ Verifica ya que la capacidad dinámica de carga es mayor a la solicitada.

-Selección del rodamiento trasero:

Para la selección de este rodamiento hay que tener en cuenta el diámetro de la punta de mando estriada que según el cálculo en capítulo 6-6, tiene un diámetro exterior de 60 mm para que cumpla con dicha solicitud. En este caso también se va a aptar por un rodamiento de rodillo a rotula con manguito de fijación.



-Datos:

$$\begin{aligned}\omega &= 1050 \text{ rpm.} \\ d &= 60 \text{ mm.} \\ L_h &= 6000 \text{ hr.} \\ F_r &= R_a = 248 \text{ Kg} \\ F_a &= F_x = 324 \text{ Kg}\end{aligned}$$

De la tabla N°1 del manual de SKF rodamiento de rodillo a rotula obtenemos los siguientes datos:

$$F_a / F_r = 248 / 324 = 0,76 \rightarrow F_a / F_r > e \rightarrow X = 0,65; Y = 4,2$$

$$P = 0,65 F_r + Y \cdot F_a = 0,65 \times 248 \text{ kg} + 4,2 \times 324 \text{ kg} = \mathbf{1522 \text{ Kg.}}$$

De la tabla N°3 del manual de SKF rodamiento de rodillo obtenemos la seguridad de carga C/P , entrando a la tabla con $L_h = 6000$ y $\omega = 1050 \text{ rpm}$. Obtenemos los siguientes datos:

$$C/P = 7,81; C = 7,81 \times 1522 \text{ kg} = \mathbf{11871 \text{ kg}} \rightarrow \mathbf{116341 \text{ N}}$$

Rodamiento seleccionado 22213 CCK, Manguito H 313 SKF

$$\begin{aligned}\Phi_i &= 60 \text{ mm.} \\ \Phi_e &= 120 \text{ mm.} \\ b &= 31 \text{ mm.}\end{aligned}$$

$C = 144000 \text{ N} \geq 116341 \text{ N}$	Verifica ya que la capacidad dinámica de carga es mayor a la solicitada.
----------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------

6-8 Cálculo de los pernos de sujeción del eje de mando con el rotor

La fijación se realiza por intermedio de seis pernos UNF, de calidad G5; Los pernos están igualmente espaciados en un diámetro de 170 mm. El cálculo se realiza en base a la teoría del esfuerzo cortante máximo por lo que tendremos que hallar la fuerza de corte resultante debida al par torsor y a la fuerza axial producida por el rotor para empujar el material hacia atrás.

Vamos a considerar que el rotor está girando a una velocidad media de 500 rpm. La torsión será:



$$T_{max} = (145 \times 71620) / 500 \text{ rpm} = 20767 \text{ Kgcm.}$$

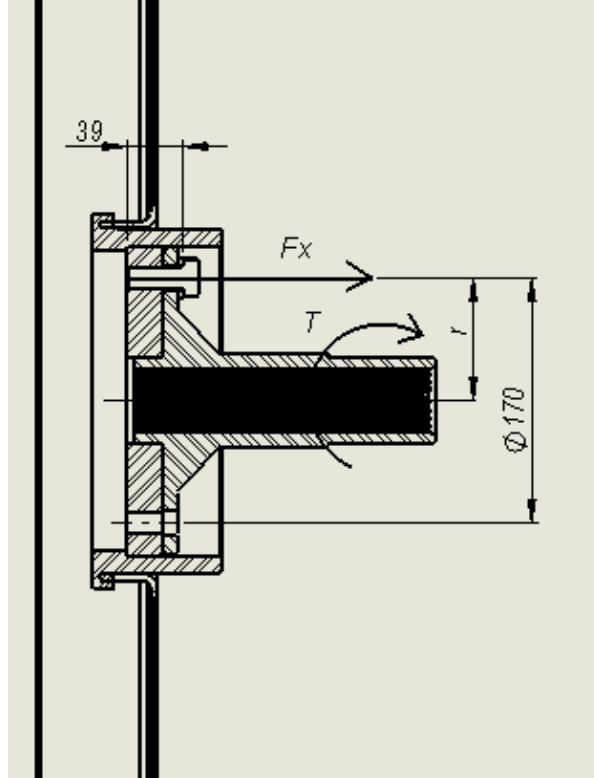


Figura N° 6-28 Fijación punta de mando - rotor

Material de los pernos calidad grado 5:

$$S_u = 5276 \text{ Kg /cm}^2$$

$$S_y = 3234 \text{ Kg /cm}^2$$

$$S_{ys} = 0,5 \times S_y = 1617 \text{ Kg /cm}^2$$

$$N = 2$$

-Datos:

$$r = 8,5 \text{ cm}$$

$$F_x = 220 \text{ Kg,}$$

$$T = 20767 \text{ Kgcm.}$$

$$F_s = T / r = 20767 / 8,5 = 2443 \text{ Kg.}$$

$$\text{Cantidad de pernos} = 6$$



-Tipo de esfuerzos

$$S = F_x / A$$

$$S_s = F_s / 6A$$

Planteando la ecuación para el esfuerzo cortante máximo:

$$1/N = [(S / S_y)^2 + (S_s / S_{ys})^2]^{1/2}$$

$$1/N = [(F_x / A \times S_y)^2 + (F_s / 6A \times S_{ys})^2]^{1/2}$$

$$1/N = [(220 / A \times 3234)^2 + (2443 / 6A \times 1617)^2]^{1/2} \rightarrow 1/N^2 = 0,5 / A^2$$

$$A = \sqrt{0,5 \times 2^2} = \boxed{1,41 \text{ cm}^2}$$

De la tabla AT 14 (Faieres), tomando el área de esfuerzo más próxima a este valor hallamos que verifica un perno 5/8" con un área de 1,65 cm².

Capítulo 7: Caja de velocidad mando rotor.

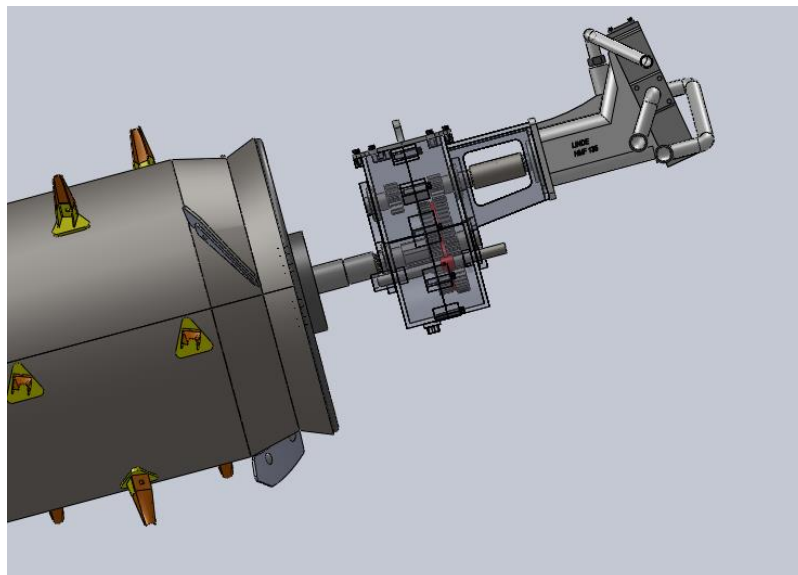


Figura N° 7-1 Rotor-Caja-Motor



7-1 Descripción:

Generalidades y funcionamiento.

Como se puede apreciar en la figura N° 7-1, el movimiento del rotor se obtiene por medio de un motor hidrostático, entre el rotor y el motor se interpone una caja reductora de velocidad de dos velocidades (alta y baja).

Esta caja de velocidad tiene por misión; modificar el número de revoluciones que llegan al rotor para cada necesidad.

Como el par motor y el número de revoluciones de este se transmite al rotor originando en él una fuerza impulsora, capaz de vencer la resistencia impuesta en cada condición, la potencia transmitida, en todo momento deberá ser igual al par resistente en el rotor y la velocidad de este.

Si no se dispusiera caja de velocidad el número de revoluciones del motor se transmitirá íntegramente al rotor, con lo que el par desarrollado por el motor deberá ser igual al par resistente en el rotor. Así pues, tanto habría que aumentar la potencia del motor, en cualquier circunstancia de marcha, como lo hiciera el par resistente, contando para esto con un motor de una potencia tal, que fuera de absorber los diferentes regímenes de carga que se originarán.

Como no se dispone de motores que cubran la anterior circunstancia, por este motivo se dispone de la caja de velocidad, con el fin de obtener el par motor necesario en las diferentes condiciones de trabajo, aumentando el par de salida en detrimento del número de revoluciones.

Con esta caja se logra mantener, dentro de condiciones favorable la potencia desarrollada por el motor. Actúa, pues, como transformador de velocidad y convertidor mecánico de par.

7-2 Relación de transmisión, número de revoluciones de salida

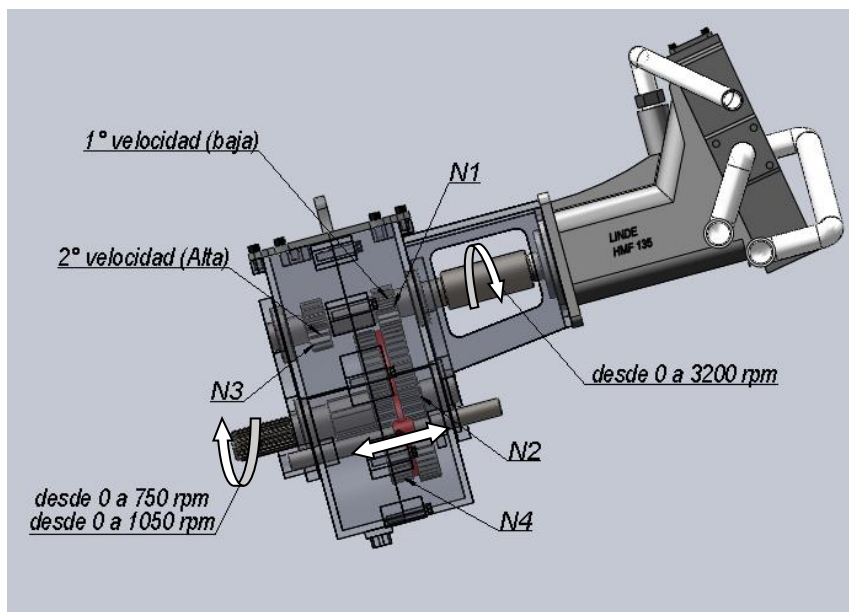


Figura N° 7-2 Caja reductora de dos velocidades



-Relación de transmisión de la primera velocidad (baja):

$$mg_1 = \omega_1 / \omega_2 = 3200 \text{ rpm} / 750 \text{ rpm} = \mathbf{4,26}$$

-Relación de transmisión de la segunda velocidad (alta):

$$mg_2 = \omega_1 / \omega_2 = 3200 \text{ rpm} / 1050 \text{ rpm} = \mathbf{3,04}$$

7-3 Cálculo de los engranajes de la caja reductora de velocidad

Para este tipo de transmisión se utilizarán engranajes de dientes rectos con ángulo de presión de 20° , para servicio continuo, y el material tanto el piñón como la corona de acero. Vamos a tomar un coeficiente de servicio de $N_{fs} = 1,4$.

7-3-1 Cálculos del piñón de primera velocidad

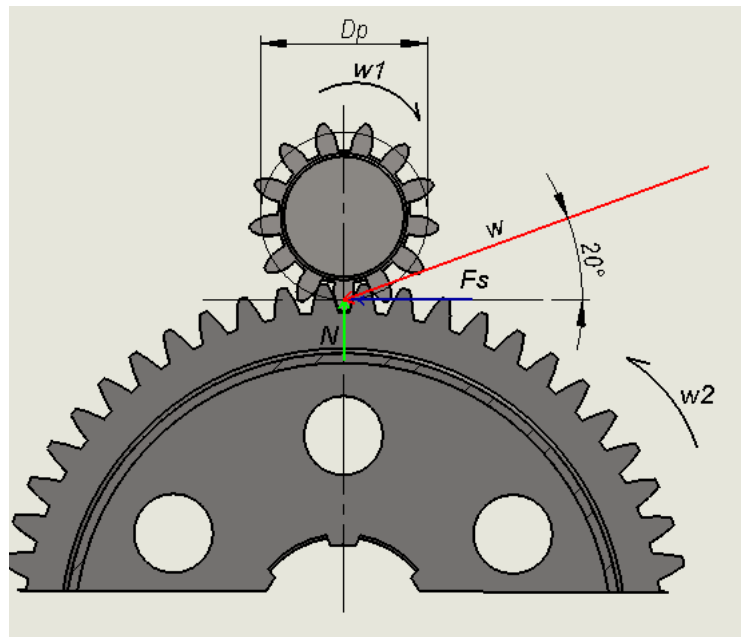


Figura N° 7-3 transmisión de primera velocidad

$$V_m = \pi \times d_p \times n = \pi \times 0,078 \text{ m} \times 3200 \text{ rpm} = \mathbf{784 \text{ mpm}}$$

$$F_t = (4500 \times hp) / V_m = (4500 \times 145 \text{ hp}) / 784 \text{ mpm}$$

$$F_t = \mathbf{832 \text{ Kg.}}$$



Datos:

$$\phi = 20^\circ$$

$$N = 145 \text{ hp}$$

$$\omega_1 = 3200 \text{ rpm}$$

$$dp = 78 \text{ mm}$$

$$m_{g1} = 4,26$$

$$N_{fs} = 1,4 \text{ coeficiente de servicio}$$

$$K_f = 1,7 \text{ concentrador de esfuerzo}$$

$$\text{Servicio continuo, Acero y acero} \rightarrow E_p = E_g = 2,1 \times 10^6$$

$$F_s > F_d; F_w > F_d.$$

Error admisible \rightarrow (AF 19 Faired), con **784 mpm** $\rightarrow e = 0,0022$ (tallado esmerado).

