



Universidad Nacional Autónoma de México.

Facultad de Ingeniería.

Diseño de una base móvil para cámara de video

T E S I S

Que para Obtener el Título de Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A:

Mauro Iván Figueroa González.

Director de Tesis:

Dr. Roberto Zenit Camacho



México, D.F.

2006



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

*A mis padres, hermana, familiares y amigos
que han creído en mi y me apoyaron
a lo largo de mi carrera.*

Agradecimientos

Gracias al Dr. Roberto Zenit Camacho por todo el apoyo y haberme brindado la oportunidad de realizar el presente trabajo.

Gracias al Dr. Gerardo R. Espinosa y al Ing. Serafín Castañeda por sus grandes conocimientos en el fino detalle del control de motores eléctricos.

Gracias al Ing. Billy A. Flores por su tiempo y asesoría en los detalles importantes de esta tesis.

Gracias al Dr. Adrián Espinosa por el apoyo del material para la toma de decisiones en el diseño mecánico.

Gracias al sínodo integrado por el Dr. Jesús M. Dorador, el M.I. Leopoldo González, el M.I. Antonio Zepeda y nuevamente al Ing. Billy Flores, quienes tuvieron la disposición de colaborar, asesorar, corregir y dar forma a esta tesis.

Finalmente, gracias a Patricia Ríos, Mario Cortés y Javier Manríquez por su trascendente ayuda y apoyo moral en la elaboración de esta tesis.

Índice

Introducción.....	3
Objetivo.....	6
Capítulo 1: Definición del Problema y Antecedentes.....	7
1.1. Marco Teórico.....	7
1.2. Necesidad.....	8
1.3. Definición del problema.....	8
1.4. Antecedentes.....	10
1.5. Especificaciones y Restricciones.....	27
Capítulo 2: Diseño Conceptual y de Configuración.....	29
2.1. Metodología de diseño.....	29
2.1.1. Especificaciones del diseño del producto.....	31
2.2. Diseño conceptual.....	34
2.2.1. Funciones (diagrama de caja negra).....	34
2.2.2. Descripción de funciones.....	35
2.2.3. Selección de conceptos y Matrices de Decisión.....	44
2.3. Diseño de configuración.....	55

Capítulo 3: Diseño de Detalle.....	57
3.1. Cálculos generales y modelos matemáticos.....	57
3.2. Control.....	69
3.2.1. Diagrama de Control.....	87
3.3. Diagramas y Dimensiones.....	88
Capítulo 4: Ensamble Teórico.....	96
4.1. Prototipo Final.....	96
4.2. Acoplamiento del tornillo al motor.....	97
4.2.1. Calibración.....	100
Conclusiones.....	103
Bibliografía.....	105

Introducción

La investigación es sin lugar a dudas un pilar muy importante en el desarrollo y/o aplicación de la tecnología. Partimos de esta premisa para poder llevar a cabo este trabajo el cual, sintetiza todo un complejo proceso de diseño y en su contenido se aprecia a detalle en el desarrollo de un dispositivo útil en aplicación para el estudio y la investigación en el área de fluidos.

Existen criterios de diseño para un dispositivo que van desde el elaborar un sistema nuevo hasta la aplicación de diferentes y ya existentes tecnologías que en conjunto formen el mismo sistema.

En este trabajo se presenta un diseño que no es más que una aplicación de tecnologías ya existentes, con lo cual se pretende realizar un dispositivo que satisfaga algunas necesidades para la investigación científica. La aplicación de tecnologías ya existentes, es una opción viable para la resolución de problemas de cualquier índole.

El dispositivo a diseñar es una base móvil para cámara de video, la cual se va a implementar en la filmación de varios fenómenos en mecánica de fluidos. Dentro de la investigación en el área de la mecánica de fluidos existen dos enfoques, el Euleriano y el Lagrangiano.

El enfoque Euleriano o descripción espacial estudia los fluidos como partículas desde una posición fija, donde todas sus propiedades se expresan en función de la posición y del tiempo. El enfoque Lagrangiano o descripción material se expresa en función de las partículas identificadas en una cierta posición para un tiempo de referencia, es decir, “observamos” una partícula y la seguimos durante toda su trayectoria.

Los experimentos que se pretenden realizar con el diseño de la base móvil para cámara de video, forman parte de la investigación que se lleva a cabo dentro del Instituto de Investigaciones Materiales y se pretende tomar el enfoque Lagrangiano para la observación y el estudio de diferentes experimentos. Dicho enfoque como se menciona, es como si estuviéramos montados en la partícula, filmáramos su trayectoria y posteriormente analizamos el comportamiento de ésta.

Entrando un poco en materia, adelantamos que este dispositivo es un actuador lineal, que está constituido entre otras cosas por un tornillo sinfín el cual se va a girar por medio de un motor de corriente directa conectado en uno de sus extremos, en este se va a colocar una tuerca embalada ensamblada a una base y que lleva a la cámara cuya carrera es paralela a un contenedor o ducto con el fluido de interés del fenómeno a observar.

La cámara debe correr a la velocidad del fluido es decir a una velocidad relativa de 0 m/s entre ellos. Las distintas unidades funcionales del vehículo como el control de avance y velocidad de tracción funcionan en conjunto bajo una determinada secuencia de eventos controlados a través de un circuito eléctrico – electrónico.

En el primer capítulo titulado “Definición del Problema y antecedentes” se plantean los porqués del trabajo y la justificación de éste. Además, hablamos brevemente de antecedentes directos de aplicaciones de actuadores lineales y de dispositivos similares que podrían resolver la tarea de la misma manera. Otro punto a tratar es el de las propuestas para la solución del diseño, los planteamientos y las ventajas y desventajas que se enfrentan en cada opción.

En el segundo capítulo titulado “Diseño conceptual”, se habla de la metodología de diseño que se emplea, se desarrollan las especificaciones de diseño del dispositivo, los parámetros que delimitan al diseño. Con esta metodología se obtuvieron opciones de diseño y elección de conceptos, así como las configuraciones para satisfacer el diseño de un prototipo.

En el tercer capítulo titulado “Diseño de detalle”, se discute el diseño de los elementos mecánicos, electrónicos y de control que componen al actuador lineal así como los cálculos, dimensiones, diagramas, dibujos, la selección de los materiales y componentes del sistema.

Por último en el capítulo de ensamble teórico, se presenta el prototipo final. Éste capítulo es titulado así, por no presentar un prototipo construido y solo sentar el precedente para una futura construcción.

Objetivo

Este proyecto tiene como objetivo principal el diseñar una base móvil para cámara de video. El diseño propuesto considera el uso de un actuador lineal. La implementación de un dispositivo móvil que sea capaz de seguir con una velocidad relativa de 0 m/s a burbujas contenidas dentro de un fluido que pase a través de un ducto paralelamente posicionando la cámara y que no produzca una vibración alta que afecte la filmación de las burbujas en el fluido.

Capítulo 1

Definición del Problema y Antecedentes

1.1. Marco teórico

Antes de entrar a detalle con el diseño del dispositivo es prioritario que se planteen las necesidades y delimitar el problema así como plantear las propuestas que tengamos para llegar a este fin. Así mismo, es necesario dar algunas definiciones respecto a la terminología que se empleará durante el desarrollo del presente trabajo.

1.1.1. Definiciones

Actuadores Lineales

Estos son dispositivos que transforman una señal eléctrica en un movimiento. Normalmente los actuadores lineales cuentan con un servomotor acoplado a un tornillo sinfín; el motor recibe un impulso eléctrico y lo convierte en movimiento haciéndolo girar en algún sentido hasta llegar a una posición angular deseada.

Sistema Flexible

Es aquel que tiene la facultad de poder ser modificado, sin ser totalmente alterado para adaptarse a un nuevo trabajo.

Inteligencia

Es la capacidad de un sistema de almacenar alguna información que le sirva de referencia en el futuro para retomar y comparar esa información y saber cual es el trabajo que debe realizar.

Servomotor

Es un tipo especial de motor de corriente continua que se caracteriza por su capacidad para posicionarse de forma inmediata en cualquier posición dentro de su intervalo de operación. Para ello, el servomotor espera un tren de pulsos que corresponde con el movimiento a realizar. Un servomotor es un motor que se utiliza cuando se requiere un control de la velocidad y posición más preciso. Los servomotores poseen un *shaft encoder* (encoder en el eje) en un motor de corriente directa, el cual sensa la posición angular y la envía a un controlador, el cual ajusta el *current driving* (corriente inducida) del motor y de esta manera se obtiene la velocidad o posición deseada.

1.2. Necesidad

Se necesita diseñar un dispositivo capaz de mover verticalmente una cámara de video. Este dispositivo debe tener un control de velocidad y de posición preciso al igual que una vibración mínima para poder hacer una filmación de calidad.

1.3. Definición del Problema

Como se menciona anteriormente, nuestra necesidad nos lleva a la tarea de emplear una metodología de diseño (la cual se plantea en el capítulo 2), para solventar la creación de un dispositivo que cumpla con mover una cámara de video verticalmente y con un control

tanto de velocidad como de posición. Un parámetro, de hecho el fundamental dentro de nuestro diseño, es la vibración la cual es indeseable (debido a que vamos a filmar y se necesita que la cámara no se mueva con esta vibración) y será una restricción importante dentro del ensamblado y operación del dispositivo; sin embargo, este parámetro no nos obliga a realizar un análisis de vibraciones completo, dado que es un requerimiento de diseño el eliminarla. Emplearemos un sistema con un muy bajo coeficiente de fricción el cual nos garantizará la operación deseada en nuestra tarea. Además nuestro dispositivo tendrá que correr a una velocidad variable de 0 a 25 cm / s.

Se va a diseñar un actuador lineal que consta de un par de barras de acero que son guías y que cuentan con unas correderas para poder colocar una base que lleve una carga determinada, un tornillo sinfín que brinda el movimiento de ascenso y descenso a una tuerca embalada que esta en él y el sistema cuenta también con un motor de corriente directa de rotación continua que aporta la fuerza y las revoluciones para mover el sinfín, además cuenta con un sistema de control electrónico de velocidad y posición.

El ensamble del dispositivo tendrá también un *rack* o plataforma de operación la cual dará el soporte necesario para que el actuador trabaje.

Dicho sistema debe ser fácilmente manipulado y tener una buena flexibilidad para poder llevar a cabo otras tareas como el posicionamiento estático en una altura requerida o la transportación de la cámara de una posición de 90° a 0°.

1.4. Antecedentes



Fig. 1.1. Ejemplos de los actuadores lineales más comunes.

En esta sección se pretende establecer el estado del arte en cuanto a actuadores lineales, uso y aplicaciones.

Estos dispositivos tienen grandes y muy diversas aplicaciones desde mesas automatizadas para el ensamble de alguna pieza mecánica hasta grúas para manipular a personas incapacitadas en algún movimiento corporal.

Dentro de todas las aplicaciones que se les puede dar a los actuadores, nos encontramos con que pueden ayudar de manera eficaz a la resolución del problema que se planteó con anterioridad (Sección 1.3.). Es por ello que los actuadores lineales resultan ser un medio por el cual se puede llegar a manipular de manera sencilla y muy precisa la cámara de video.

Los actuadores lineales son diversos, por lo cual debemos conocer la gama disponible y saber cuales son los más adecuados para alguna tarea específica de acuerdo con sus características.

1.4.1. Clasificación

Los actuadores tienen tres grandes categorías: Electromecánicos, Neumáticos e Hidráulicos. Las dos últimas generalmente son utilizadas para grandes aplicaciones de carácter industrial, por ejemplo, grúas hidráulicas para levantar grandes masas o sistemas neumáticos automatizados en alguna línea de ensamble.

Los actuadores electromecánicos son de nuestro principal interés debido a que factores como simplicidad, flexibilidad, facilidad en la programación de movimientos, exactitud y confiabilidad son determinantes como parámetros de diseño en la solución de problemas.

Además de que éstos ofrecen una compatibilidad inherente casi con cualquier control automatizado. Dichos actuadores son subdivididos en 4 grupos:

- Actuadores lineales de precisión
- Mesas o sistemas lineales deslizantes
- Actuadores lineales de vástagos
- Actuadores lineales industriales

Actuadores Lineales de Precisión



Fig. 1.2. Actuadores de precisión

Estos actuadores son simples, utilizados generalmente en aplicaciones que requieren limpieza como en la investigación científica o en el empaqueo de productos. Son tan precisos como controlables. Su costo va desde \$1000 a \$5000 USD por lo que es una alternativa efectiva en lugar de los sistemas de posicionamiento hidráulicos o neumáticos.

Además se utilizan cuando existen partículas contaminantes en el medio ambiente. Estos actuadores tienen sellos herméticos para evitar falla alguna.

Principales características

- Aplicaciones de extensiones y retracciones de alta precisión
- Compatibilidad con Servomotores y motores a pasos
- Controlado por medio de Circuitos electrónicos, PLC's¹, microprocesadores, *switches* y relevadores
- Empuje máximo de 24,998.884 N (2,549.19 kgf / 5,620 lbf)

¹ El Procesador Lógico Programable (PLC, por sus siglas en ingles) es un sistema de control efectivo, debido a que puede operar muchos dispositivos simultáneamente.

- Carrera del émbolo hasta de 1.5240 m
- Velocidades hasta de 129.54 cm / s
- Tolerancias en el acabado del émbolo de 12.7 micras
- Abrazadera de sujeción, tuerca del émbolo y montajes diseñados para cada actuador y necesidad

Aplicaciones.

Dentro de las aplicaciones antes mencionadas para este tipo de actuadores debemos sumar algunas que se ilustran a continuación, donde se aprecia su versatilidad en diferentes campos de la industria.



Fig. 1.3. Líneas de producción



Fig. 1.4. Herramienta de ajuste



Fig. 1.5. Control en la apertura y cierre de válvulas



Fig. 1.6. Sistema de guía para rollos de lámina o de papel.



Fig. 1.7. Cabezal para soldar

Sección transversal

En la figura 1.8., podemos observar el principio básico de funcionamiento del actuador: El movimiento de un tornillo sinfín acoplado a un émbolo.

En la parte superior, se encuentra un motor eléctrico, el cual es puesto en marcha y transmite su potencia a través de su eje que finaliza en un tren de engranes el cual a su vez, transforma esa potencia en movimiento a un tornillo sinfín que hace salir el émbolo de operación.



Figura 1.8 Sección transversal del actuador de precisión.

Mesas o Sistemas Lineales Deslizantes



Figura 1.9. Actuadores deslizantes

Este tipo de actuadores son preensamblados y son sistemas integrales utilizados en tareas donde se requieran estaciones de trabajo con un bajo coeficiente de fricción y exactitud en su posicionamiento además de utilizarse en un rango amplio de movimientos o distintas configuraciones de cargas normales a la superficie de soporte. Su costo va de \$600 a \$6000 USD.

Principales características

- Aplicaciones en maquinaria para fábricas y manufactura donde la exactitud y el posicionamiento lineal es requerido con efectividad
- Compatibilidad con servomotores y motores a pasos
- Control por microprocesadores, los motores son conectados a una computadora
- Empuje máximo de 13,789.42 N (3,100 lbf / 1,406.14 kgf)
- Carrera del émbolo hasta de 3.0480 m

- Cargas de 2.27 kg a 907.18 kg
- Tolerancias en los tubos de soporte de 5.08 micras

Aplicaciones

Sus aplicaciones incluyen automatización en fábricas, empresas manufactureras de máquinas – herramientas, aplicaciones médicas, manejo y control de equipo delicado y/o sustancias químicas peligrosas, empaquetado y manejo de alimentos así como ensambles automotrices y aeroespaciales.

Estos sistemas deslizantes son combinados hasta formar sistemas multiaxiales entre si, cuando la tarea es demasiado complicada y requiere movimientos mas complejos.

