

“2011, Año del Turismo en México”



SUBSECRETARIA DE EDUCACION SUPERIOR
DIRECCION GENERAL DE EDUCACION SUPERIOR TECNOLOGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIERREZ

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

SEP

RESIDENCIA PROFESIONAL

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DE UNA GRÚA PARA USO CINEMATOGRAFICO”

PRESENTAN

FRANCISCO JAVIER AGUILAR RUIZ

FLAVIO RAFAEL ALVAREZ MARIN

ESPECIALIDAD

INGENIERIA MECANICA

ASESOR

M.C. IGNACIO ARRIOJA CARDENAS

REVISORES

ING. ROBERTO CIFUENTES VILLAFUERTE

ING. SAMUEL GOMEZ PEÑATE

INTRODUCCION

Las civilizaciones de todas las épocas se han preocupado por capturar la grandeza de sus pueblos, un ejemplo claro de esto son las pinturas rupestres que se han encontrado, lo cual muestra que en un principio la forma que los antepasados tenían para capturar momentos era a través del dibujo con tintas vegetales y lienzos de piedra, con el paso del tiempo las ideas de cómo hacer posible el capturar imágenes fue posible gracias a un fotógrafo Joseph-Nicéphore Niépce en 1826 que utilizó una cámara de Madera fabricada por Charles y Vincent Chevalier en París.

Conforme el paso del tiempo el hombre ha ido perfeccionando técnicas a través de las cuales pueda obtener imágenes desde diferentes ángulos. Dado este reto es que se diseñan equipos eficientes sistemas que ayuden a conseguir tomas en lugares que son casi imposibles de acceder, obteniendo así una imagen clara, y con un buen ángulo de filmación, reduciendo el esfuerzo humano.

Los objetivos en las cámaras cinematográficas profesionales son intercambiables, de manera que pueden utilizarse diferentes distancias focales y en diferentes posiciones a fin de variar el campo visual y captar la imagen más adecuada.

Por consiguiente, alterar la composición y la perspectiva aparente desde un punto determinado de observación. Dado que la tecnología avanza día a día, los equipos utilizados en la filmación de escenas son más fáciles de transportar, armar y realizar el trabajo en un tiempo cada vez más corto.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I GENERALIDADES DEL PROYECTO

- 1.1 Generalidades
- 1.2 Justificación
- 1.3 Objetivos
 - 1.3.1 Objetivo General
 - 1.3.2 Objetivos Específicos
- 1.4 Caracterización del Área en que se Desarrollo
- 1.5 Problemas a Resolver
- 1.6 Alcances
- 1.7 Limitaciones

CAPITULO II FUNDAMENTO TEORICO

- 2.1 Historia de los Equipos de Filmación
 - 2.1.1 Clasificación de las Cámaras de Video
- 2.2 Características de la Grúa
 - 2.2.1 Estudios Existentes de la Grúa
- 2.3 Fundamentos de Diseño
 - 2.3.1 Características Geométricas y Físicas
 - 2.3.1.1 Angulo De Batimiento Vertical Del Brazo
 - 2.3.1.2 Angulo De Batimiento Horizontal Del Brazo
 - 2.3.2 Trípode
 - 2.3.3 Longitud Del Brazo
 - 2.3.4 Contrapeso
 - 2.3.5 Especificaciones De La Videocámara

2.4 Parámetros De Funcionamiento

2.4.1 Control De La Cabeza Remota

2.4.2 Funcionamiento

2.4.2.1 Rango De Giro Del Servomotor 1 (Arriba-Abajo)

2.4.2.2 Rango De Giro Del Servomotor 2 (Izquierda-Derecha)

2.5 Especificación De Los Motores

2.5.1 Motor A Pasos

2.5.1.1 Principio De Funcionamiento

2.5.1.2 Comportamiento De Los Motores Paso A Paso

2.5.1.3 Características De Los Motores A Pasos

2.5.2 Motorreductor

2.5.3 Servomotores

2.5.3.1 Estructura Y Funcionamiento De Los Servomotores

2.6 Especificaciones De Los Cojinetes

2.6.1 Cojinetes De Contacto Rotatorio

2.6.1.1 Materiales Para Cojinetes De Contacto Rotatorio.

2.6.1.2 Tipos De Cojinetes De Elementos Rotatorios

2.6.2 Relación Entre Carga Y Vida Útil.

2.6.3 Información De Los Fabricantes De Rodamientos

2.7 Alternativas Y Selección Del Sistema Más Adecuado

2.7.1 Alternativas Para El Diseño

2.7.2 Alternativas De La Cabeza Remota

2.7.2.1 Inclinaciones

2.7.3 Brazo De La Grúa

2.7.4 Alternativas Del Trípode

2.7.4.1 Trípode VZ-TC100A

2.7.4.2 TCR-100 CRANE

2.7.5 Alternativas De Plataformas DOLLY

2.7.5.1 DOLLY VITEN

2.7.5.2 DOLLY VZ-D100

CAPITULO III DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECANICOS

3.1 Diseño Mecánico De Los Elementos Del Dispositivo De La Cabeza Giratoria

3.1.1 Diseño Del Sistema De Inclinación

3.1.1.1 Diseño De La Placa Inferior

3.1.1.2 Selección Del Servomotor 1, Piñón Y Rueda Dentada

3.1.1.2.1 Determinación Del Torque

3.1.1.3 Diseño Del Eje Lateral

3.1.1.3.1 Diseño Estático

3.1.1.3.2 Diseño Dinámico Del Eje Lateral

3.1.2 Diseño Del Sistema De Arrastre

3.1.2.1 Diseño Estático Del Sistema

3.1.2.2 Selección Del Servomotor 2: Eje Principal

3.1.2.2.1 Determinación Del Torque

3.1.2.3 Diseño Del Eje Principal

3.1.2.3.1 Diseño Estático Del Sistema

3.1.3 Selección De Cojinetes O Rodamientos

3.1.3.1 Análisis Dinámico Del Rodamiento

3.1.4 Diseño De La Placa Sujetadora De La Cabeza Giratoria

3.1.4.1 Diseño Estático Del Sistema

3.1.4.2 Diseño Y Selección De Pernos

3.2 Diseño De La Pluma Giratoria

3.2.1 Determinación Del Contrapeso

CAPITULO IV MODELACION DE LA PLUMA Y EL TRIPODE MEDIANTE EL SOFTWARE SOLIDWORKS.

4.1 Modelación De La Cabeza Giratoria

4.2 Modelación Del Brazo Giratorio

CAPITULO V GUIA DEL OPERARIO

5.1 Especificaciones Del Equipo

5.2 Funcionamiento De La Botonera

5.3 Recomendaciones De Funcionamiento

CAPITULO VI CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

6.2 Recomendaciones Generales

Anexos

Bibliografía

CAPITULO I GENERALIDADES DEL PROYECTO

1.1 GENERALIDADES:

1.2 JUSTIFICACIÓN:

La obtención de diferentes escenas hace que los camarógrafos se vean en la necesidad de utilizar un equipo que les ayude con la transportación de la filmadora y al mismo tiempo obtener movimientos y tomas que son imposibles para el hombre.

El diseño de la grúa, debe brindar una facilidad al momento de transportar, armar y guardar, además de permitir obtener una buena estabilidad de la cámara y así evitar las vibraciones.

Se podrá obtener a un costo más accesible, respecto de los ya existentes en el mercado y con una muy buena calidad de por medio.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir una “PLUMA O GRÚA” mecánica para cámara filmadora profesional.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar los mecanismos que permitan una ergonomía en maniobra del equipo.
- Construir la “PLUMA O GRUA”.
- Diseñar y seleccionar el equipo que permita controlar el movimiento de la cámara filmadora en todas las direcciones posibles.
- Validar el diseño con un software.
- Establecer condiciones de uso y mantenimiento del Equipo.
- Realizar las pruebas necesarias para su eficaz funcionamiento.

1.4 CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE SE DESARROLLO

La gran mayoría de las actividades para la realización de esta residencia se llevaron a cabo en el Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, específicamente en el departamento de Metal-Mecánica, con dirección carretera panamericana km.1080, CP 29000, Apartado postal 599. Teniendo como asesor del M.C. Ignacio Arriola Cárdenas, Para la realización del diseño en SOLIDWORKS y los cálculos de la "PLUMA O GRUA".

Misión

Formar de manera integral profesionales de excelencia en el campo de la ciencia y la tecnológica con actitud emprendedora, respeto al medio ambiente y apego a los valores éticos.

Visión

Ser una Institución de excelencia en la educación superior tecnológica del Sureste, comprometida con el desarrollo socioeconómico sustentable de la región.

Valores

El ser humano, el espíritu de servicio, el liderazgo, el trabajo en equipo, la calidad, el alto desempeño.

1.5 PROBLEMAS A RESOLVER

- Recabar toda la información necesaria acerca del tema.
- Identificar los tipos de grúas junto con sus componentes.
- Aprender a utilizar el programa SOLIDWORKS.
- Diseño en SOLIDWORKS de la grúa.
- Cálculos de esfuerzos normales y cortantes de la grúa y sus pletinas.
- Selección de los servo motores

1.6 ALCANCES

Diseñar la grúa para obtener tomas de videos desde diferentes ángulos.

Se puede usar la grúa desde un mismo punto para hacer tomas alargando o acortando según se requiera.

Lograr que el diseño sea ergonómico y fácil de usar.

1.7 LIMITACIONES

Limitada a cámaras de 4kg.

CAPITULO II FUNDAMENTO TEORICO

2.1 HISTORIA DE LOS EQUIPOS DE FILMACION

A lo largo de la historia la humanidad, el hombre se ha preocupado por capturar partes de su vida en forma de recuerdos visibles, como la pintura en lienzo, la escritura de novelas o cartas, esculturas de piedra, etc. con el tiempo la adición de la ciencia dio pie a nuevas ideas e inventos que llevaron a la industria fotográfica por caminos que nunca se imaginaron, ahora las posibilidades son ilimitadas.

2.1.1 CLASIFICACIÓN DE LAS CÁMARAS DE VIDEO

Las cámaras de video, son uno de los dispositivos electrónicos, más utilizados en la actualidad. Prácticamente, todo el mundo, tiene cámaras de video. Para poder grabar aquellos momentos especiales en la vida. De esta manera, se tendrá un registro para generaciones futuras, de lo que fue nuestras vidas. Aparte, que al grabar imágenes, tenemos una manera divertida y especial, de recordar aquellos momentos, que fueron parte de nuestra historia y que algún día querremos recordar junto con nuestra familia.

Las cámaras de video, funcionan por medio de un lente, el receptor de imagen y el registrador, donde se encuentran las cintas de video. En las cuales quedará de manera definitiva, capturada la imagen.

Primero que nada, el lente capta la imagen, con este se puede dar un mayor paso de luz, si la situación lo amerita. Asimismo, se puede regular la cercanía o lejanía de la imagen, por medio de los sistemas de zoom, que existen en las cámaras de video. La capacidad de los zoom, dependerá de cada una de las cámaras de video.

Ahora, el receptor de imagen, recibe la imagen y la convierte en una señal de video electrónica. O sea, una carga eléctrica, la cual se transforma en un voltaje análogo. Eso sí, en las cámaras profesionales, el curso de este voltaje, sigue un curso digital.

Luego el registrador, será el responsable de transformar esta señal análoga y transcribirla o grabarla en una cinta magnética.

2.2 CARACTERISTICAS DE LA GRUA

A pesar de la existencia de un sin número de accesorios de equipos de filmación, uno de los más sobresalientes por su efectividad y facilidad de manejo en el momento de realizar el trabajo de filmación ya sea éste, en el campo o en un set de grabación, ha sido la grúa para filmar, desde entonces se han ido mejorando los diferentes modelos haciéndolos más versátiles, eficientes y sumamente livianos.

Las características con las que debe contar una grúa de filmación, es que debe combinar de una forma muy particular, su peso con la forma que debe tener, para que de este modo el resultado sea un sistema de control, sin tener necesidad de un esfuerzo excesivo e innecesario.

2.2.1 ESTUDIOS EXISTENTES DE LA GRUA

Una de las principales marcas en este tipo de grúas es CobraCrane, y uno de sus modelos más comúnmente utilizados es CobraCrane 210035, el cual consta de un brazo de barra de una sola pluma para cámaras de vídeo pequeñas. Esta grúa ofrece un alcance de 8 metros u 11 pies cuando se combina con un trípode de 5 pies y puede barrer el suelo de bajo ángulo de aplicaciones. Este modelo viene con un kit de 3 pies de extensión para una actualización de la norma I. CorbraCrane, soporta una cámara promedio de 3kg (6.5lb).

Este diseño es el más versátil dentro de los modelos cobra crane y uno de las más usados por la comunidad filmográfica para tomas de de estudio y de paisajes, a continuación podemos observar este modelo cobra crane es la siguiente figura:



Figura 2.1 modelo cobra crane CobraCrane 210035

2.3 FUNDAMENTOS DE DISEÑO

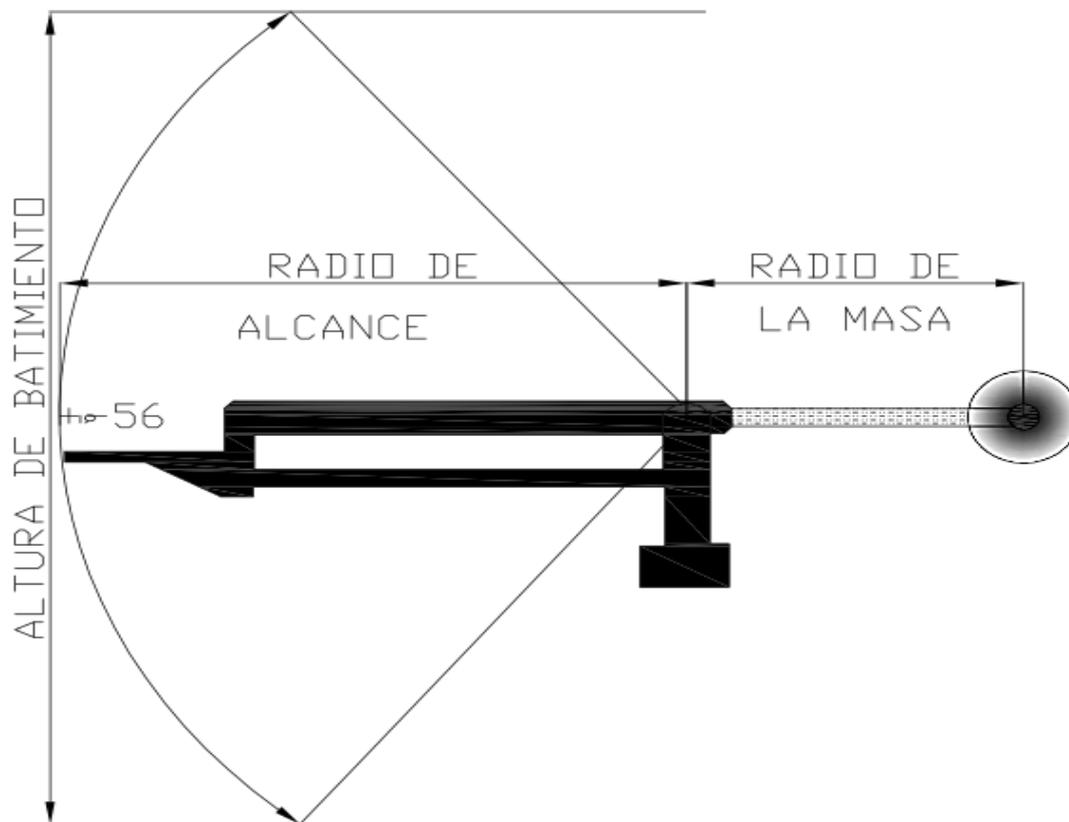


Figura 2.2 Especificación de la pluma

	REACH / PAN RADIUS	BOOM	PULL BACK @ 56°	WEIGHT RATIO	WEIGHT
STANDARD PORTA-JIB	57" (145cm)	72" (183cm)	19" (48cm)	1:1.22	45 lbs. (20.5kg)
STANDARD PORTA-JIB with 17" EXTENSION	74" (188cm)	100" (254cm)	27" (69cm)	1:1.70	47 lbs (21kg)
STANDARD PORTA-JIB with 36" EXTENSION	92" (234cm)	131" (332cm)	35" (89cm)	1:2.22	49 lbs (22kg)
PORTA-JIB TRAVELLER	38-55" (96.5-140cm)	41-68" (104-173cm)	11" - 18" (28-46cm)	1:.75	29 lbs. (13.2kg)

Tabla 2.1: Tabla de comparaciones de la pluma

2.3.1 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS Y FÍSICAS

2.3.1.1 ANGULO DE BATIMIENTO VERTICAL DEL BRAZO

La carrera vertical del brazo lo conoce también con el nombre de “boom”, el brazo al estar totalmente elevado debe formar un ángulo máximo de 56°, que es un valor estandarizado según la tabla anterior.