Suponemos modulo $M = 6 \rightarrow$ (AF 20 Faired) $\rightarrow e = 0,0028$ (error probable)

$$K = 0,111 \times e = 0,111 \times 0,0028 = 3,1 \times 10^{-4}$$

$$C = (K \times E_p \times E_g) / (E_p + E_g) = (3,1 \times 10^{-4} \times 2,1 \times 10^6 \times 2,1 \times 10^6) / (2,1 \times 10^6 + 2,1 \times 10^6)$$

$$C = 310$$

$$\text{Si tomamos} \rightarrow b = 7; b / M = 70 / 6 = 11,6 \rightarrow \boxed{8M \leq b \leq 12,1M} \text{ verifica}$$

-Teniendo en cuenta la ecuación de carga dinámica de Buckingham:

$$F_d = F_t + [0,164 \times V_m \times (b.c + F_t)] / [0,164 \times V_m + 1,48 (b.c + F_t)^{1/2}]$$

$$F_d = 832 + [0,164 \times 748 \times (7 \times 310 + 832)] / [0,164 \times 748 + 1,48 (7 \times 310 + 832)^{1/2}]$$

$$\boxed{F_d = 2640 \text{ Kg}} \quad F_w = F_d \rightarrow \text{como límite.}$$

$$N_p = D_p / M = 78 / 6 = \boxed{13 \text{ dientes el piñón}}, \quad N_g = m_g \times N_p = 4,26 \times 13 = \boxed{55 \text{ dientes corona}}$$

De la tabla AT 24 hallamos el valor del factor de forma para el piñón de 13 dientes y $20^\circ FD \rightarrow$

$$Y_p = 0,443$$

Para la corona será:

$$Y_g = 0,704$$



Teniendo en cuenta la ecuación siguiente:

$$F_w = D_p \times b \times Q \times K_g \rightarrow Q = 2 m_g / 1 + m_g = 2 \times 4,26 / 1 + 4,26 = 1,61$$

Igualando $F_w = F_d$ y despejando de la ecuación anterior obtenemos el límite de carga al desgaste K_g

$$K_g = F_w / D_p \times b \times Q = 2640 / 7 \times 1,61 \times 7,8 = 30 \rightarrow \text{de la tabla (AT 26 Faires) obtenemos:}$$

La combinación de materiales (BHN) y duración, según tabla para 30 \rightarrow **Acero (450)**

De la tabla (AT 11 Faires) obtenemos el material y la resistencia máxima de los núcleos de acero cementados.

Para la suma de dureza brinell de (450) elegimos el material para el piñón:

(BHN_p) = 8620 SOQT (templado simple en aceite y revenido) \rightarrow **388(BHN)**.

Con una resistencia máxima $S_u = 13217 \text{ Kg /cm}^2$

De acuerdo con la siguiente ecuación podemos hallar la resistencia a la fatiga

$$S_n = 4218 + 0,2 \times S_u \rightarrow S_n = 4218 + 0,2 \times 13217 \text{ Kg /cm}^2 = 6861 \text{ Kg /cm}^2$$

-Teniendo en cuenta la ecuación de Lewis:

$$F_s = (S_n \times b \times Y \times M) / (10 \times K_g) \rightarrow S_n = (F_s \times 10 \times K_g) / (b \times Y \times M)$$

$$F_s = N_{fs} \times F_d = 1,4 \times 2640 \text{ Kg} = 3696 \text{ Kg}.$$

$$S_n = (F_s \times 10 \times K_f) / (b \times Y \times M) = (3696 \times 10 \times 1,7) / (7 \times 0,443 \times 6) = 3377 \text{ Kg /cm}^2$$

Como se puede apreciar el material propuesto SAE 8620 SOQT \rightarrow

$S_n = 6861 \text{ Kg /cm}^2 > 3377 \text{ Kg /cm}^2$ verifica.

-Para la corona el material propuesto será según la tabla AT 11 Faires:

3115 DOQT \rightarrow con una dureza de: **212 (BHN)**.

Con una resistencia máxima $S_u = 7030 \text{ Kg /cm}^2$



De acuerdo con la siguiente ecuación podemos encontrar la resistencia a la fatiga

$$S_n = 4218 + 0,2 \times S_u \rightarrow S_n = 4218 + 0,2 \times 7030 \text{ Kg /cm}^2 = \mathbf{5624 \text{ Kg /cm}^2}$$

Teniendo en cuenta la ecuación de Lewis:

$$F_s = (S_n \times b \times Y \times M) / (10 \times K_f) \rightarrow S_n = (F_s \times 10 \times K_f) / (b \times Y \times M)$$

$$F_s = N_{fs} \times F_d = 1,4 \times 2640 \text{ Kg} = \mathbf{3696 \text{ Kg.}}$$

$$S_n = (F_s \times 10 \times K_f) / (b \times Y \times M) = (3696 \times 10 \times 1,7) / (7 \times 0,704 \times 6) = \mathbf{2125 \text{ Kg /cm}^2}$$

Como se puede apreciar el material propuesto 3115 DOQT \rightarrow

$S_n = 5624 \text{ Kg /cm}^2 > 2125 \text{ Kg /cm}^2$	verifica.
-------------------------------------------------------	------------------

-Características de los engranajes a utilizar para la primera velocidad:

$N_p = 13$ dientes

$N_p = 55$ dientes

$M = 6$ modulo

$b = 70$ mm, ancho del diente

Material para el piñón SAE 8620 SOQT 388(BHN)

Material para el corona SAE 3115 DOQT 212(BHN)



7-3-2 Cálculos del piñón de segunda velocidad

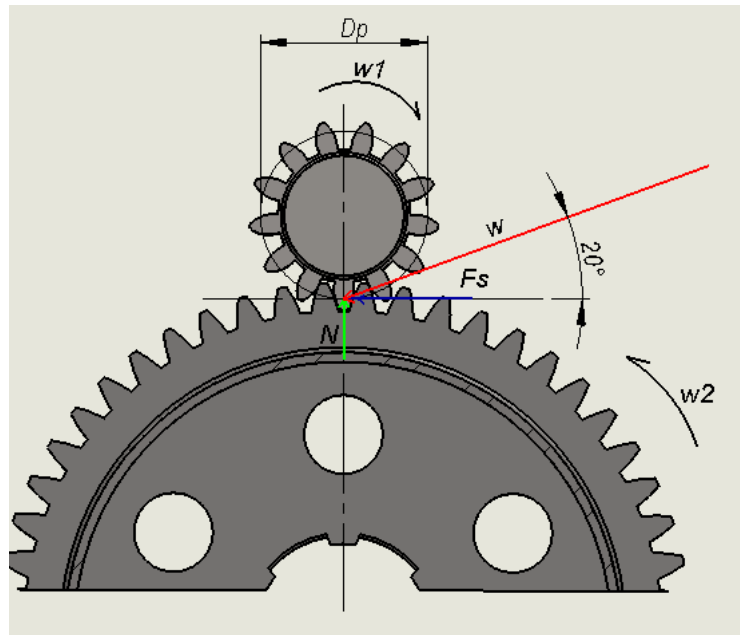


Figura N° 7-4 transmisión de segunda velocidad

$$V_m = \pi \times d_p \times n = \pi \times 0,096 \text{ m} \times 3200 \text{ rpm} = \mathbf{965 \text{ mpm}}$$

$$F_t = (4500 \times \text{hp}) / V_m = (4500 \times 145 \text{ hp}) / 965 \text{ mpm}$$

$$F_t = \mathbf{676 \text{ Kg.}}$$

Datos:

$$\phi = 20^\circ$$

$$N = 145 \text{ hp}$$

$$\omega_1 = 3200 \text{ rpm}$$

$$d_p = 96 \text{ mm}$$

$$m g_2 = 3,04$$

$$K_{fs} = 1,4 \text{ coeficiente de servicio}$$

$$K_f = 1,7 \text{ concentrador de esfuerzo}$$

$$\text{Servicio continuo, Acero y acero} \rightarrow E_p = E_g = 2,1 \times 10^6$$

$$F_s > F_d; F_w > F_d.$$

$$\text{Error admisible} \rightarrow (\text{AF 19 Faires}), \text{ con } \mathbf{965 \text{ mpm}} \rightarrow e = 0,0020 \text{ (tallado esmerado)}.$$



Suponemos modulo $M = 6 \rightarrow (AF 20 \text{ Faires}) \rightarrow e = 0,0028$ (error probable)

$$K = 0,111 \times e = 0,111 \times 0,0028 = 3,1 \times 10^{-4}$$

$$C = (K \times E_p \times E_g) / (E_p + E_g) = (3,1 \times 10^{-4} \times 2,1 \times 10^6 \times 2,1 \times 10^6) / (2,1 \times 10^6 + 2,1 \times 10^6)$$

$$C = 310$$

Si tomamos $\rightarrow b = 7$; $b / M = 70 / 6 = 11,6 \rightarrow 8M \leq b \leq 12,1$ verifica

-Teniendo en cuenta la ecuación de carga dinámica de Buckingham:

$$F_d = F_t + [0,164 \times V_m \times (b.c + F_t)] / [0,164 \times V_m + 1,48 (b.c + F_t)^{1/2}]$$

$$F_d = 676 + [0,164 \times 965 \times (7 \times 310 + 676)] / [0,164 \times 965 + 1,48 (7 \times 310 + 676)^{1/2}]$$

$$F_d = \mathbf{2575 \text{ Kg}} \quad F_w = F_d \rightarrow \text{como límite.}$$

$$N_p = D_p / M = 96 / 6 = \mathbf{16 \text{ dientes el piñón}}, \quad N_g = m_g \times N_p = 3,04 \times 16 = \mathbf{49 \text{ dientes corona}}$$

De la tabla AT 24 hallamos el valor del factor de forma para el piñón de 13 dientes y $20^\circ FD \rightarrow$

$$Y_p = 0,503$$

Para la corona será:

$$Y_g = 0,694$$

Teniendo en cuenta la ecuación siguiente:

$$F_w = D_p \times b \times Q \times K_g \rightarrow Q = 2 m_g / 1 + m_g = 2 \times 3,04 / 1 + 3,04 = \mathbf{1,50}$$

Igualando $F_w = F_d$ y despejando de la ecuación anterior obtenemos el límite de carga al desgaste K_g

$$K_g = F_w / D_p \times b \times Q = 2576 / 7 \times 1,50 \times 9,6 = \mathbf{26} \rightarrow \text{de la tabla (AT 26 Faires) obtenemos:}$$

La combinación de materiales (BHN) y duración, según tabla para 26 \rightarrow **Acero (450)**

De la tabla (AT 11 Faires) obtenemos el material y la resistencia máxima de los núcleos de acero cementados.



Para la suma de dureza brinell de (800) elegimos el material para el piñón:

$(BHN_p) = SAE 8620 SOQT$ (templado simple en aceite y revenido) → **388(BHN)**.

Con una resistencia máxima $S_u = 13217 \text{ Kg /cm}^2$

De acuerdo con la siguiente ecuación podemos hallar la resistencia a la fatiga

$$S_n = 4218 + 0,2 \times S_u \rightarrow S_n = 4218 + 0,2 \times 13217 \text{ Kg /cm}^2 = \mathbf{6861 \text{ Kg /cm}^2}$$

-Teniendo en cuenta la ecuación de Lewis:

$$F_s = (S_n \times b \times Y \times M) / (10 \times K_g) \rightarrow S_n = (F_s \times 10 \times K_g) / (b \times Y \times M)$$

$$F_s = N_{fs} \times F_d = 1,4 \times 2575 \text{ Kg} = \mathbf{3605 \text{ Kg}}$$

$$S_n = (F_s \times 10 \times K_g) / (b \times Y \times M) = (3605 \times 10 \times 1,7) / (7 \times 0,503 \times 6) = \mathbf{2900 \text{ Kg /cm}^2}$$

Como se puede apreciar el material propuesto SAE 8620 SOQT →

$S_n = 6861 \text{ Kg /cm}^2 > 2900 \text{ Kg /cm}^2$ verifica.