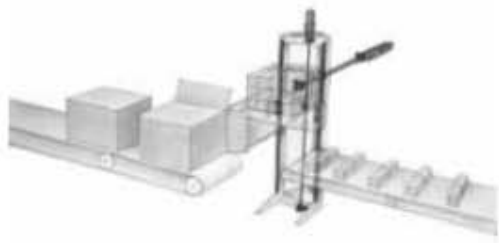


Fig. 1.10. Empaquetadora



Fig. 1.11. Despachadora

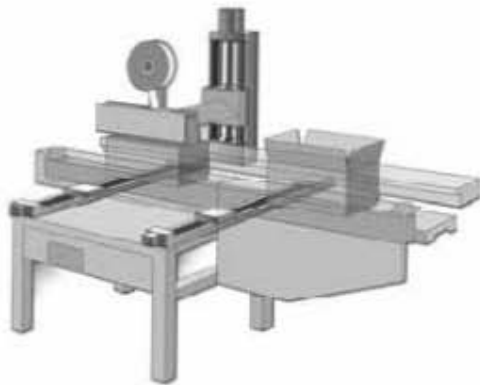


Fig.1.12. Despachador de Flejes

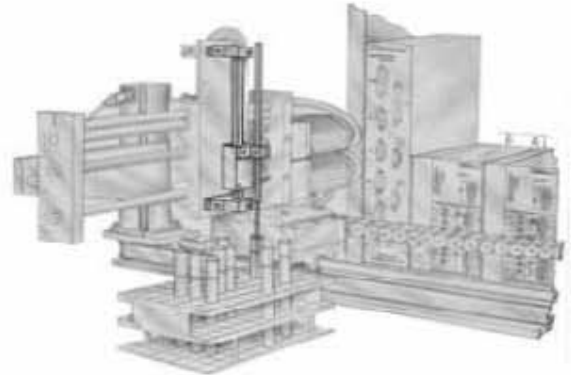


Fig. 1.13. Control de Sustancias Químicas

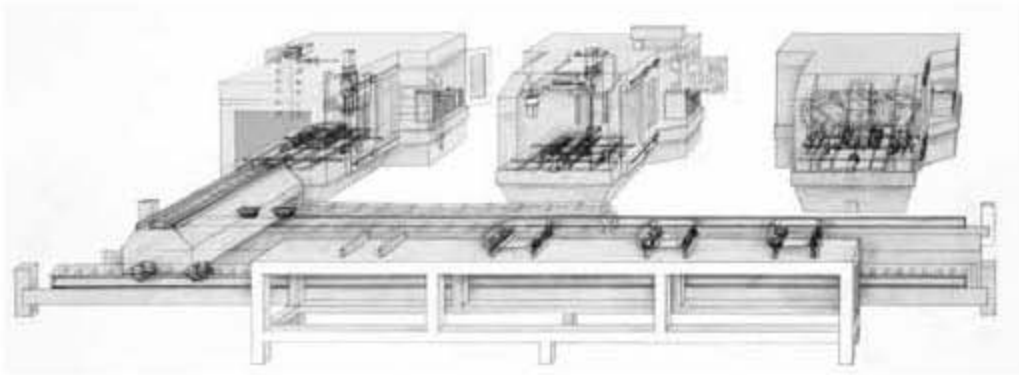


Fig. 1.14. Línea Ensambladora Automatizada

Vistas Internas

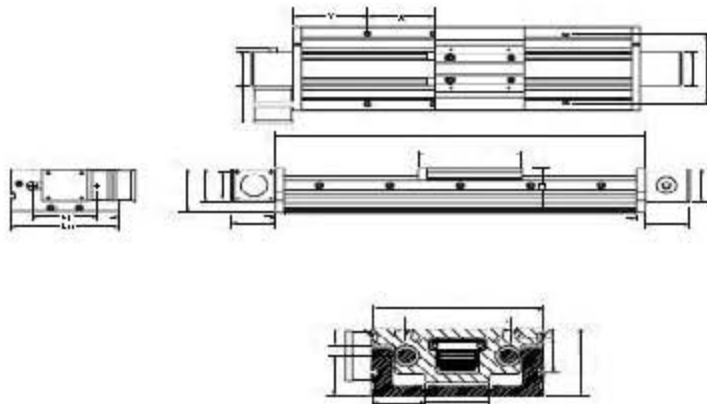


Fig. 1.15. Vistas internas

Este tipo de actuadores funcionan básicamente con el mismo principio básico que los referidos anteriormente. Constan de un tornillo sinfín que gira hasta que se posiciona en una determinada coordenada. El sistema de soporte consta de dos barras con proceso de rolado y rectificadas que tienen un bajo coeficiente de fricción y por las cuales corren un par de bujes que sirven de correderas para la base móvil.

Actuadores Lineales de Vástagos



Fig. 1.16. Actuadores de Vástago

Estos actuadores son sistemas preensamblados, debido al tipo de aplicaciones para lo cual son requeridos. Su costo es más elevado que los actuadores anteriores (de \$800 a \$12500 USD) y esto es debido a las características que ofrece su desempeño. Estos actuadores mueven grandes masas con un empuje mucho menor que el máximo de masa que puede desplazar. Dichos actuadores varían su tamaño y configuración de acuerdo a la necesidad que se tenga. Pueden estar constituidos por un tornillo sinfín de acero templado (fig. 1.17.) si la tarea requiere de un desplazamiento de grandes masas, o por un sistema de bandas (fig. 1.18.) si se requiere de mayor velocidad.



Fig. 1.17



Fig. 1.18.

Todos los actuadores tienen soportes embalados, es decir contienen tuercas con balines que ayudan a reducir considerablemente la fricción y la vibración.

Dichas tuercas corren alrededor de los tornillos sinfín que al término de todos sus procesos de corte se les da un templado. Algunos se recubren con una capa de un cerámico especial que ofrece propiedades similares a las del teflón.

La carrera de trabajo tiene un rango bastante amplio, incluso para aplicaciones de más de 6 metros. Además, como se ve en la fig. 1.19., estos actuadores se pueden colocar en configuraciones combinadas multiaxiales para aportar mas rigidez, alcance o movimientos al sistema.

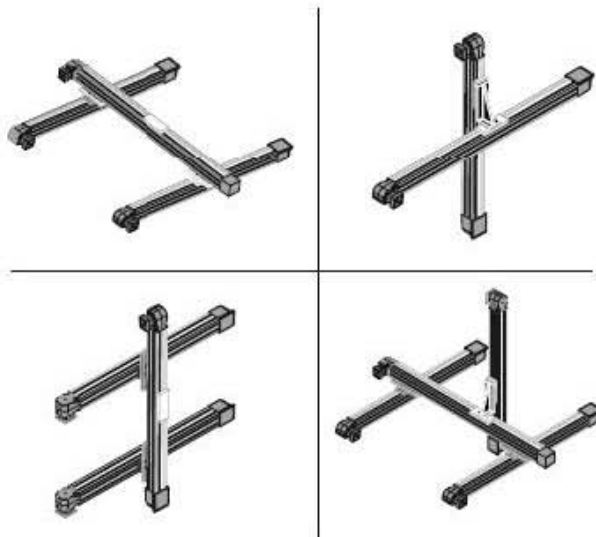


Fig. 1.19. Configuraciones multiaxiales

Tanto los sistemas de tornillo como los de bandas, por lo regular son puestos en configuraciones verticales, aunque es sabido que se pueden colocar en casi cualquier dirección. Debido a esto y a las aplicaciones de alta velocidad, estos actuadores son

diseñados con materiales resistentes a la corrosión y al impacto y por ende producen muy poca vibración. Como resultado de esto, se reduce la fuerza que se necesita para mover una masa, lo cual da lugar al uso de motores más pequeños

Principales características

- Aplicaciones donde la carrera de trabajo es larga y se requieren altas velocidades
- Compatibilidad con Servomotores, motores a pasos y de corriente directa
- Controlados por relevadores o PLC's
- Empuje máximo de 4,893.02 N (1,100 lbf / 498.95 kg)
- Velocidades superiores a 508.00 cm / s
- Cargas desde 2,721.55 kg (6000 lb)
- Tolerancias en el acabado del vástago de 101.6 micras

Aplicaciones

Los usos de estos actuadores son bastante específicos y sus aplicaciones generales van de acuerdo con la tarea a realizar y a las características de estos dispositivos. Dentro de las aplicaciones comerciales que se pueden encontrar de estos sistemas tenemos las mesas de combinación de dos ejes con más de un actuador montado y que sirven para los campos científicos, industriales y médicos.



Fig. 1.20. Mesa de dos ejes

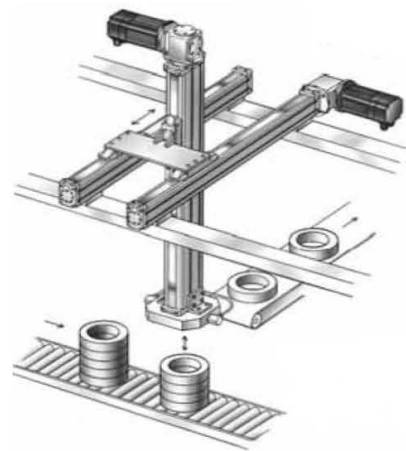


Fig. 1.21. Combinación Paralela

Aplicaciones médicas



Fig. 1.22. Montacargas con silla

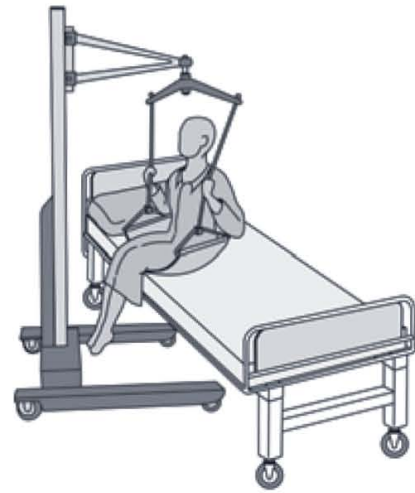


Fig. 1.23. Montacargas con hamaca

Este par de ejemplos de aplicaciones médicas son las principales, pero cabe señalar que son para apoyo terapéutico.

Aplicaciones industriales



Fig. 1.24. Ensamblado

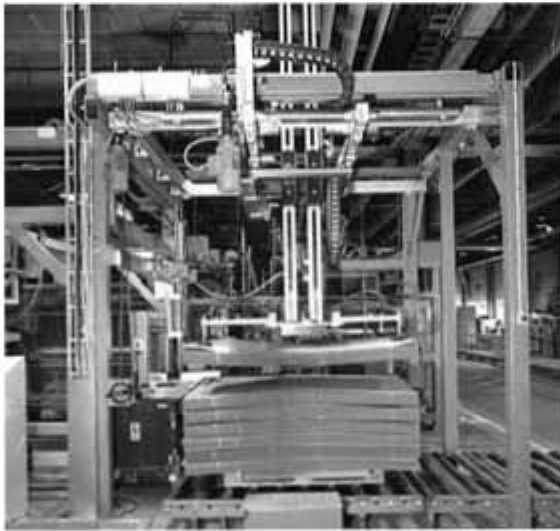


Fig. 1.25. Transporte de lámina



Fig. 1.26. Transporte de piezas electrónicas

Actuadores Lineales Industriales



Fig. 1.27. Actuadores industriales

Estos actuadores al igual que los actuadores lineales de precisión son de funcionamiento simple. La diferencia radica en su costo y aplicaciones, los industriales van de \$110 a \$900 USD por lo que ofrecen una alternativa mas fácil de costear en lugar de los sistemas de posicionamiento hidráulicos o neumáticos. El costo también es abaratado debido a que la fuente de energía es de baterías de CD o de una alimentación de 115 a 220 Volts en CA.

Los sistemas industriales sistemas son para usos generales y cotidianos, como el control en las plumas de acceso en los estacionamientos o el posicionamiento de antenas parabólicas. Debido a esto los actuadores no requieren materiales caros ni especiales, sus carcasas generalmente son de plástico aunque llegan a hacerlos de aleaciones de aluminio y Cinc.

Los émbolos de estos actuadores están hechos de acero inoxidable o aleación de aluminio, por lo cual la corrosión que sufren es prácticamente nula.

Dichos sistemas son empleados donde los espacios de operación son reducidos o en aplicaciones expuestas a las inclemencias del medio ambiente.

Principales características

- Aplicaciones de extensiones y retracciones de alta precisión por medio de un sistema electromecánico
- Compatibilidad con motores de CD y CA
- Controlados por relevadores, conexiones básicas de circuitos electrónicos o PLC's
- Empuje máximo de 6,672.3 N (680.39 kgf / 1500 lb)
- Carrera del émbolo hasta de 91.44 cm
- Velocidades superiores de 5.08 cm / s

Aplicaciones

Como se menciona con anterioridad, este tipo de actuadores son baratos y parte de eso implica que sus aplicaciones sean de carácter general y cotidiano, entre ellas tenemos:

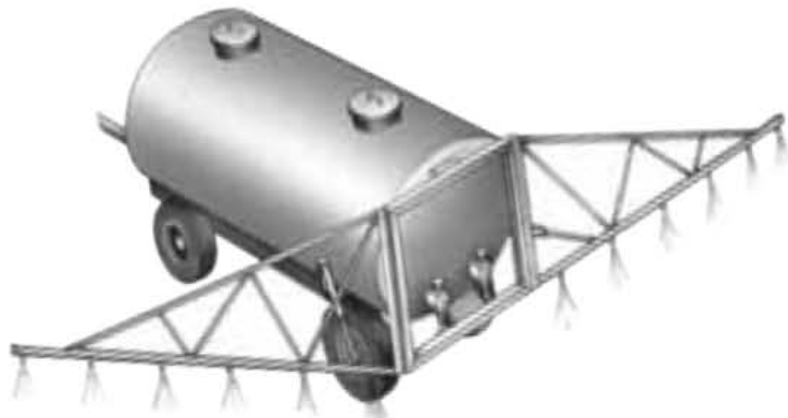


Fig. 1.28. Posicionamiento de Irrigadores en el Bombeo de Cultivos



Fig. 1.29. Posicionamiento de Antenas para Ubicación Satelital



Fig.1.30. Control de Pluma de Acceso

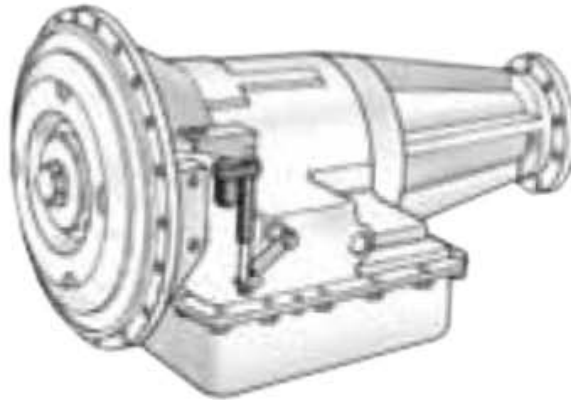


Fig. 1.31. Como Controlador del Embrague en una Transmisión

1.4.2. Ventajas y Desventajas

Hasta ahora hemos hablado de los actuadores lineales electromecánicos como una solución para aplicaciones específicas como cargas de 0 a 2500 kg o altas velocidades de posicionamiento, pero ¿por qué no emplear sistemas neumáticos o hidráulicos?

A comparación de los sistemas electromecánicos, los sistemas hidráulicos, pueden levantar cargas mucho más pesadas y a su vez los sistemas neumáticos pueden mover rápida y

repetidamente una carga ligera. Esto indica que estos sistemas llevan una ventaja sobre los electromecánicos en estas áreas, pero nuestra tarea no es mover 10 toneladas ni abrir repetidamente una servo válvula.

En la tabla 1.1. se describen características como control, instalación, potencia, relación con el medio ambiente, etc. de los tres sistemas mencionados, con lo cual mostraremos de manera sintetizada las ventajas que ofrece un sistema sobre el otro.

	<i>Actuadores Electromecánicos</i>	<i>Actuadores Hidráulicos</i>	<i>Actuadores Neumáticos</i>
<i>Instalación</i>	<i>Se requiere de un Alambrado sencillo y cuenta con compatibilidad con diferentes sistemas de control.</i>	<i>Requiere costosas instalaciones sanitarias, bombas y filtros. Se debe poner mucha atención en compatibilidad de componentes.</i>	<i>Requiere costosas instalaciones sanitarias, filtros y bombas.</i>
<i>Posicionamiento</i>	<i>Cuenta con tolerancias de ± 12.7 micras, es un sistema rígido y con capacidades de paro en cualquier momento.</i>	<i>Requiere sensores de posición y válvulas de precisión electro hidráulicas, tienden a seguir su movimiento después de pararlos.</i>	<i>Es difícil de conseguir, requiere válvulas de precisión, tienden a seguir su movimiento después de pararlos.</i>
<i>Control</i>	<i>Normalmente operan con microprocesadores que le permiten operaciones automáticas de movimientos complejos.</i>	<i>Requiere interfaces eléctricas y de fluidos con diseños de válvulas no comerciales Cambios en la temperatura, histéresis, presión, abastecimiento del fluido complican su control.</i>	<i>Comportamiento no lineal, la fuente de compresión afecta severamente a los servocontroles. La compresibilidad puede ser una ventaja en operaciones de lazo abierto.</i>
<i>Velocidad</i>	<i>Sin vibración con capacidad de variar la velocidad de 0.5 a 1330 mm/s</i>	<i>Tiene poca precisión en el control y puede variar con la temperatura y desgaste. Sufren de atascos que dificultan su velocidad.</i>	<i>Es afectadas por atascos en el émbolo y se usan para aplicaciones de alta velocidad (5m/s).</i>
<i>Fiabilidad</i>	<i>Se requiere poco mantenimiento y garantiza una buena operación durante toda su vida útil.</i>	<i>Es sensible a la contaminación, las fuentes del fluidos requieren mucho mantenimiento, los empaque son propensos</i>	<i>Las tomas de aire requieren de una filtración adecuada, debido a que son muy sensibles con la contaminación. Sistema</i>

		<i>a gotear. Si el mantenimiento es bueno el sistema es confiable.</i>	<i>confiable pero usualmente muchos componentes de sistema son complicados</i>
Potencia	<i>Superiores a 25 000 N (5620 lb) con 3 kW (4HP)</i>	<i>Virtualmente fuerza ilimitada.</i>	<i>Superiores a 26172.68 N (5000 lb) a 1 HP</i>
Ciclo de Vida	<i>Superior a 500 millones de ciclos de operación con carga.</i>	<i>Dependiente del diseño y el desgaste de los empaques. Usualmente es alto el ciclo de vida.</i>	<i>Dependiente del desgaste de los empaques.</i>
Medio Ambiente	<i>Puede operar en climas de -28.89°C a 71.11°C</i>	<i>Las temperaturas extremas lo dañan mucho, los empaques son propensos a agudarse y gotear. El desperdicio eliminado es cada vez un problema mayor.</i>	<i>Las temperaturas extremas lo dañan mucho, los empaques son propensos a agudarse y gotear. Las partículas de aceite en el aire son un grave problema.</i>
Seguridad y Sujeción de Carga	<i>Si la energía falla son sistemas que se aseguran así mismos, cuentan con frenos de seguridad.</i>	<i>Se deben usar costosos y complicados dispositivos de marcha atrás.</i>	<i>Se deben usar costosos y complicados dispositivos de marcha atrás.</i>
Costo	<i>Moderado costo inicial y bajo costo de operación.</i>	<i>Los componentes son de bajo costo pero la instalación y mantenimiento son altos. Lo más caro es la unidad de potencia hidráulica, si esta no existe.</i>	<i>Los componentes son de bajo costo pero la instalación y mantenimiento son altos. Es de un alto costo efectivo por muy poca potencia.</i>

Tabla 1.1

1.5. Especificaciones y Restricciones

Como se explica en las secciones anteriores, el actuador lineal que se está diseñando consta de diferentes especificaciones y restricciones que nos obligan a que las partes operacionales funcionen de manera determinada. En esta sección describiremos y daremos las especificaciones generales que nos llevarán al caso particular y condiciones de diseño y las restricciones que nos ayudarán a diseñar el dispositivo.