2.3.1.2 ANGULO DE BATIMIENTO HORIZONTAL DEL BRAZO

El brazo debe ser capaz de realizar un giro de acuerdo a la necesidad del operario y este puede variar desde un ángulo muy pequeño hasta un ángulo mayor de 360°, de este modo permitirá el paneo de todo el espacio circundante, y debe realizar este movimiento mientras va variando la carrera vertical de la cámara.

2.3.2 TRÍPODE

La altura del trípode debe ser regulable, teniendo así una altura mínima de entre 80 cm y una máxima de 150 cm. Las patas del trípode deberán contar con llantas o DOLLIES, las mismas que brindarán una mayor estabilidad y facilidad en el seguimiento del objeto de filmación, o a su vez determinada la posición en la que se va desarrollar la filmación, estas permitan fijar esta posición mediante un seguro. El trípode debe contar con un mecanismo de agarre para la pantalla (LCD), donde el operador puede seguir la toma que realiza.

2.3.3 LONGITUD DEL BRAZO

Se requiere de una longitud de brazo de 3m, libre desde el apoyo del trípode; este requerimiento fue tomado como referencia de las longitudes estándares especificadas en la tabla 2.1, (aunque pueden modificarse las medidas de la pluma para obtener mayor alcance de grabación con la cámara), además de esto debe ser fácil de armar y desarmar, preferiblemente de un material liviano y resistente, por lo que puede ser de aluminio o de tubo galvanizado (interior y exterior); por lo tanto al requerimiento de los tres metros (o más) hay que sumar la longitud del brazo donde

se colocaran los contrapesos, el cual mide aproximadamente 1m de longitud (para que el operador no tenga problema alguno).

2.3.4 CONTRAPESO

Para poder realizar el movimiento del brazo sin mayor esfuerzo del operador, es necesario determinar en el otro extremo del brazo un espacio de contrapeso (referencia tabla 1), donde se pueden colocar pesas para que se mantenga en equilibrio el brazo, considerando que el trípode hace la función de fulcro (punto de apoyo); es decir que necesitamos saber el peso de la cámara y de acuerdo a eso podemos determinar el contrapeso a usar para que no se haga mayor esfuerzo al momento de operar la pluma.

2.3.5 ESPECIFICACIONES DE LA VIDEOCÁMARA

La videocámara profesional que va a ser utilizada serán, al parecer, de la marca Sony, de alta definición y que oscilan entre 2 kg y 4 kg.

2.4 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

2.4.1 CONTROL DE LA CABEZA REMOTA

El control de la cabeza remota se la deberá realizar por medio de una pequeña caja de control, que se encuentre al alcance de la mano del operador y éste a su vez pueda mirar la pantalla de control, por lo que se ubicará en el brazo de contrapeso, o bien, en la parte posterior del punto de apoyo (trípode).

2.4.2 FUNCIONAMIENTO

El accionamiento de los servomotores se puede realizar por medio de una batería si se va a trabajar en algún lugar en donde no hay servicio eléctrico, como también se puede utilizar la conexión eléctrica si se encuentra en un estudio de grabación.

2.4.2.1 RANGO DE GIRO DEL SERVOMOTOR 1 (ARRIBA-ABAJO)

Este primer motor permite el movimiento en un rango de giro de 180° aproximadamente, 90° hacia arriba y 90° hacia abajo con relación a la posición del brazo, debe ser capaz de ser accionado simultáneamente con el segundo servomotor y así tener una combinación de movimientos, aumentando de esta manera el campo de filmación. La velocidad de giro debe ser muy pequeña, para que el control de las tomas sea más exacto, ya que si es demasiado rápido no se podrán realizar tomas de ciertos ángulos, por lo que se considera que la velocidad de giro debe ser aproximadamente 8rpm, esta consideración se debe tomar en cuenta en ambos motores, y preferiblemente la velocidad deberá ser la misma.

2.4.2.2 RANGO DE GIRO DEL SERVOMOTOR 2 (IZQUIERDA-DERECHA)

El segundo motor permite el movimiento en un rango de giro de 180° aproximadamente, de los cuales son 90° hacia la derecha y 90° hacia la izquierda, al igual que el primer servo motor, este también debe ser capaz de realizar movimientos combinados y simultáneos.

2.5 ESPECIFICACION DE LOS MOTORES

2.5.1 MOTOR A PASOS



Figura 2.3 Motor a pasos

2.5.1.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Básicamente estos motores están constituidos normalmente por un rotor sobre el que van aplicados distintos imanes permanentes y por un cierto número de bobinas excitadoras bobinadas en su estator.

Las bobinas son parte del estator y el rotor es un imán permanente. Toda la conmutación (o excitación de las bobinas) deber ser externamente manejada por un controlador.

2.5.1.2 COMPORTAMIENTO DE LOS MOTORES PASO A PASO

Los motores paso a paso tienen un comportamiento del todo diferente al de los motores de corriente continua. En primer lugar, no giran libremente por sí mismos. Los motores paso a paso, como lo indica su nombre, avanzan girando por pequeños pasos. También difieren de los motores de CC en la relación entre velocidad y torque (un parámetro que también es llamado "par motor" y "par de giro"). Los motores de CC no son buenos para ofrecer un buen torque a baja velocidad sin la ayuda de un mecanismo de reducción. Los motores paso a paso, en cambio, trabajan de manera opuesta: su mayor capacidad de torque se produce a baja velocidad.

2.5.1.3 CARACTERISTICAS DE LOS MOTORES A PASOS

Los motores paso a paso tienen una tensión eléctrica de trabajo. Este valor viene impreso en su carcasa o por lo menos se especifica en su hoja de datos. Algunas veces puede ser necesario aplicar un voltaje superior para lograr que un determinado motor cumpla con el torque deseado, pero esto producirá un calentamiento excesivo y/o acortará la vida útil del motor.

Otra característica de un motor paso a paso es la resistencia de los bobinados. Esta resistencia determinará la corriente que consumirá el motor, y su valor afecta la curva de torque del motor y su velocidad máxima de operación.

Generalmente, este es el factor más importante al elegir un motor paso a paso para un uso determinado. Este factor define la cantidad de grados que rotará el eje para cada paso completo. Una operación de medio-paso o semi-paso (half step) del motor duplicará la cantidad de pasos por revolución al reducir la cantidad de grados por paso. Cuando el valor de grados por paso no está indicado en el motor, es posible contar a mano la cantidad de pasos por vuelta, haciendo girar el motor y sintiendo por el tacto cada "diente" magnético. Los grados por paso se calculan dividiendo 360 (una vuelta completa) por la cantidad de pasos que se contaron. Las cantidades más comunes de grados por paso son: 0,72°, 1,8°, 3,6°, 7,5°, 15° y hasta 90°. A este valor de grados por paso usualmente se le llama la resolución del motor. En el caso de que un motor no indique los grados por paso en su carcasa, pero sí la cantidad de pasos por revolución, al dividir 360 por ese valor se obtiene la cantidad de grados por paso. Un motor de 200 pasos por vuelta, por ejemplo, tendrá una resolución de 1,8° por paso.

2.5.2 MOTORREDUCTOR

Los Reductores ó Motor reductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente.

Las transmisiones de fuerza por correa, cadena o trenes de engranajes que aún se usan para la reducción de velocidad presentan ciertos inconvenientes.

Al emplear reductores o motor reductores se obtiene una serie de beneficios sobre estas otras formas de reducción. Algunos de estos beneficios son:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.

Los motor reductores se suministran normalmente acoplado a la unidad reductora un motor eléctrico normalizado asincrónico tipo jaula de ardilla, totalmente cerrado y refrigerado por ventilador para conectar a redes trifásicas de 220/440 volts y 60Hz.



Figura 2.4 Motor reductor

2.5.3 SERVOMOTORES

Es un dispositivo similar a un motor de corriente continua que tiene la capacidad de ubicarse en cualquier posición dentro de su rango de operación, y mantenerse estable en dicha posición.

Los servos se utilizan frecuentemente en sistemas de radio control y en robótica, pero su uso no está limitado a estos. Es posible modificar un servomotor para obtener un motor de corriente continua que, si bien ya no tiene la capacidad de control del servo, conserva la fuerza, velocidad y baja inercia que caracteriza a estos dispositivos.

2.5.3.1 ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO DE LOS SERVOMOTORES

El componente principal de un servo es un motor de corriente continua, que realiza la función de actuador en el dispositivo: al aplicarse un voltaje entre sus dos

terminales, el motor gira en un sentido a alta velocidad, pero produciendo un bajo par. Para aumentar el par del dispositivo, se utiliza una caja reductora, que transforma gran parte de la velocidad de giro en torsión.

El dispositivo utiliza un circuito de control para realizar la ubicación del motor en un punto, consistente en un controlador proporcional.

Dependiendo del modelo del servo, la tensión de alimentación puede estar comprendida entre los 4 y 8 voltios. El control de un servo se reduce a indicar su posición mediante una señal cuadrada de voltaje: el ángulo de ubicación del motor depende de la duración del nivel alto de la señal.

Cada servo, dependiendo de la marca y modelo utilizado, tiene sus propios márgenes de operación.

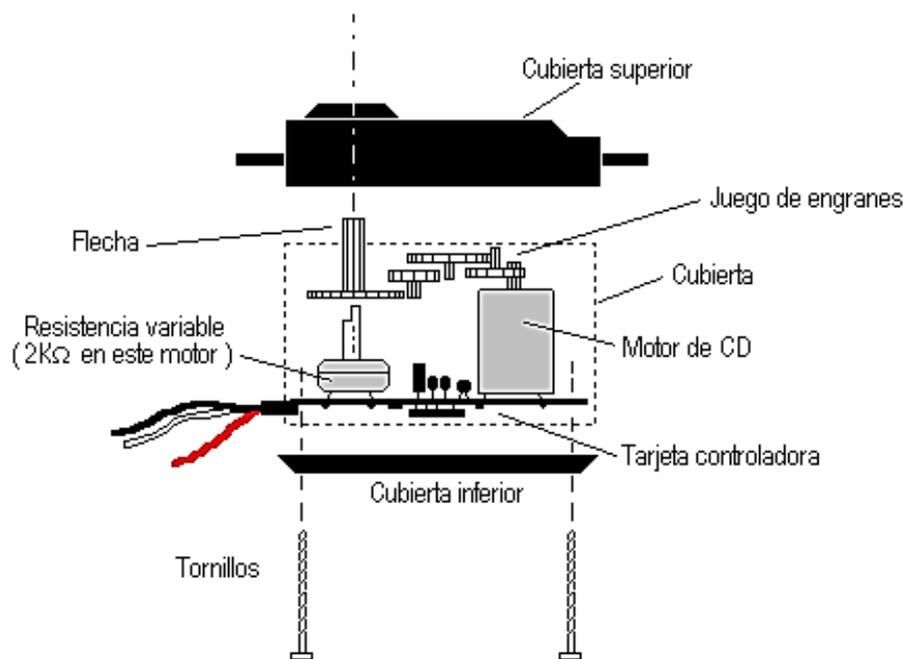


Figura 2.5 Partes de un servomotor

2.6 ESPECIFICACIONES DE LOS COJINETES

Un cojinete es la pieza o conjunto de ellas sobre las que se soporta y gira el árbol transmisor de momento giratorio de una máquina. De acuerdo con el tipo de contacto que exista entre las piezas (deslizamiento o rodadura), el cojinete puede ser un cojinete de deslizamiento o un rodamiento.

2.6.1 COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO

Los cojinetes de contacto giratorio son elementos que utilizan bolas o algún tipo de rodamiento entre las piezas fijas y móviles. El tipo más común de cojinete soporta una flecha giratoria, que resiste cargas radiales simples o una combinación de cargas radiales y axiales o de empuje.

Los componentes de un cojinete de contacto giratorio se muestran en la siguiente figura:

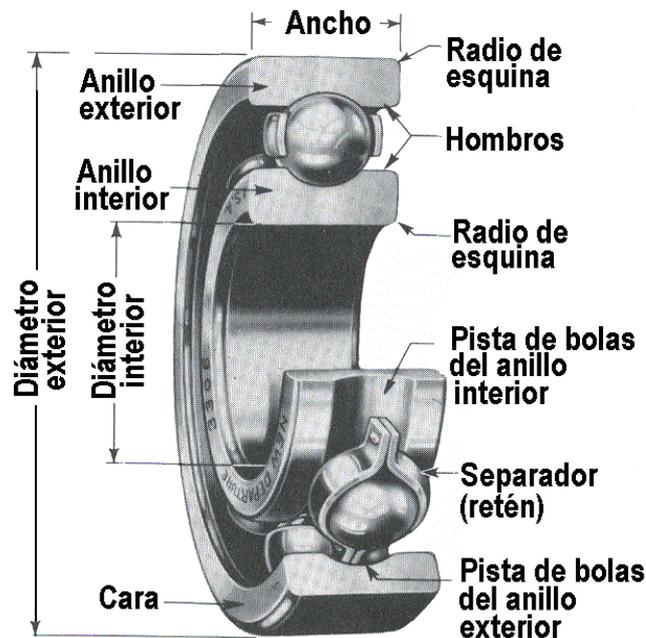


Figura 2.6 cojinete de contacto giratorio

Por lo regular, la pista de rodamientos externa es fija y se sostiene mediante la carcasa de la máquina. La pista de rodamientos interna es presionada contra la

flecha giratoria y por lo tanto gira junto con ésta. La trayectoria de la carga es a partir de la flecha, hacia la pista de rodamientos interna, hacia las bolas, hacia la pista externa, y, por último, hacia la carcasa.

El coeficiente de fricción típico para un cojinete de contacto giratorio está entre 0.001 y 0.005 aproximadamente.

2.6.1.1 MATERIALES PARA COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO.

La gran mayoría de los cojinetes de bolas modernos están fabricados de acero AISI 5210 endurecido a un alto grado, ya sea en su masa o superficialmente. Esta aleación de acero al cromo se puede endurecer en su masa hasta HRC 61-65.

A menudo los cojinetes de rodillos se fabrican de aleaciones de acero AISI 3310, 4620 y 8620 cementado.

2.6.1.2 TIPOS DE COJINETES DE ELEMENTOS ROTATORIOS

Los cojinetes de elementos rotatorios se agrupan en dos categorías generales:

- 1).- Cojinetes de bolas
- 2).- Cojinetes de rodillos

A continuación se muestran algunos rodamientos típicos de bolas y rodillos:

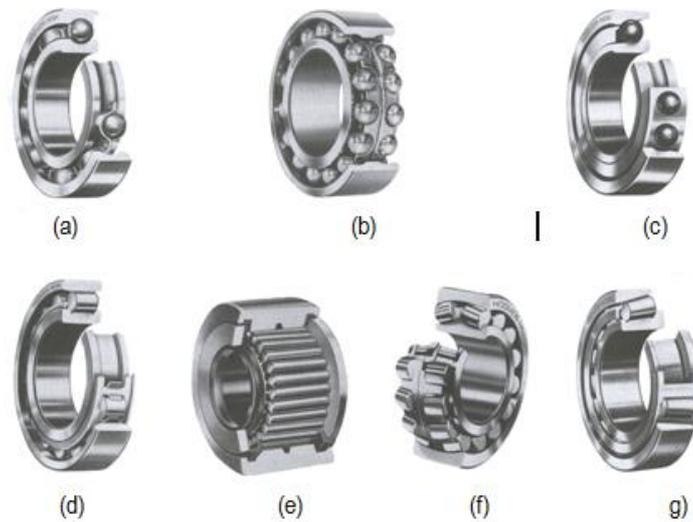


Figura 2.7 Rodamientos de rodillo y bolas.

La figura anterior representa lo siguiente:

(a).- Rodamiento de bolas de una sola fila con ranura profunda.