-Para la corona el material propuesto será según la tabla AT 11 Faires:

3115 DOQT → con una dureza de: **212 (BHN)**.

Con una resistencia máxima $S_u = 7030 \text{ Kg /cm}^2$

De acuerdo con la siguiente ecuación podemos hallar la resistencia a la fatiga

$$S_n = 4218 + 0,2 \times S_u \rightarrow S_n = 4218 + 0,2 \times 7030 \text{ Kg /cm}^2 = \mathbf{5624 \text{ Kg /cm}^2}$$

Teniendo en cuenta la ecuación de Lewis:

$$F_s = (S_n \times b \times Y \times M) / (10 \times K_f) \rightarrow S_n = (F_s \times 10 \times K_f) / (b \times Y \times M)$$

$$F_s = N_{fs} \times F_d = 1,4 \times 2575 \text{ Kg} = \mathbf{3605 \text{ Kg}}$$

$$S_n = (F_s \times 10 \times K_f) / (b \times Y \times M) = (3605 \times 10 \times 1,7) / (7 \times 0,694 \times 6) = \mathbf{2102 \text{ Kg /cm}^2}$$

Como se puede apreciar el material propuesto 3115 DOQT →

$S_n = 5624 \text{ Kg /cm}^2 > 2102 \text{ Kg /cm}^2$ verifica.



-Características de los engranajes a utilizar para la segunda velocidad:

$N_p = 16$ dientes

$N_p = 49$ dientes

$M = 6$ modulo

$b = 70$ mm, ancho del diente

Material para el piñón SAE 8620 SOQT 388(BHN)

Material para el corona SAE 3115 DOQT 212(BHN)

Capítulo 8: Circuito hidráulico mando rotor.

En este capítulo se realizara el cálculo, dimensionamiento, y verificación del circuito oleohidráulico, el cual tiene la función de operar el rotor axial de trilla de la cosechadora.

Cabe destacar como se vio en el tema anterior que el motor hidrostático esta acoplado a una caja reductora de dos velocidades lo cual le permite operar al rotor desde velocidad cero hasta 750 rpm en primera velocidad, y desde cero hasta 1050 rpm en segunda velocidad. Cubriendo de esta manera la gama de velocidades requerida para los diferentes cultivos y condiciones de trabajo.

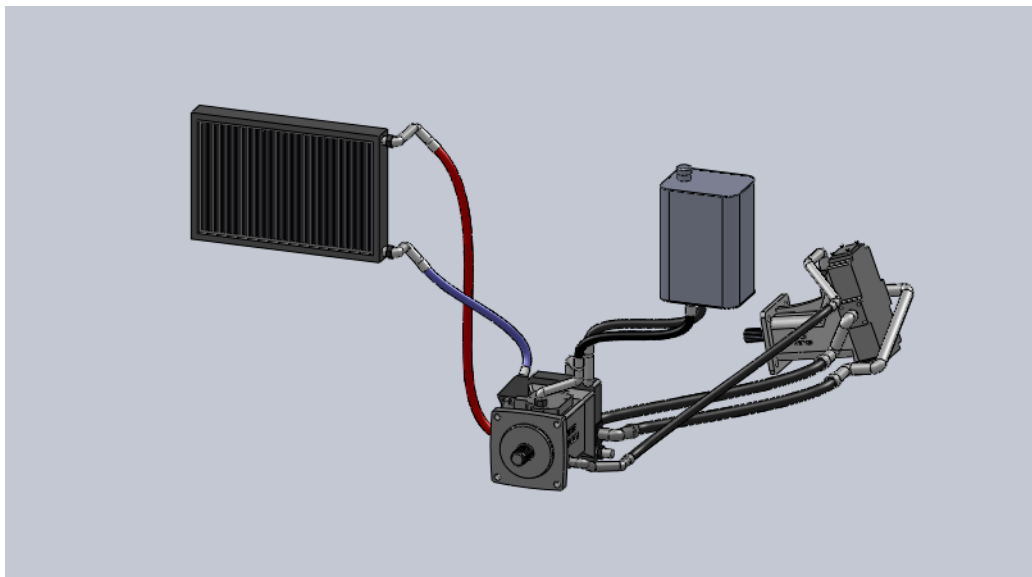


Figura N° 8-1 vista general del circuito oleohidraulico.



8-1 Selección del motor hidrostático

Como se demostró en el capítulo 5-3 la potencia consumida por el rotor es de 145 hp a 1050 rpm. Según la siguiente ecuación vemos que la potencia es creciente a medida que aumenta la velocidad tangencial de rotor.

$$N_u = (m \cdot V^2) / (1 - \mu) \quad (14) \quad \text{potencia requerida por el cilindro para la unidad de trilla.}$$

Graficando esta ecuación nos dará una curva aproximada a la siguiente:

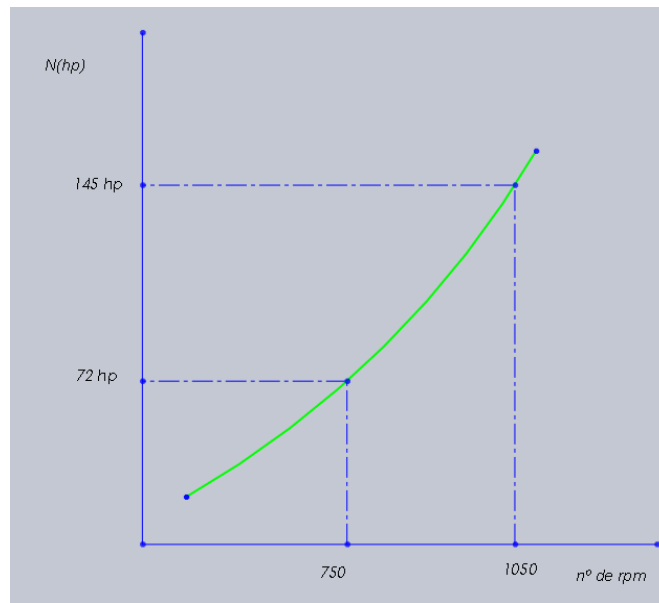


Figura Nº 8-2

De la figura 8-2, se puede apreciar que a 750 rpm, en primera velocidad de la caja, la potencia consumida es de aproximadamente 72 hp.

A continuación se calcula el momento torsor para las dos velocidades mencionadas anteriormente, se considerará el mayor momento para seleccionar el motor.

$$T_{1050} = (145 \text{ hp} \times 71620) / 1050 \text{ rpm} = \boxed{9890 \text{ Kgcm.}} \text{ Máximo.}$$

$$T_{750} = (72 \text{ hp} \times 71620) / 750 \text{ rpm} = 6875 \text{ Kgcm.}$$

-Cálculo del momento torsor para el motor hidrostático

$$M_{tm} = (145 \text{ hp} \times 71620) / 3200 \text{ rpm} = 3245 \text{ Kgcm.}$$



Se considera tener en cuenta un 35% mayor a este valor debido a las posibles sobre carga por sobre alimentación de material, material con humedad, y diferentes condiciones en el trabajo

$$3245 \text{ kgcm} \times 35\% = \boxed{4381 \text{ kgcm}}$$

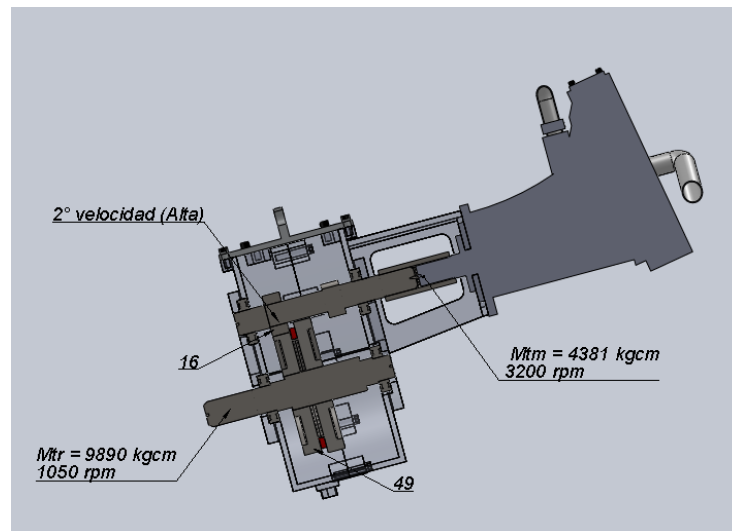


Figura Nº 8-3 cinemática motor-caja

-Cálculo de la cilindrada (cm^3 / rev) para este tipo de motor.

Del catálogo de VERION, (componentes oleo- hidráulicos), obtenemos las ecuaciones para calcular la cilindrada de dicho motor:

$$4381 \text{ kgcm} \times 9,8 \text{ N} / 1\text{kg} \times 1\text{m} / 100 \text{ cm} = 429 \text{ Nm}$$

$$429 \text{ Nm} \times 1 \text{ daNm} / 10 \text{ Nm} = \boxed{43 \text{ daNm}}$$

$$\text{Cilindrada} (\text{cm}^3 / \text{rev}) = (M_{tm} \times 628) / \Delta p (\text{bar}) \text{ (presión continua de trabajo)}$$

$$\text{Cilindrada} (\text{cm}^3 / \text{rev}) = (43 \text{ daNm} \times 628) / 250 \text{ bar} = \boxed{108 \text{ cm}^3 / \text{rev}}$$

Del catálogo de LINDE (bombas y motores hidráulicos) seleccionamos para este fin el motor **HMF-02 de $135 \text{ cm}^3 / \text{rev}$** , motor de pistones axiales de plato inclinado de alta presión cilindrada fija, para circuito cerrado o abierto. Cuyo par de torsión es de **537 Nm** valor superior a los **428 Nm** requerido. Ver catálogo.



Cabe destacar que para este tipo de sistema es conveniente operar con un sistema de circuito cerrado, ya que variando el caudal de aceite mediante una bomba de caudal variable podemos manejar la velocidad de rotación del motor hidráulico, manteniendo constante la presión del circuito para mantener el par constante desarrollado por el motor.

Diferencias entre los dos sistemas:

DISTINTOS SISTEMAS

Existen dos tipos de sistemas hidráulicos: **abierto** y **cerrado**.

SISTEMA ABIERTO

En este sistema la bomba hidráulica genera constantemente caudal, aún cuando el circuito permanece en reposo. En este caso, el caudal generado por la bomba atraviesa la válvula de mando y vuelve al depósito (ver Fig. 53)

Cuando el sistema está activo el caudal que entrega la bomba se inyecta dentro del cilindro hidráulico u otro actuador.

SISTEMA CERRADO.

En el sistema cerrado la bomba trabaja si el sistema está activo, es decir cuando se quiere transmitir energía. En esta circunstancia la bomba genera el caudal necesario que demanda el actuador (ver Figura 53) Estando el sistema en reposo, no hay caudal (ver Fig. 54 y 55)

DISTRIBUIDORA (27)

Fig. 50 - Esquema de un circuito hidráulico.

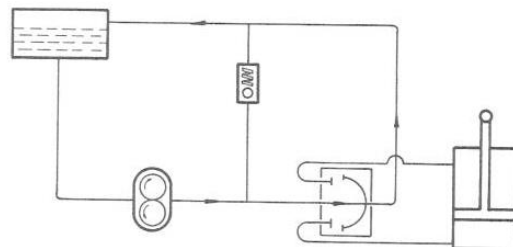


Fig. 51 - Sistema abierto en "reposo".

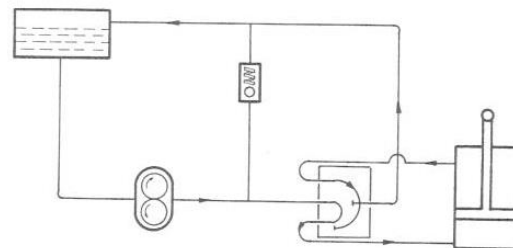


Fig. 52 - Sistema abierto activo.

Figura N° 8-4



VENTAJAS DE CADA SISTEMA

- Más simple
 - Menor precisión en la construcción de la bomba
 - Menor costo inicial
 - Menor costo de reparación
- Sistema abierto**
- Mayor rapidez en la respuesta
 - La bomba trabaja cuando el sistema lo solicita, ahorrando energía
- Sistema cerrado**
- Se utiliza principalmente en tractores con cargadores frontales u otros equipos destinados a trabajos viales o industriales

POTENCIA DEL SISTEMA

La potencia desarrollada por un sistema hidráulico es el resultado del producto del caudal que entrega la bomba y la presión que origina el sistema.

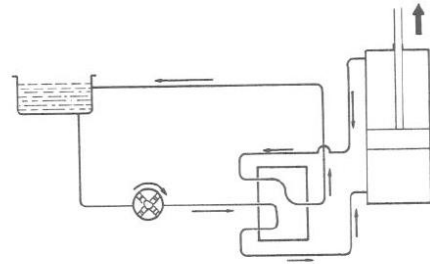


Fig. 53 - Sistema cerrado activo.

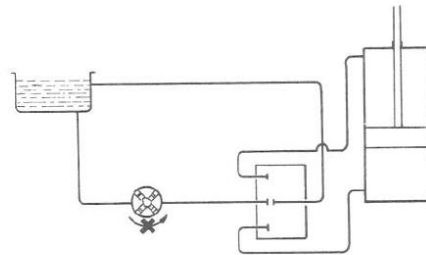


Fig. 54 - Sistema cerrado en reposo.

Figura Nº 8-4

8-2 Selección de la bomba hidrostática

-Características de funcionamiento de la bomba hidráulica

Bomba de caudal variable de pistones axiales para circuito cerrado.

Revoluciones de entrada en la bomba 2682 rpm.