Especificaciones

Debemos considerar las siguientes especificaciones que al mismo tiempo restringen al diseño de este dispositivo.

Vibración: es un factor no deseado, la base móvil soporta una cámara de video y la vibración va a afectar la calidad de la filmación.

Velocidad: debe ser un parámetro regulable, es decir, el actuador lineal tiene por función el subir y bajar una cámara de video a una velocidad controlada. La máxima velocidad a la cual debe correr nuestra cámara es de 25 cm/s y esta debe ser regulable de acuerdo a las necesidades experimentales que sean requeridas.

Carrera de operación: es la distancia efectiva en la cual la cámara realiza sus filmaciones, la carrera es de 40 cm.

Carga de operación: el actuador tiene como principal función, el subir y bajar una cámara de video. Esta tiene un peso, que es considerado como una carga operativa. La carga se estima en 10 kg (97.8 [N] con $g = 9.78 \text{ [m/s}^2\text{]}$). El peso de la cámara es menor a 10 kg, pero por tolerancia de diseño se estima en ese peso.

En éste capítulo se plantea el problema así como las restricciones y especificaciones del diseño para dar paso a las soluciones que van a dar solución a lo que hasta ahora se ha planteado.

Capítulo 2

Diseño Conceptual y de Configuración

El diseño conceptual esta basado en la definición del problema y parte de él para delimitar aun más a los conceptos, especificaciones, consideraciones hasta llegar a la generación de alternativas y la selección de ellas.

2.1. Metodología de Diseño

Como cualquier desarrollo y/o aplicación de alguna tecnología, es necesario seguir un proceso hasta depurar un producto. De acuerdo con Pugh [1], haremos un desarrollo basado en algo llamado especificaciones de diseño del producto (PDS, por sus siglas en ingles) lo cual nos ayudar a escoger la mejore opciones que se tengan para resolver nuestro problema planteado.

Este método tiene etapas que garantizan satisfacer la necesidad primordial propuesta para cualquier diseño, es decir, primero se debe considerar una necesidad de mercado. En nuestro caso la necesidad se genera de forma específica.

Posteriormente se crean las especificaciones de diseño que son la parte principal del PDS. Ésta parte basa su desarrollo en una gráfica de pastel (figura 2.1.) de especificaciones

propuestas por el autor¹ y las cuales deben de ser evaluadas y escogidas de acuerdo a cada proyecto que se este desarrollando.

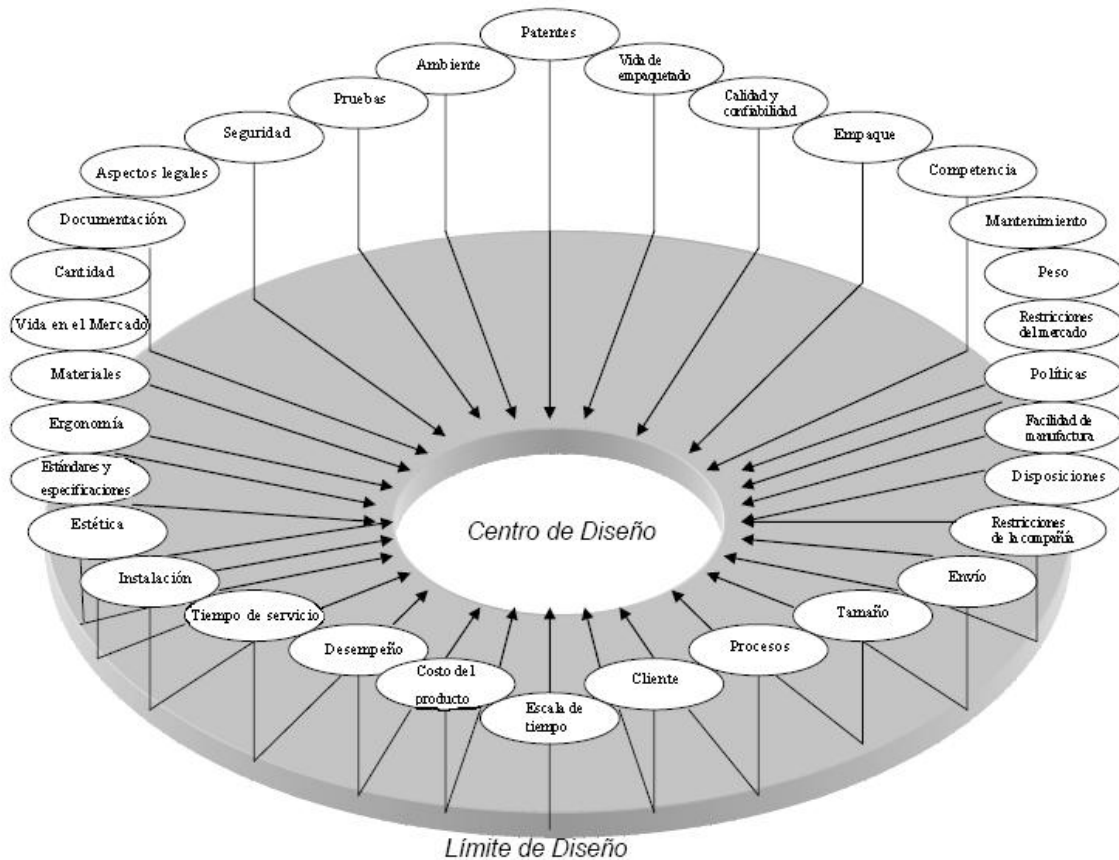


Fig. 2.1. Grafica de especificaciones de diseño

Las siguientes dos etapas del PDS son el diseño conceptual y de configuración y el diseño de detalle. Dichas etapas tienen una importancia medular.

Cuando ya se tienen bien definidas las especificaciones de diseño, damos paso a la creación del diseño conceptual que es donde se generan conceptos que dan soluciones a los requerimientos de nuestro producto.

¹ Pugh [1]

Una vez que se obtienen las soluciones óptimas, se procede a la etapa de configuración. En ella se combinan las opciones generadas en la etapa de conceptos y se validan.

La siguiente etapa es el diseño de detalle, la cual es nombrada de esta manera porque cuando ya se tienen la configuración final del prototipo, se calcula, miden y dimensionan todos los componentes del sistema. El siguiente paso del proceso es la manufactura y ensamble.

2.1.1 Especificaciones de Diseño del Producto

Basados entonces en la figura 2.1., procedemos a escoger las especificaciones que se adapten mejor a nuestro diseño.

Ambiente

Este prototipo va a operar en un laboratorio, pero se toman en cuenta las siguientes consideraciones de diseño en las cuales va a trabajar.

Temperatura: 2°C – 28°C

Presión: 97 800 kPa

Humedad: 12% - 90%

El prototipo no va a ser sumergido ni expuesto ningún líquido, salvo en el caso de ser aceitado en algunas partes móviles. Este debe resistir impactos ocasionados por contacto accidental, sin que estos excedan la fuerza que venza la resistencia de los materiales y por ningún motivo podrá ser utilizado como herramienta de golpeo.

Tamaño

Se busca que el actuador tenga una carrera de operación de 40 cm, pero la altura real, contando las distancias de arranque y frenado y la base de soporte, no deberá rebasar 1.10 m. el ancho y la profundidad no será mayor a 30 cm.

Costo del Producto

De acuerdo con la investigación de mercado que se realizó, los costos de los componentes de este sistema son caros. No se puede economizar de manera importante. Para evitar la vibración se requiere de piezas de manufactura de alta precisión. Los sistemas de actuadores lineales preensamblados tienen un costo aproximado de \$6000 dólares estadounidenses y los costos por los servomotores o motores de corriente directa llegan hasta los \$3,500 dólares. Existe la manera de ahorrar un poco de dinero y esto es comprando solo los rieles que sirven como soportes, el tornillo sinfín y los bujes que son las correderas en lugar de un sistema preensamblado que ya existe en el mercado. Esto nos da un costo aproximado de \$2700 dólares.

Materiales

Las partes que conformaran el sistema deberán ser materiales con acabados que prevengan situaciones no deseadas como la corrosión o el desgaste.

Instalación

Este prototipo va a estar en un laboratorio, la instalación de este debe ser sencilla, con un sistema de soporte que brinde flexibilidad si el experimento tuviera que cambiarse de lugar.

Tiempo de servicio

Como se menciona en la sección 1.4.2. la vida de los actuadores electromecánicos, estos no se pueden cuantificar en tiempo, pero si en ciclos, y cualquier actuador, ya sea preensamblado o construido, nos ofrece una vida útil de por lo menos quinientos millones de ciclos con carga en operación.

Mantenimiento

El mantenimiento tiene el propósito de ser el mínimo requerido y el más sencillo posible, si algún componente del sistema falle o se rompe, será reemplazada, tomando en cuenta que quien lo haga, deberá tener conocimientos básicos de electrónica y mecánica

Facilidad de Manufactura

Este prototipo, no se va a fabricar. Pero es importante remarcar el hecho de que se va a realizar un ensamble de tecnologías ya hechas y probadas, por lo que solo se tiene que cuidar la compatibilidad de estas.

Calidad y Confiabilidad

Al término de este trabajo, con base en la investigación realizada y el proceso de diseño que se llevo a cabo en el sistema, es suficiente para garantizar una calidad alta y la confianza de llevar a cabo las tareas para las que fue concebido.

2.2. Diseño Conceptual

En esta parte, se van a generar conceptos que dan soluciones a los requerimientos de nuestro producto y cuyas soluciones se evalúan para seleccionar los conceptos que satisfagan a las especificaciones de diseño anteriormente expuestas.

2.2.1. Funciones

Como cualquier prototipo experimental, el actuador lineal que estamos diseñando tiene sistemas, que en conjunto forman el diseño total del prototipo. De acuerdo con la tabla 1.1 la mejor opción para nuestro problema es un actuador electro mecánico. Este actuador tiene dos sistemas principales el Eléctrico/Electrónico y el Mecánico. A su vez, estos sistemas son seccionados en subsistemas, los cuales, son ilustrados en el llamado diagrama de caja negra, figura 2.2.

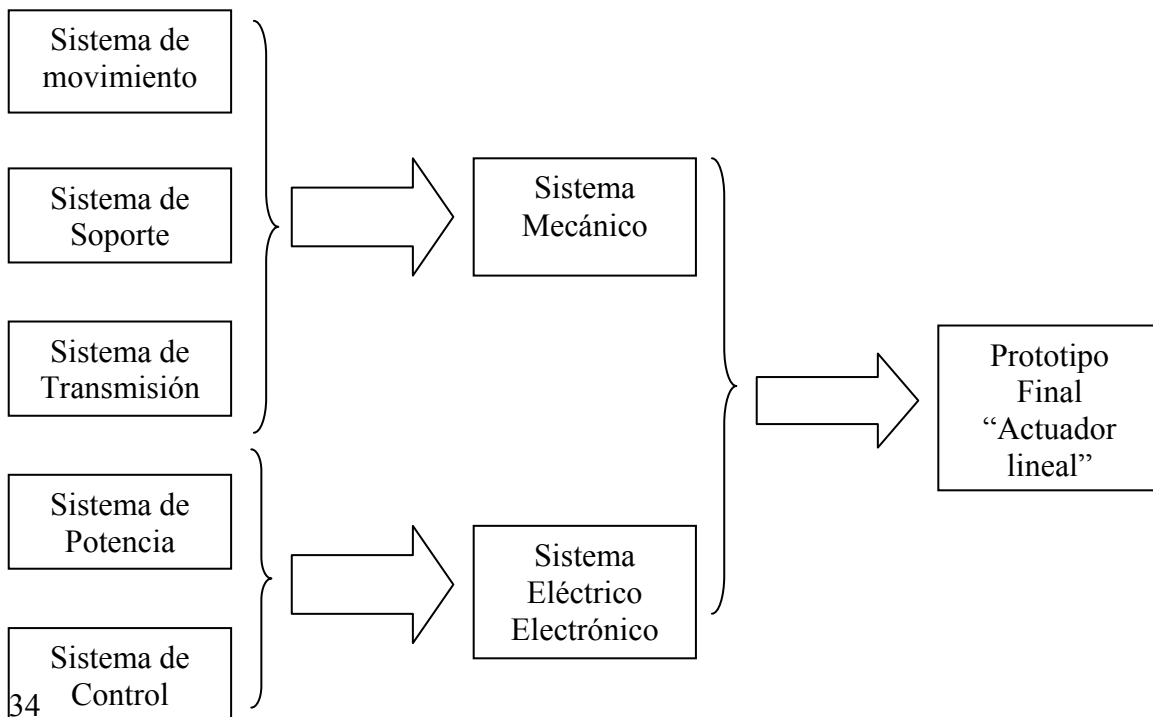


Fig. 2.2. sistemas del prototipo diagrama de caja negra.

2.2.2. Descripción de Funciones

Sistema Mecánico

Sistema de Movimiento

Este sistema engloba la parte que va a dar el movimiento requerido al sistema mecánico.

Nuestro diseño solo necesita un motor eléctrico para su puesta en marcha pero existen muchos tipos de motores dentro de los cuales los servomotores, motores a pasos y motores de corriente directa son los que destacan para aplicaciones de este tipo.

En nuestra investigación encontramos motores de distintas marcas comerciales. Estos tienen diferentes características como par, potencia, revoluciones y nos ofrecen una gama de soluciones por seleccionar.

Servo motores

En la sección 1.1.1. definimos a un servomotor como un tipo especial de motor de corriente continua que se caracteriza por su capacidad para posicionarse de forma inmediata en cualquier posición solicitada, dentro de su intervalo de operación. Para ello, el servomotor espera un tren de pulsos que corresponde con el movimiento a realizar.

Un servomotor es un motor que se utiliza cuando se requiere un control de la velocidad y posición más preciso.

Los servomotores poseen un *shaft encoder* (Encoder en el eje) en un motor de DC, el cual sensa la posición angular y la envía a un controlador, el cual ajusta el *current driving* (corriente inducida) del motor para de esta manera obtener la velocidad o posición deseada.



Fig. 2.3. Ejemplo de servomotor

Motor a pasos

Es un dispositivo electromagnético, rotativo, incremental que convierte pulsos digitales en rotación mecánica. La cantidad de giro es directamente proporcional al número de pulsos y la velocidad de rotación es relativa a la frecuencia de dichos pulsos.

Los motores a pasos son sistemas de lazo abierto, pero sin la información de sensores, no hay manera de saber si realmente las instrucciones se realizan correctamente (no existe retroalimentación de información). Mediante un servomotor obtenemos alta precisión, confiabilidad y alto desempeño del motor.



Fig. 2.4. Ejemplo de motores a pasos

Motor de corriente directa

Cuando la corriente pasa a través de la armadura de un motor de corriente directa, se genera un par de fuerzas por la reacción magnética, y la armadura gira. La revolución de la armadura induce un voltaje en las bobinas de ésta. Este voltaje es opuesto en la dirección al voltaje exterior que se aplica a la armadura, y de ahí que se conozca como voltaje inducido o fuerza contraelectromotriz. Esto es la razón por la cual, un motor de corriente directa puede girar en un sentido y en otro solo cambiando la polaridad del voltaje que le es suministrado. Cuando el motor gira más rápido, el voltaje inducido aumenta hasta que es casi igual al aplicado.

Esto da como resultado que la corriente sea pequeña, y la velocidad del motor sea constante siempre que el motor no esté bajo carga. Bajo carga, la armadura gira más lentamente, reduciendo el voltaje inducido y permitiendo que fluya una corriente mayor en la armadura. El motor puede así recibir más potencia eléctrica de la fuente, suministrándola y haciendo más trabajo mecánico.