(b).- Rodamiento de bolas con dos filas.

(c).- Rodamiento de bolas con contacto angular.

(d).- Rodamiento de rodillos cilíndricos.

(e).- Rodamiento de agujas.

(f).- Rodamiento de rodillos esféricos.

(g).- Rodamientos de rodillos cónicos.

Aunque existe una gran variedad de rodamientos, solo consideraremos los que se indican en la tabla que se da a continuación:

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Buena	Pobre

Tabla (2.2).- Comparación de tipo de cojinetes.

Cargas radiales (F_r).- Son aquellas que actúan hacia el centro del cojinete a lo largo de un radio.

Cargas axiales o de empuje (F_a).- Son aquellas que actúan paralelas al eje de la flecha.

Desalineación. Es la desviación angular del eje de la flecha en el cojinete a partir del eje verdadero del propio cojinete. Un cojinete con una especificación satisfactoria es susceptible de soportar hasta 0.15° , en tanto que una especificación pobre indica que se necesitan flechas rígidas con menos de 0.05° de desalineación.

2.6.2 RELACIÓN ENTRE CARGA Y VIDA ÚTIL.

Aunque los cojinetes se fabrican de aceros muy resistentes, tienen una vida útil limitada y en algún momento presentarán fallas por fatiga debido al elevado esfuerzo por contacto a que están sometidos. Sin embargo, entre más ligera sea la carga más prolongada será su vida útil y viceversa. La relación entre la carga P y la vida útil L .

2.6.3 INFORMACIÓN DE LOS FABRICANTES DE RODAMIENTOS

Para seleccionar un cojinete de contacto rotatorio en el catálogo de un fabricante, se debe considerar la capacidad para soportar carga y la geometría que tienen. En los catálogos se disponen de varios tipos tales como extra ligeros, ligeros, medios y pesados.

Casi todos los cojinetes se fabrican en unidades métricas; por lo general el número del cojinete indica el tipo y el tamaño del diámetro interno. Muchos fabricantes emplean la serie 100 para los extra ligeros, 200 para el ligero, 300 para el medio y 400 para tipos de trabajo pesado.

Los datos que se requieren para el diseño de un cojinete son:

- a).- Una especificación básica de carga dinámica C .
- b).- Una especificación básica de carga estática C_o .

La especificación básica de carga estática C_o , es la carga que el cojinete es capaz de soportar sin deformación permanente de ningún componente.

La especificación básica de carga dinámica C , se define como la carga a la que pueden someterse los cojinetes mientras cumplan una vida útil especificada (L_{10}) de un millón de revoluciones

2.7 ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DEL SISTEMA MAS ADECUADO

2.7.1 ALTERNATIVAS PARA EL DISEÑO

Al analizar las alternativas se debe considerar la variedad de mecanismos y modelos que se pueden utilizar, exigiendo que se cumplan con los parámetros ya tratados y especificados, tomando en cuenta su forma, tamaño, aspecto y funcionalidad para que pueda tener un gran desenvolvimiento en su trabajo, y que a su vez se presente con un grado elevado de estética exterior del equipo.

Máquinas como estas se pueden dar de las formas más variadas, por su funcionalidad, por el tipo de material y por su economía. Vamos a considerar alternativas de las partes más importantes como:

- *Cabeza remota*
- *Brazo de la grúa*
- *Trípode*

2.7.2 ALTERNATIVAS DE LA CABEZA REMOTA

2.7.2.1 INCLINACIÓN

La idea original es que la cabeza sea de aluminio ya que es un material liviano y manejable; es la elección perfecta para los videógrafos profesionales o aficionados. En nuestro caso usaremos un material de acero galvanizado que no es demasiado pesado, y que nos proporciona la misma funcionalidad que una cabeza de aluminio. Para que la cabeza remota pueda soportar hasta 13 o 14 kilogramos de peso se debe manejar un perfil cuadrado de 3/8 de pulgada, esto le permite tener un funcionamiento óptimo. Por otro lado, la rotación de la cabeza será de acuerdo al tamaño de la cámara, pues si se utiliza una cámara demasiado grande la rotación no será la óptima.

2.7.3 BRAZO DE LA GRUA

Como ya se explico antes, que por razones de economizar usaremos tubo galvanizado, lo que nos da un peso aproximado de 18.5 kg para el brazo; quitando el peso del brazo de contrapeso, que como es de otro material tiene un peso aproximado de 12.4 kg; ahora podemos decir que el brazo entero de la pluma pesa aproximadamente 30 kg; para un brazo que es hecho de materiales distintos a los que usaremos se puede decir que es un peso muy grande, pero por el peso que podrá manejar este brazo, podemos notar que el peso no es un factor que afecte, por el contrario se tiene mucho más resistencia.

El brazo puede cargar hasta 10 kg de peso, se puede conectar a cualquier trípode que se acople a nuestras necesidades. La longitud mínima del brazo es de 3 m, con un alcance máximo de 4 m. Para colocar el contrapeso no es necesario utilizar herramienta alguna, ya que se usaran tornillos grandes para poder apretar y aflojar cómodamente los contrapesos.

2.7.4 ALTERNATIVAS DEL TRIPODE

2.7.4.1 TRÍPODE VZ-TC100A

Este tipo de trípodes nos brindan una máxima resistencia y estabilidad. Este trípode puede ser utilizado para apoyar cualquier cámara



Figura 2.8 Trípode de potencia

ESPECIFICACIONES DEL TRÍPODE VZ-TC100A

	HEIGHT	RADIUS	SPREADER
	m.m.	m.m.	
MAX.	1170	960	INTEGRAL *
MIN.	584	530	INTEGRAL *
MAX.	1470	380	INTEGRAL
MAX.	1460	380	FLOOR (MIN)
MIN.	511	575	FLOOR (MAX)

* FULLY DEPLOYED

FOLDED DIMENSIONS (MAXIMUM OUTLINE):

∅ 240 x 725 LONG

STANDARD MOUNTING INTERFACE:

4- 3/8" BSW BOLTS ON 111.12 m.m. PCD

(MAXIMUM PROTRUSION 12.0 m.m.)

WEIGHTS: TRIPOD AND INTEGRAL SPREADER: 15.3 Kg

TRIPOD AND CENTRE COLUMN: 13.8 Kg

TRIPOD ONLY: 12.8 Kg

TEMPERATURE RANGE: -40°C to 60°C

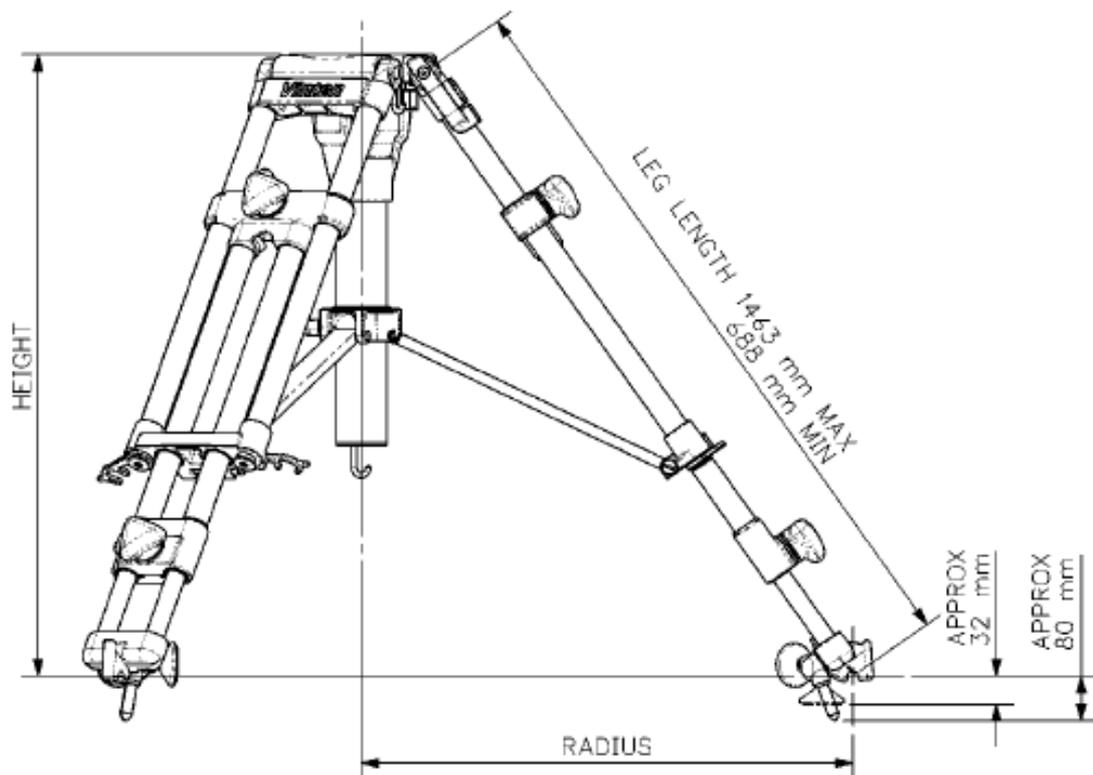


Figura 2.9 Longitudes del trípode

2.7.4.2 TCR-100 CRANE

Este trípode es el único que se recomienda para su uso con cualquier grúa, sin importar la marca. El TCR100 fue diseñado combinando una base de mecanizado macizo placa (no moldeado), acero inoxidable de gran tamaño y patas niveladoras

para un diseño ultra-estable. Con aluminio anodizado, sujeciones de acero inoxidable y bujes de bronce sólido, la TCR100 durará toda la vida.



Figura 2.10 Detalles de la parte superior e inferior del trípode

Extremadamente rígido, fuerte y ligero, el TCR-100 fue diseñado para un montaje fijo y el trabajo pesado. El acero inoxidable de las patas niveladoras ofrecen hasta 3" de de ajuste.



Figura 2.11 Trípode TCR-100 CRANE

Especificaciones:

Máx./Mín. Altura	56"/49"
Anchura	7.75"
Máx. Capacidad de carga	90lb
Peso de la Unidad	16.8lb
Material	Acero inoxidable

Tabla 2.3 Especificaciones del trípode

2.7.5 ALTERNATIVAS DE PLATAFORMAS DOLLY

2.7.5.1 DOLLY VITEN

Diseñado para ser ligero y plataformas VINTEN pliegue compacto e incluye un asa de transporte integral para facilitar el transporte.

El peso medio EFP Dolly está disponible en configuraciones de estudio y OB y tiene una capacidad máxima de 100 kg / lbs. Rápida acción de frenos de pie operado están equipados de serie, mientras que la versión Studio también incluye guardias cable.

Datos técnicos

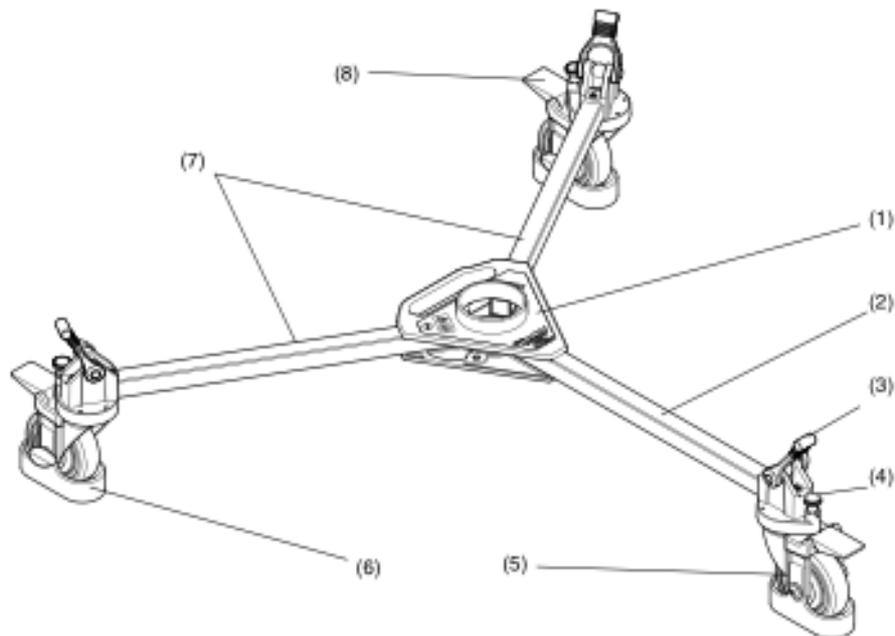


Figura 2.12 Dolly viten versión de estudio

- 1.-Centro de casting
- 2.-Pata fija
- 3.-Apoyo para los pies y la correa
- 4.-Seguimiento de mando
- 5.-Castor
- 6.-Cable de guardia
- 7.-Patas plegables
- 8.-La palanca de freno

2.7.5.2 DOLLY VZ-D100

El JIB DOLLY está diseñado para acomodar trípodes pesados o ligeros, esta plataforma es ideal para mover grandes montajes sobre un terreno plano. Además es necesario que exista bloqueo de las ruedas para mantener su trípode inmóvil durante el rodaje. Cuando haya terminado el rodaje, esta plataforma se pliega a un tamaño compacto para un fácil transporte.



Figura 2.13 Plataforma VZ-D100

Especificaciones

Longitud máxima de extensión	17.5"
Máx. Capacidad de carga	140lb
Peso de la Unidad	10lb

Tabla 2.4 Especificaciones Técnicas Del JIB DOLLY

CAPITULO III DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECANICOS

3.1 DISEÑO MECANICO DE LOS ELEMENTOS DEL DISPOSITIVO DE LA CABEZA GIRATORIA

La cabeza remota está compuesta por dos principales sistemas que hacen posible el movimiento de la cámara con la ayuda de servomotores, los mismos que son seleccionados dependiendo del torque y velocidad de giro que se necesite. En la figura se puede observar estos sistemas de movimiento. Normalmente, en todos los tipos de cabezas giratorias existen dos sistemas de movimiento, uno es el de inclinación o también conocido como sistema Tilt. El otro sistema es el de arrastre (el que mueve la cabeza giratoria de derecha a izquierda y viceversa) o también llamado sistema Pan.

3.1.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE INCLINACIÓN

Para el diseño del mecanismo de inclinación, se debe tomar en cuenta las dimensiones de la cámara a utilizar, su peso y el rango de giro que va a efectuarse mediante el accionamiento de una base de control la misma que produce el movimiento en el servo motor.

El dimensionamiento y la forma de la pletina deben garantizar una facilidad y suavidad en el movimiento que esta va a realizar, y a su vez mantener la estabilidad de la cámara.

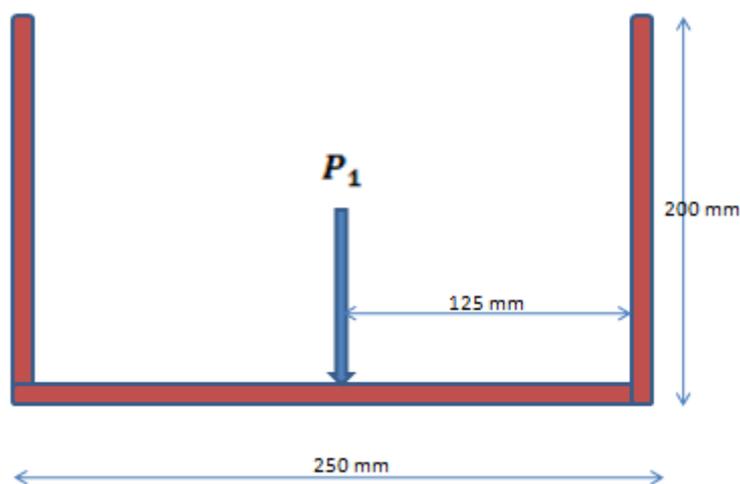


Figura 3.1 Dimensiones del sistema de inclinación

La principal carga que está soportando la pletina es el peso de la cámara, para el análisis se le toma como un viga doblemente empotrada.