$\eta_v = 0,95$ (rendimiento volumétrico medio)

$\eta_m = 0,9$ (rendimiento mecánico)

$\omega = 2682$ rpm

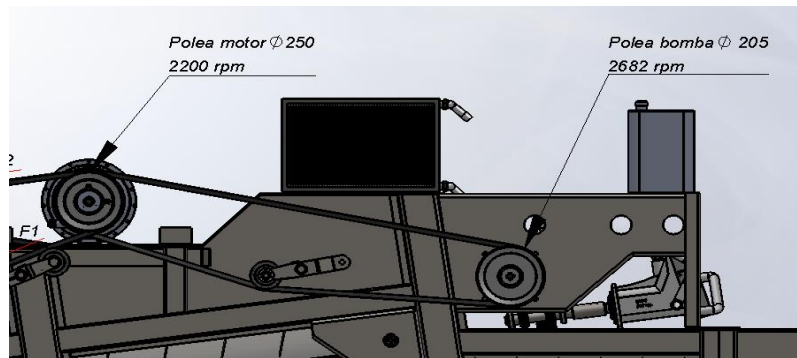


Figura Nº 8-5 cinemática mando bomba



-Cálculo del volumen geométrico (V_g) (cm^3 / rev) de la bomba

Con el volumen del motor seleccionado anteriormente que es de $135 \text{ cm}^3 / \text{rev}$, este al girar a su máximo número de revoluciones que es de 3200 rpm, demanda un caudal de aceite de:

$$135 \text{ cm}^3 / \text{rev} \times 3200 \text{ rpm} = \mathbf{432000 \text{ cm}^3 / \text{min.}} \rightarrow \mathbf{432 \text{ L} / \text{min.}}$$

Teniendo en cuenta la siguiente ecuación, podemos hallar el volumen geométrico necesario de la bomba:

$$Q = V_g \times \omega \times \eta_v \rightarrow V_g = Q / \omega \times \eta_v = (432000 \text{ cm}^3 / \text{min}) / (2682 \text{ rpm} \times 0,95) =$$

$$V_g = \boxed{\mathbf{160 \text{ cm}^3 / \text{rev}}}$$

Según el catálogo de **LINDE** la bomba de caudal variable a pistones axiales más adecuada para este tipo de instalación es la siguiente:

- Bomba HPV-02 tamaño 210.
- Volumen geométrico $210 \text{ cm}^3 / \text{rev}$ máximo.
- Potencia continua 236 Kw.
- Potencia máxima 397 Kw.
- Par continuo 836 Nm.

-Potencia suministrada por la bomba.

$$N = Q \times p / \eta_m \rightarrow N = (432000 \text{ cm}^3 / \text{min}) \times [1 \text{ m} / 100 \text{ cm}]^3 \times [1 \text{ min} / 60 \text{ seg}] \times$$

$$250 \text{ Kg} / \text{cm} \times [100 \text{ cm} / 1 \text{ m}]^2 \rightarrow N = 18000 \text{ Kgm} / \text{seg} \rightarrow \boxed{\mathbf{N = 179,4 \text{ Kw}}}$$

En las siguientes figuras 8-6 y 8-7, se puede apreciar el diagrama de funcionamiento y conexión con la simbología del circuito oleohidráulico.

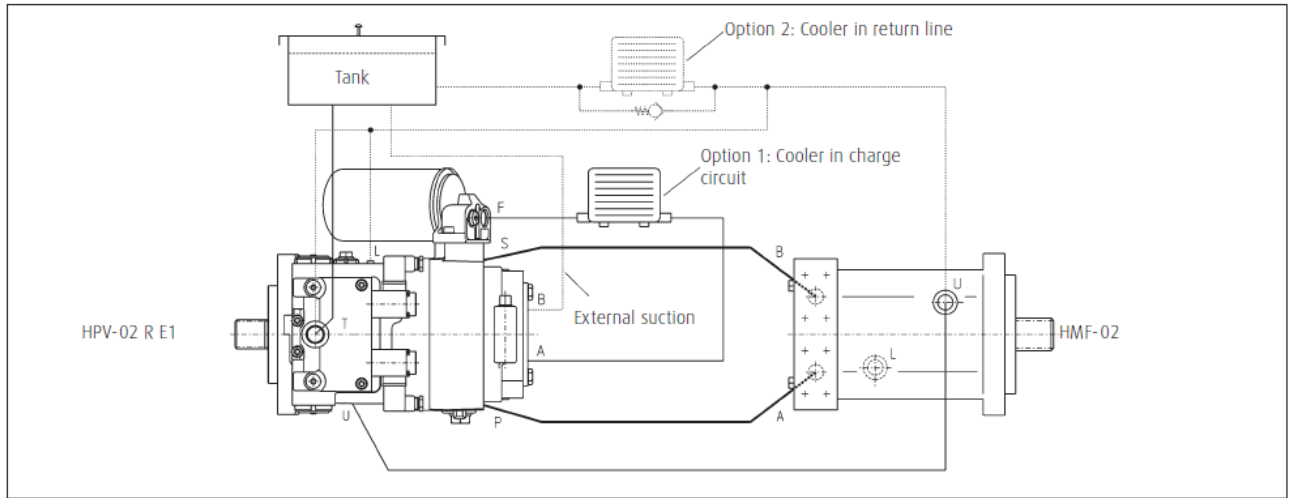


Figura N° 8-6 diagrama de funcionamiento

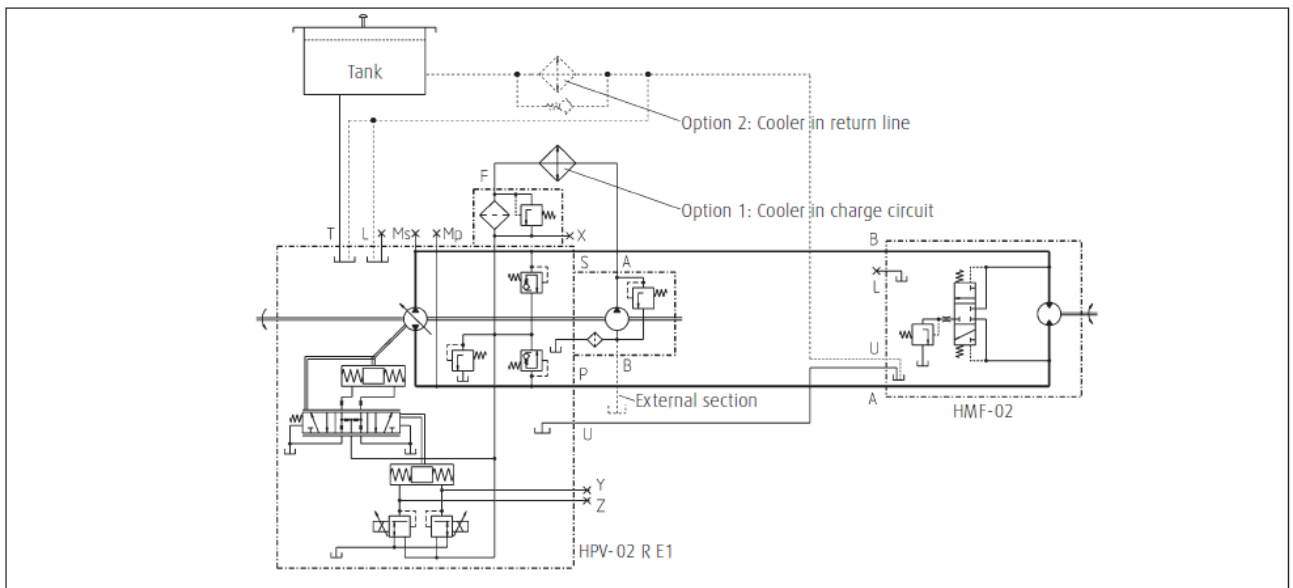


Figura N° 8-7 símbolos del esquema de conexión estándar.



8-3 Cálculo tubería bomba-motor.

A continuación se muestra esquemáticamente el circuito bomba-motor el cual tiene como función proporcionar el mando del rotor. Se puede observar que para el cálculo en el esquema se hizo referencia con números en los distintos tramos de la tubería para una mayor comprensión de la misma.

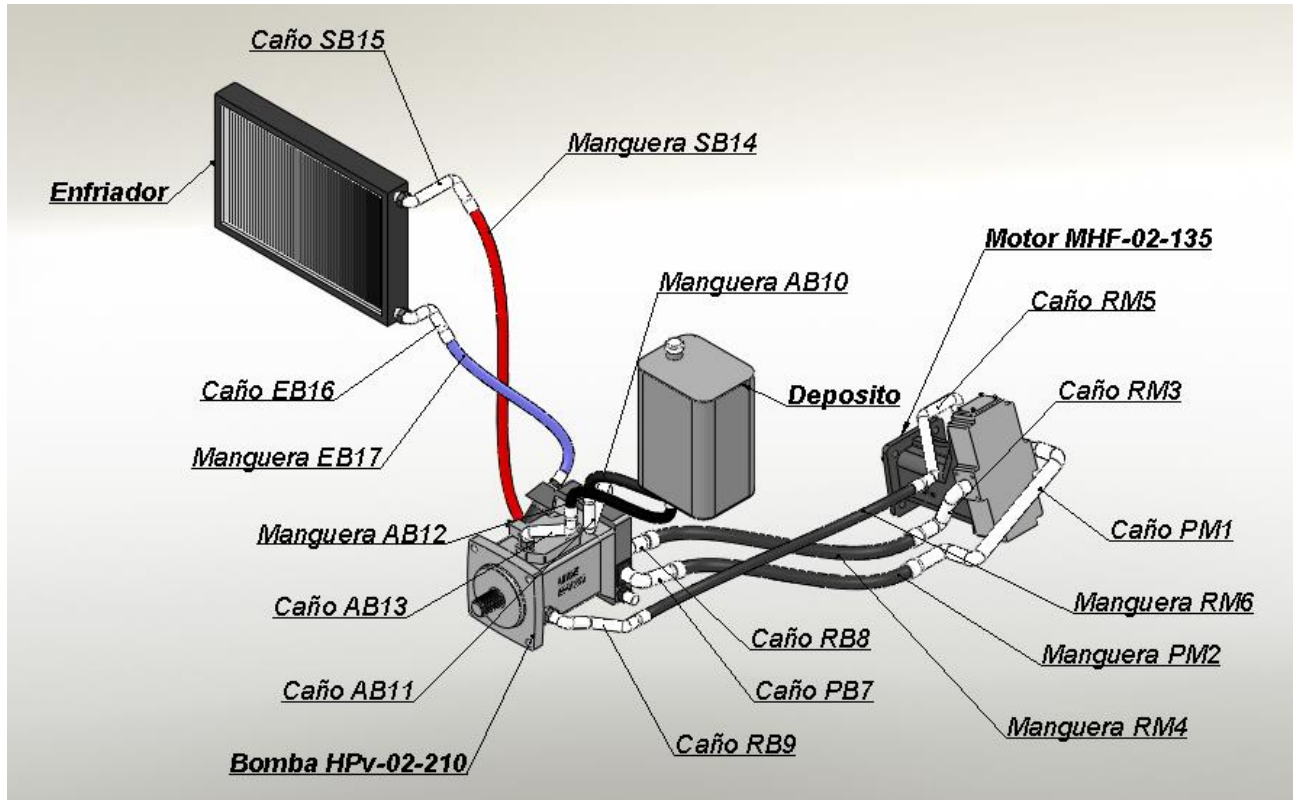


Figura Nº 8-8 designación tramos del circuito

Referencias:

- PM: (Tubería presión motor).
- RM: (Tubería retorno motor).
- PB: (Tubería presión bomba).
- RB: (Tubería retorno bomba).
- AB: (Tubería aspiración bomba).
- SB: (Tubería salida bomba a enfriador).
- EB: (Tubería entrada enfriador a bomba).



8-3-1 Cálculo de la tubería de presión bomba - motor (PM2, PM1, PB7):

El cálculo se realiza a partir de las velocidades del fluido recomendada en función de la presión (en la tubería de presión) bomba-motor. Ver el siguiente gráfico:

Velocidades del aceite recomendadas en función de la presión

P (kg/cm²) = 25, 50, 100 hasta 200 o más de 200.

V (m/seg) = 2,5, 3,5, 4,5, 5,5, 6.

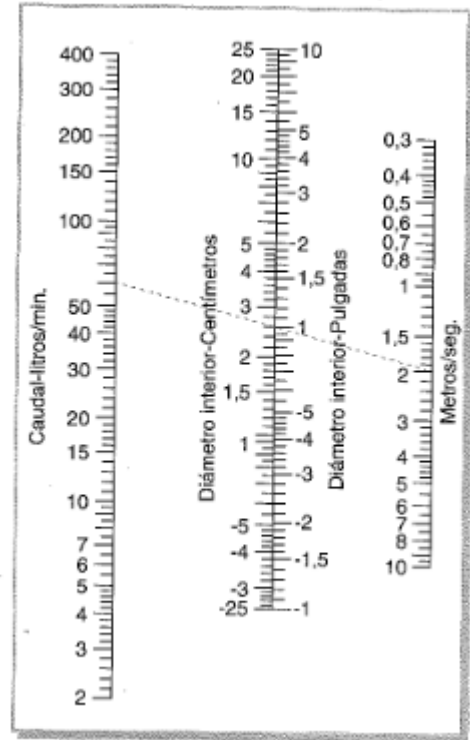


Figura Nº 8-9 velocidad de aceite recomendada

Datos:

$Q = 432000 \text{ cm}^3 / \text{min.}$ (Caudal requerido por el motor).