Debido a que la velocidad de rotación controla el flujo de la corriente en la armadura, deben usarse aparatos especiales para arrancar los motores de corriente continua. Cuando la armadura está parada, ésta no tiene realmente resistencia, y si se aplica el voltaje de funcionamiento normal, se producirá una gran corriente, que podría dañar el conmutador y las bobinas de la armadura. El medio normal de prevenir estos daños es el uso de una resistencia de encendido conectada en serie a la armadura, para disminuir la corriente antes de que el motor consiga desarrollar el voltaje inducido adecuado.

Cuando el motor acelera, la resistencia de arranque se reduce gradualmente, tanto de forma manual como automática.

La velocidad a la que funciona un motor depende de la intensidad del campo magnético que actúa sobre la armadura, así como de la corriente de ésta. Cuanto más fuerte es el campo, más bajo es el grado de rotación necesario para generar un voltaje inducido. Por esta razón, la velocidad de los motores de corriente continua puede controlarse mediante la variación de la corriente del campo.

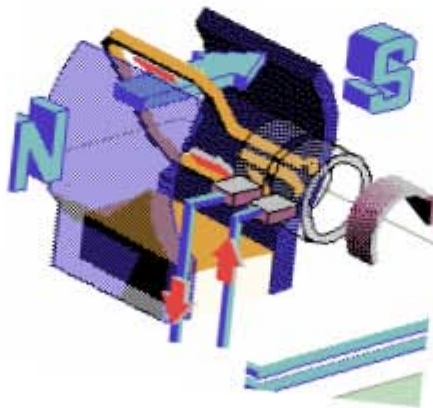


Fig. 2.5. Interior de un motor de corriente directa

Sistema de Soporte

Este sistema esta compuesto por partes que son tanto operacionales como de sujeción dentro del prototipo. El actuador lineal propuesto, es muy similar a la mesa de deslizamiento lineal (Fig 2.6.) y se documenta en la sección de antecedentes. Por tanto, el sistema de soporte esta dado por las barras guías laterales que dan firmeza y rigidez al sistema y por la estructura o carcaza que da sustento que servirá para posar al sistema y que también sostendrá todos los componentes restantes.



Fig. 2.6. Mesa Deslizante

Barras Guías

Existen en el mercado barras guías de diferentes estilos. En nuestra investigación encontramos los ejes tipo base (Figura 2.7.), que cuentan con rodamientos o bujes embalados que corren alrededor de ellos. También existen los ejes con cojinetes integrados (Figura 2.8.) y los perfiles tipo riel, estos últimos con correderas, ya sea de rodamiento de bala o de cilindros (Figura 2.9.).

Para fines prácticos, todos estos soportes nos ofrecen un excelente acabado superficial (tipo espejo), los cual nos garantiza un bajo coeficiente de fricción (0.001 en el caso de eje con cojinete integrado y de los ejes tipo base, con 2,267.96 kg como carga en movimiento sobre ellos) y poca vibración cuando una carga se mueve sobre su superficie. Otros beneficios del bajo coeficiente de fricción es el del empleo de motores menos potentes y por ende menos caros. Además, cualquiera de estos soportes tiene una excelente rigidez, que es un factor favorable para las aplicaciones de gran peso.



Fig. 2.7 ejes tipo base



Fig. 2.8. Ejes con cojinetes integrados



Fig. 2.9. Perfiles tipo riel

Carcaza y Base de Carga

Para esta parte del sistema de soporte se plantean dos placas. Una será del largo de las barras guías y será donde estas se sujeten. La otra placa, será de tamaño mas corto y será el puente que una los rodamientos que estarán en ambas barras guías.

Ambas placas deberán tener una rigidez buena y ser totalmente planas. Existen una gran variedad de materiales que podemos encontrar en el mercado, de los cuales destacan, la madera, aluminio y acero galvanizado.

Sistema de Transmisión

Nuestro actuador tiene un desplazamiento lineal, por lo que debe existir un sistema que transmita el movimiento proporcionado por el motor. Dicho sistema y tratándose de un actuador lineal, se reduce a la utilización de un tornillo sinfin acoplado a un motor eléctrico. Dicho tornillo debe tener propiedades como alta resistencia a la torsión, resistencia a la flexión y un buen acabado superficial. Unido a este tornillo, debe haber una tuerca (Fig. 2.10. Ensamble de tuerca y tornillo embalado) que corra en él para convertir el movimiento rotacional del tornillo a un movimiento lineal de la base que se va a desplazar.

Como única alternativa que cumple los requerimientos de diseño, encontramos los ensambles de tornillos embalados. Dichos tornillos tienen un coeficiente de fricción de 0.007 entre la cuerda del tornillo y la tuerca embalada.



Fig. 2.10. Ensamble de tuerca y tornillo embalado

Sistema Eléctrico-Electrónico

Sistema de Potencia

Este sistema refiere a toda la fuente de poder que ayuda a activar todos los sistemas simultáneamente, esto es, la fuente que energiza al prototipo.

En el sistema solo tenemos un elemento de potencia: un motor eléctrico. A pesar de ser solo un elemento, tenemos tres opciones para mover nuestro sistema, un motor de corriente directa, un servomotor y un motor a pasos. Esto nos lleva a considerar que la fuente de poder depende del tipo de motor que se tenga.

De las opciones que encontramos las baterías son una opción, aunque estas sean renovables o no renovables. Existen pilas de Cinc-Carbono, oxido de Plata y Alcalinas, obviamente de diferentes voltajes y por ende diferente fuerza electromotriz. Otra opción es la de conectar

el motor a una fuente de voltaje, este tipo de dispositivo es regulable, parámetros como voltaje y corriente los podemos controlar de acuerdo con el tipo de motor que estemos moviendo y a sus características.

Sistema de Control

El sistema de control tiene la función de poner en marcha al sistema, pero al mismo tiempo debe regular y coordinar las operaciones de todos los sistemas en conjunto.

El giro de un motor eléctrico se transmite a un tornillo sinfín y este movimiento rotacional se convierte en un movimiento lineal, con una cierta velocidad y una carrera de doble efecto. Se debe regular el paso del voltaje que llega al motor, esto nos ayuda para poder controlar las revoluciones por minuto a las cuales gira. A su vez, el giro es el responsable del control de la velocidad lineal en el ascenso y descenso de la carga que estamos moviendo. Existen varios dispositivos electrónicos capaces de realizar esta tarea, a continuación enlistamos las opciones de control para sistemas electromecánicos:

- Microcontroladores
 - Microprocesadores
 - Compuertas electrónicas
 - Variador de frecuencia
 - Variador de voltaje
 - Control de polaridad
 - Sensores
- } Dispositivos Auxiliares
De Control

2.2.3. Selección de conceptos y Matrices de Decisión

En la sección anterior describimos las funciones que componen al prototipo, de las cuales se generaron elementos para ser seleccionados y escoger la mejor opción para ese sistema. Las matrices de decisión se basan en una matriz morfológica en la cual se resumen las alternativas para cada sistema.

Las matrices de decisión resumen las alternativas y los parámetros de diseño para evaluarlas. A estos parámetros se le da un valor percentil de 0 a 1 el cual es multiplicado por una calificación que le asignemos a cada uno y esa es la calificación de cada uno de ellos. Esos porcentajes son asignados de acuerdo con la importancia que tenga cada criterio, es decir si para el sistema de soporte tiene mayor relevancia la resistencia del material que la estética, esta obtiene un mayor porcentaje. Según Pugh [1], Espinosa [2] y Ullman [3] los parámetros para evaluar las alternativas deben comparar la importancia que tienen unos con otros para el sistema y después asignarle un valor percentil obtenido mediante el método lógico digital. De acuerdo con Kutz [21] en este método es necesario que al comparar dos parámetros de diseño se asigne un uno al parámetro más importante y un cero al de menor importancia. El total de posibles decisiones esta dado por:

$$N = \frac{n(n-1)}{2}$$

Donde N es el numero de posibles decisiones y n es el numero de parámetros que se esta comparando. En la tabla 2.1 se ilustra este método.

		Número de decisiones positivas $N = n(n-1)/2$											
Parámetros	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Decisiones positivas	Coefficiente percentil α	
1	1	1	0	1							3	0.3	
2	0				1	0	1				2	0.2	
3		0			0			1	0		1	0.1	
4			1			1		0		0	2	0.2	
5				0			0		1	1	2	0.2	
Número total de decisiones											10	$\Sigma\alpha=1.0$	

Tabla 2.1. Determinación de la importancia de los parámetros mediante el método lógico digital

El coeficiente percentil α se obtiene del cociente de decisiones positivas entre el número total de decisiones y ese es el porcentaje de importancia que se coloca en la matriz de decisión. Se observa que esta división arrojará un número decimal y que en nuestro caso redondeamos a tres decimales, debido a esto la suma del coeficiente α puede llegar a ser solo un poco mayor a uno.

La escala de calificación es la siguiente:

- 0 solución inútil
- 6 solución pobre
- 7 solución tolerable
- 8 muy buena solución
- 9 excelente solución
- 10 solución ideal

La tabla 2.2. es la matriz morfológica, la cual resume las alternativas que se proponen para cada sistema.

La tabla 2.3.b. es la matriz de decisión para el sistema de soporte (matriz de soporte I: carcasa y base de carga). Los parámetros que contiene esta matriz son: rigidez, costo de manufactura bajo (puesto que esto se tiene que maquinar), acabado superficial, tiempo de manufactura, estética, maquinabilidad y funcionabilidad. Los percentiles se basan en la tabla 2.3.a.

Debido a las características de las alternativas de la matriz de soporte II (tabla 2.4.b.) no se va a manufacturar ninguna pieza, pero se requiere como principales parámetros que tengan un buen acabado superficial, independencia de otros sistemas de soporte, acoplamiento a la base (carcasa) y funcionabilidad. Los percentiles se pueden ver en la tabla 2.4.a.

La tabla 2.5.b. es la matriz de movimiento, en ella se evalúan cuatro parámetros para escoger la mejor opción de un motor eléctrico. Los criterios mas importantes son la facilidad en el control, rango de potencia (en este criterio se considera el costo debido a que un motor mas potente es mas caro), funcionalidad y acoplamiento a la transmisión. Los percentiles se encuentran en la tabla 2.5.a.

De acuerdo con las necesidades del sistema, en la matriz de decisión del sistema de transmisión solo se propone una opción que cumple idealmente con los criterios a evaluar (tabla 2.6.b.) y sus percentiles se encuentran en la tabla 2.6.a. Dichos parámetros son la

facilidad de movimiento de carga, resistencia a la torsión. Resistencia a la flexión y acabado superficial.

La tabla 2.7.b. es la matriz del sistema de potencia, en esta matriz se evalúan tres parámetros, la conexión al motor, el rango de voltajes y el tamaño para su transportación. En la tabla 2.7.a. se pueden observar los percentiles.

La tabla 2.8.b. es la matriz del sistema de control, esta matriz es importante ya que este sistema es por el cual el actuador controla su movimiento de acuerdo con nuestras necesidades. Los parámetros son: independencia de software, facilidad de instalación, facilidad de adquisición, mantenimiento y seguridad en la funcionalidad. Estos parámetros obtienen sus valores de la tabla 2.8.a.

Tabla 2.2. Matriz Morfológica

matriz morfológica

<i>Sistemas</i>		<i>Alternativas</i>				
<i>SopORTE ESTRUCTURA (Carcaza y Base de Carga)</i>		Madera	Aluminio solera	Placa de Acero Galvanizado	Acrílico	Fibra de Vidrio
<i>SopORTE GúÍas</i>		Ejes Tipo Base	Ejes con Cojinetes Integrados	Perfil Tipo Riel de Bala	Perfil Tipo Riel de Cilindro	
<i>Movimiento</i>		Motor de Corriente Directa	Servomotores	Motores a Pasos		
<i>Transmisión</i>		Tornillos Embalados Sinfin				
<i>Potencia</i>		Pilas	Fuente de Voltaje			
<i>Control</i>		Microcontrolador	Microprocesador	Compuertas y Conexiones Electrónicas		

	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	2/3	2/4	2/5	2/6	2/7	3/4	3/5	3/6	3/7	4/5	4/6	4/7	5/6	5/7	6/7	Decisiones Positivas	α	%
1	rigidez	1	1	1	1	1																6	0.286	28.6
2	costo manufactura	0					0	0	1	0	1											2	0.095	9.5
3	acabado superficial		0				1					1	0	0	0							2	0.095	9.5
4	tiempo de manufactura			0				1				0				0	0	0				1	0.048	4.8
5	estética				0				0				1			1			1	0		3	0.143	14.3
6	maquinabilidad					0				1				1			1		0		0	3	0.143	14.3
7	funcionalidad						0				0				1			1		1	1	4	0.190	19.0
																						21	1	100

Tabla 2.3.a. para la matriz de soporte I

	1/2	1/3	1/4	1/5	2/3	2/4	2/5	3/4	3/5	4/5	Decisiones Positivas	α	%
1	independencia con sistemas de soporte auxiliares	0	0	1	0						1	0.100	10.0
2	acoplamiento a la base	1			0	0	0				1	0.100	10.0
3	acabado superficial		1		1			1	1		4	0.400	40.0
4	funcionalidad			0		1		0		0	1	0.100	10.0
5	rigidez				1		1		0	1	3	0.300	30.0
											10	1	100

Tabla 2.4.a. para la matriz de soporte II

	1/2	1/3	1/4	2/3	2/4	3/4	Decisiones Positivas	α	%
1	facilidad de control	1	0	0			1	0.167	16.7
2	rango de potencias	0			1	0	1	0.167	16.7
3	acoplamiento a la transmisión		1		0	0	1	0.167	16.7
4	funcionalidad			1		1	3	0.500	50.0
							6	1	100

Tabla 2.5.a. para la matriz de movimiento

		1/2	1/3	1/4	2/3	2/4	3/4	Decisiones Positivas	α	%
1	facilidad de movimiento de carga	1	0	0				1	0.167	16.7
2	resistencia a la torsión			1	1	0		2	0.333	33.3
3	resistencia a la flexión		1		0		0	1	0.167	16.7
4	acabado superficial	0				1	1	2	0.333	33.3
								6	1	100

Tabla 2.6.a. para la matriz de transmisión

		1/2	1/3	2/3	Decisiones Positivas	α	%
1	conexión al motor	1	0		1	0.333	33.3
2	rango de voltajes	0		1	1	0.333	33.3
3	tamaño reducido para transportación		1	0	1	0.333	33.3
					3	1	100

Tabla 2.7.a. para la matriz de potencia

		1/2	1/3	1/4	1/5	2/3	2/4	2/5	3/4	3/5	4/5	Decisiones Positivas	α	%
1	independencia de software	1	1	0	0							2	0.222	22.2
2	facilidad de instalación	0				1	1	0				2	0.222	22.2
3	facilidad de adquisición		0			0			1	0		1	0.111	11.1
4	facilidad de mantenimiento			1			0		0			1	0.111	11.1
5	seguridad en la funcionalidad				1			1		1		3	0.333	33.3
												9	1	100

Tabla 2.8.a. para la matriz de control

Tabla 2.3.b. Matriz de Soporte I

Sistema de Soporte (Carcaza y Base de Carga)

<i>Concepto</i>	<i>Parámetros</i>							Total
	<i>Rigidez</i>	<i>Funcionalidad</i>	<i>Maquinabilidad</i>	<i>Estética</i>	<i>\$ Manufactura Bajo</i>	<i>Acabado Superficial</i>	<i>Tiempo de Manufactura</i>	
	0.286	0.190	0.143	0.143	0.095	0.095	0.048	
<i>Madera</i>	8 / 2.288	9 / 1.71	9 / 1.287	8 / 1.144	9 / 0.855	8 / 0.76	9 / 0.432	8.476
<i>Aluminio Solera</i>	9 / 2.574	9 / 1.71	8 / 1.144	9 / 1.287	9 / 0.855	9 / 0.855	9 / 0.432	8.857
<i>Acero Galvanizado</i>	10 / 2.86	8 / 1.52	7 / 1.001	8 / 1.144	6 / 0.57	8 / 0.76	8 / 0.384	8.239
<i>Acrílico</i>	7 / 2.002	7 / 1.33	8 / 1.144	9 / 1.287	8 / 0.76	10 / 0.95	8 / 0.384	7.857
<i>Fibra de Vidrio</i>	6 / 1.716	7 / 1.33	7 / 1.001	9 / 1.287	6 / 0.57	10 / 0.95	7 / 0.336	7.19

Tabla 2.4.b. Matriz de Soporte II

Sistema de Soporte (Guías)

<i>Concepto</i>	<i>Parámetros</i>					Total
	<i>Acabado Superficial</i>	<i>Rigidez</i>	<i>Acoplamiento a la base</i>	<i>Independencia de otros sistemas de Soporte Auxiliares</i>	<i>Funcionalidad</i>	
	0.400	0.300	0.100	0.100	0.100	
<i>Ejes Tipo Base</i>	10 / 4.0	10 / 3.0	10 / 1.0	10 / 1.0	10 / 1.0	10
<i>Ejes Con Cojinetes Integrados</i>	10 / 3.0	10 / 3.0	7 / 0.7	10 / 1.0	10 / 1.0	8.7
<i>Perfil Tipo Riel de Bala</i>	10 / 3.0	10 / 3.0	8 / 0.8	0 / 0.0	10 / 1.0	7.8
<i>Perfil Tipo Riel de Cilindro</i>	10 / 3.0	10 / 3.0	8 / 0.8	0 / 0.0	10 / 1.0	7.8