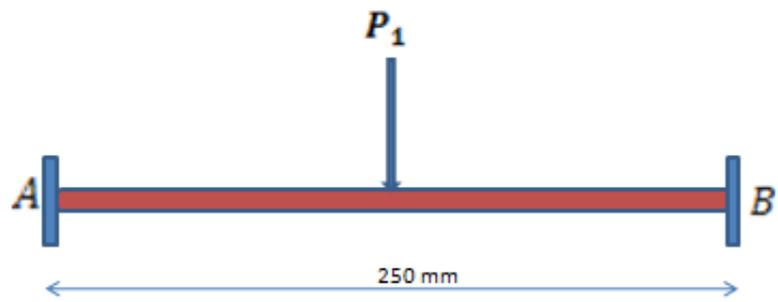


Figura 3.2 Esquema de fuerzas actuantes sobre la placa

Donde:

P_1 = Peso de la cámara = 39.24 N

Podemos observar en los diagramas de cortante y momento flexionante, que las reacciones tanto en el punto A y B son iguales:

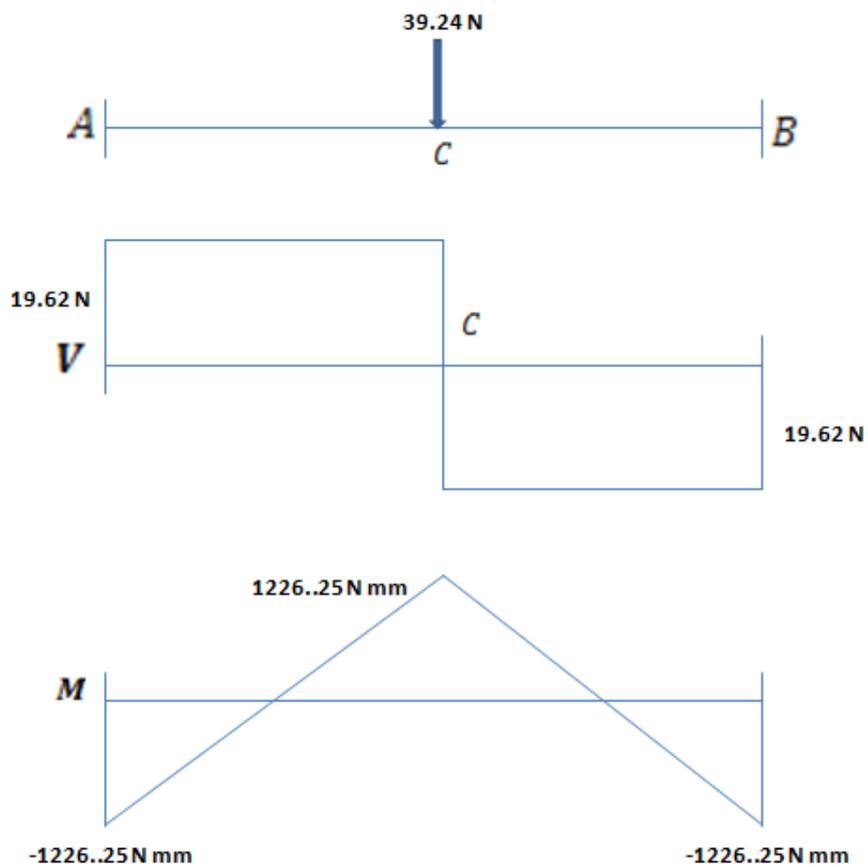


Figura 3.3 Diagrama de Cortante y Fomento Flexionante

De las gráficas tenemos que:

$$R_A = 19.62 N$$

$$R_B = 19.62 N$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1226.25 N mm$$

3.1.1.1 DISEÑO DE LA PLACA INFERIOR

Para el diseño de la base inferior de la cámara, usamos una aleación de aluminio; para saber el espesor y ancho de la base nos basamos en el diseño estático, haciendo el análisis en el punto B. Sabemos que:

$$S_y = 55 \frac{N}{mm^2}$$

Suponiendo que $n = 3; b = 20h; b' = 6.35$

$$I = \frac{b * h^3}{12} - \frac{b' * h^3}{12}$$

Sustituyendo valores nos queda la ecuación de la siguiente manera

$$I = \frac{(20h) * h^3}{12} - \frac{(6.35)h^3}{12}$$

$$I = \frac{20h^4}{12} - \frac{(6.35)h^3}{12}$$

Ahora, usamos la ecuación del esfuerzo permisible $\sigma_{perm} = 0.6 S_y$ Y sustituyendo valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$\sigma_{perm} = 0.6 S_y = 0.6 (55) = 33 \frac{N}{mm^2}$$

Para el esfuerzo de diseño aplicamos la siguiente ecuación:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{perm}}{n} = \frac{33}{3} = 11 \frac{N}{mm^2}$$

A continuación, con el esfuerzo de diseño y el momento de inercia podremos calcular h, veamos:

$$\sigma_d = \frac{M c}{I}$$

Y sustituyendo valores tenemos

$$\sigma_d = \frac{(1226.25) \left[\frac{h}{2} \right]}{\frac{20h^4}{12} - \frac{(6.35)h^3}{12}}$$

$$(2)(11)(20h^4 - 6.35h^3) = (1226.25)(h)(12)$$

$$20h^3 - 6.35h^2 = 668.86$$

Los resultados obtenidos en las operaciones anteriores son:

$$h_1 = 3.331 \text{ mm}$$

$$h_2 = -1.5 + 2.78 i$$

$$h_1 = -1.5 + 2.78 i$$

Vemos que de los tres valores arrojados por la ecuación encontramos dos imaginarios, podemos decidir con claridad que $h = 3.331 \text{ mm} \therefore b = 20(3.33) = 66.6 \text{ mm}$.

3.1.1.2 SELECCIÓN DEL SERVOMOTOR 1, PIÑÓN Y RUEDA DENTADA

Para la selección del servomotor, lo que tenemos que conocer es el torque que va a ser necesario para producir el movimiento del eje, lo que conlleva a hacer un análisis completo en la base inferior; para este análisis se toman en cuenta tanto el peso de la cámara como el peso de la base de aluminio.

3.1.1.2.1 DETERMINACIÓN DEL TORQUE

El torque necesario se calcula en función del peso de la pletina y la cámara, multiplicado por la distancia perpendicular, se debe tomar en cuenta el ángulo máximo de inclinación de la pletina que es 90° , ya que este vendría a ser nuestro punto crítico como se puede ver en la figura.

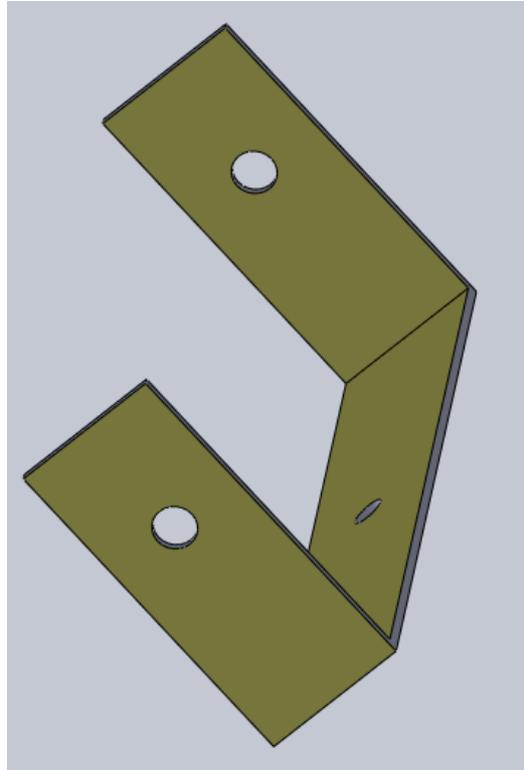


Figura 3.4 Base inferior de la cabeza giratoria (el peso de la cámara y la placa se concentra en el centro de la misma)

Sabemos que:

$$m_{placa} = 0.219 \frac{kg}{m} \therefore W_{placa} = (0.219 kg) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 2.1484 N$$

También tenemos que:

$$W_{cám} = 39.24 N \therefore P_t = W_{cám} + W_{placa} = 41.4 N$$

El torque podemos calcularlo con la fuerza P_t , multiplicando la distancia perpendicular a la fuerza en el ángulo máximo de inclinación de la placa (d_p):

$$T_n = P_t * d_p$$

$$T_n = (41.4 N)(83 mm) = 3436.2 N mm$$

Para la selección del servomotor tenemos las siguientes características:

$z_1 = 13 dtes/in$ y $z_2 = 70 dte/in$ para el piñón y el engrane respectivamente.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Con los datos anteriores ahora calculamos sustituyendo en la ecuación anterior:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{13} = 5.4$$

$$T_p = \frac{T_n}{i} = \frac{3425.2}{5.4} = 636.33 N mm$$

El motor que más se aproxima a los valores que determinamos es **Futaba BLS352 Brushless 3D Heli Servo**, cuyas características se indicaran al final del texto en la parte de los anexos.

Ahora con el torque del motor seleccionado (840 rpm), podemos calcular el torque de salida:

$$T_s = T_m(5.4) = (840)(5.4) = 4536 \text{ N mm}$$

Sabiendo que la velocidad del servomotor es de 0.15 s en 60°, que son 66.67 rpm, podemos calcular lo siguiente:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{66.67}{5.4} = 12.35 \text{ rpm}$$

3.1.1.3 DISEÑO DEL EJE LATERAL

Un eje de transmisión es un elemento de sección circular cuya función es la de transmitir movimiento y potencia. La transmisión del movimiento se realiza a través de otros elementos tales como engranes, poleas, cadenas, etc.

Diseñar un eje consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar una rigidez y una resistencia satisfactorias, cuando el eje transmite potencia bajo diferentes condiciones de carga.

Para esta parte del diseño usaremos un acero AISI 1080 HR (rolados en caliente); teniendo en cuenta sus propiedades mecánicas observamos que:

$$S_y = 420 \text{ MPa}; S_{ut} = 770 \text{ MPa}$$

Donde S_y es la resistencia a la fluencia del material y S_{ut} es la resistencia última del acero.

Como son dos ejes, cada uno estará soportando la mitad del peso total de la placa y de la cámara:

$$P_2 = \frac{39.24 \text{ N}}{2} = 19.62 \text{ N}$$

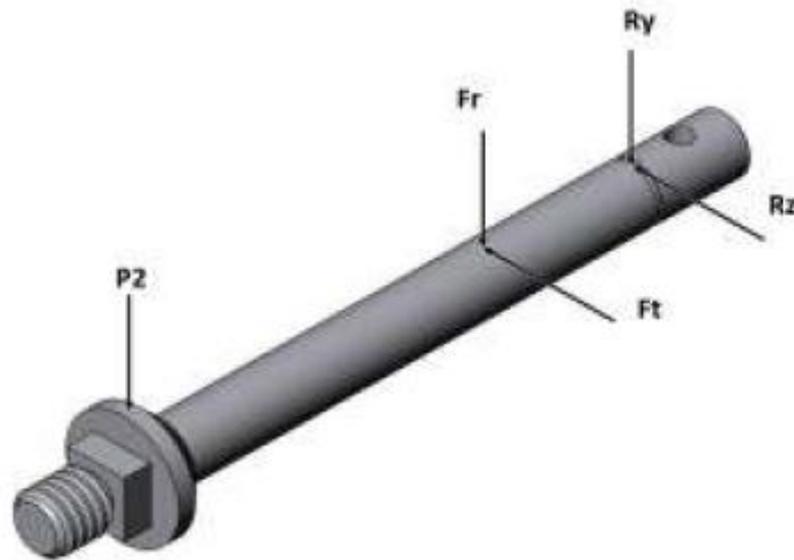


Figura 3.6 diagrama de fuerzas actuantes en el eje lateral

Para calcular la fuerza tangencial tenemos lo siguiente:

$$T_s = F_t * \frac{d_2}{2}$$

Donde:

T_s = torque del engrane 2 = 4, 536 N mm

F_t = fuerza tangencial actuante por el movimiento

d_2 = diámetro del engrane 2 = 70 mm

Ahora bien, sabemos que $F_t = \frac{2T_s}{d_2}$

$$\therefore F_t = \frac{2(4536 \text{ N mm})}{70 \text{ mm}} = 129.6 \text{ N}$$

Para calcular la F_r tenemos $F_r = F_t * \tan^{-1}(\varphi)$

Donde:

F_r = fuerza radial actuante por el movimiento = 129.6 N

φ = Ángulo de presión = 20°

$$\therefore F_r = (129.6) * \tan^{-1}(20^\circ) = 47.17 \text{ N}$$

En los gráficos se indican las fuerzas F_r , F_t y P_2 , dependiendo del plano en el que se realice el análisis, y P_2 corresponde al peso que soporta el eje.

a) Plano xy : en este plano $F_r = 47.17\text{ N}$ y corresponde a la fuerza radial del engrane y $P_2 = 19.62\text{ N}$

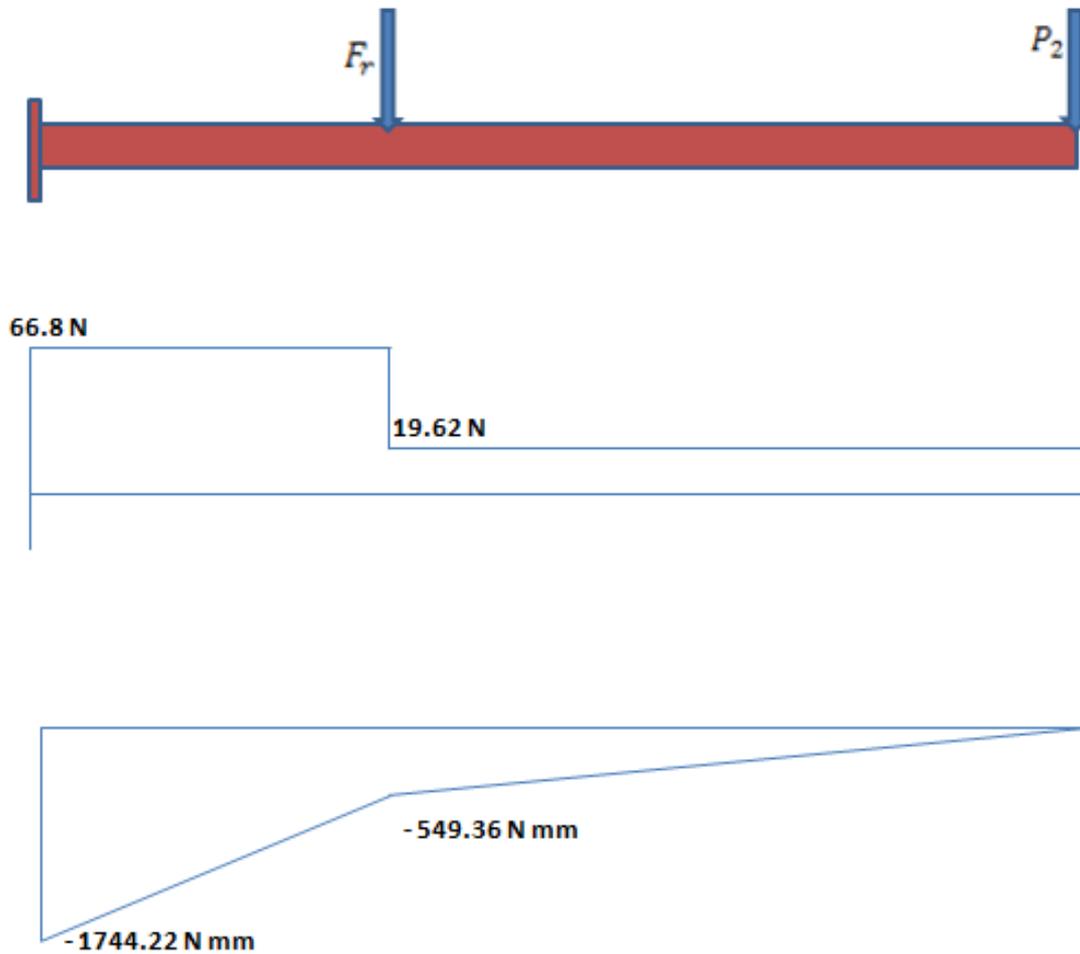


Figura 3.7 Diagrama de cortante y momento flexionante

Por medio del análisis de las graficas de cortante y momento flexionante sabemos que el punto crítico se encuentra en donde se empotra el eje:

$$\therefore M_{xy} = |-1744.22\text{ N mm}| = 1744.22\text{ N mm}$$

b) Plano xz : en este plano $F_t = 129.6 N$ y $P_2 = 19.62 N$.