$V = 6 \text{ m / seg.}$ (Velocidad del fluido según tabla).

$S =$ (Sección de la tubería requerida).

$$V = 6 \text{ m / seg.} \times 100 \text{ cm / 1 m} \times 60 \text{ seg / 1 min} = 36000 \text{ cm / min.}$$

$$S = Q / V \rightarrow S = (432000 \text{ cm}^3 / \text{min.}) / (36000 \text{ cm / min.}) = 12 \text{ cm}^2$$

$$S = (\pi \times d^2) / 4 \rightarrow d = \sqrt{(4 \times S) / \pi} \rightarrow d = \sqrt{(4 \times 12 \text{ cm}^2) / \pi} = 4,06 \text{ cm} = \boxed{40 \text{ mm}}$$

Se adoptara según catalogo (POBERAJ mangueras y conexiones) una manguera **SAE 100 R 15 de 1" ½**, cuyo diámetro interior es de **38,1 mm**. Ver catálogo (en el anexo). Esta manguera en sus extremos debe ser prensada a un caño rígido (zincado) de 1" ½, mediante terminales prensados. Este caño según tabla tiene un diámetro exterior de **48,3 mm** y el espesor de pared es de **3,25mm**, lo cual nos daría un diámetro interno de **41,8 mm**.

Alumnos: Pugliese, Diego.

Cátedra: PROYECTO FINAL

Hoja Nº 159



Si el aceite que circula por dicha tubería sobrepasara los límites de velocidad propuestos en el monograma anterior, entraría en régimen turbulento, esto es perjudicial para la instalación, pues la máquina funcionaría mal y el aceite se recalentaría.

Vamos a calcular la velocidad del aceite en la tubería calculada anteriormente; consideramos la manguera SAE 100 R 15 que es de menor diámetro que el caño rígido

$$S = (\pi \times d^2) / 4 \rightarrow S = (\pi \times 38,1^2) / 4 \rightarrow S = 1140 \text{ mm}^2 \rightarrow S = 11,40 \text{ cm}^2$$

$$V = Q / S \rightarrow V = (432000 \text{ cm}^3 / \text{min.}) / (11,40 \text{ cm}^2) = 37894 \text{ cm} / \text{min.} \rightarrow \mathbf{6,31 \text{ m} / \text{seg.}}$$

Como se puede apreciar este valor está dentro de los límites del monograma anterior (Figura 8-9).

Para la tubería de retorno motor-bomba (RM3, RM4, RB8), se utilizarán el mismo diámetro de mangueras y caños rígidos calculados en el tema anterior, ya que para este tipo de circuito (circuito de centro cerrado), el motor puede girar en sentido inverso (antes un atascamiento o atoramiento por sobrecarga del materia a trillar), invirtiendo el sentido del fluido desde la bomba, de esta manera el circuito de retorno pasaría a ser de presión.

8-3-2 Cálculo tubería de aspiración de la bomba (AB10):

La velocidad máxima recomendada para la tubería de aspiración se encuentra entre 0,5 y 1,5, según el siguiente gráfico:

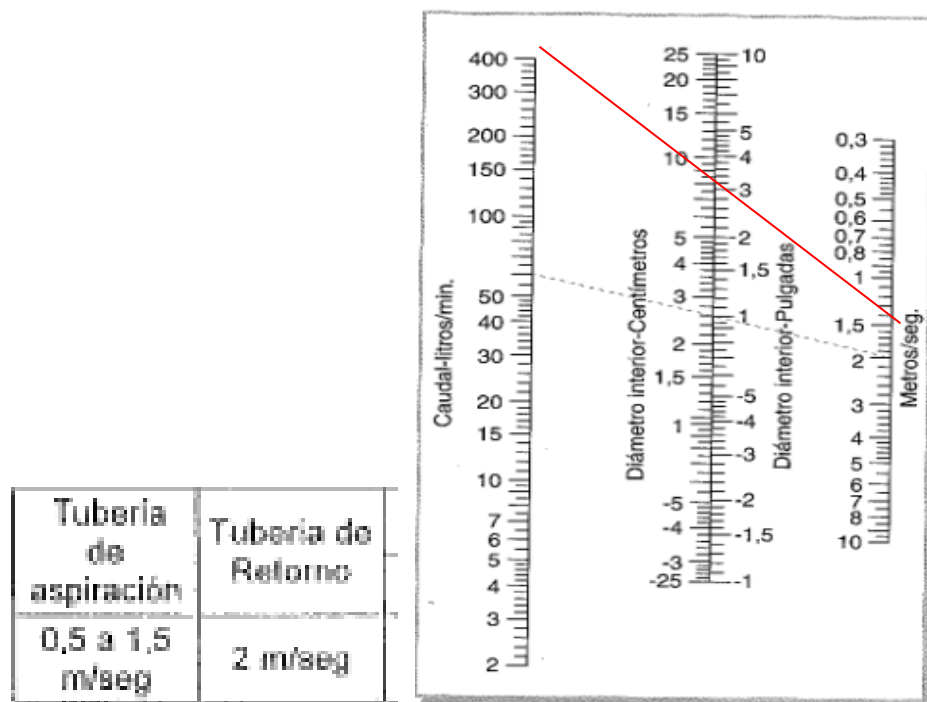


Figura N° 8-10



Teniendo en cuenta el monograma de la Figura 8-10, entrando con el caudal requerido y la velocidad recomendada hallaremos el diámetro necesario.

Datos:

$$Q = 432000 \text{ cm}^3 / \text{min.} \rightarrow 432 \text{ L} / \text{min.}$$

$$V = 1,5 \text{ m} / \text{seg. (Velocidad del fluido según tabla).}$$

Diámetro necesario según monograma $\rightarrow d = 3''$ (76,2 mm).

Se adoptará según catálogo (POBERAJ mangueras y conexiones) una manguera **SAE 100 R1AT de 3''** cuyo diámetro interior es de **76,2 mm**. Ver catálogo.

8-3-3 Cálculo tubería refrigeración aceite bomba- intercambiador (SB14, EB17):

Como este tipo de circuito la bomba HPV-02 tamaño 210, cuenta con una bomba externa de precarga de 36 cm^3 a engranaje, que es la encargada de llevar el aceite hacia el enfriador.

Datos de la bomba de precarga según catálogo de VERION, (componentes oleo-hidráulicos):

- Bomba tamaño serie 30

$$-q = 36 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

$$-p_{\text{nominal}} = 120 \text{ bar}$$

$$-\omega_{\text{nominal}} = 1500 \text{ rpm}$$

$$Q = 36 \text{ cm}^3 / \text{rev} \times 1500 \text{ rpm} = 54000 \text{ cm}^3 / \text{min.}$$

Datos:

$$Q = 54000 \text{ cm}^3 / \text{min. (Caudal impulsado por la bomba)}$$

$$V = 5 \text{ m} / \text{seg. (Velocidad del fluido según tabla).}$$

S = (Sección de la tubería requerida).

$$V = 5 \text{ m} / \text{seg.} \times 100 \text{ cm} / 1 \text{ m} \times 60 \text{ seg} / 1 \text{ min} = 30000 \text{ cm} / \text{min.}$$

$$S = Q / V \rightarrow S = (54000 \text{ cm}^3 / \text{min.}) / (30000 \text{ cm} / \text{min.}) = 1,8 \text{ cm}^2$$

$$S = (\pi \times d^2) / 4 \rightarrow d = \sqrt{(4 \times S) / \pi} \rightarrow d = \sqrt{(4 \times 1,8 \text{ cm}^2) / \pi} = 2,03 \text{ cm} = \boxed{20 \text{ mm}}$$

Se adoptará según catálogo (POBERAJ mangueras y conexiones) una manguera **SAE 100 R2AT de 1''** cuyo diámetro interior es de **25,4 mm**. Ver catálogo.



En el extremo de la manguera que entra al enfriador (SB15), mediante un terminal prensado se colocará un caño rígido (zincado) 1" cuyo diámetro exterior según tabla es de 33,7 mm teniendo un espesor de pared de 3,25 mm, con lo cual queda un diámetro interno de tubería de **27,2 mm**. Como se puede apreciar es mayor al diámetro calculado, con lo cual la velocidad de circulación del fluido estará por debajo de los límites recomendados según tabla del capítulo 7-3-1.

Para la tubería de retorno enfriador-bomba (EB16, EB17) se consideraran las mismas mangueras y conexiones calculadas en el tema anterior.

8-4 Pérdida de carga circuito bomba – motor

Para realizar un cálculo más detallado y ordenado de las pérdidas de carga, vamos a dividir el circuito en tres; en el primero vamos a considerar las pérdidas de carga del circuito bomba-motor, el segundo será el circuito de refrigeración del aceite, y el tercero el circuito de aspiración de la bomba.

8-4-1 Pérdida de carga circuito N°1 bomba-motor:

En el siguiente cálculo se pondrán de manifiesto las pérdidas de carga primaria y secundaria producida por la circulación del fluido en el siguiente circuito bomba-motor.

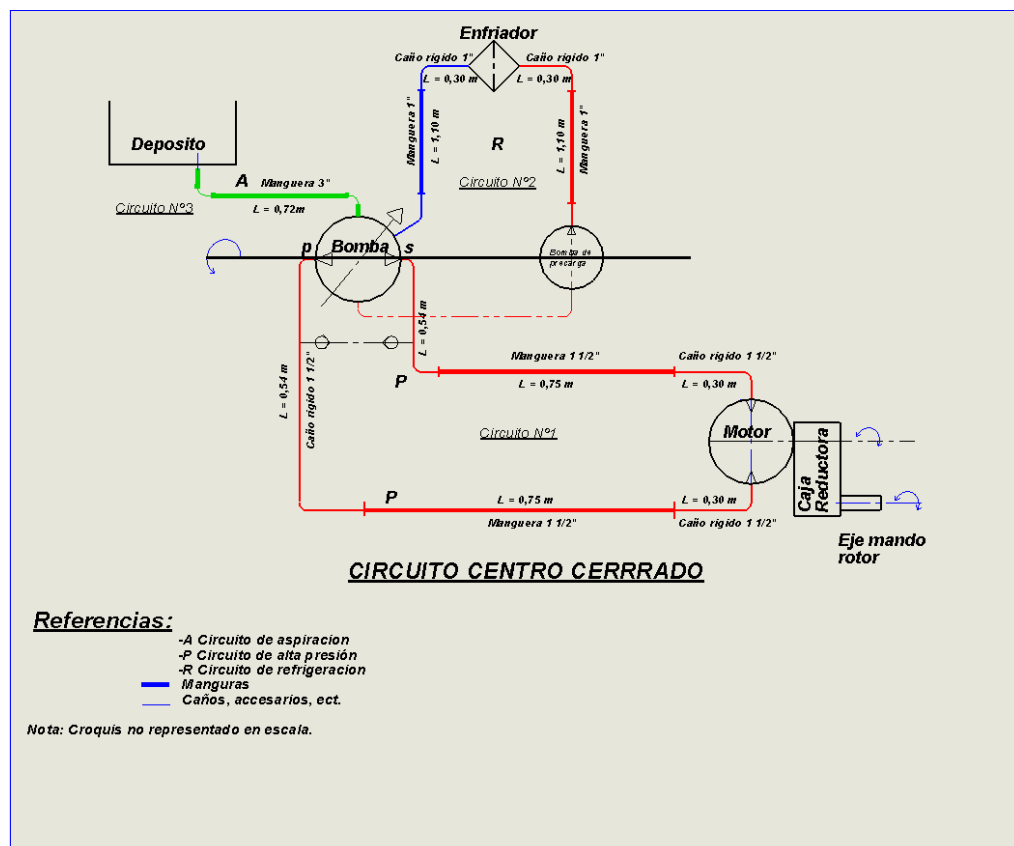


Figura N° 8-11



8-4-2 Pérdida de carga primarias circuito N°1 bomba-motor:

-Tubería 1 (Manguera SAE 100 R 15 1 ½"):

$$D = 1 \frac{1}{2}'' (38,1 \text{ mm}).$$

$$V = 6,31 \text{ m / seg.}$$

$$\nu = 68 \text{ cst} = 0,000068 \text{ m}^2 / \text{seg. (Viscosidad aceite).}$$

$$L = 750 \text{ mm.}$$

Número de reynolds

$$Nr = (D \times v) / (\nu) = (0,0381 \text{ m} \times 6,31 \text{ m/seg}) / 0,00068 \text{ m}^2/\text{seg} = 353,5 \text{ (régimen laminar).}$$

$$f = 64 / Nr = 64 / 353,5 = 0,18$$

$$h' \times f_1 = f(L / D) \times (V^2 / 2g) \rightarrow h' \times f_1 = 0,18(0,750 \text{ m} / 0,0381 \text{ m}) \times (6,31 \text{ m/seg})^2 / 2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2$$

$$h' \times f_1 = 7 \text{ m}$$

-Tubería 2 (Caño rígido 1 ½"):

$$D = 1 \frac{1}{2}'' (41,8 \text{ mm}).$$

$$V = 5,36 \text{ m / seg.}$$

$$\nu = 68 \text{ cst} = 0,000068 \text{ m}^2 / \text{seg. (Viscosidad aceite).}$$

$$L_T = 840 \text{ mm.}$$

$$Nr = (D \times v) / (\nu) = (0,0481 \text{ m} \times 5,36 \text{ m/seg}) / 0,00068 \text{ m}^2/\text{seg} = 379 \text{ (régimen laminar).}$$

$$f = 64 / Nr = 64 / 379 = 0,16$$

$$h' \times f_1 = f(L / D) \times (V^2 / 2g) \rightarrow h' \times f_1 = 0,16(0,840 \text{ m} / 0,0481 \text{ m}) \times (5,36 \text{ m/seg})^2 / 2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2$$

$$h' \times f_1 = 4 \text{ m}$$

Las pérdidas de carga primarias totales en la cañería del circuito N°1 serán:

$$h' \times f_1 = \sum_{n=1} h' \times f_n \rightarrow h' \times f_1 = \boxed{11 \text{ m}}$$