Tabla 2.5.b. Matriz de Movimiento

Sistema de Movimiento

<i>Concepto</i>	<i>Parámetros</i>				Total
	<i>Funcionalidad</i>	<i>Rango de Potencias</i>	<i>Facilidad de control</i>	<i>Acoplamiento a la transmisión</i>	
	0.500	0.167	0.167	0.167	
<i>Motor de Corriente Directa</i>	10 / 5.0	10 / 1.67	10 / 1.67	10 / 1.67	10.01
<i>Servomotores</i>	10 / 5.0	10 / 1.67	8 / 1.336	8 / 1.336	9.342
<i>Motores a Pasos</i>	8 / 4.0	8 / 1.336	6 / 1.002	8 / 1.336	7.674

Tabla 2.6.b. Matriz de Transmisión

unam • fac. ingeniería • transmisión •

Sistema de Transmisión

<i>Concepto</i>	<i>Parámetros</i>				Total
	<i>Acabado superficial</i>	<i>Resistencia a Torsión</i>	<i>Resistencia a la Flexión</i>	<i>Facilidad de Movimiento de Cargas</i>	
	0.333	0.333	0.167	0.167	
<i>Tornillos Embalados Sinfin</i>	10 / 3.33	10 / 3.33	10 / 1.67	10 / 1.67	10

Tabla 2.7.b. Matriz de Potencia

unam • fac. ingeniería • potencia •

Sistema de Potencia

<i>Concepto</i>	<i>Parámetros</i>			Total
	<i>Conexión al Motor</i>	<i>Rango de Voltajes</i>	<i>Tamaño Reducido para Transportación</i>	
	0.333	0.333	0.333	
<i>Baterías</i>	8 / 2.664	8 / 2.664	10 / 3.33	8.658
<i>Fuente de Voltaje</i>	10 / 3.33	10 / 3.33	8 / 2.664	9.324

Tabla 2.8.b. Matriz de Control

Sistema de Control

<i>Concepto</i>	<i>Parámetros</i>					Total
	<i>Seguridad en la Funcionalidad</i>	<i>Independencia de Software</i>	<i>Facilidad de Instalación</i>	<i>Facilidad de Adquisición</i>	<i>Facilidad de Mantenimiento</i>	
	0.333	0.222	0.222	0.111	0.111	
<i>Micro controlador</i>	9 / 2.997	7 / 1.554	7 / 1.554	10 / 1.11	7 / 0.777	7.992
<i>Micro procesador</i>	9 / 2.997	0 / 0.0	6 / 1.332	10 / 1.11	8 / 0.888	6.327
<i>Compuertas y Conexiones Electrónicas</i>	9 / 2.997	10 / 2.22	9 / 1.998	10 / 1.11	9 / 0.999	9.324

2.3. *Diseño de configuración*

Una vez que se formulan las matrices y son evaluadas en cada parámetro, se obtienen los parámetros y conceptos suficientes para escoger la configuración final del sistema. Esta configuración pasa a la etapa de diseño de detalle para ser afinada y se resume a continuación.

Esta es la configuración final, esta resumida por sistemas de acuerdo con las evaluaciones obtenidas en las matrices de decisión.

El prototipo queda muy delimitado y todas esas opciones se van a analizar con mayor profundidad en el siguiente capítulo “diseño de detalle”.

Configuración Final

Sistema de Soporte

- Estructura y Carcaza: Aluminio Solera
- Guías: Eje Tipo Base

Sistema de Movimiento

- Motor de Corriente Directa

Sistema transmisión

- Tornillo Embalado Sinfin

Sistema de Potencia

- Fuente de Voltaje

Sistema de Control

Compuertas y Conexiones Electrónicas

Capítulo 3

Diseño de Detalle

3.1. Cálculos Generales y Modelos Matemáticos

Esta sección comprende los detalles que delimitan a nuestro prototipo. Es decir, los cálculos que permiten hacer la mejor elección en cada sistema, basándonos en el diseño de configuración en el cual se resume la configuración final para cada sistema que compone al dispositivo.

No todos los sistemas del prototipo contienen cálculos que afecten en el diseño o en el funcionamiento del dispositivo por lo que hay que calcular solo las variables que de manera directa tienen relevancia como en el sistema de transmisión y el de soporte de guías..

Sistema de Soporte

- Guías: Eje Tipo Base

El actuador que se está construyendo es uno del tipo Sistema Lineal Deslizante, de los cuales hablamos en los antecedentes. Su línea de acción es vertical, por lo tanto el funcionamiento del actuador comienza con la acción rotativa del motor que está acoplado al tornillo sinfín y este a su vez está interconectado con las guías por medio de una placa con cuatro apoyos que corren sobre la guía.

Como se muestra en la figura 3.1., en los apoyos (1, 2, 3 y 4) recae el peso de la carga que se esta desplazando verticalmente. Se han colocado ejes de referencia para poder calcular los valores de las fuerzas que actúan sobre los puntos mencionados, por lo tanto estos puntos de apoyo tienen una carga puntual descompuesta en 2 componentes perpendiculares al eje axial de la guía.

Suponiendo que el peso de la cámara se concentre a una distancia d_2 del eje axial de las guías y una distancia d_3 de separación entre las guías, éste produce un momento y una descomposición de fuerzas sobre los puntos de apoyo.

Sobre el eje “Y”, están actuando cuatro cargas, F_{1Y} y F_{4Y} en sentido negativo del eje y con la misma línea de acción y F_{2Y} y F_{3Y} en sentido positivo del eje y también sobre la misma línea de acción, las líneas de acción de las fuerzas están separadas a una distancia d_0 y el peso está colocado a una distancia d_3 , que es la distancia entre ejes de las guías. Sobre el eje “X”, están actuando cuatro cargas, F_{1X} y F_{4X} en sentido positivo del eje y con líneas de acción paralelas y F_{2X} y F_{3X} en sentido negativo del eje y también con líneas de acción paralelas entre si, las líneas de acción de las fuerzas están separadas a una distancia d_0 y el peso está colocado a una distancia d_2 del eje axial de las guías.

Si el objeto de estudio es el carro, se debe de tomar en cuenta que las reacciones deben de ir en sentido contrario, esto solo para efecto de mantener el equilibrio estático.

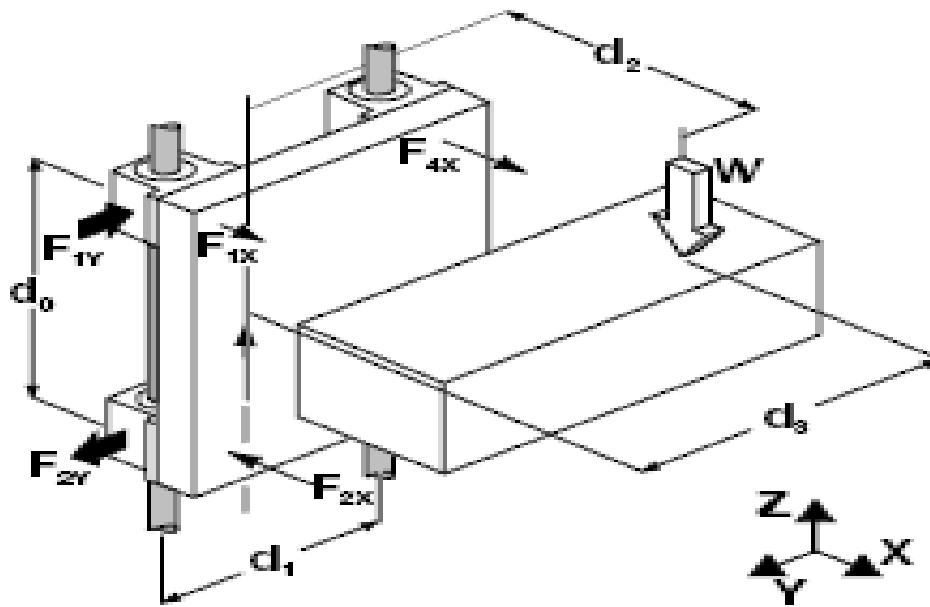


Fig. 3.1. Fuerzas que actúan sobre las barras y apoyos

Calculando las fuerzas puntuales y proponiendo que:

$$d_0 = 10 \text{ cm}$$

$$d_1 = 20 \text{ cm}$$

$$d_2 = 9 \text{ cm}$$

$$d_3 = 15 \text{ cm}$$

En el eje X

$$\begin{aligned} F_{1X} \approx F_{4X} &= \frac{W}{2} * \frac{d_2}{d_0} \\ &= \frac{98.1 \text{ N}}{2} * \frac{9 \text{ cm}}{10 \text{ cm}} \\ &= 44.145 \text{ N} \end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned} F_{1X} + F_{4X} &\approx F_{2X} + F_{3X} \\ 44.145 + 44.145 &\approx F_{2X} + F_{3X} \\ \therefore F_{2X} + F_{3X} &\approx 88.29 \end{aligned}$$

En el eje Y

$$\begin{aligned} F_{1Y} \approx F_{4Y} &= \frac{W}{2} * \frac{d_3}{d_0} \\ &= \frac{98.1 \text{ N}}{2} * \frac{15 \text{ cm}}{10 \text{ cm}} \\ &= 73.575 \text{ N} \end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned} F_{1Y} + F_{4Y} &\approx F_{2Y} + F_{3Y} \\ 73.575 + 73.575 &\approx F_{2Y} + F_{3Y} \\ \therefore F_{2Y} + F_{3Y} &\approx 147.15 \end{aligned}$$

Calculando los momentos

$$M = F * d$$
$$W = 98.1 N$$

Respecto a las componentes de X...

$$M_{1,4} = 98.1 N * d_2 = 98.1 N * 0.09 m = 8.829 N * m$$
$$M_{2,3} = 98.1 N * d_2 = 98.1 N * 0.09 m = 8.829 N * m$$

Respecto a las componentes en Y...

$$M_{1,2} = 98.1 N * d_3 = 98.1 N * 0.15 m = 14.715 N * m$$
$$M_{3,4} = 98.1 N * (d_1 - d_3) = 98.1 N * (0.20 - 0.15) m = 98.1 N * (0.05) m = 4.905 N * m$$

Como se puede observar, los resultados tendrán una variación de acuerdo con las distancias d_0, d_1, d_2 y d_3 , por lo tanto y para fines de diseño de este dispositivo fijaremos las longitudes tal como se propusieron para el cálculo de fuerzas y momentos.

Otra observación en el análisis de las fuerzas que actúan sobre las guías, es que las fuerzas no recaen de manera directa en ellas. La parte que recibe la carga es el tornillo y la tuerca. Además no existe la deflexión sobre la longitud de éstas debido a que la aplicación es vertical. No hay una fuerza que directamente actúe perpendicular al eje axial de las guías, por lo tanto estas no se doblan.

Sistema transmisión

- Tornillo Embalado Sinfín

Esta parte del dispositivo es de gran importancia en el diseño. De acuerdo con la parte de antecedentes que se plantea en el inicio, el sistema que estamos diseñando es un actuador del tipo de sistemas lineales deslizantes, por tanto y de acuerdo con las características en las aplicaciones de estos sistemas (manejo de equipo delicado), necesitamos un tornillo y una tuerca embalada que brinde un avance muy regulado para el control de la posición y de la velocidad de la cámara que se ésta manipulando.

Tanto el tornillo como la tuerca deben de cumplir con un acabado superficial de excelente calidad. Estos tipos de ensambles son armados después de rectificar las piezas y verificar el bajo coeficiente de fricción que existe entre ellos (aproximadamente de 0.007). En la figura 3.2. observamos la constitución interna de estos ensambles. Podemos observar que la manera en que están colocados los balines permite reducir la fricción entre el tornillo y la tuerca.



Fig. 3.2. Vista interna del ensamble tornillo – tuerca.

De acuerdo con el “Balls & Lead Screws, Manufacturer’s Manual, Thomson” [4], la mejor opción que se ofrece de un tornillo que se adapta a las características que necesitamos, la brindan los tornillos de acabado fino.

Cualquier tornillo tiene 2 medidas principales, el paso o avance y el diámetro. Para obtener un avance controlado y de acuerdo con nuestra necesidad se recomienda un tornillo con un paso y un diámetro de la misma medida. Con estos datos se desprenden cálculos que servirán para la elección del motor más adecuado que va a mover al sistema.

Nom. Diam.	Lead	Nut Type	Nut Dimensions [mm]											
d_0 [mm]	P_{10} [mm]		D_1 g6	D_4	D_5	D_6 H12	L ± 1	L_1 +2	L_3 -0.5	L_7 H13	L_8 H13	Net Weight		Ball Ø (Dw) [mm]
												[kg/m]	[lb/ft]	
12	5	FK	25.5	32	4.6	40	14	11	5.5	12	28	0.1	0.22	1.984
16	5	FK	28	38	5.5	48	48.5	10	5.5	10	40	0.25	0.55	3.500
20	5	FK	36	47	6.6	58	48.5	10	5.5	10	44	0.35	0.77	3.500
20	20	FH	36	47	6.6	58	59	20	14	10	44	0.45	0.99	3.500
25	5	FK	40	51	6.6	62	49	10	6	10	48	0.37	0.82	3.500
25	10	FH	40	51	6.6	62	51	9	16	10	48	0.45	0.99	3.500
25	25	FH	40	51	6.6	62	71	20	15.5	10	48	0.55	1.21	3.500
32	5	FK	50	65	9	80	57	10	6	12	62	0.7	1.54	3.500
32	10	FK	50	65	9	80	73	16	6	12	62	0.8	1.76	5.556
32	20	FH	56	71	9	86	83	25	19	22	68	1.4	3.09	5.556
40	5	FK	63	78	9	93	66	10	7	14	70	1.2	2.65	3.500
40	5	FK	63	78	9	93	88.5	16	7	14	70	1.4	3.09	7.144
40	20	FH	63	78	9	93	83	25	19.5	14	70	1.6	3.53	5.556
40	5	FH	70	85	9	100	104	25	21	14	77	2.4	5.29	7.144
50	10	FK	75	93	11	110	92	16	7	16	85	2	4.41	7.144
50	25	FH	75	93	11	110	85	16	22	16	85	2.2	4.85	6.350
63	5	FK	90	108	11	125	103.5	16	7	18	95	3	6.61	7.144
63	10	FH	95	115	13.5	135	86	18	24	20	100	3.8	8.38	7.144
80	20	FK	105	125	13.5	145	121	16	9	20	110	3.9	8.6	7.144

Tabla 3.1. Balls & Lead Screws, Manufacturer’s Manual, Thomson [4]

De acuerdo con la tabla 3.1 existen dos opciones de tornillo, 20x20 y 25x25, de los cuales escogeremos el tornillo de 25x25. Ambas opciones ofrecen un buen avance en la velocidad pero entre mas grande sea el paso del tornillo, la tuerca que esta a su alrededor va a avanzar mas rápido y se puede emplear un motor menos robusto para hacer girar con mayor

velocidad al tornillo. Por lo tanto, con el tornillo de 25x25 podemos tener un avance mas rápido y controlable.

La velocidad que interesa controlar es la velocidad de avance lineal de la tuerca. Por lo tanto se debe obtener un modelo matemático que relacione a la velocidad lineal con la velocidad angular del giro del tornillo.

Como se menciona en el párrafo anterior, entre mas grande sea el paso del tornillo mas rápido va a avanzar la tuerca que esta a su alrededor, es decir, el paso del tornillo es inversamente proporcional a las vueltas por unidad de tiempo que el tornillo de (rpm's). Al mismo tiempo las revoluciones por minuto son directamente proporcionales con la velocidad lineal que da el avance de la tuerca. De toda esta afirmación tenemos que:

$$n = \frac{\text{Velocidad lineal}}{\text{Paso del tornillo}}$$

Sustituyendo los valores de 25cm/s (dato de diseño) y el paso del tornillo escogido

$$n = \frac{25 \left[\frac{cm}{s} \right] * \frac{60s}{1 \text{ min}}}{2.5 [cm]} = 600 \text{ rpm}$$

n = 600 rpm es la velocidad de giro que necesitamos, para que la velocidad de la tuerca sea de 25 cm/s, que es la velocidad propuesta como parte del dispositivo.

En el tornillo y la tuerca recae la acción de la fuerza de la carga operativa. El tornillo va a girar y la tuerca también, eso lleva a pensar que existe un torque en su movimiento y entre ellos, dicha torsión tiene un valor más grande en ascenso que en descenso, esto gracias a la

gravedad. En la figura 3.3. se visualiza la acción de las fuerzas y el efecto que estas producen.

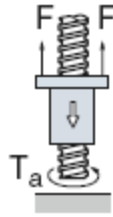


Figura 3.3 acción y efecto de las fuerzas que actúan sobre el tornillo.