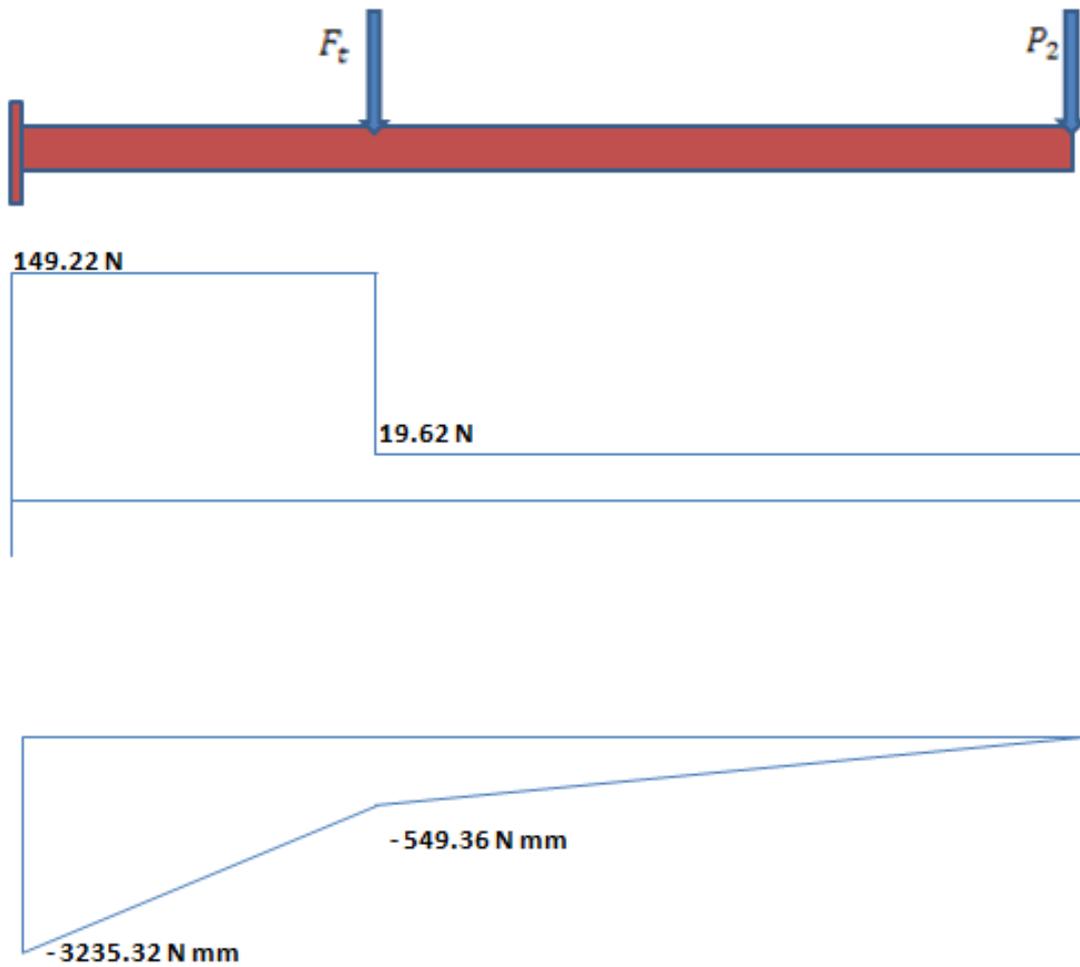


Figura 3.8 Diagrama de cortante y momento flexionante

Y analizando el los diagramas de cortante y momento flexionante sabemos que el punto crítico también se encuentra en donde el eje está empotrado, y obtenemos que:

$$M_{xz} = |-3235.32\text{ mm}| = 3235.32\text{ N mm}$$

Ahora calculamos el momento máximo ($M_{m\acute{a}x}$), así que nos queda de la siguiente manera:

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(1744.22)^2 + (3235.32)^2} = 3675.54 \text{ N mm}$$

3.1.1.3.1 DISEÑO ESTÁTICO

En el diseño estático para determinar el diámetro del eje, haremos uso de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{2n_s}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Ahora sustituimos la primera ecuación en la ecuación del esfuerzo cortante máximo y nos queda de la siguiente manera:

$$\frac{S_y}{2n_s} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Y despejando el diámetro d, nos queda una expresión tal que:

$$d = \left[\frac{32 n_s}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$M = \text{Momento máximo} = 3675.54 \text{ N mm} = 3.675 \text{ Nm}$

$d = \text{Diámetro del eje}$

$n_s = \text{Factor de seguridad} = 1.6$

$T = \text{Torque máximo a realizar} = 4536 \text{ N mm} = 4.536 \text{ Nm}$

$S_y = 420 \text{ MPa}$

Y sustituyendo datos nos queda la ecuación de la siguiente manera:

$$d = \left[\frac{32 (1.6)}{\pi (420 \times 10^6)} \left((3.675)^2 + (4.536)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Así que haciendo las operaciones debidas, resulta un diámetro igual a:

$$d = 6.0959 \text{ mm} \approx 6.1 \text{ mm}$$

$$\therefore d = 6 \text{ mm}$$

3.1.1.3.2 DISEÑO DINÁMICO DEL EJE LATERAL

Para hacer valido el valor obtenido en el diseño estático, podemos optar por la evaluación con el diseño dinámico; para el cual haremos los esfuerzos combinados o análisis por resistencia bajo cargas dinámicas, por lo que tenemos las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 (3.675)}{\pi d^3} = \frac{37.43}{d^3}$$

$$\tau_m = \frac{16 T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{16 (4.536)}{\pi d^3} = \frac{23.10}{d^3}$$

Ahora pasaremos a la determinación del límite de fatiga, para el cual tenemos la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_r S'_e$$

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

Sustituyendo datos nos queda:

$$S'_e = 0.5 (770 \text{ MPa}) = 385 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de S_e necesariamente debemos saber el valor de k_a, k_b, k_c, k_d, k_r . Estos valores podemos encontrarlos con la ayuda de las tablas que se anexarán al final. (A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7)

Podemos ver que:

$$k_a = a S_{ut}^b = (57.7)(770)^{-0.718} \therefore k_a = 0.4883$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0.577$$

$$k_d = 1$$

$$k_r = 0.87$$

Como ahora conocemos los coeficientes modificativos, podemos decir que el valor de S_e es de:

$$S_e = (0.4883)(1)(0.577)(1)(0.87)(385 \text{ MPa})$$

$$S_e = 94.37 \text{ MPa}$$

Para determinar el diámetro del eje haremos uso de la ecuación de Von Mises (Energía de distorsión máxima) y el criterio de Goodman respectivamente:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación de Von mises}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ecuación de Goodman}$$

Con la ecuación de Von Mises podemos obtener los esfuerzos equivalentes

$$\sigma_{eq.a} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{\sigma_a^2}$$

$$\therefore \sigma_{eq.a} = \sqrt{\left(\frac{37.43}{d^3}\right)^2} = \frac{37.43}{d^3}$$

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{3\tau_a^2}$$

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{3\left(\frac{23.1}{d^3}\right)^2} = \frac{40.01}{d^3}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación de Goodman tenemos lo siguiente:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\frac{37.43}{d^3}}{94.37 \text{ MPa}} + \frac{\frac{40.01}{d^3}}{770 \text{ MPa}} = \frac{1}{1.6}$$

$$\frac{3.9663E^{-7}}{d^3} + \frac{5.2E^{-8}}{d^3} = \frac{1}{1.6}$$

$$\frac{4.4863E^{-7}}{d^3} = \frac{1}{1.6}$$

$$d^3 = 9.0643 E^{-3} m = 9.0643 \text{ mm}$$

$$\therefore d \approx 9 \text{ mm}$$

3.1.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ARRASTRE

Las dimensiones de este elemento están dadas en función del ángulo o grado de libertad con la que tendrá que girar sin tener roce alguno con el brazo giratorio. Se planteó la idea de utilizar un perfil C, con un espesor de 4mm debido a que el ancho de ésta pletina es el necesario para poder realizar una cavidad en el que encajará el servomotor del sistema de inclinación, el alma del perfil es de 54mm y esto nos garantiza un buen agarre del servomotor evitando que se produzca fallas por la concentración de esfuerzos.

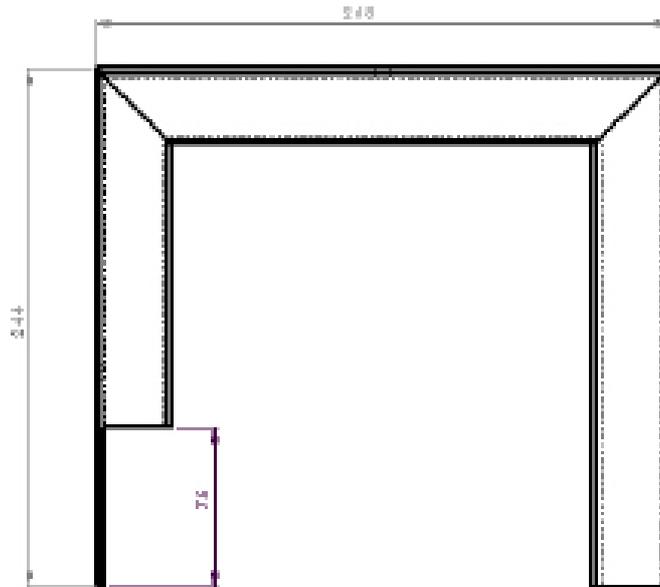


Figura 3.9 Dimensiones del perfil superior

Las cargas que se toman en cuenta son: el peso de la cámara en conjunto con la placa inferior (P_1) y el sistema de servo engranaje diseñado para darle el movimiento de inclinación. El material a utilizar es la aleación de aluminio utilizada también en la primera parte del diseño de la cabeza.

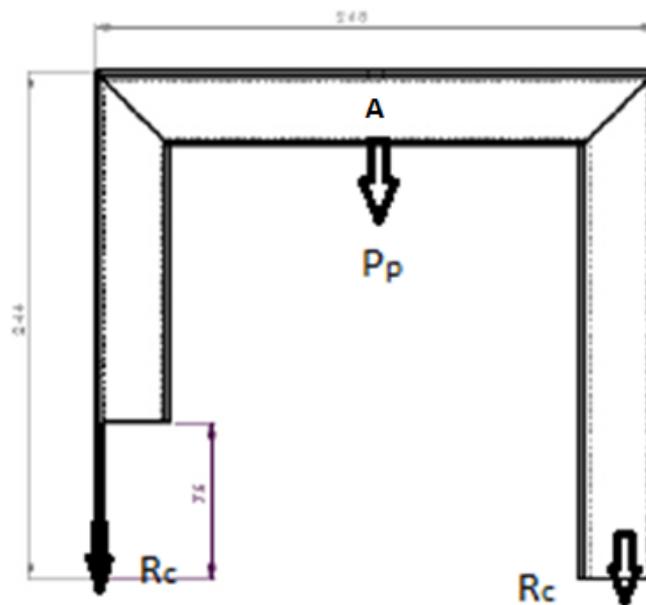


Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre del sistema

3.1.2.1 DISEÑO ESTÁTICO DEL SISTEMA

Sabemos que el material es de aluminio, y también conocemos algunas de sus propiedades que son las que nos servirán. El análisis se lo realiza en el punto A ya que en este punto va montado un eje que le va a permitir el movimiento de arrastre al sistema.

$$R_c = \frac{129.6}{2} = 68.4 \text{ N}$$

$$M_f = R_c * d_p$$

Donde d_p es la distancia perpendicular desde donde actúa la fuerza, hasta el momento de su inclinación máxima. ($d_p = 132 \text{ mm}$).

$$M_f = (68.4 \text{ N})(132 \text{ mm}) = 8553.6 \text{ Nmm}$$

Determinación del momento de inercia del perfil

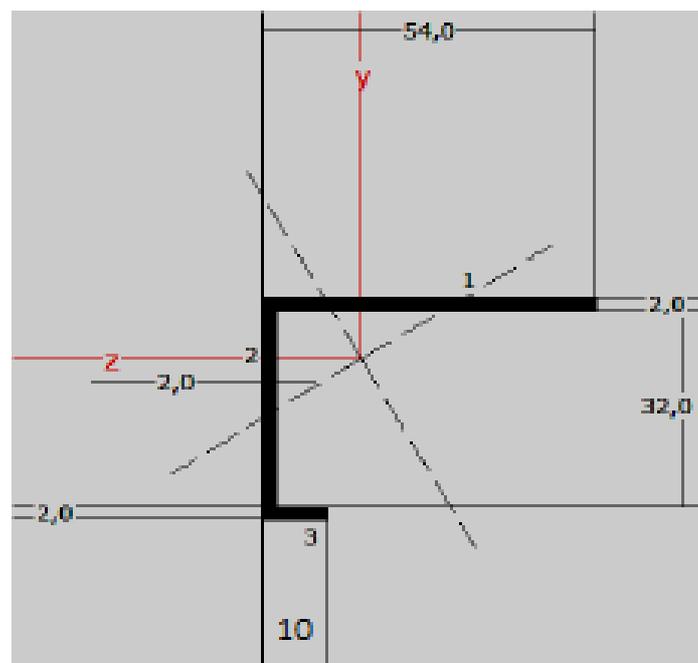


Figura 3.11 Dimensiones del sistema de arrastre

De abajo del centroide	Y_{abajo}	25.8 mm
Del centro de gravedad al inicio	Y_{arriba}	10.2 mm
Área de forma	A	192 mm ²
Momento de inercia	I_z	30839.7 mm ⁴
Área de la sección	W_z	1195.7 mm ³
área de sección (abajo)	S_{abajo}	1195.7 mm ³
área de sección (arriba)	S_{arriba}	3021 mm ³
Radio de giro	r_z	12.7 mm
Modulo de plástico	Z_z	1789.3 mm ³
Factor de seguridad		1.5

Tabla 3.1 Dimensionamiento del perfil tipo C y sus respectivas propiedades

Se determina la sigma de flexión tomando en cuenta la sección transversal del perfil.

$$\sigma_d = \frac{M}{W_3} = \frac{5175.9 \text{ Nmm}}{1195.7 \text{ mm}^3} = 4.33 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{perm}}{n}$$

$$\therefore n = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_d} = \frac{33 \text{ N/mm}^2}{4.33 \text{ N/mm}^2} = 7.62 \approx 8$$

Aunque el valor del factor de seguridad es muy elevado, este se justifica porque el elemento consta de cierta robustez para evitar que se tambalee por efecto del viento.

3.1.2.2 SELECCIÓN DEL SERVOMOTOR 2: EJE PRINCIPAL

Para la selección del servomotor es necesario conocer el torque que va a permitir el movimiento el giro de la cabeza remota.

3.1.2.2.1 DETERMINACIÓN DEL TORQUE

El torque del servomotor es mucho más pequeño ya que solo moverá el peso de la cámara y la placa en forma radial, y por tanto está en función de la fuerza de rozamiento.

$$F_f = N * \mu$$

Donde:

N = Fuerza normal = 41.4 N

μ = coeficiente de fricción

Como se usarán rodamientos, podríamos despreciar el coeficiente de fricción μ , así que para la determinación del torque nos queda:

$$F_f = N = 41.4 \text{ N}$$

$$T_n = (41.4)(28)$$

$$T_n = 1159.2 \text{ Nmm} \approx 1.16 \text{ Nm}$$

Vemos que el torque obtenido es menor que el que nos resultó para el eje lateral, por lo tanto podemos optar por el mismo tipo de servomotor.