8-4-3 Pérdida de carga secundarias circuito N°1 bomba-motor:

A continuación se presentan los valores de K para las distintas perturbaciones locales, con lo cual, se obtienen las pérdidas de cargas correspondientes:

2 TEE por salida lateral $\rightarrow K = 1,8$ (5,36 m / seg).

$$h'' \times f_{TEE} = K \times (V^2 / 2g) \rightarrow h'' \times f_{TEE} = 1,8 (5,36 \text{ m/seg})^2 / (2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2) = 2,63 \text{ m} \times 2$$

$$h'' \times f_{TEE} = \mathbf{5,26 \text{ m.}}$$

2 Contracciones $\rightarrow D = 48,1 \text{ mm}$ a $d = 38,1 \text{ mm} \rightarrow D/d = 48,1 / 38,1 = 1,26$
Con velocidad de 6,31 m / seg. Según la siguiente tabla el valor de K será:

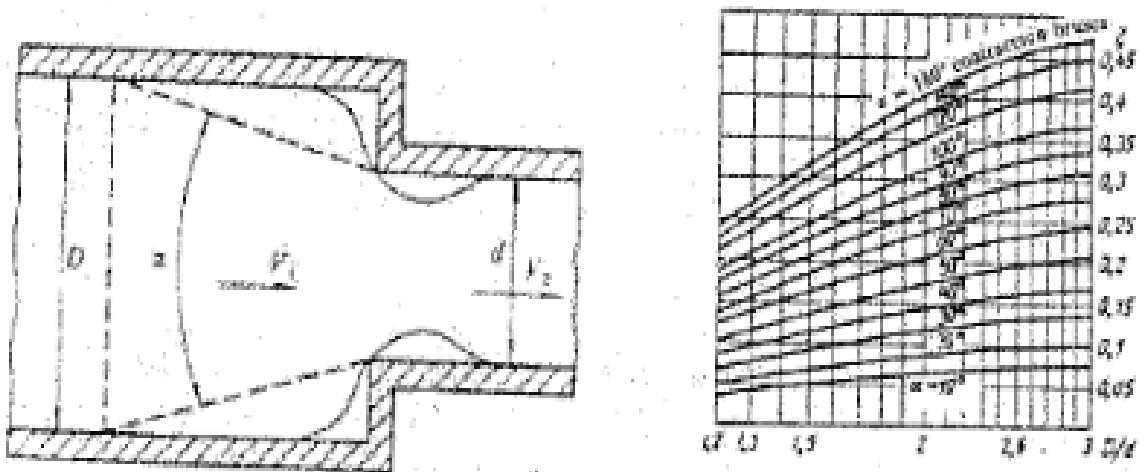


Figura N° 8-12

$$K = 0,08$$

$$h'' \times f_{Contrac} = K \times (V^2 / 2g) \rightarrow h'' \times f_{Contrac} = 0,08 (6,31 \text{ m/seg})^2 / (2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2) = 0,16 \text{ m} \times 2$$

$$h'' \times f_{Contrac} = \mathbf{0,36 \text{ m.}}$$

4 Acoples, se adopta $\rightarrow K = 1$ ($V = 6,31 \text{ m / seg.}$).



$$h'' \times f_{Acoples} = K \times (V^2 / 2g) \rightarrow h'' \times f_{Acoples} = 1 (6,31 \text{ m/seg})^2 / (2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2) = 2,03 \text{ m} \times 4$$

$$h'' \times f_{Acoples} = \mathbf{8,12 \text{ m.}}$$

Las pérdidas de carga secundarias totales en la cañería del circuito N°1 serán:

$$h' \times f_1 = \sum_{n=1} h' \times f_n \rightarrow h' \times f_1 = \mathbf{13,7 \text{ m}}$$

8-4-4 Pérdida de carga primarias circuito N°2 refrigeración aceite:

-Tubería 1 (Manguera SAE 100 AT1)

$$D = 1'' (27,2 \text{ mm}).$$

$$V = 1,5 \text{ m/seg.}$$

$$\nu = 68 \text{ cst} = 0,000068 \text{ m}^2 / \text{seg. (Viscosidad aceite).}$$

$$L_T = 300 \text{ mm.}$$

$$Nr = (D \times v) / (\nu) = (0,0272 \text{ m} \times 1,5 \text{ m/seg}) / 0,000068 \text{ m}^2/\text{seg} = 60 \text{ (régimen laminar).}$$

$$f = 64 / Nr = 64 / 60 = 1,06$$

$$h' \times f_1 = f(L / D) \times (V^2 / 2g) \rightarrow h' \times f_1 = 1,06(0,30 \text{ m} / 0,0272 \text{ m}) \times (1,5 \text{ m/seg})^2 / 2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2$$

$$2 \times h' \times f_1 = \mathbf{1,98 \times 10^{-3} \text{ m.}}$$

-Tubería 2 (Manguera SAE 100 R2AT 1'' 25,4mm):

$$D = 1'' (25,4 \text{ mm}).$$

$$V = 1,77 \text{ m/seg.}$$

$$\nu = 68 \text{ cst} = 0,000068 \text{ m}^2 / \text{seg. (Viscosidad aceite).}$$

$$L_T = 1100 \text{ mm.}$$

$$Nr = (D \times v) / (\nu) = (0,0254 \text{ m} \times 1,77 \text{ m/seg}) / 0,000068 \text{ m}^2/\text{seg} = 66 \text{ (régimen laminar).}$$

$$f = 64 / Nr = 64 / 66 = 0,96$$

$$h' \times f_1 = f(L / D) \times (V^2 / 2g) \rightarrow h' \times f_1 = 0,96(1,10 \text{ m} / 0,0254 \text{ m}) \times (1,77 \text{ m/seg})^2 / 2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2$$

$$2 \times h' \times f_1 = \mathbf{4,28 \times 10^{-3} \text{ m.}}$$



Las pérdidas de carga primarias totales en la cañería del circuito N°2 serán:

$$h'' \times f_1 = \sum_{n=1} h'' \times f_n \rightarrow h'' \times f_1 = \boxed{4,28 \times 10^{-3} \text{ m.}}$$

8-4-5 Pérdida de carga secundarias circuito N°2 refrigeración aceite:

TEE por salida lateral de la bomba $\rightarrow K = 1,8$ (1,5 m / seg).

$$h'' \times f_{Tee} = K \times (V^2 / 2g) \rightarrow h'' \times f_{Tee} = 1,8 (1,5 \text{ m/seg})^2 / (2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2) =$$

$$h'' \times f_{Tee} = \mathbf{0,20 \text{ m.}}$$

2 Contracciones $\rightarrow D = 27,2 \text{ mm}$ a $d = 25,4 \text{ mm} \rightarrow D/d = 27,2 / 25,4 = 1,07$
Con velocidad de 1,5 m / seg. Según la siguiente tabla fig 5.11 el valor de K será:

$$K = 0,075$$

$$h'' \times f_{Contrac} = K \times (V^2 / 2g) \rightarrow h'' \times f_{Contrac} = 0,075 (1,5 \text{ m/seg})^2 / (2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2) = 8,60 \times 10^{-3} \text{ m} \times 2$$

$$h'' \times f_{Contrac} = \mathbf{0,017 \text{ m.}}$$

2 Ensanchamiento tomamos un valor medio según tabla $\rightarrow K = 0,16$
Con velocidad de 1,5 m / seg.

α°	2,5	5	7,5	10	15	20	25	30
m	0,18	0,13	0,14	0,16	0,27	0,43	0,62	0,81

Si el ensanchamiento es brusco ($\alpha = 180^\circ$) m es aproximadamente igual a la unidad.

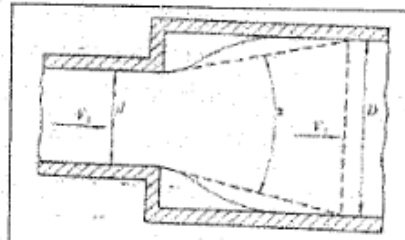


Figura N° 8-12



$$h'' \times f_{\text{Ensanch}} = K \times (V^2 / 2g) \rightarrow h'' \times f_{\text{Ensanch}} = 0,16 (1,5 \text{ m/seg})^2 / (2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2) = 0,018 \text{ m} \times 2$$

$$h'' \times f_{\text{Ensanch}} = 0,036 \text{ m.}$$

4 Acoples, se adopta $\rightarrow K = 1$ ($V = 1,77 \text{ m/seg.}$).

$$h'' \times f_{\text{Acoples}} = K \times (V^2 / 2g) \rightarrow h'' \times f_{\text{Acoples}} = 1 (1,77 \text{ m/seg})^2 / (2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2) = 0,15 \text{ m} \times 4$$

$$h'' \times f_{\text{Acoples}} = 0,63 \text{ m.}$$

1 intercambiador de calor \rightarrow lo vamos a considerar como una válvula de pie con colador en el siguiente monograma (Fig. 8-13) para calcular su equivalente en metros de una tubería recta.

Como vemos equivale a una tubería recta de **2,5 m.**

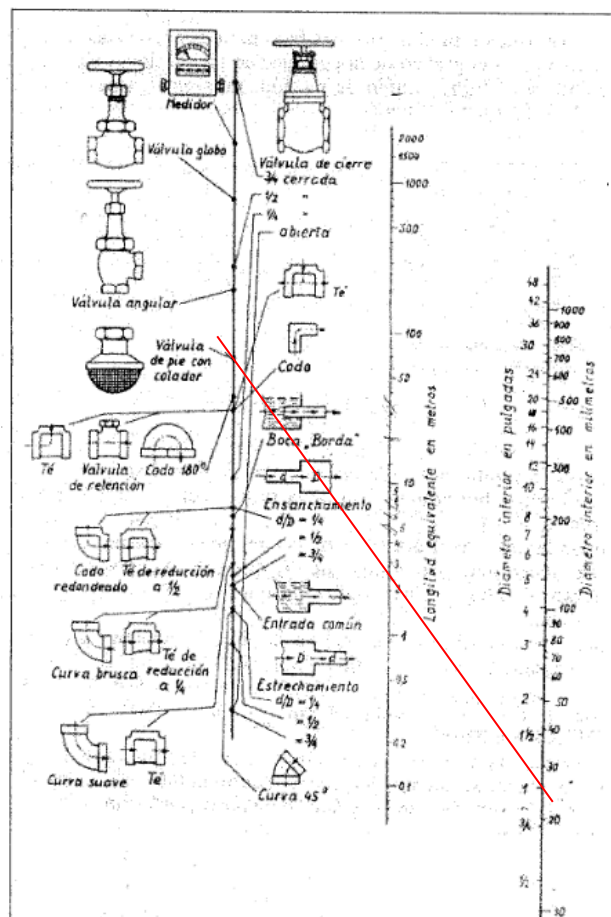


Figura Nº 8-13



Las pérdidas de carga secundarias totales en la cañería del circuito N°2 serán:

$$h' \times f_1 = \sum_{n=1} h' \times f_n \rightarrow h' \times f_1 = \boxed{3,38 \text{ m}}$$

8-4-6 Pérdida de carga primarias circuito N°3 aspiración bomba:

-Tubería 1 (Manquera SAE 100 R1AT 3" 76,2 mm):

$$D = 3'' (76,2 \text{ mm}).$$

$$V = 1,5 \text{ m / seg.}$$

$$\nu = 68 \text{ cst} = 0,000068 \text{ m}^2 / \text{seg. (Viscosidad aceite)}.$$

$$L_T = 720 \text{ mm.}$$

$$Nr = (D \times v) / (\nu) = (0,0762 \text{ m} \times 1,5 \text{ m/seg}) / 0,000068 \text{ m}^2/\text{seg} = 168 \text{ (régimen laminar)}.$$

$$f = 64 / Nr = 64 / 168 = 0,38$$

$$h' \times f_1 = f(L / D) \times (V^2 / 2g) \rightarrow h' \times f_1 = 0,38(0,720 \text{ m} / 0,0762 \text{ m}) \times (1,5 \text{ m/seg})^2 / 2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2$$

$$h' \times f_1 = \boxed{0,18 \text{ m.}}$$

8-4-7 Pérdida de carga secundarias circuito N°3 aspiración bomba:

Para calcular dichas perdidas vamos a utilizar el siguiente monograma de la fig. 5.21
Se toma una longitud L , por una equivalente L_e , de acuerdo a cada accesorio que compone el circuito.