El torque de ascenso (o ida) lo podemos calcular como:

$$T_{ida} = \frac{F * P}{e 2\pi} = \frac{98.1[N] * 0.025[m]}{0.9 * 2 * 3.14159} = 0.4336[N * m]$$

Donde

F = carga operativa de 10kg o 98.1N

P = paso del tornillo = 25mm = 0.025m

e = eficiencia = 0.90

Y con las mismas consideraciones podemos obtener el torque de descenso o regreso como:

$$T_{regreso} = \frac{F * P * e}{2\pi} = \frac{98.1 * 0.025 * 0.9}{2 * 3.14159} = 0.3513[N * m]$$

Se puede comprobar a través de estos resultados que el torque de regreso es menor que el de ida. Por lo tanto se requiere menos trabajo hacer que la cámara descienda a su posición original. El valor de 10 kilogramos se obtiene considerando que el ensamble tornillo – tuerca, no solo iba a empujar la carga de la cámara sino también las placas que sirven de base y los apoyos.

Eficiencia

El valor de la eficiencia que se ocupa para obtener el valor del torque es de 0.9, ¿por qué 0.9? Este valor según “Balls & Lead Screws, Manufacturer’s Manual, Thomson” [4] nos da la eficiencia práctica del tornillo con una carga en movimiento de acuerdo con las pruebas realizadas por el fabricante. Este valor contempla factores como temperatura, lubricación y velocidad variable. Se hacen varias pruebas a diferentes cargas y el promedio de sus eficiencias es el valor práctico que se ocupará para el caso general de cualquier tornillo.

Así como existe un valor práctico para la eficiencia, también podemos calcular uno teórico. Podemos afirmar que la eficiencia de un ensamble tornillo – tuerca, depende directamente de su geometría y como sus cuerdas son las que están en contacto directo, la geometría de estas son un factor importante para determinar la eficiencia teórica. Las cuerdas en tornillos y tuercas son un espiral alrededor de un eje. Dicho espiral esta en relieve y por ende tiene dos ángulos, uno de inclinación perpendicular respecto al eje longitudinal de la pieza, llamado ángulo de paso φ y otro ángulo respecto al eje longitudinal de la misma pieza llamado ángulo de fricción ρ que es proporcionado por los fabricantes de tornillos, de acuerdo con las aplicaciones en las que se utilizan.

Así pues, tenemos que:

$$\tan \varphi = \frac{P_{ho}}{d_o \pi} \quad \text{Pero} \quad P_{ho} (\text{paso}) = d_o (\text{diametro}) = 25\text{mm}$$

$$\therefore \varphi = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\pi} \right)$$

$$\varphi = 17.66^\circ$$

Y como la eficiencia depende de la relación de ángulos, tenemos que:

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho)}$$

Sustituyendo con $\rho = 0.23^\circ$

$$\eta = \frac{\tan 17.66^\circ}{\tan(17.66^\circ + 0.23^\circ)}$$

$$\eta = 0.9862$$

El valor obtenido es mayor a 0.9 (valor práctico), pero esta eficiencia no depende de factores reales tales como desgaste, lubricación, calentamiento y tolerancias en la manufactura es por ello que el valor se incrementa.

Hemos estado hablando del torque existente en el ensamble tornillo – tuerca, pero éste no es solo un factor que calcular porque si. Este valor del torque es el mínimo requerido para mover la carga operativa hacia arriba y hacia abajo.

Este movimiento ya no depende solo del tornillo, aquí entra el motor que aporta el movimiento al sistema.

Existe una gran variedad de motores de corriente directa (parte del diseño de configuración) pero todos con características diferentes. Para poder escoger un motor es necesario saber que torque y potencia se necesitan en nuestra aplicación y de acuerdo con eso y con la tabla de configuración de los motores (proporcionada por el fabricante), se podrá escoger el modelo que satisfaga adecuadamente a nuestra necesidad.

Para calcular la potencia que se requiere para mover la carga operativa utilizamos nuevamente las características geométricas y de giro del tornillo, por lo cual tenemos:

$$Pot = \frac{F * P * n}{(3.96 \times 10^5) * e}$$

Donde

$F =$ carga operativa $[lb_f]$

$P =$ paso del tornillo $[in]$

$n =$ velocidad angular $[rpm]$

$e =$ eficiencia

Considerando las siguientes equivalencias:

$$1 lb_f = 0.4536 kg_f = 4.4482 N$$

$$1 in = 2.54 cm = 0.0254 m$$

Por lo tanto: 98.1 N de carga operativa = 22.05 lb_f y 25 mm de paso de tornillo = 0.9842

in \approx 1 in

Sustituyendo:

$$Pot = \frac{(22.05) * (1) * (600)}{(3.96 \times 10^5) * (0.9)}$$

$$Pot = 0.037127 HP$$

Para el torque tenemos que: 0.4336 N*m = 3.84 lb*in

Así pues tenemos que se requiere un motor que otorgue un torque de 3.84 lb*in y una potencia de 0.037127 HP.

No vamos a encontrar un motor con esos valores exactos, pero debemos buscar uno que satisfaga las características deseadas. Como parte de la investigación se brinda el siguiente ejemplo de un motor marca Dayton¹ el cual de acuerdo con su la ficha técnica ofrece:



<u>Key</u>	<u>Catalog #</u>	<u>HP @</u>		<u>RPM @</u>		<u>Torque</u> <u>in.-</u> <u>Lbs.</u>	<u>AMPS</u>	<u>WGT</u>	<u>Price</u>
		<u>12VDC</u>	<u>24VDC</u>	<u>12VDC</u>	<u>24VDC</u>				
C	4Z144	<u>1/14</u>	<u>1/6</u>	<u>1750</u>	<u>4200</u>	2.56	6.9	7#	\$135.35
C	4Z143	<u>1/7</u>	<u>1/4</u>	<u>1750</u>	<u>3900</u>	5.63	14.0	10#	\$157.00
C	4Z529	<u>1/6</u>	<u>1/3</u>	<u>1800</u>	<u>4200</u>	6.38	16.5	11#	\$175.50

Podemos afirmar que de acuerdo con la ficha, el motor que cumple con las especificaciones buscadas es el modelo 4Z143, ya que el 4Z144 no nos brinda el torque mínimo requerido y el 4Z529 esta demasiado sobrado. Además de 0.14 HP (1/7 en el modelo de 12V) que es suficiente para mover la carga operativa ya que la potencia que necesitamos tan solo es de 0.037127 HP.

¹ Ejemplo tomado de www.electricwarehouse.com/DaytonDCElectricMotorsDCElectricMotor2.htm [6]

3.2. Control

Cuando el dispositivo comience a operar para poner en movimiento a la cámara de video, este va a necesitar un sistema de control que regule la velocidad lineal de la base para la cámara. Esta velocidad depende de manera directa de la velocidad de giro de la tuerca y el tornillo. Por ultimo la velocidad del ensamble tuerca – tornillo depende del giro del motor que se conecta al mismo eje. Esta conexión se discute en el capítulo siguiente.

Como se menciona en la sección 2.2.2. la velocidad a la que funciona un motor depende de la intensidad del campo magnético que actúa sobre la armadura interna, así como de la corriente de ésta. Cuanto más fuerte es el campo, más bajo es el grado de rotación necesario para generar un voltaje inducido lo bastante grande como para contrarrestar el voltaje aplicado. Por esta razón, la velocidad de los motores de corriente directa de rotación continua puede controlarse mediante la variación del voltaje de alimentación (fuente de directa) o por pulsos.

A la fuente de directa por medio de un potenciómetro se puede variar su voltaje y como éste último es el que alimenta al motor estaríamos controlando a la velocidad con el paso del voltaje suministrado al motor. Por ejemplo, si a un motor que opera a 12 V y a 7000 rpm se le disminuye su voltaje a 10 v, éste sufre un decremento en su velocidad a 5000 rpm (esta variación no es lineal y depende de cada motor). Además del cambio de velocidad, la potencia y el torque de éste motor se ven afectados. Otro aspecto importante es que la fuente que se requiere debe ser una fuente ideal (que no tenga picos o caídas voltaje) lo cual es económicamente elevado.

El control de velocidad por pulsos PWM (pulse – width – modulated) es un control que en términos prácticos varia el voltaje y al mismo tiempo energiza por periodos al motor, de ahí su nombre de modulador de ancho de pulso. Como parte de la teoría del PWM se definen las funciones pulso y escalón.

Sabemos que la función escalón esta dada por:

$$\begin{aligned} f(t) &= 0 \text{ Para } t < 0 \\ &= A \text{ Para } t > 0 \end{aligned}$$

Donde A es una constante y la función queda indefinida en $t = 0$.

La transformada de Laplace esta dada por:

$$L[A] = \int_0^x A e^{-st} dt = \frac{A}{s}$$

Esta transformada es válida en todo el plano excepto en el polo $s = 0$. La función escalón cuya altura es la unidad es la función escalón unitario y se denota como $u(t-t_0)$ o $1(t-t_0)$.

La función escalón de altura A, también se escribe como $f(t) = A1(t)$. La transformada de

Laplace de la función escalón unitario se define como:

$$\begin{aligned} 1(t) &= 0 \text{ Para } t < 0 \\ &= 1 \text{ Para } t > 0 \end{aligned}$$

$$\text{es } \frac{1}{s} \text{ o } L[1(t)] = \frac{1}{s}$$

Físicamente, una función escalón producida en $t = 0$, corresponde a una señal constante aplicada súbitamente al sistema en el instante en que el tiempo t es igual a cero.

La función pulso esta dada por:

$$f(t) = \frac{A}{t_0} \text{ Para } 0 < t < t_0$$
$$= 0 \text{ Para } t < 0, t_0 < t$$

Donde A y t_0 son constantes.

La función pulso se puede considerar como una función escalón de altura $\frac{A}{t_0}$ que comienza

al tiempo $t = t_0$; es decir:

$$f(t) = \frac{A}{t_0} 1(t) - \frac{A}{t_0} 1(t - t_0)$$

Entonces se obtiene la transformada de Laplace de $f(t)$ como:

$$L[f(t)] = L\left[\frac{A}{t_0} 1(t)\right] - L\left[\frac{A}{t_0} 1(t - t_0)\right]$$
$$= \frac{A}{t_0 s} - \frac{A}{t_0 s} e^{-st_0}$$
$$= \frac{A}{t_0 s} (1 - e^{-st_0})$$

Una vez que definimos estas funciones, podemos asegurar que el motor de corriente directa puede funcionar por pulsos, debido a que se energiza con un voltaje súbito de corriente directa y se apaga (haciendo una función de encendido y apagado) y debido a la inercia del motor y al tiempo de respuesta o de retardo éste permanece girando.

La inercia del motor se refiere a la masa del rotor que gira. Aunque el motor se le apague por cierto tiempo este permanece girando. El tiempo de retardo es un parámetro de respuesta transitoria y según Ogata [17] se definen cinco parámetros para este tipo de respuesta.

En muchos casos prácticos las características del comportamiento de los sistemas de control están dadas en el dominio del tiempo. Además, los sistemas que almacenan energía (motores por ejemplo) no pueden responder instantáneamente y presentan respuestas transitorias siempre que son sometidos a entradas o perturbaciones.

La respuesta transitoria de un sistema de control ante una entrada escalón unitario depende de que sus condiciones iniciales se consideren cero, es decir, que el sistema esta en reposo. Pero la respuesta transitoria de un sistema de control presenta oscilaciones amortiguadas antes de alcanzar el estado estacionario, por lo que se definen los parámetros de la respuesta y se ilustran en la figura 3.4.:

- Tiempo de retardo, t_d
- Tiempo de crecimiento, t_r
- Tiempo de pico, t_p
- Sobreimpulso máximo, M_p
- Tiempo de establecimiento, t_s

El tiempo de retardo t_d , es el tiempo que tarda la respuesta en alcanzar la mitad del valor final por primera vez.

El tiempo de crecimiento t_r , es el tiempo requerido para que la respuesta aumente del 10 al 90%, del 5 al 05%, o del 0 al 100% de su valor final.

El tiempo pico t_p , es el tiempo requerido para que la respuesta alcance el primer pico de sobreimpulso.

Sobreimpulso máximo M_p , es el valor pico máximo de la curva de respuesta medido desde la unidad. Está dado en porcentaje e indica la estabilidad relativa del sistema.

Tiempo de establecimiento t_s , es el que la curva de respuesta requiere para alcanzar y mantenerse en un rango alrededor del valor final con una magnitud específica por el porcentaje absoluto del valor final.

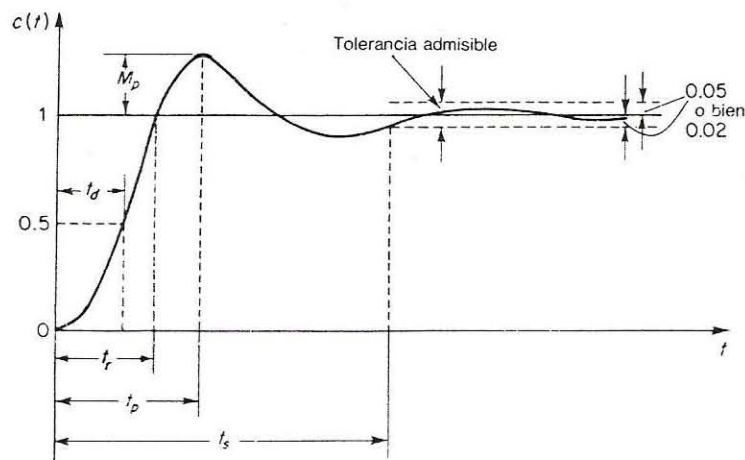


Fig. 3.4. Curva de respuesta al escalón unitario, mostrando los parámetros de respuesta transitoria.

Es importante considerar que el sistema de control PWM está trabajando con una función periódica y que el motor trabaja como un filtro de esa función ya elimina las armónicas de la señal periódica de voltaje.

Cualquier señal periódica puede representarse como una serie de Fourier:

$$F\{x(t)\} = a + \sum b_i \text{sen } wt + \sum c_i \text{cos } wt$$

Pero cuando esta función físicamente pase a través de la bobina del motor va a eliminar a los senos y cosenos de la función, dejando solo a “a” que es una constante y que es el

voltaje de alimentación. Esto solo si el periodo T del PWM es pequeño en comparación con la constante de tiempo del motor T_m dada por:

$$T_m = \frac{J}{b}$$

Donde j =momento de inercia y b= coeficiente de fricción viscosa del motor.

Con la teoría que se ha expuesto podemos asegurar que el motor de corriente directa puede funcionar por pulsos (función escalón) y que se mantiene en movimiento gracias a los parámetros de respuesta transitoria y al filtrado que realiza la bobina.

Basandonos en Schilling [18], esta teoría también es tomada en cuenta para el control de velocidad, puesto que la velocidad del motor varía con el ancho del pulso de la función pulso. Se afirma que la velocidad del motor depende del voltaje que se le suministre y que el PWM varía este voltaje. Con esta premisa partimos para definir: Porcentaje de ciclo de operación y voltaje promedio.

El ciclo de operación esta dado por el cociente del tiempo de encendido entre el tiempo de apagado del motor y se da en porcentaje.

$$\text{Ciclo} = \frac{T_{on}}{T_{off}} \%$$

En la figura 3.5. se ilustra el PWM donde T es el periodo y w es el tiempo de encendido del motor, es decir, el tiempo en el que el motor esta energizado.

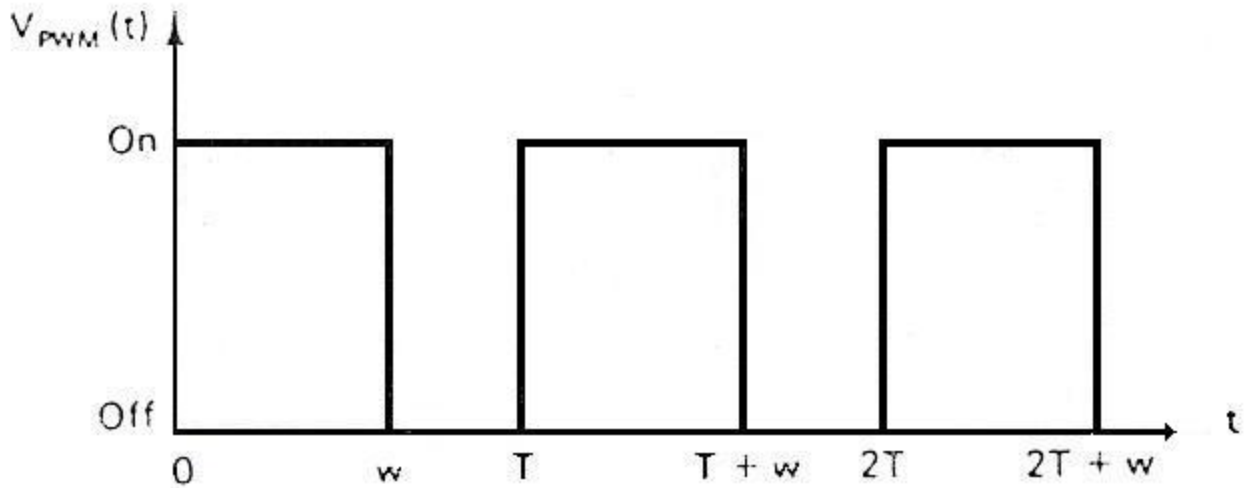


Fig. 3.5. Señal de control del PWM (pulse – width – modulated)

El voltaje promedio es el que varia la velocidad del motor debido a que es el voltaje que se le suministra al motor durante el tiempo de encendido. El voltaje promedio esta dado por la siguiente expresión:

$$\bar{V} = \frac{wE}{T}$$

Donde w es el tiempo que se energiza al motor, T es el periodo del ciclo y E es el voltaje de alimentación

Esto quiere decir que el motor siempre esta recibiendo un voltaje constante de alimentación (E) pero que la velocidad de giro depende del tiempo que energicemos al motor (w).