3.1.2.3 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

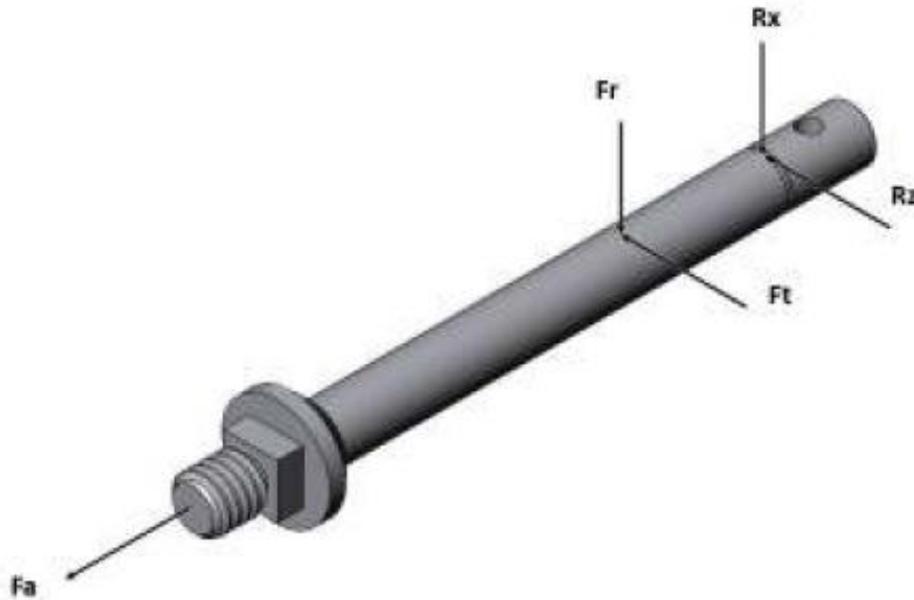


Figura 3.12 Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje principal

a) Para el plano yx tenemos lo siguiente

$$P_1 = 47.17 \text{ N}$$

Por lo que obtenemos un momento igual a:

$$M_{xy} = |-849.10| = 849.10 \text{ Nmm}$$

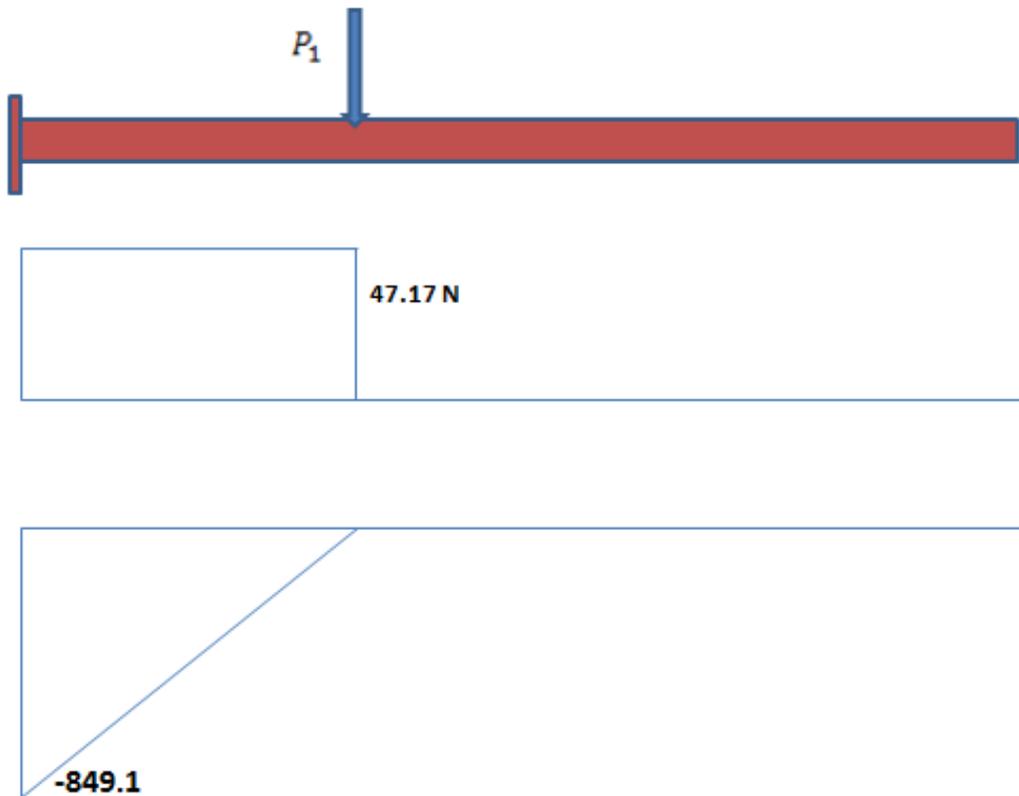


Figura 3.13 Diagrama de cortante y momento flexionante en el plano yx .

b) Para el plano yz tenemos lo siguiente:

$$P_1 = F_t = 129.6\text{ N}$$

$$F_a = 41.4\text{ N}$$

Por lo que obtenemos un momento igual a:

$$M_{yz} = |-2332.8| = 2332.8\text{ Nmm}$$

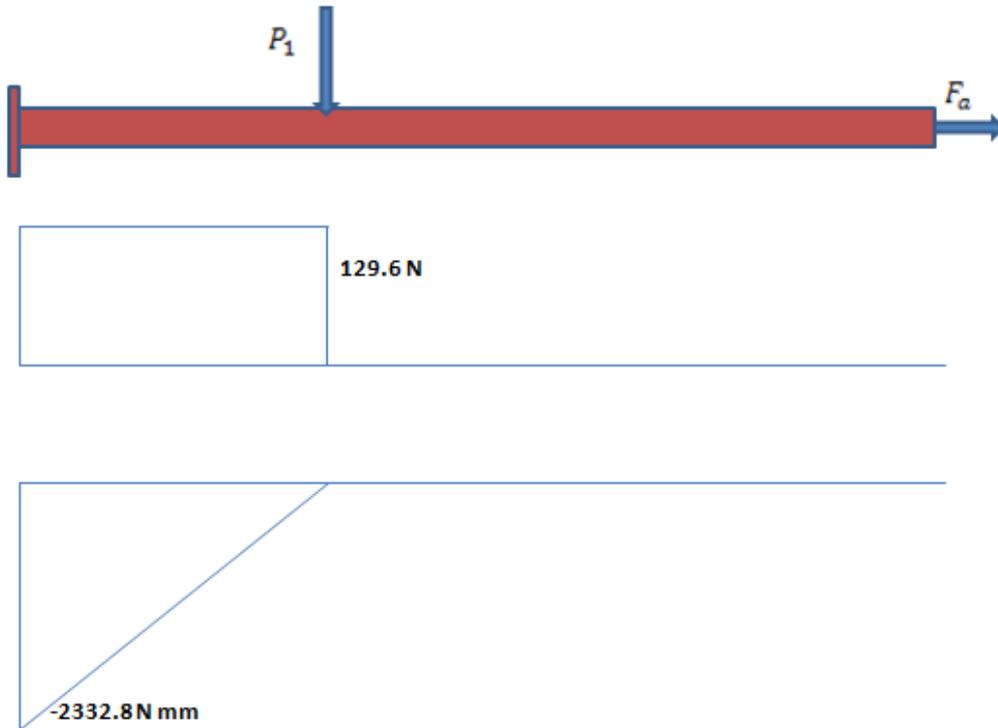


Figura 3.14 Diagrama de cortante y momento flexionante en el plano yz

Ahora, podemos obtener el momento máximo; determinando:

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{yx}^2 + M_{yz}^2} = \sqrt{(849.10)^2 + (2332.8)^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 2482.52 \text{ Nmm} = 2.483 \text{ Nm}$$

3.1.2.3.1 DISEÑO ESTÁTICO DEL SISTEMA

Para encontrar el diámetro de del eje podemos optar por el diseño bajo cargas estáticas, y al igual que en la primera parte usamos la siguiente ecuación:

$$d = \left[\frac{32 n_s}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32 (2)}{\pi(420 \times 10^6)} ((2.483)^2 + (1.16)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 5.104 E^{-3} \approx 5 \text{ mm}$$

3.1.3 SELECCIÓN DE COJINETES O RODAMIENTOS

Para la selección de rodamientos, es necesario determinar el tipo de cargas a las que están sometidos tanto el eje lateral E_1 , como el eje principal E_2 ; se elaborará una tabla para que de este modo podamos presentar las reacciones y seleccionar el cojinete en base a la fuerza más crítica.

3.1.3.1 ANÁLISIS DINÁMICO DEL RODAMIENTO

El comportamiento, está determinado por la carga dinámica equivalente P . para el caso del eje principal E_2 , se debe tomar en cuenta la carga radial y la carga axial; por lo que se usa la siguiente ecuación:

$$P = VXF_r + YF_a$$

En donde:

P = Carga equivalente

V = Factor de rotación

F_a = Carga axial o de empuje aplicada

F_r = Carga radial aplicada

X = Factor Radial

Y = Factor de empuje

Los valores X y Y varían en función del diseño específico del cojinete y de la magnitud de la carga radial. Para cargas de empuje relativamente pequeñas $X = 1$ y $Y = 0$, por lo que la ecuación de la carga equivalente se reduce a $P = VF_r$ para cargas puramente radiales.

Para indicar la carga de empuje límite, como en este caso, los fabricantes indican un factor al que llaman e . Si la relación $\frac{F_a}{F_r} > e$, para el cálculo de P se debe utilizar la relación $P = VXF_r + YF_a$. Si $\frac{F_a}{F_r} > e$, la ecuación a usar es $P = VF_r$.

Analizando el eje principal tenemos que:

$$F_r = 129.6 \text{ N}$$

$$F_a = 41.4 \text{ N}$$

Como P_d debe ser un valor supuesto más grande que cualquiera de las dos fuerzas que actúen sobre el rodamiento, podemos optar por proponer que $P_d = 150 \text{ N}$.

Para el cálculo de C , tenemos:

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

Donde L_d es la vida de los rodamientos en horas. El cálculo de la vida útil es dependiente del rodamiento en particular; por lo general la vida útil para los rodamientos que llevan este ritmo de trabajo está comprendido entre 3 000 y 8 000 horas de servicio.

$$L_d = (h)(rpm)\left(\frac{60 \text{ min}}{h}\right)$$

$$L_d = (5000)(7.4)\left(\frac{60 \text{ min}}{h}\right)$$

$$L_d = 2.22 \times 10^6$$

Contamos ya con los valores de L_d y P_d , por lo tanto podemos calcular C , teniendo en cuenta que $k = 3$ para cojinetes de bolas y $k = \frac{10}{3}$ para cojinetes de rodillos. Sustituimos ahora en la ecuación:

$$C = (150 \text{ N})\left(\frac{2.22 \times 10^6}{10^6}\right)^{1/3}$$

$$C = 195.67 \text{ N}$$

Con el valor de obtenido, seleccionamos un cojinete potencial que tenga un valor C cuando menos igual al valor que se requiere; debemos calcular C_o , y de acuerdo con las tablas tenemos que $C_o = 255 N$ como se muestra en la siguiente tabla.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa
d	D	B	C	C_o		Velocidad de referencialímite	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm	kg	
5	11	5	0,637	0,255	0,011	120000	60000	0,0016
5	13	4	0,884	0,34	0,014	110000	67000	0,0025
5	13	4	0,884	0,34	0,014	110000	53000	0,0025
5	16	5	1,14	0,38	0,016	95000	60000	0,0050
5	16	5	1,14	0,38	0,016	95000	48000	0,0050
5	16	5	1,14	0,38	0,016	95000	60000	0,0050
5	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	50000	0,009
5	19	6	2,34	0,95	0,04	-	24000	0,0090
5	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	40000	0,0090
5	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	40000	0,0090
5	19	6	2,34	0,95	0,04	-	24000	0,0090
5	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	50000	0,0090
5	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	50000	0,0090
6	13	3,5	0,884	0,345	0,015	110000	67000	0,0020
6	13	5	0,884	0,345	0,015	110000	53000	0,0026
6	15	5	1,24	0,475	0,02	100000	63000	0,0039
6	15	5	1,24	0,475	0,02	100000	50000	0,0039
6	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	50000	0,0084
6	19	6	2,34	0,95	0,04	-	24000	0,0084
6	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	40000	0,0084
6	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	40000	0,0084
6	19	6	2,34	0,95	0,04	-	24000	0,0084
6	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	50000	0,0084
6	19	6	2,34	0,95	0,04	80000	50000	0,0084
6,35	19,05	5,556	2,81	1,08	0,045	70000	50000	0,0075

Tabla 2 Propiedades de rodamientos para selección

Para proseguir con el cálculo del valor de P , primero encontramos el valor de e :

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{41.4}{255} \approx 0.162 \rightarrow e$$

El valor obtenido del cociente no es uno que se encuentre expresado directamente de la tabla, así que debemos hacer una interpolación como sigue:

$$0.110 \rightarrow 0.30$$

$$0.162 \rightarrow e$$

$$0.170 \rightarrow 0.34$$

Por lo que obtenemos que $e = 0.33$; ahora calculamos F_a/F_r

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{41.4}{129.6} = 0.32$$

Notamos que:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

Por lo que de acuerdo a la tabla podemos determinar que: $X = 1$ e $Y = 0$.

Ahora, ya que sabemos que $V=1$, podemos decir que la ecuación toma la siguiente forma:

$$P = VF_r = 129.6 N$$

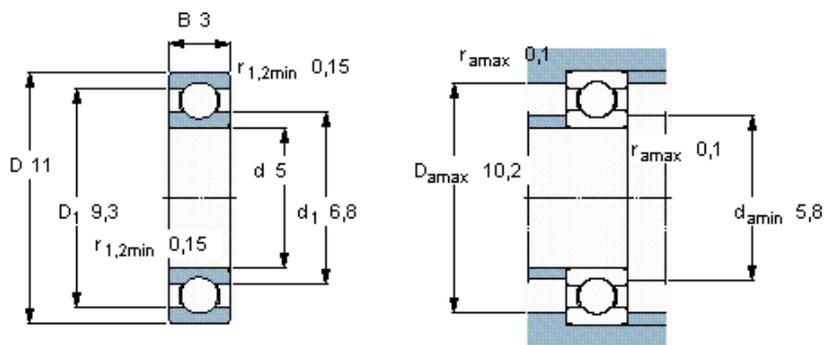
Las iteraciones que se hacen en el procedimiento se vuelven de una manera repetitiva ya que:

$$C = (129.6 N) \left(\frac{2.22 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 169.06 N$$

Con este resultado, podemos ver que la C obtenida en la primera parte es menor que la C obtenida en la última parte del procedimiento. Ahora sabemos que el rodamiento a elegir es un rodamiento rígido de bolas de una hilera, ya que estos soportan tanto cargas radiales como axiales, además son apropiados para un número de revoluciones elevadas y son de un precio accesible.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencialímite	Velocidad de referencialímite	
mm			kN		kN	rpm		kg
5	11	3	0,637	0,255	0,011	120000	75000	0,0012



Factores de cálculo

k_r 0,015
 f_n 11

Tabla 3 Rodamiento seleccionado (de acuerdo a los cálculos)

3.1.4 DISEÑO DE LA PLACA SUJETADORA DE LA CABEZA GIRATORIA

Este diseño debe tener una n considerablemente alto, debido a que de este elemento depende el buen estado del equipo más costoso del brazo, como lo es la cámara y los controles del sistema arrastre/inclinación, ubicados en la cabeza. El dimensionamiento de la placa sujetadora esta hecho en base a la ubicación del peso total que esta tendrá que soportar, de forma que no permita al momento del giro desbalance alguno, ni que la parte posterior de la cámara choque con el brazo al realizar la combinación de los dos movimientos.

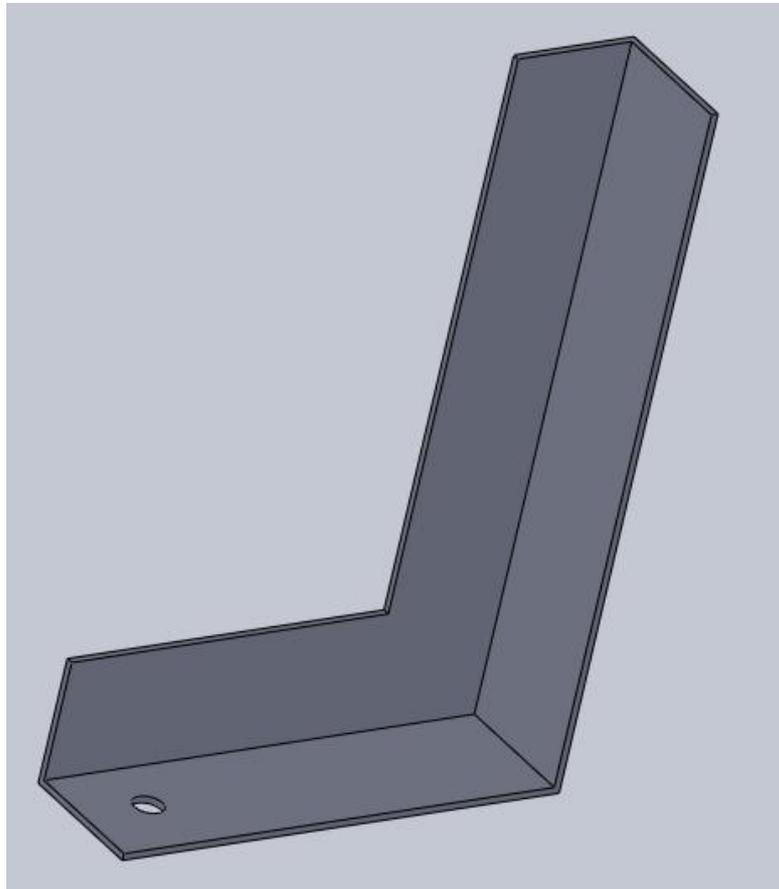


Figura 3.15 Vista de la placa que sujeta la cabeza giratoria

3.1.4.1 DISEÑO ESTÁTICO DEL SISTEMA

Se toma como una viga en voladizo donde $P_1 = 9\text{ N}$ corresponde al peso del acople en conjunto con el sistema servo engranaje, y el $W_1 = 1.035\text{ N/mm}$, se refiere al peso distribuido que la cabeza ejerce sobre el área de la manzana que sujeta al eje. Analizando la viga en voladizo se determinará el momento flector máximo; usando σ_{perm} para la flexión y tomando las propiedades del aluminio 6061 $S_y = 55\text{ N/mm}^2$.