$$1 \text{ entrada común} \rightarrow L_e = 1,5 \text{ m.}$$

$$2 \text{ curvas a } 90^\circ \rightarrow L_e = 2 \text{ m.}$$

$$1 \text{ Filtro para aspiración} \rightarrow L_e = 7 \text{ m.}$$

$$1 \text{ Tee de entrada} \rightarrow L_e = 1,5 \text{ m.}$$

Las pérdidas de carga secundarias totales en la cañería del circuito N°3 serán:

$$L_{et} = \boxed{12 \text{ m.}}$$

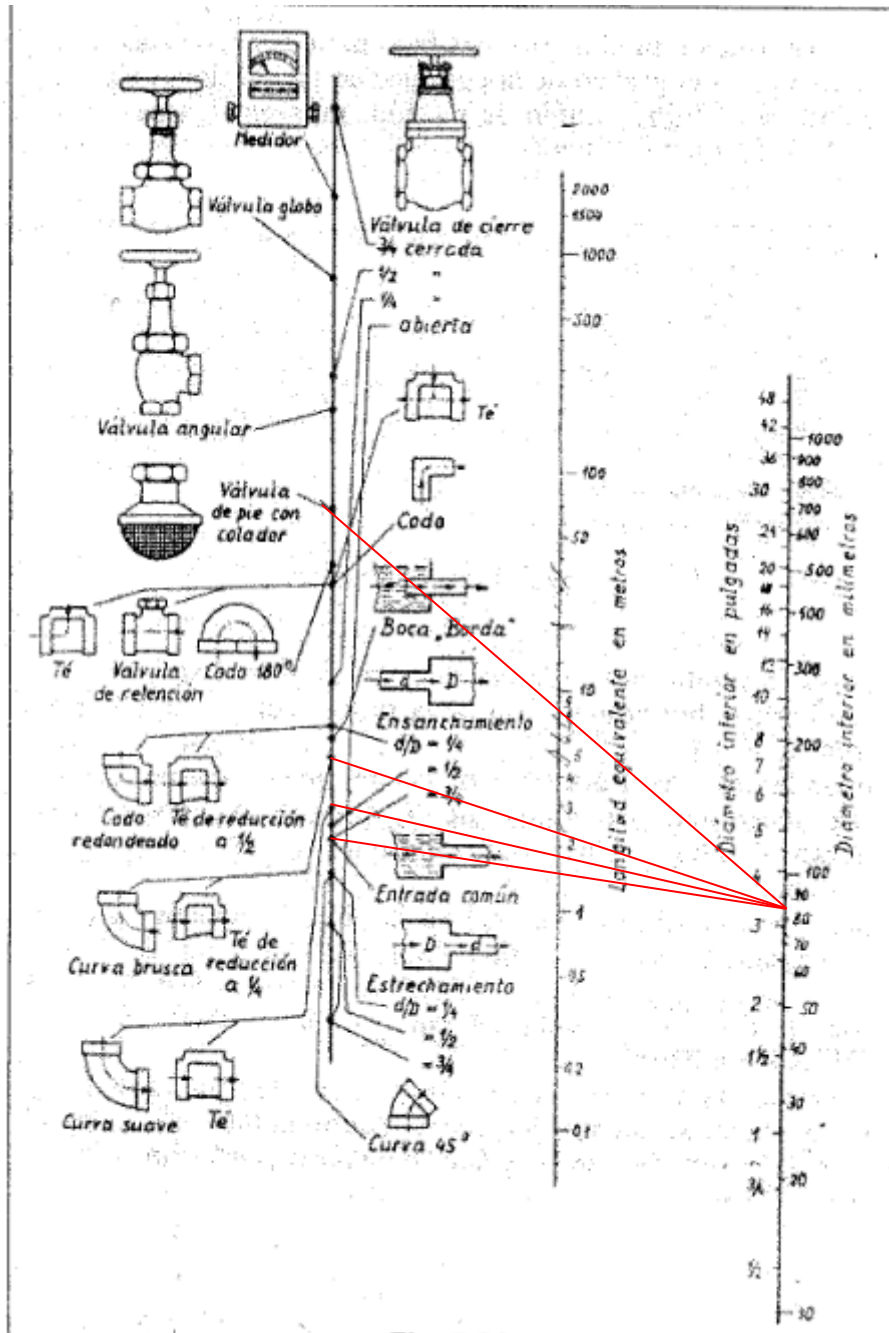


Figura Nº 8-14



Pérdida de carga totales del circuito:

-Circuito N° 1: $(11 + 13,7) = 24,7 \text{ m}$

-Circuito N° 2 = **3,8 m**

-Circuito N° 3: $(0,18 + 12) = 12,18 \text{ m}$

Pérdida de carga total = **40,68 m**

8-5 Cálculo de la potencia requerida por la bomba del circuito bomba-motor.

A continuación se obtendrá la potencia necesaria para hacer circular el fluido en el circuito, debiendo vencer para ello todas las restricciones que generan la pérdida de carga del sistema. La potencia total que debe ser capaz de entregar la bomba tendrá que ser superior a la suma de la potencia recién mencionada y de la potencia consumida por el rotor.

Partiendo de la ecuación:

$$(P_1 / w) + Z_1 + (V^2_1 / 2g) - h \times f_{total} + H_B = (P_2 / w) + Z_2 + (V^2_2 / 2g)$$

$$H_B = (P_2 / w) + (V^2_2 / 2g) + h \times f_{total} + (Z_2 - Z_1)$$

$$P_2 = (250 \text{ Kg} / \text{cm}^2) \times (100 \text{ cm} / 1 \text{ m})^2 = 2500000 \text{ Kg} / \text{m}^2$$

$$H_B = (2500000 \text{ Kg/m}^2 / 880 \text{ Kg/m}^3) + (6,31 \text{ m/seg})^2 / (2 \times 9,8 \text{ m/seg}^2) + 24,7 \text{ m} =$$

$$H_B = \mathbf{2867 \text{ m.}}$$

$$Pot = w \times H_B \times Q = 880 \text{ kg/m}^3 \times 2867 \text{ m} \times 7,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg} = 12500 \text{ Kgm} / \text{seg}$$

$$Pot = (12500 \text{ Kgm} / \text{seg}) \times (1 \text{ hp} / 75 \text{ Kgm} / \text{seg}) = \mathbf{167 \text{ hp.}}$$

La potencia total sera:

$$Pot_{total} = Pot + Pot_{rotor} = 167 \text{ hp} + 145 \text{ hp} = (312 \text{ hp}) \times (0,75 \text{ Kw} / 1 \text{ hp}) = \mathbf{234 \text{ Kw.}}$$



La bomba seleccionada en el punto 7-2 tiene las siguientes características técnicas:

- Bomba HPV-02 tamaño 210.
- Volumen geométrico 210 cm³ / rev máximo.
- Potencia continua 236 Kw.
- Potencia máxima 397 Kw.
- Par continuo 836 Nm.

Como se puede apreciar la potencia continua de la bomba es de **236 Kw > 234 Kw** requeridos. Verifica la condición.

8-6 Temperatura del aceite:

De acuerdo con el motor y la bomba hidráulica seleccionada anterior mente según las especificaciones técnicas la temperatura del aceite en régimen de trabajo no debe superar los 90 °C, con una viscosidad mínima mayor a 10 cSt (ver información en el anexo catalogo LINDE).

Teniendo en cuenta la siguiente ecuación (transferencia de calor por convección), podemos hallar la superficie del enfriador necesaria para que el aceite no supere los 90°C. Este tipo de enfriador o intercambiador cuenta con ventilación forzada por medio de un electroventilador, se adoptara una velocidad del aire proveniente del electroventilador de 15 m/s.

$$Q = a_c \times A \times (t_1 - t_0)$$

Donde:

T_1 = Temperatura del aceite en servicio (°C).

t_0 = Temperatura del ambiente (°C).

a_c = Coeficiente de convección térmica (Kcal / h m² °C).

A = Superficie total de intercambio (m²).

Q = Calor (kcal / hr).

N_p = Potencia perdida convertida en calor (cv).

La temperatura de ambiente se toma $t_0 = 25$ °C.

Determinación de N_p :

$$N_p = N_m - N_h$$



-Potencia hidráulica:

$P =$ presión de trabajo (250 bar)

$Q =$ caudal (432 Lts / min)

$$N_h = (P \times Q) / 450 \rightarrow N_h = (250 \text{ bar} \times 432 \text{ Lts/min}) / 450 =$$

$$N_h = 240 \text{ cv}$$

-Potencia mecánica:

$\eta_T =$ rendimiento total (rendimiento volumétrico x rendimiento mecánico)

$$N_m = N_h / \eta_T = 240 \text{ cv} / (0,95 \times 0,9) \rightarrow N_m = 280 \text{ cv}$$

Por lo tanto:

$$N_p = N_m - N_h = (280 - 240) \text{ cv} = 40 \text{ cv} = 39,45 \text{ hp} \times (1 \text{ But/min}) / (0,236 \text{ hp}) =$$

$$167 \text{ Btu / min} \times 60 \text{ min / hr} = 10020 \text{ Btu / hr.}$$

$$10020 \text{ Btu / hr} \times (1 \text{ cal / seg}) / (14,26 \text{ Btu / hr}) = 703 \text{ cal / seg.}$$

$$Q = (703 \text{ cal / seg}) \times (1 \text{ kcal / 1000 cal}) \times (3600 \text{ seg / hr}) = 2531 \text{ kcal / hr.}$$

Para hallar el valor de a_c hacemos uso del siguiente monograma (Fig.8-15):

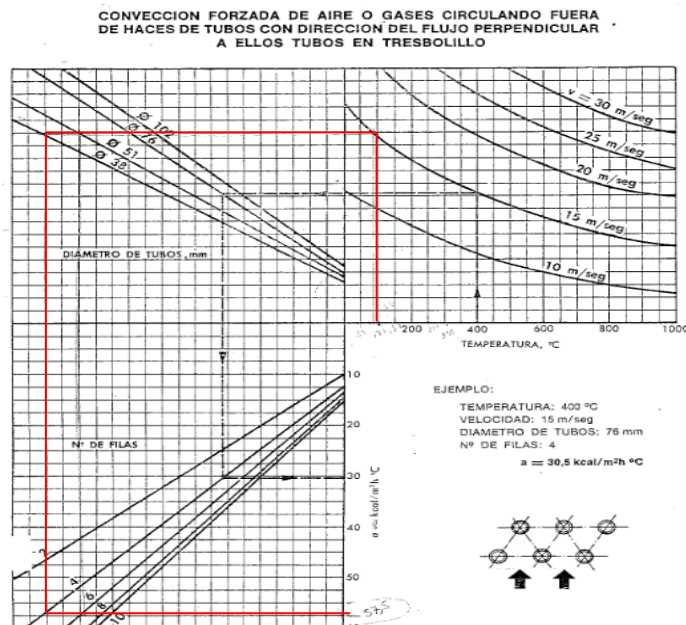


Figura Nº 8-15



Del monograma de la fig. 8-15, entrando con la temperatura del aceite de 90°C , la velocidad de aire de 15 m/seg , con un diámetro exterior de tubo de 38 mm y con cuatro fila de tubo del enfriador, se obtiene que $a_c = 57,5\text{ Kcal / h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$Q = a_c \times A \times (t_1 - t_0)$; de esta ecuación podemos despejar el área necesaria para el intercambiador

$$A = Q / a_c \times (t_1 - t_0) = (2531\text{ Kcal / hr}) / (57,5\text{ Kcal / h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}) \times (90 - 25)\text{ }^{\circ}\text{C} = \boxed{0,67\text{ m}^2}$$

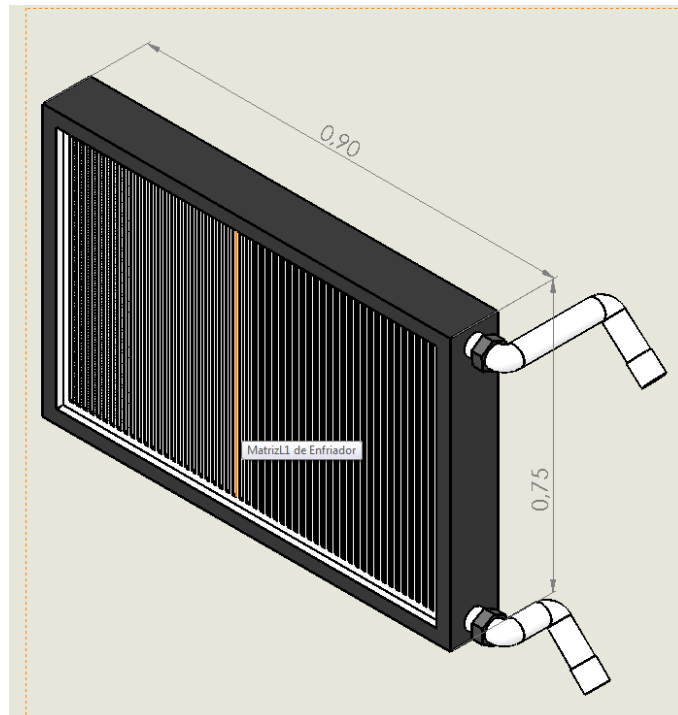


Figura N°8-16 dimensiones del enfriador

Superficie del enfriador:

$$A = (0,75 \times 0,90) = 0,675\text{ m}^2$$



8-7 Depósito de aceite:

Según datos de fábrica de la firma VASSALI FABRIL. Las cosechadoras con similares características cuentan con un depósito de aceite hidráulico de 60 lts.