Otro aspecto importante es la regulación del torque. Como hemos mencionado la potencia y el torque del motor van a depender del voltaje de alimentación que este recibiendo el motor si este voltaje es pequeño, el motor gira despacio y con poco torque..

Con el sistema de control PWM evitamos ese problema, ya que una de nuestras necesidades es que el motor tenga la suficiente fuerza para mover la carga a diferentes velocidades. Esto se evita debido a que el máximo torque que produce un motor de corriente directa esta dado por:

$$\tau = \frac{k_a E}{R_a M}$$

Donde k_a es la constante de torque del motor (dato de fabricante) R_a es la resistencia de la armadura del motor, E es el voltaje de alimentación y M es la relación de radios de engrane entre el eje del motor y el eje de carga (específicamente en el diseño del actuador la relación es de 1:1).

Para este caso k_a , R_a y M son constantes y E varia de acuerdo con el motor, pero si el PWM siempre esta dando pulsos con el voltaje de alimentación del motor, en la expresión de torque todo es constante por lo que podemos asegurar que con un controlador PWM mantendremos un torque constante.

Para conseguir esto se deben emplear circuitos integrados llamados temporizadores, puesto que vamos a variar los ciclos de la señal que alimenta al motor. Este proceso se divide en tres etapas para facilitar su diseño. Y nos apoyaremos del software Electronics WorkBench, para dibujar los componentes del sistema de control.

Etapas 1: Alimentación.

Etapas 2: Control.

Etapas 3: Potencia

Etapa 1: Alimentación

El motor que vamos a controlar opera a 12 V y el arreglo de circuitos integrados va a la misma tensión de alimentación. Necesitamos una fuente que alimente tanto al control como al motor. Ésta se supone externa.

Etapa 2: Control

Como ya lo mencionamos, vamos a variar el ancho de pulso de la señal que alimenta a un motor de corriente directa, por lo que se emplea un circuito integrado (C.I.) analógico digital llamado temporizador 555. El CI tiene 2 maneras de conexión: operación astable y operación monoestable, y solo se tenemos que conectarlas entre si para nuestro caso específico.

Operación astable

Esta es un aplicación muy común para el temporizador, también es conocido como circuito de reloj. Se aplica cuando se tiene definido el intervalo de temporización de la señal de salida, es decir, el periodo.

Para definir dicho intervalo se utiliza un arreglo de un resistor y un capacitor externos al integrado.

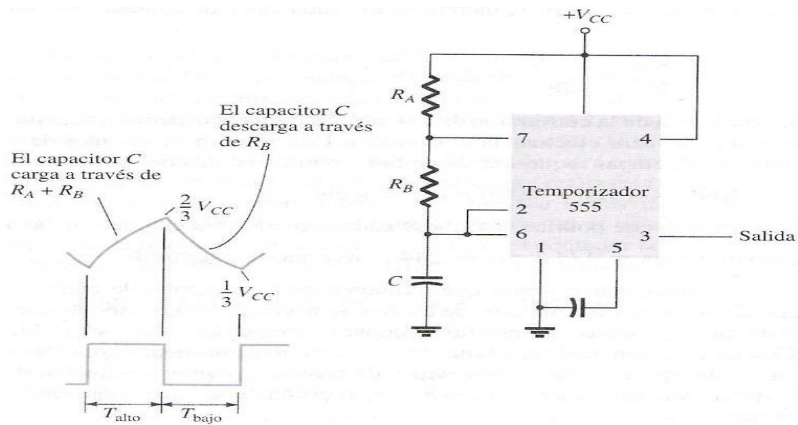


Fig. 3.6. Conexión operación astable

En esta figura se puede observar la manera en que es conectado el circuito, de modo que el intervalo de tiempo queda fijo. Se puede apreciar en la grafica adjunta (rampa y escalón) que el intervalo de tiempo queda determinado por el arreglo de la resistencia y capacitor de manera que cuando el capacitor se carga y descarga, se crea una función escalón en la salida del CI 555.

Esta función escalón es importante porque es la que nos da el ancho de pulso en el periodo de oscilación de la señal, recordando que la frecuencia $f = \frac{1}{T}$.

Para esta función el periodo completo en un ciclo esta dado por la expresión $T = T_{Alto} + T_{Bajo}$, que es el tiempo de carga y descarga del capacitor y son validas las

expresiones:

$$T_{alto} = 0.7(R_a + R_b)C$$

$$T_{bajo} = 0.7R_bC$$

Operación Monoestable

Esta configuración es útil para un rango de aplicaciones definidas debido a que los periodos para este circuito pueden ir desde microsegundos hasta varios segundos, y la manera en que están conectados la resistencia y el capacitor, afecta el ancho de pulso de la salida del CI 555, haciéndola más larga. Por lo tanto, cuando el capacitor se carga, este disparara la salida dejándolo sin carga hasta que se dispare de nuevo.

La función que sale del temporizador es una función escalón larga, por lo que el periodo de tiempo en la oscilación de la onda, es mayor. El periodo esta dado por la expresión

$$T_{\text{alto}} = 1.1R_A C .$$

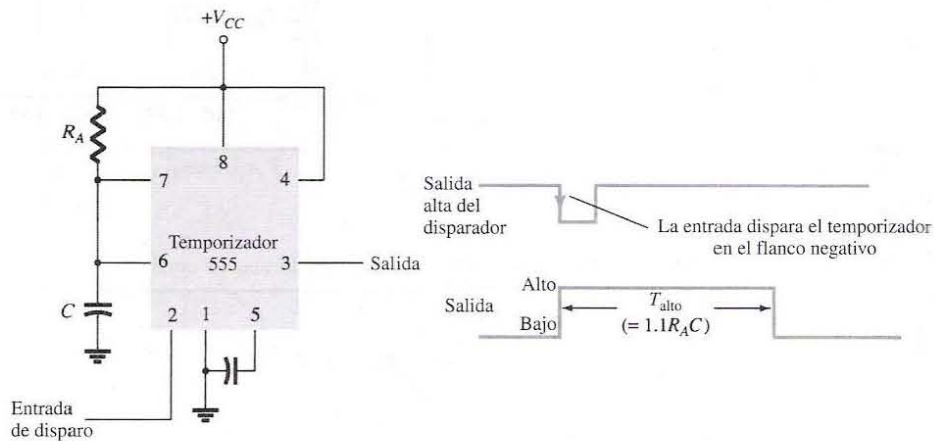


Figura 3.7. Conexión operación monoestable

Por separado, aparentemente cualquiera de las dos configuraciones puede servir para controlar el motor, pero tendríamos el problema de que ambas opciones solo pueden trabajar a un periodo definido. Si el periodo siempre es el mismo, la velocidad del motor siempre va a ser la misma.

Lo que se hará es combinar ambas operaciones con el CI 555, esto es, la unión del sistema de disparo o reloj de la señal y un modulador de ancho de pulsos.

Cuando se conecten ambos circuitos, la configuración buscada debe ser tal que el primer circuito dé un señal de ancho de pulso definida, de tal forma que cuando el escalón de esta salida este en la parte alta, el segundo circuito este en estado estacionario, y cuando el primer circuito tenga la señal baja, el segundo se active y empate el pulso a la misma altura, en términos estaremos combinando dos escalones para formar una función continua.

La única variación que se tendrá es que el segundo circuito poseerá un potenciómetro que regule el ancho de pulso final, que ira hacia el motor, dándonos así una señal periódica y por resultante una velocidad variable en el motor según lo que se expone en este capítulo.

Para calcular los valores de los capacitares y de las resistencias de ambos circuitos, debemos hacer los siguientes cálculos y consideraciones

El motor que vamos a controlar es un motor de 12V como cualquier otro, por lo que podemos considerarlo un motor universal y un rango de frecuencia de trabajo de entre 1 y 2 KHz en el circuito de control, para fines prácticos, vamos a tomar la media y a trabajar con la frecuencia de 1500 Hz por tolerancia.

Para el circuito astable consideramos que el periodo $T = T_{alto} + T_{bajo}$ pero si $T_{alto} = T_{bajo}$

$$T = \frac{1}{1500} = 666.66 \text{ y como } T_{alto} = T_{bajo}$$

$$\frac{666.66}{2} = 333.33 \mu s$$

O sea que a $T_{bajo} = T_{alto} = 333.33 \mu s$

Fijando un valor de $C_2 = 1 \mu F$ y despejando de

$$T_{bajo} = 0.7 R_b C$$

$$R_b = \frac{333.33 \mu s}{(0.7) * (1 \mu F)} = 476.19 \Omega \text{ por lo tanto } R_a = R_b = R_1 = R_3 = 470 \Omega$$

donde $C_3 = 0.01 \mu F = 10 \text{ nF}$ (valor empírico pequeño debido a que esta capacitancia solo es para descargar el control del circuito a tierra con un pequeño retraso)

De igual forma para el circuito monoestable, debemos considerar que el circuito cambia de sus valores teóricos a empíricos, ya que se coloca un potenciómetro en lugar de una resistencia para variar el ancho de pulso.

El capacitor $C_5 = 1 \mu F$, para crear un retraso en la descarga.

$C_6 = 0.01 \mu F = 10 \text{ nF}$ (valor empírico pequeño debido a que esta capacitancia solo es para descargar el control del circuito a tierra con un pequeño retraso)

R2 = potenciómetro que variará la frecuencia= 4 KΩ (potenciómetro de valor estándar)

R4=R6= 1 KΩ (solo sirve para eliminar corrientes saturadas en la línea)

R5= 470 Ω, para que regule el pulso que llega al TBJ.

Como apartado, pero dentro de la etapa de control, aun hace falta la parte del circuito que controle la puesta en marcha del sistema.

Esta parte es sencilla diseñar. Debe de ir colocada entre el potenciómetro que varia el ancho de pulso y el paso a Vcc. Esta posición permite que el sistema no opere hasta estar calibrado y listo para realizar un experimento.

Consta de una serie de switches y resistencias, que regulan el paso de la corriente hacia el sistema. El arreglo es el siguiente:

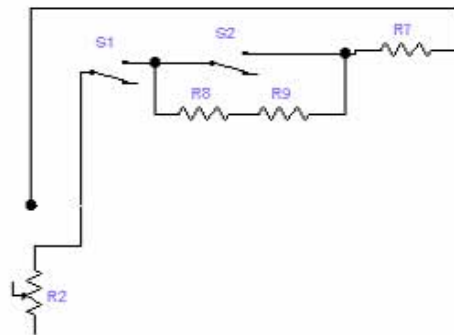


Fig. 3.8. Conexión de switches para el arranque

Cuando la corriente pasa por el potenciómetro que regula el ancho del pulso, encuentra al switch 1 (S1) que es un apagador que evita un falso disparo y que se activa manualmente.

Cuando el S1 entre en operación, éste cierra el circuito y la corriente pasa a través de las resistencias R8 y R9, claro que esta corriente reducirá su valor y por consiguiente la señal que llegue al motor será mas tenue y si giro va a ser mas lento. Cuando el motor gire y mueva la carga operativa a un punto deseado, manualmente se deberá activar el S2 (Push Botton). Este switch va a hacer que la corriente deje de pasar por R8 y R9 y pasará por R7, considerando que $R8+R9 \gg R7$ y mientras el botón permanezca presionado. Este elemento permitirá que la señal llegue con intensidad al motor y gire a la velocidad calibrada previamente en el potenciómetro.

Cuando la carga operativa llegue al límite preestablecido del tornillo sinfín, se deberá soltar el S2 y apagar el sistema con S1, parando así el movimiento del motor.

Los valores de R8, R9 y R7, pueden ser cualquier valor a partir de $100\text{ K}\Omega$ (excepto R7), cuidando la relación $R8+R9 \gg R7$, incluso R7 puede ser igual a 0Ω .

S1 es un interruptor de paso para 12V y S2 es un push botton para 12 V.

Para hacer que la carga regrese a su estado original (hasta abajo del actuador) es necesario hacer girar el motor en sentido contrario y como estamos utilizando un motor de corriente directa y reversible, basta con tan solo invertir la polaridad de este.

Para invertir la polaridad se emplea un switch que se conoce como “switch de 6 tiros”, del cual presentamos su configuración en la figura 3.9.

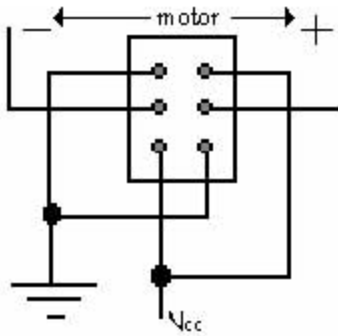


Fig. 3.9. "Switch de 6 tiros"

Cuando el tornillo sinfin haga llegar a la carga operativa hasta arriba del actuador y con el motor parado, se activara este switch colocando el interruptor en sentido opuesto y después activando el sistema con S1. Esto hace que el tornillo gire en sentido contrario y baje a la carga operativa.

En la siguiente figura 3.10. se ilustra la forma en que deben ser conectados los dos CI 555 para obtener una función continua.

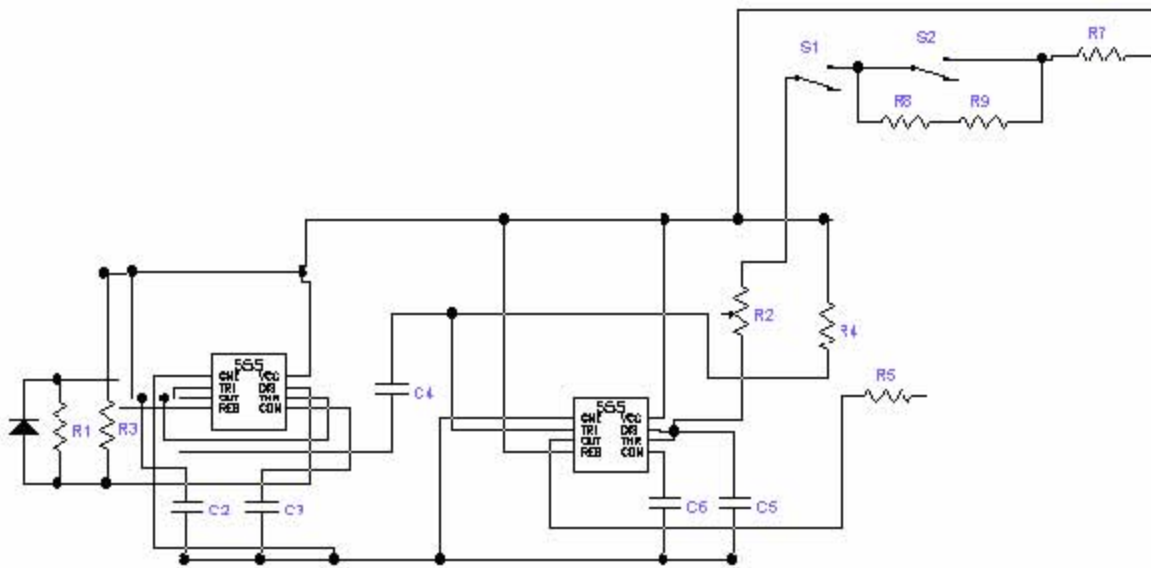


Fig. 3.10. Conexiones de la etapa de control

Etapa de Potencia

La siguiente y última etapa en el sistema de control es la de potencia. Esta etapa cuenta con tan solo dos elementos: un TBJ (transistor bipolar de juntura) y un MOSFET (transmisor de efecto de campo metal – oxido – semiconductor, por sus siglas en ingles).

Ambos elementos son amplificadores controlados. El TBJ es controlado con corriente. El MOSFET es controlado con voltaje. Estos elementos son necesarios en el circuito de control. Dado que vamos a controlar un motor, necesitamos una señal lo suficientemente grande para energizar al motor. Cuando la señal sale del arreglo de CI 555 es muy pequeña, y es necesario incrementar su corriente. Para este propósito se usa el TBJ.

El TBJ contiene un semiconductor que internamente tiene materiales polarizados. Estos materiales hacen que las partículas (electrones principalmente) pasen a través de una región vacía y el elemento adquiera una ganancia de partículas. Es esta ganancia la que hace que la corriente se incremente en un número considerable de veces. El TBJ se simboliza como lo ilustra la figura 3.11. y su polarización nos da un arreglo emisor-común.

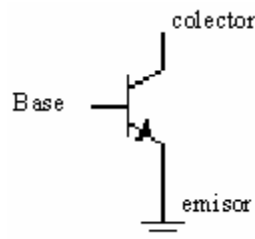


Fig. 3.11. TBJ arreglo emisor común

De acuerdo con Boylestad [16], una ganancia típica de corriente en un arreglo como este es de 1000 y quiere decir que la corriente que pasa por el colector es unas 1000 veces mayor que la corriente que llega a su base.