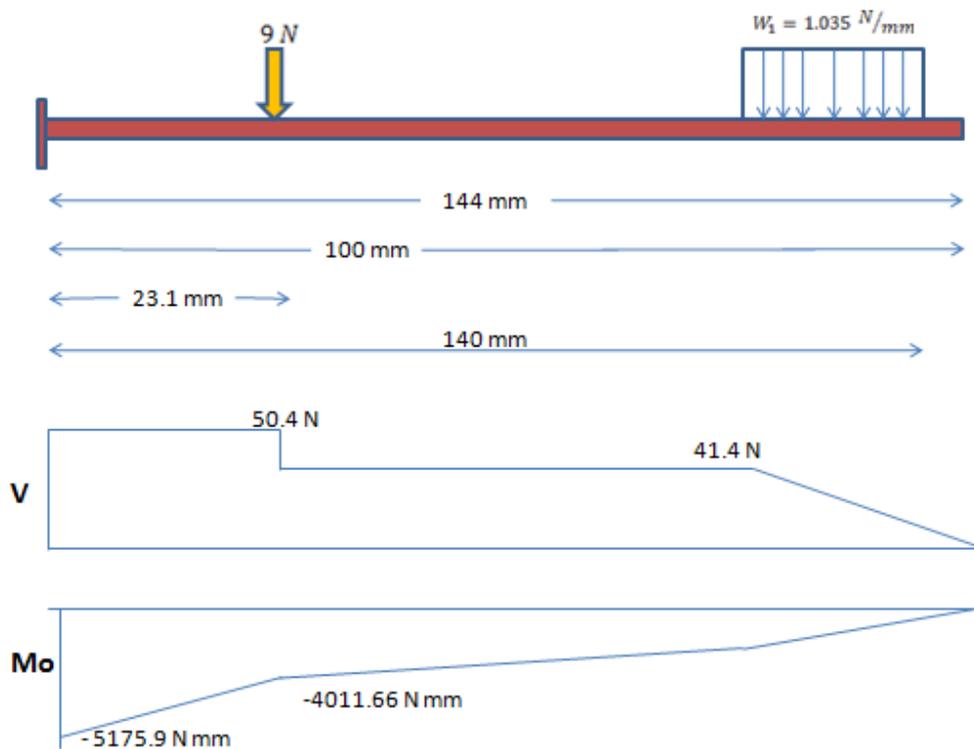


Figura 3.16 Diagrama de cortante y momento flector de la

Viga sujetadora de la cabeza giratoria.

$$\sigma_{perm} = 0.6 S_y = (0.6) (55\text{ N/mm}^2) = 33\text{ N/mm}^2$$

El análisis de la placa como viga en voladizo, da como resultado $M_{m\acute{a}x} = 5175.9 \text{ Nmm}$. Por tanto podemos reemplazar estos valores en la ecuación, como es del mismo perfil, y tenemos como resultado:

$$\sigma_d = \frac{5175.9 \text{ Nmm}}{1195.7 \text{ mm}^3} = 4.33 \text{ N/mm}^2$$

Ahora podemos obtener el valor de n de la ecuación:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{perm}}{n}$$

$$\therefore n = \frac{33}{4.33} = 7.62 \approx 8$$

El factor de seguridad es elevado, pero esto puede justificarse por el tipo de aplicación.

3.1.4.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS

La selección de los pernos y su cantidad se la hace en base al área de sujeción, y a los esfuerzos a los que está sometido por acción de las cargas requerido ya que este elemento debe ser desmontable.

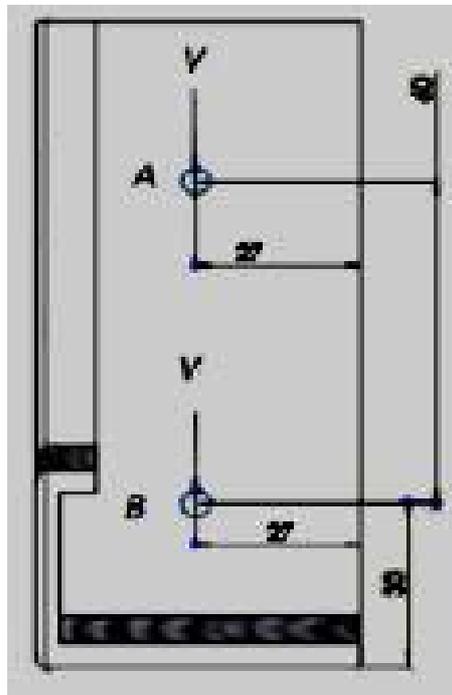


Figura 3.17 Diagrama de fuerzas actuantes sobre los pernos

Debido a la ubicación de las cargas se define que los pernos se encuentran sometidos a corte primario y a tracción secundaria.

Corte primario

Considerando el área, y la facilidad que debe tener para montar y desmontar el equipo se decide colocar el menor número de pernos.

$$V = \frac{F}{N}$$

Donde:

V= Cortante

F= Carga que debe soportar = 39.24 N

N= Número de pernos = 2

$$V = \frac{39.24}{2} = 19.62 \text{ N} \approx 20 \text{ N}$$

Esta sería la fuerza cortante a la que estarán sometidos cada uno de los pernos. Para la determinación del esfuerzo cortante se asume un coeficiente de seguridad $n = 4$, como no se conoce el área de corte se deja en función de la misma.

$$\tau = \frac{n * V}{A_c} = \frac{(4)(20)}{A_c} = \frac{80}{A_c}$$

Tracción secundaria

Para el cálculo de la tracción secundaria es necesario transportar la carga al lugar donde van estar trabajando los pernos, por lo que se produce un momento flector obtenido anteriormente.

$$M = 5175.9 \text{ Nmm}$$

Con este momento podemos calcular el valor de la fuerza de corte a la que están sometidos cada uno de los pernos.

Características mecánicas del perno a utilizar:

Perno Grado SAE 1

$$S_p = 33 \text{ kpsi} = 227.5 \text{ N/mm}^2$$

$$S_y = 36 \text{ kpsi} = 248 \text{ N/mm}^2$$

Perno A

$$F_a = \frac{M * r_1}{r_1^2 + r_2^2} = \frac{(5175.9)(90)}{90^2 + 30^2} \approx 51.76 \text{ N}$$

Perno B

$$F_b = \frac{M * r_2}{r_1^2 + r_2^2} = \frac{(5175.9)(30)}{90^2 + 30^2} = 17.253 N$$

Claramente podemos observar que el perno que primero puede llegar a fallar es el perno A, ya que el esfuerzo que en él se realiza es mayor. Ahora podemos hacer la siguiente operación:

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} + \frac{n * c * P}{N * A_t}$$

Tomando en cuenta que:

F_i = Pretensión Inicial De Los Pernos Para Conexión Desmontable.

F_p = Fuerza Que Puede Soportar El Perno Sin Deformarse

A_t = Área De Tracción

P = Fuerza De Tracción (Punto Crítico)

n = Factor de seguridad

c = Coeficiente de juntas

S_p = Resistencia a la prueba

$$F_i = 0.8 F_p = 0.8 (S_p * A_t) = 0.8(227.5)A_t = 182 A_t$$

Como no se conoce el área, asumimos un $C = 0.4$, lo cual nos da una ecuación como la que sigue:

$$\sigma = \frac{182 A_t}{A_t} + \frac{4 * 0.4 * 51.76}{(1) * A_t} = 182 + \frac{82.81}{A_t}$$

Se asume también que $A_c = A_t$; como se puede ver existe una combinación de esfuerzos para un diseño estático con la ecuación de Von Mises, por lo que tenemos:

$$S_y = \sqrt{(\sigma)^2 + 3(\tau)^2}$$

$$S_y = \sqrt{\left(182 + \frac{82.81}{A_t}\right)^2 + 3\left(\frac{80}{A_t}\right)^2} = 248 \frac{N}{mm}$$

$$\left(182 + \frac{82.81}{A_t}\right)^2 + 3\left(\frac{80}{A_t}\right)^2 = (248)^2$$

$$\therefore A_t \approx 1.5 \text{ mm}^2$$

Ahora bien, como tenemos el área del perno, podemos decir que $d = 2 \text{ mm}$.

Refinamiento

En primera instancia es necesario determinar la rigidez efectiva del perno (k_b), como también la rigidez de los elementos de unión (k_m). El modulo de elasticidad del acero es $E_b = 30 \text{ MPsi} = 206925.414 \text{ N/mm}^2$, se tiene entonces:

$$k_b = \frac{A_b * E_b}{l} = \frac{\pi * d_b^2 * E_b}{4 l}$$

$$k_b = \frac{\pi * 2^2 (206925.414)}{4(40)} = 16 \ 251.884 \text{ N/mm}^2$$

El modulo de elasticidad del aluminio 6061 es $E_m = 69000 \text{ N/mm}^2$. Por lo tanto, la rigidez de los elementos está dada por la siguiente ecuación:

$$k_m = \frac{0.577 * \pi * E_m * d_b}{2 \ln \left[5 * \frac{0.577l + 0.5d_b}{0.577l + 0.25d_b} \right]}$$

$$k_m = \frac{0.577 * \pi(69000)(2)}{2 \ln \left[5 * \frac{0.577(40) + 0.5(2)}{0.577(40) + 0.25(2)} \right]} = 8597 \text{ N/mm}$$

Por lo que la constante de unión C será:

$$C = \frac{K_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{16251.884}{16251.884 + 8597} = 0.6540$$

De tablas tenemos que $A_t = 2.07 \text{ mm}^2$ y $A_c = 1.79 \text{ mm}^2$; ahora aplicando las ecuaciones respectivas y dejando en función de n tenemos que:

$$\tau = 10.61 n$$

$$\sigma = 182 + 18.53n$$

Y en seguida aplicando la ecuación de Von Mises nos queda:

$$\sqrt{(182 + 18.53n)^2 + 3(10.61n)^2} = 248 \text{ N/mm}^2$$

$$n = 3.184$$

$$\therefore n \approx 4$$

Pero como el diámetro es demasiado pequeño se optó por usar pernos estándar de $\frac{3}{16}$ in, debido a que tendrá mayor seguridad, y al ser una aleación de aluminio el material del elemento, el perno tendrá mejor agarre que el obtenido.

3.2 DISEÑO DE LA PLUMA GIRATORIA

El brazo está formado por 2 vigas (una superior y la otra inferior), siendo la sección transversal del perfil superior mayor a la del perfil inferior; esto se debe a que el mayor esfuerzo lo hace el perfil superior. Se usarán perfiles de acero galvanizado, un perfil tubular de 3 in de diámetro nominal para la parte superior y para la parte inferior se usará un perfil tubular de 1.5 in.

La pluma consta de cuatro secciones que se describirán en los anexos.

3.2.1 DETERMINACIÓN DEL CONTRAPESO

Podemos ver que en la pluma se encuentran las siguientes cargas y reacciones:

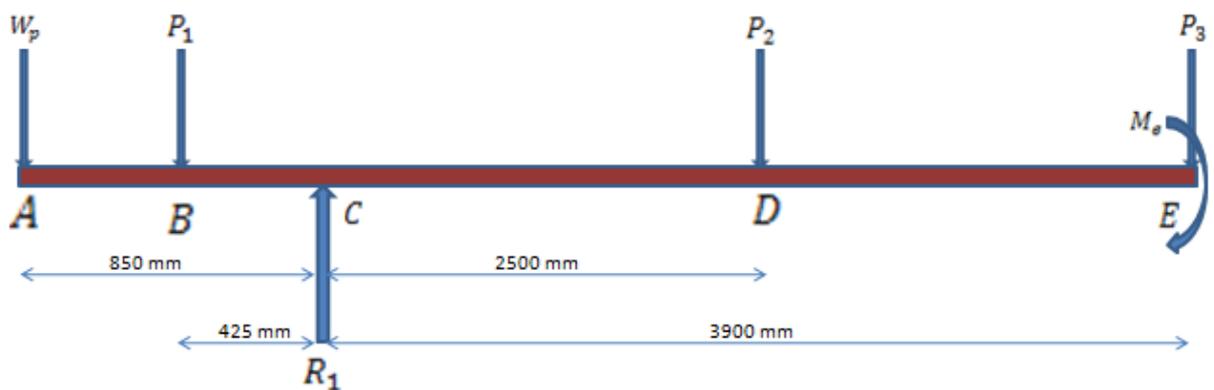


Figura 3.28 DCL de la pluma giratoria

W_p = contrapeso de la pluma

P_1 = Peso de la barra de contrapeso = 3.02 N

P_2 = Peso de los dos perfiles = 90.35 N

P_3 = Peso de la cámara y la cabeza giratoria = 41.4 N

M_e = Momento producido al transportar la cámara al punto E = 6210 N mm

R_1 = Reacción del trípode

$$\sum M_c = 0$$

$$(850 \text{ mm})W_p + (425 \text{ mm})P_1 - (2500 \text{ mm})P_2 - (3900)P_3 - M_e = 0$$

$$(850 \text{ mm})W_p + (425 \text{ mm})(3.02) - (2500 \text{ mm})(90.35) - (3900)(41.4) - 6210 = 0$$

$$W_p = 461.48 \text{ N}$$

El contrapeso es de 461.48 N, lo que equivale a tener aproximadamente 47 kg. Ahora pasaremos a calcular la R_1 , que será el peso que soportará el trípode; haremos una sumatoria de fuerzas verticales:

$$\sum F_V = 0$$

$$-461.48 \text{ N} - 3.02 \text{ N} + R_1 - 90.35 \text{ N} - 41.4 \text{ N} = 0$$

$$R_1 = 595.77 \text{ N}$$

Por lo general, todos los trípodes están diseñados para soportar este tipo de cargas y aun más pesadas.

CAPITULO IV MODELACION DE LA PLUMA Y EL TRIPODE MEDIANTE EL SOFTWARE SOLIDWORKS.

4.1 MODELACIÓN DE LA CABEZA GIRATORIA

Primeramente se modela la parte superior de la cabeza y de igual manera se procede a realizar la misma acción con la parte inferior; la cabeza remota consta fundamentalmente de tres partes que son: sistema de arrastre, sistema de inclinación y la placa de soporte. Podemos ver que aquí se encuentran los perfiles que conforman la cabeza remota pero no podemos apreciar el servomotor, esto porque no se encontraron los planos del servomotor.