Para nuestro caso vamos a tomar un depósito con las siguientes medidas.

Hay que observar que, de las 6 superficies que delimitan el volumen del depósito de forma prismática, solo debe tenerse en cuenta, a efecto de la transmisión térmica los cuatro laterales y la tapa.

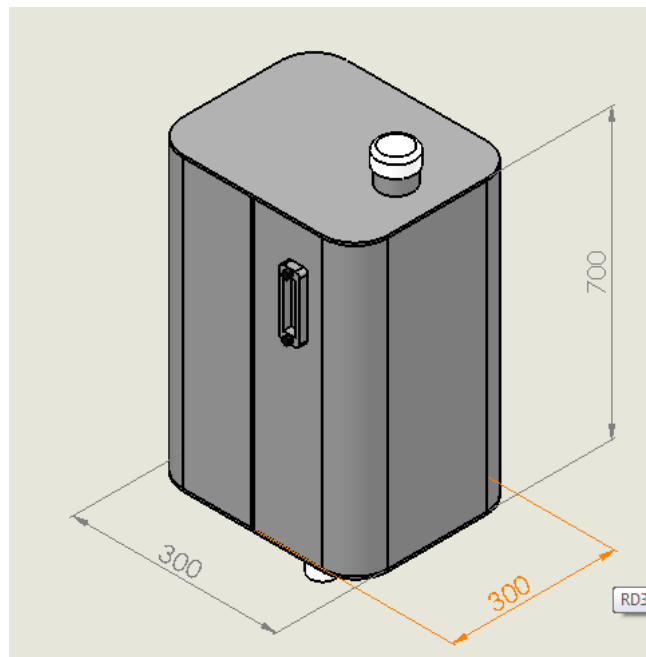


Figura N°8-17 dimensiones del enfriador

-Superficie del depósito:

$$S = (0,30 \times 0,70) \times 2 + (0,30 \times 0,70) \times 2 + 0,30 \times 0,30$$

$$S = 0,93 \text{ m}^2$$

$$V = 0,30 \times 0,30 \times 0,70 = 0,063 \text{ m}^3 = 63 \text{ Lts}$$



8-8 Determinación del aceite hidráulico:

Con la temperatura del aceite hidráulico el cual no debe exceder los 90°C durante la fase de trabajo y con una viscosidad mínima mayor a 10 cSt. Tomemos una viscosidad de 15 cSt. Enterado al gráfico de la siguiente figura N°8-18, viscosidad – temperatura (Fuente: oleodinámica de Speich-Bucciarelli), corresponde un aceite hidráulico del tipo ISO 100.

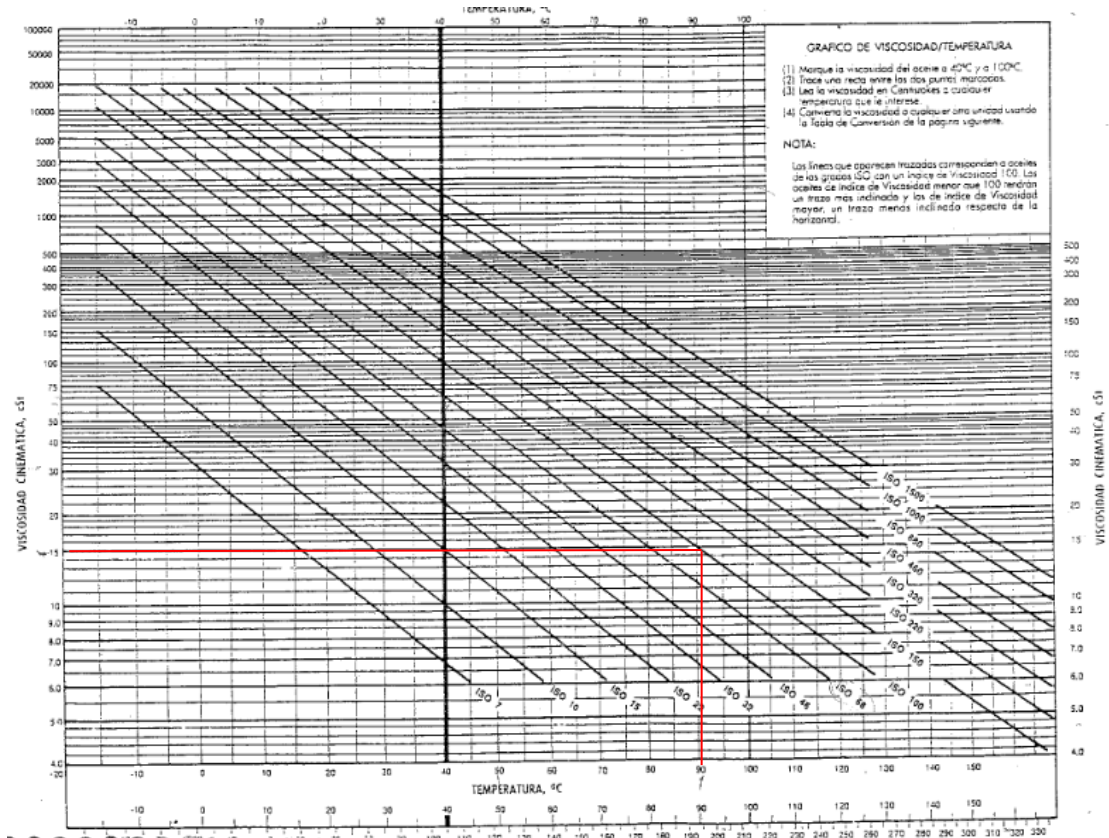


Figura N° 8-18 viscosidad / temperatura

Aplicaciones:

Los grados de viscosidad ISO VG 100, 150, 220, 320, 460 y 680 están diseñados para todo tipo de aplicaciones donde se requiera un lubricante antidesgaste del tipo AGMA (lubricantes para engranes), o para la lubricación general de maquinaria. Estos están recomendados para reductores hidráulicos de velocidad, compresores de aire recíprocos, rodamientos planos y antifricción, así como en sistemas de circulación de aceite.



	METODO ASTM D	VALORES TÍPICOS					
Viscosidad ISO VG		10	15	22	32	46	68
Color ASTM	1500	L1.0	1.0	1.0	1.5	2.0	L3.0
Viscosidad Cinemática @ 40 °C, mm ² /s (cSt)	445	10.00	15.00	22.00	32.00	46.00	68.00
Viscosidad Cinemática @ 100 °C, mm ² /s (cSt)	445	2.625	3.365	4.238	5.276	6.622	8.493
Índice de Viscosidad	2270	92	92	93	94	94	94
Densidad @ 15.6 °C, kg/L	1298	0.8649	0.8740	0.8800	0.8832	0.8861	0.8905
Punto de Inflamación, °C	92	156	164	188	212	218	228
Punto de Ecurrimiento, °C	97	- 12	- 12	- 9	- 9	- 9	- 9
Número Ácido (AN), mg KOH/g	974	0.40	0.40	0.48	0.48	0.55	0.60
Características Espumantes, ml/ml	892						
Secuencia I		10/0	10/0	10/0	10/0	10/0	10/0
Secuencia II		20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0
Secuencia III		10/0	10/0	10/0	10/0	10/0	10/0
Propiedades Preventivas a la Herrumbre, Método A & B	665	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado
Corrosión en Lámina de Cobre, 3 h @ 100°C	130	1a	1a	1a	1a	1a	1a
Demulsibilidad (Separabilidad del Agua) @ 54 °C ml-ml-ml-(minutos)	1401	40-40-0 (15)	40-40-0 (15)	40-40-0 (15)	40-40-0 (15)	40-40-0 (15)	40-40-0 (20)
Evaluación de la Capacidad de Carga (FZG)	5182						
Etapa de Fallo, mínimo		10	10	10	12	12	12

	MÉTODOS ASTM D	VALORES TÍPICOS					
Viscosidad ISO VG		100	150	220	320	460	680
Color ASTM	1500	3.5	L4.5	5.0	5.5	6.5	L7.0
Viscosidad Cinemática @ 40 °C, mm ² /s (cSt)	445	100.0	150.0	220.0	320.0	460.0	680.0
Viscosidad Cinemática @ 100 °C, mm ² /s (cSt)	445	11.02	14.78	18.38	23.40	29.59	39.08
Índice de Viscosidad	2270	94	94	92	92	92	95
Densidad @ 15.6 °C, kg/L	1298	0.8948	0.8990	0.9023	0.9053	0.9080	0.9107
Punto de Inflamación, °C	92	246	264	270	276	280	284
Punto de Ecurrimiento, °C	97	- 6	- 6	- 6	- 6	- 6	- 9
Número Ácido (AN), mg KOH/g	974	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
Características Espumantes, ml/ml	892						
Secuencia I		10/0	10/0	10/0	10/0	10/0	10/0
Secuencia II		10/0	10/0	10/0	10/0	10/0	10/0
Secuencia III		10/0	10/0	10/0	10/0	10/0	10/0
Propiedades Preventivas a la Herrumbre, Método A & B	665	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado	Aprobado
Corrosión en Lámina de Cobre, 3 h @ 100°C	130	1a	1a	1a	1a	1a	1a
Demulsibilidad (Separabilidad del Agua) @ 82 °C ml-ml-ml-(minutos)	1401	40-40-0 (15)	40-40-0 (20)	40-40-0 (25)	40-40-0 (30)	40-40-0 (30)	40-40-0 (40)
Evaluación de la Capacidad de Carga (FZG)	5182						
Etapa de Fallo, mínimo		12	12	12	12	12	12

Los valores indicados como Características Físicoquímicas se refieren solamente a valores promedio.
Se podrán esperar pequeñas variaciones en estos valores durante su manufactura las cuales no afectarán el desempeño del producto.

COMERCIAL ROSHFRANS, S.A. DE C.V. Av. Othón de Mendizábal Ote. 484 Col. Nva. Industrial Vallejo C.P. 07700 Del. Gustavo A. Madero, México D.F. Conmutador 5747 5700 Fax 5747 5742. Esta hoja de producto está sujeta a cambio sin previo aviso. Para conocer la última versión comuníquese al Departamento de Ingeniería de Producto o consulte nuestra página de internet. www.batrak-roshfrans.com

Figura N° 8-19 características físicoquímicas de los aceites hidráulicos



-Sistema de codificación:

El código a implementar va a tener la siguiente estructura. Va a contar de 10 dígitos y va a ser alfanumérico.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PRODUCTO		CAPACIDAD		CONJUNTO	SUBCONJUNTO		N° DE PIEZA		
C	A	7	2	LETRAS	0	0	0	0	0

PRODUCTO	REFERENCIA	DENOMINACION
COSECHADORAS	CA	COSECHADORA AXIAL
	CC	COSECHADORAS CONVENCIONAL

CAPACIDAD	REFERENCIA	DENOMINACION
COSECHADORAS AXIAL	72	DIAMETRO MAYOR DEL ROTOR, EN ESTE CASO 720MM
COSECHADORAS CONVENCIONAL	16	LARGO DEL CILINDRO DE TRILLA, EN ESTE CASO 1600MM



CONJUNTO	REFERENCIA	DENOMINACION
DEFINIDOS POR LETRAS	A	CONJUNTO CHASIS
	B	CONJUNTO CILINDRO ALIMENTADOR
	C	CONJUNTO EXTERIOR ROTOR
	D	CONJUNTO ROTOR
	E	CONJUNTO CILINDRO EXTRACTOR DE PAJA
	F	CONJUNTO ACARREADOR
	G	CONJUNTO SISTEMA PRIMERA LIMPIEZA
	H	CONJUNTO SISTEMA SEGUNDA LIMPIEZA
	I	CONJUNTO NORIA DE RETRILLA
	J	CONJUNTO NORIA GRANO TOLVA
	K	CONJUNTO TOLVA ALMACENAMIENTO GRANO
	L	CONJUNTO TUBO DESCARGA
	M	CONJUNTO DE MANDO
	O	CIRCUITO HIDRAULICO MANDO ROTOR
	P	CAJA REDUCTORA MANDO ROTOR



-Bibliografía consultada:

(Utilización de tablas y formulas)

1-Diseño de elemento de maquina (FAIRES).

2-Apunte libro (GORYACHKIN).

3- Maquina cosechadora de grano (Ing. LUÍS HUGO VALENTI, Universidad nacional de rosario).

4-Apunte agricultura de precisión (Ing. MARIO DESIMONI, INTA Salta).

5-Catalogo de cadenas de transporte agrícolas (PTROL).

6- Catalogo de cadenas agrícolas (KADAE, VICENTE PELEGRINI).

7-Catalogo limitador a fricción (RIMOSTAT).

8- Catalogo SKF para rodamientos.

9- Manual de correas en "V" (GOODYEAR).

10-La cosechadora (INTA- PROPECO)-

11- Catalogo de hidráulica bomba y motor (LINDE).

12- Mecánica de los fluidos (R.L.DAUGHERTY).

13-Catalogo de retenes (DHL).

14-Manual cosechadora AX 7500 (VASSALLI FABRIL).

15-Manual cosechadora serie S680 (JOHN DEERE).

16- Manual cosechadora 2388 (CASE).