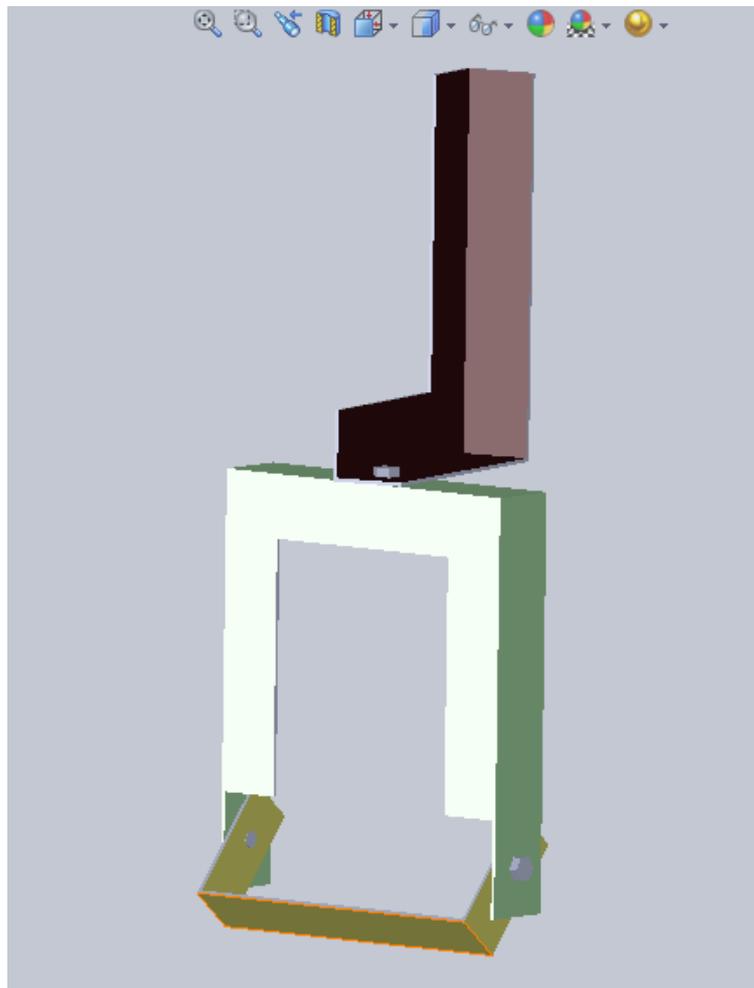


Figura 4.1 Cabeza remota de la pluma

4.2 MODELACIÓN DEL BRAZO GIRATORIO

El brazo cuenta con dos perfiles tubulares de diseño para una máxima estabilidad y un rango mínimo para tambalearse. Tenemos la opción de usar cualquiera de los dos modelos de base para montar la pluma.

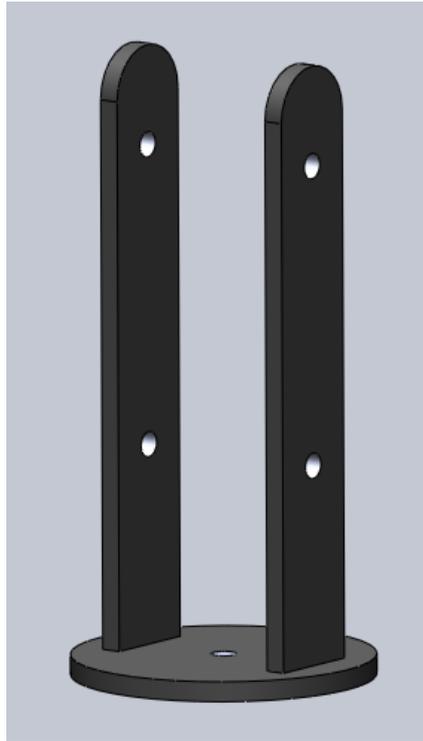


Figura 4.2 Base para pluma (opcion 1)



Figura 4.3 Base para pluma (opción 2)

Así es como se ve la pluma montada en la garrucha 1:



Figura 4.4 Pluma giratoria montada en la base 1

Ahora podemos ver cómo queda la pluma montada en su base, y a la vez en el trípode.



Figura 4.5 Pluma montada en el trípode

CAPITULO V GUIA DEL OPERARIO.

5.1 ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO.

- Peso recomendado de la cámara: no mayor de 4kg
- Peso de la unidad (no incluye pesas): 11.42kg
- Longitud del Brazo:4m
- Longitud del brazo de pesas:1m
- Movimiento vertical de la cámara: máximo 2,70m y mínimo 2,57m (Depende de la altura regulable del trípode)
- 360° de rotación
- Contrapeso: 47kg
- Permite 180 grados de control de pan (paneo) y 180 grados de control de inclinación.

5.2 FUNCIONAMIENTO DE LA BOTONERA O CENTRO DE MANDO DE LOS SERVOMOTORES

La botera consta de cuatro pulsadores dos de ellos controlan el movimiento de arrastre y los otros dos el movimiento de inclinación, la distribución de los pulsadores se puede observar en la siguiente figura.

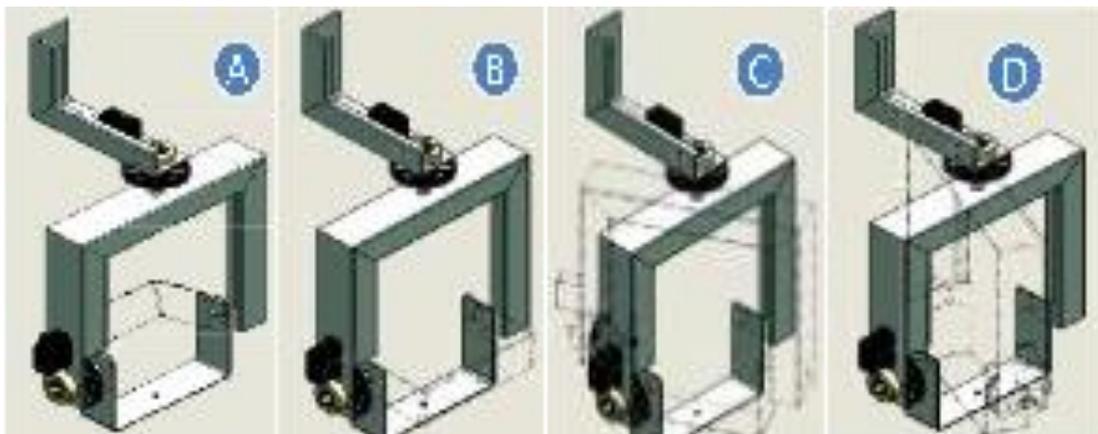


Figura 4.6 Funcionamiento de la botonera.

5.3 RECOMENDACIONES DE FUNCIONAMIENTO

- Antes de usar el brazo en un entorno profesional, asegúrese de que el personal comprenda cómo utilizar de forma segura el equipo.
- Siempre descansa la parte final del brazo en una superficie sólida cuando va a montar o desmontar el brazo
- Al montar el brazo, en primer lugar debe realizar el montaje de la cámara, y a continuación, agregar el contra peso.
- Al desmontar el brazo, quite primero el contra peso y luego el peso de la cámara.
- La extensión de las patas del trípode dan una altura adicional para el brazo.

CAPITULO VI CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Los mecanismos diseñados en el software (SOLIDWORKS) si cumplieron con las expectativas de ergonomía.
- Se logró diseñar el equipo necesario para el control de movimientos de la cámara filmadora, esto de acuerdo a los factores de diseño en papel y también al ensamblar las piezas diseñadas en SOLIDWORKS.
- Se lograron establecer las condiciones de uso y mantenimiento del equipo de de soporte y filmación
- Se realizaron solo algunas pruebas en SOLIDWORKS, ya que las maquinas no lograron soportar la simulación; pero para no quedarnos sin resultado alguno, buscamos ayuda y pudimos analizar los esfuerzos en otro software llamado SOLID EDGE, y efectivamente, algunos de los valores obtenidos no van acordes a lo planeado; esto por las condiciones en las cuales se planteó el problema.

6.2 RECOMENDACIONES GENERALES

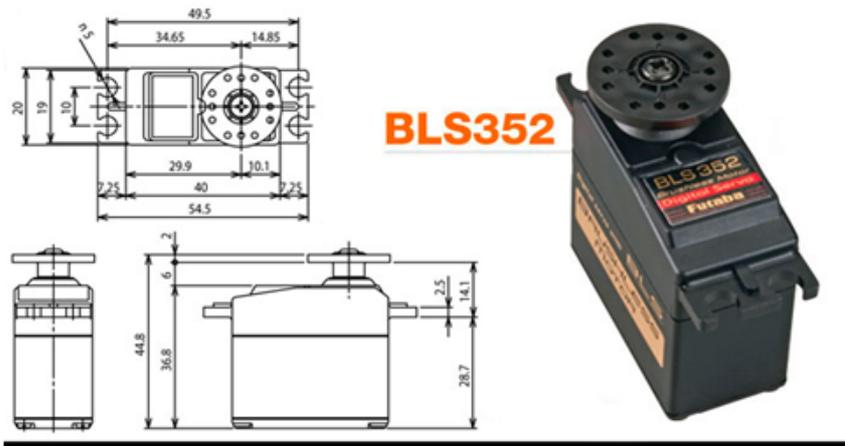
- Para el control de de la cabeza giratoria de la grúa se recomienda utilizar una botonera, que propiciará el funcionamiento de los servomotores que son los que finalmente hacen que la cabeza gire.
- Para el pleno control de los servomotores se recomienda el uso de un microcontrolador, el cual se programa para generar los movimientos deseados. Existen diversos programadores para lograr que el microcontrolador haga los movimientos, así que se deja al libre albedrio la elección de dicho software.
- Para el funcionamiento del microcontrolador y los servomotores se recomienda el uso de una fuente de voltaje; la fuente debe ser acoplada al voltaje y la corriente con las que funcionan dichos componentes electrónicos.
- Es recomendable que se le proteja al contacto con el agua, porque existe la posibilidad de que se produzca un corto circuito en el circuito electrónico.
- Se debe realizar una limpieza del equipo, haciendo uso de una franela con el fin de eliminar el polvo, ya que la presencia de ésta, tiene un efecto abrasivo.
- Debido a que los rodamientos seleccionados son rodamientos sellados, los cuales serán cambiados cuando cumplan su vida útil esto es cuando cumplan 5000 horas de funcionamiento.
- Se recomienda tener especial cuidado del equipo debido a que los mecanismos son muy delicados especialmente los que conforman la cabeza remota.

ANEXOS

Futaba BLS352 Brushless 3D Heli Servo; FUTM0554			
Volts	Torque (N mm)	Velocidad	Peso
4.8 V	840	0.15 s/ 60°	245 g
6.0 V	890	.20 s/ 60°	245 g

Dimensiones: 40 x 20 x 30 mm

Características del servomotor seleccionado



Servomotor Futaba BLS352 Brushless 3D

Servomotor seleccionado

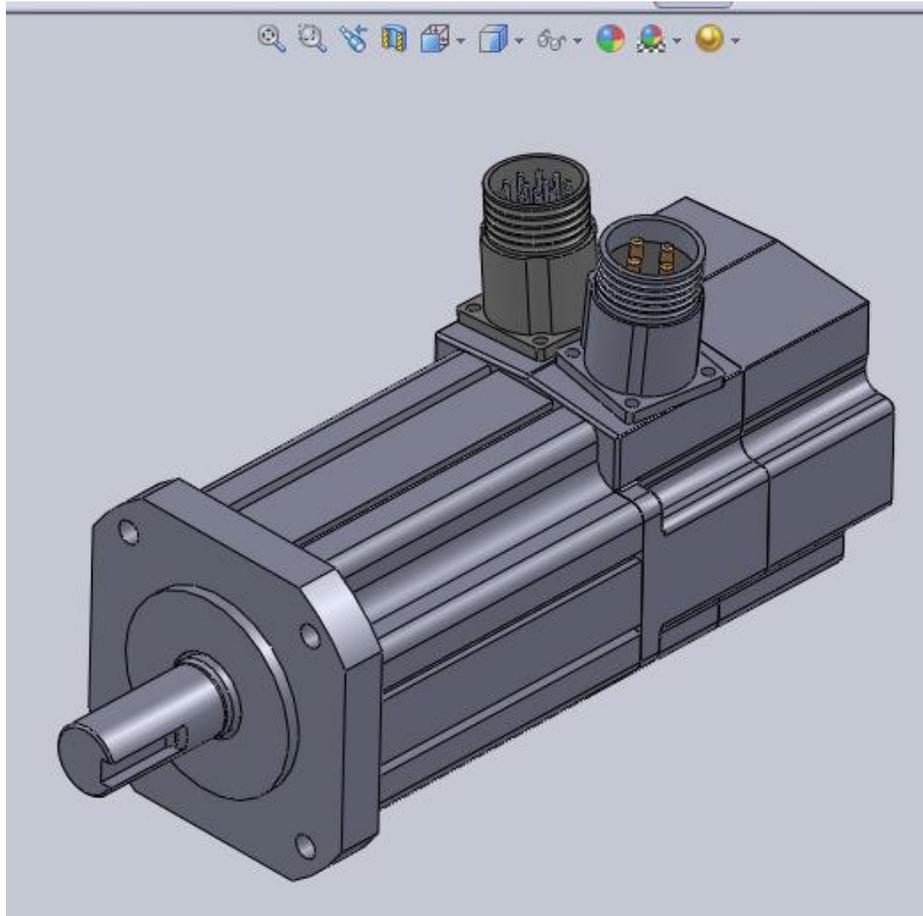


Figura 6.0 Podemos observar en esta figura, la simulación de un servomotor en SOLIDWORKS; para poder tener un mejor resultado en el análisis de esfuerzos se deben cargar el mayor número de elementos que el sistema vaya a utilizar, este análisis nos acerca a un resultado más próximo a la realidad.

		$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
F_a / C_o	e	X	Y	X	Y
0.014	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.170	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.280	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.420	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.560	0.44	1.00	0	0.56	1.00

Tabla A0

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

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

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

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

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

k_a = Factor de acabado de la superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de carga.

k_d = Factor de temperatura.

k_e = Factor diverso.

k_f = Factor de confiabilidad.

Tabla A1

Factor de acabado de la superficie k_a .

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

$$k_a = aS_{ut}^b$$

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

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

Factores de acabado de superficie.

Tabla A2

Factor de tamaño k_b .

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

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

Para cargas axiales: $k_b = 1$

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

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

Tabla A3

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

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

Tabla A4

Factor de temperatura k_d .

Este factor depende de la temperatura de operación de los elementos mecánicos, ya que cuando esta temperatura es menor que la de trabajo, la fractura por fragilidad es una posibilidad latente; y cuando la temperatura es mayor debemos investigar la fluencia del material debido a que esta disminuye con la temperatura.

Si se conoce el límite de resistencia a la fatiga de una viga rotatoria a la temperatura del lugar de trabajo, entonces úsese la siguiente expresión:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \text{ ----- (2.39)}$$

S_T = resistencia a la rotura por tensión a la temperatura de operación.

S_{RT} = resistencia a la rotura por tensión a la temperatura del lugar de trabajo.

La siguiente tabla nos da algunos valores de k_d para diferentes temperaturas:

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

Tabla A5

Factor de efectos diversos k_e .

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

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

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

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad |$$

Para elementos sin muescas $k_f = k_e = 1$

Tabla A6

Factor de confiabilidad k_y .

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

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

Tabla A7

BIBLIOGRAFIA

DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA, JOSEPH EDWARD SHIGLEY, EDITORIAL MC GRAW HILL, 4ª ED. 1985.

EL GRAN LIBRO DE SOLIDWORKS, Sergio Gómez González, ALFAOMEGA GRUPO EDITOR, 1 ED. 2008

[HTTP://WWW.GOODFELLOW.COM/S/ALUMINIO-TUBO.HTML](http://www.goodfellow.com/s/aluminio-tubo.html)

[HTTP://WWW.TERNIUM.COM/SP/PRODUCTOS/FILES/HOJA_T%C3%A9CNICA_TUBOS.PDF](http://www.ternium.com/sp/productos/files/hoja_t%C3%A9cnica_tubos.pdf)

[HTTP://WWW.FUTABA-RC.COM/SERVOS/BRUSHLESS.HTML](http://www.futaba-rc.com/servos/brushless.html)

[HTTP://WWW.DIRECTINDUSTRY.ES/PROD/BECKHOFF/SERVOMOTORES-ELECTRICOS-LINEALES-7183-442562.HTML](http://www.directindustry.es/prod/beckhoff/servomotores-electricos-lineales-7183-442562.html)

[HTTP://WWW.BECKHOFF.COM/ENGLISH.ASP?DRIVE_TECHNOLOGY/AM30XX.HTM?ID=5569171936](http://www.beckhoff.com/english.asp?drive_technology/am30xx.htm?id=5569171936)

[HTTP://WWW.SAAPSA.COM.MX/UPLOAD/FICHAS/FT_TUBO_GALVANIZADO.PDF](http://www.saapsa.com.mx/upload/fichas/ft_tubo_galvanizado.pdf)