El mosfet es otro amplificador. Como mencionamos con anterioridad, la señal que le llega al TBJ proveniente del circuito de control es muy pequeña, al pasar por el TBJ se incrementa, pero aun así sigue siendo pequeña del orden de micro amperes. Es por ello que necesitamos utilizar un amplificador de potencia conocido como mosfet. Este amplificador opera con corrientes y voltajes bajos y por medio del paso y saturación de electrones en su interior incrementa la corriente. El amplificador tiene tres conexiones y el arreglo que se presenta es el arreglo incremental

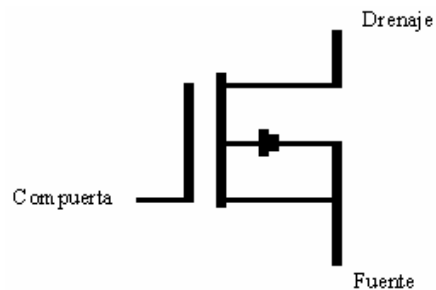


Fig. 3.12. Mosfet tipo incremental

En esta configuración la compuerta, mediante una señal aplicada, controlarla carga hacia el drenaje y establece el flujo de electrones hacia la fuente, lo cual cierra y polariza el circuito.

3.2.1. Diagrama de Control

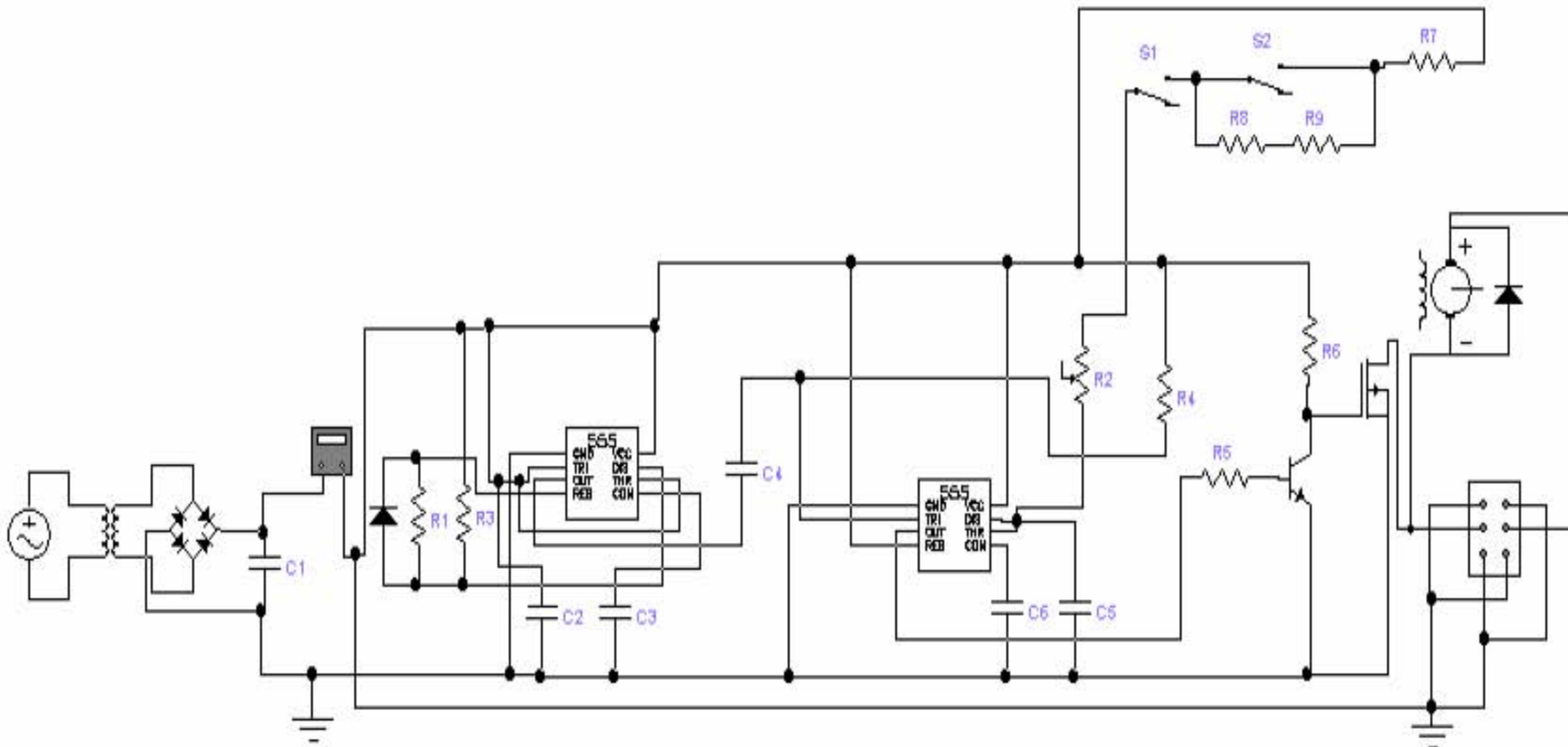


Figura 3.13. Conexión completa del diagrama de control.

3.3. Diagramas y Dimensiones

Se busca que el actuador tenga una carrera de operación de entre 40 y 60 cm sobre las guías, pero la altura real contando, tornillo, guías y base de soporte, será más grande.

En esta sección describiremos y dimensionaremos cada elemento del actuador. Nos apoyamos de manuales de construcción del fabricante para obtener dimensiones de elementos ya existentes y del software Unigraphics para realizar una vista tridimensional de cada elemento y del prototipo final ya ensamblado.

Soporte

En el sistema de soporte se encuentra la carcasa o base principal. El material escogido en la matrice de decisión para este elemento fue aluminio solera.

Base Principal

Largo = 110 cm

Ancho = 25 cm

Espesor = 0.75 in

(Esta medida esta dada en in debido a que es la medida comercial)

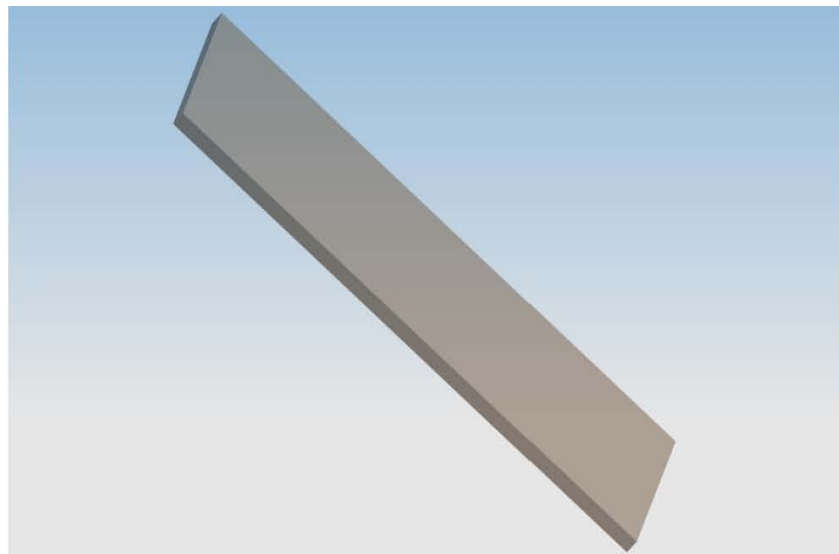


Fig. 3.14. Vista 3D base

Rieles y Cojinetes

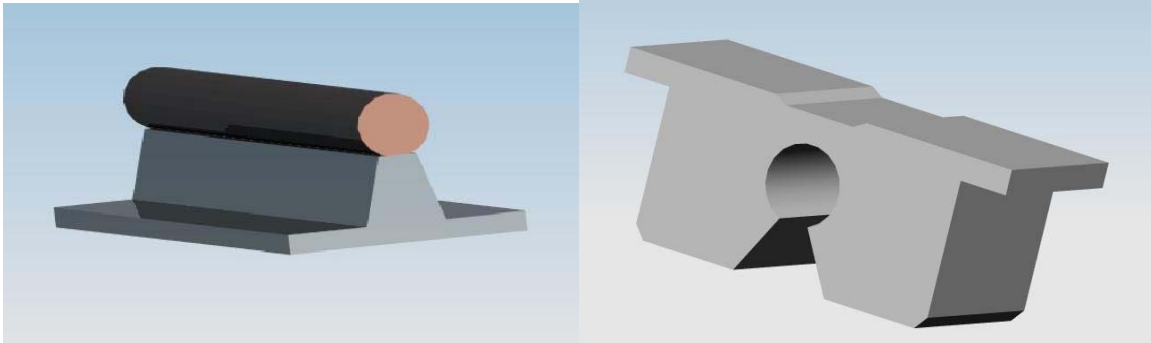
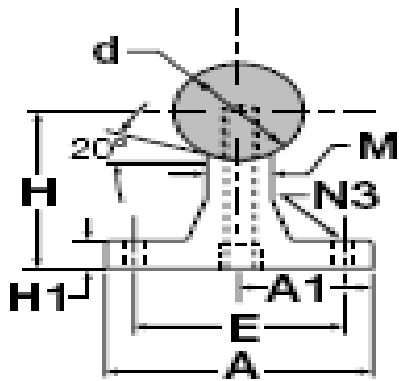


Fig. 3.15. Vistas 3D izquierda: riel, derecha: cojinete

Los rieles o guías tienen una longitud de 1m y las dimensiones de su sección transversal, son las siguientes:



Dimensiones en Pulgadas

$d = 0.75$	$N3 = 0.22$
$H = 1.5$	$H1 = 0.25$
$E = 1.25$	$M = 0.38$
$A = 1.75$	$A1 = 0.875$

Fig. 3.16 Corte transversal del riel

Las dimensiones de su sección transversal son las siguientes:

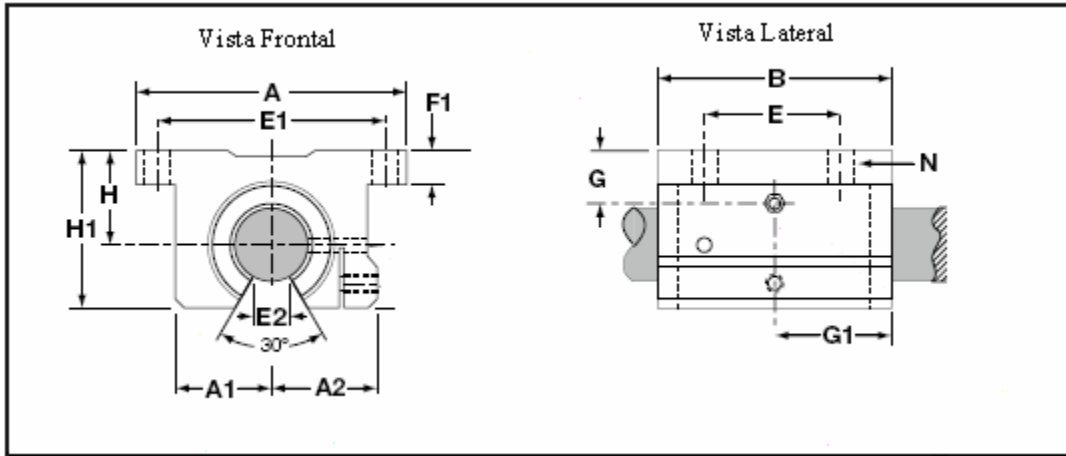


Fig. 3.17. Corte transversal del cojinete

El diámetro del orificio del cojinete es el mismo diámetro que el diámetro de la barra guía.

Dimensiones en Pulgadas

$d = 0.75$	$A2 = 1.00$
$H = 0.973$	$H1 = 1.56$
$A = 2.75$	$A1 = 0.94$
$B = 1.88$	$E = 1.25$
$E1 = 2.375$	$E2 = 0.43$
$F1 = 0.31$	$G = 1.08$
$G1 = 0.55$	$N = 0.19$

Tornillo, Tuerca y Bloque de Soporte

El tornillo tiene un paso $Po = 25$ mm, un diámetro $do = 25$ mm y una longitud $L = 1$ m, pero según la tabla puesta en la sección 3.1, a estas medidas de paso y diámetro le corresponden una tuerca con las siguientes dimensiones en milímetros:

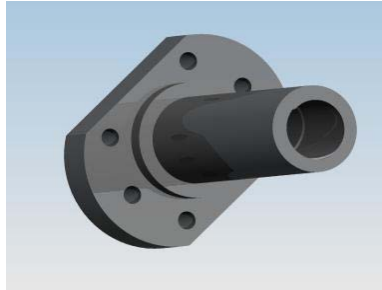
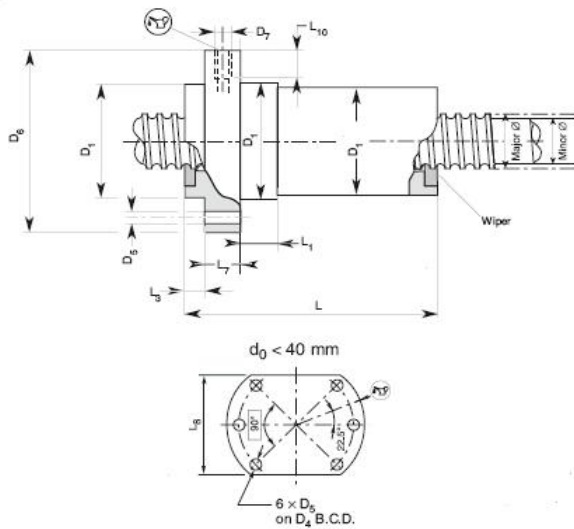


Fig. 3.18 .Vista 3D tuerca



$do = 25$	$L10 = 8$
$Po = 25$	$d \text{ balín} = 3.5$
$D1 = 40$	$D4 = 51$
$D5 = 6.6$	$D6 = 62$
$L = 71$	$L1 = 20$
$L3 = 15.5$	$L7 = 10$

Fig. 3.19. Corte transversal ensamble tuerca-tornillo

El bloque de soporte sirve para mantener al tornillo sobre un mismo eje y que gire libremente debido a que tiene rodamientos internos. Se tienen que montar un bloque en cada extremo del tornillo. Las dimensiones y vistas del bloque son las siguientes:

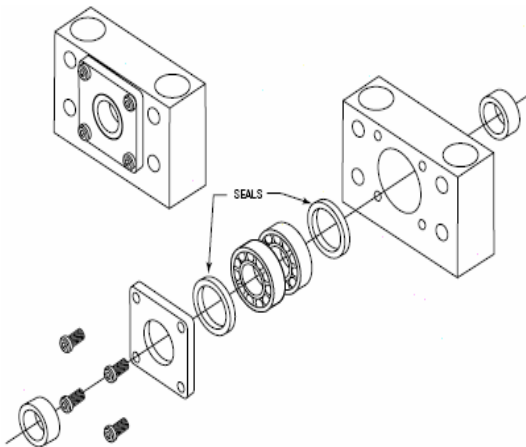


Fig. 3.20. Estructura interna del Bloque,

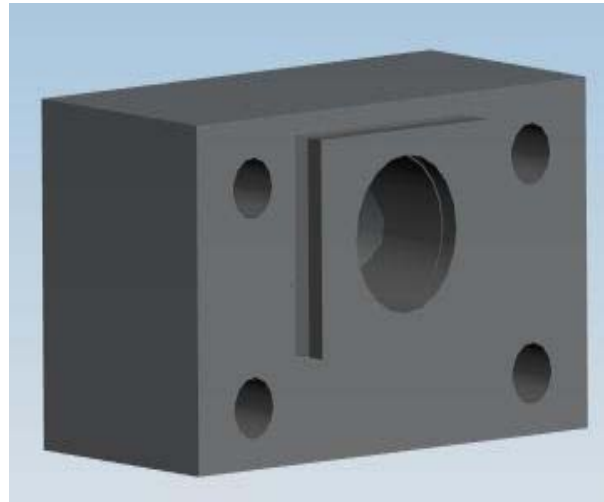


Fig. 3.21. Vista 3D

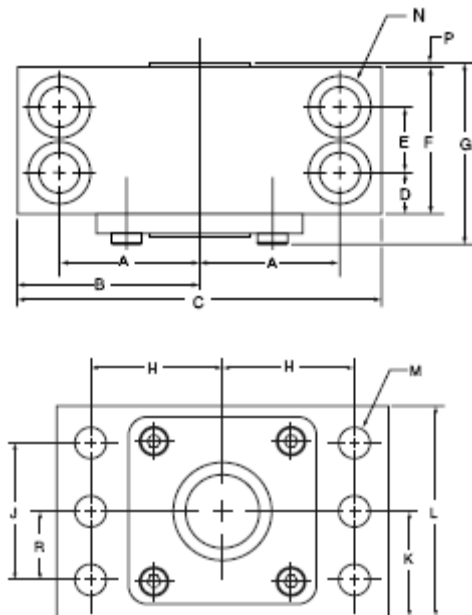


Fig. 3.22. corte transversal del bloque

Dimensiones en milímetros

A = 41.25	J = 44
B = 57	K = 36.53
C = 114	L = 70
D = 24	M = 10.31
E = ---	N = $\phi 16.6$
F = 48	P = 1.0
G = 60	R = 24
H = 41.28	

El ensamble, con los elementos descritos hasta ahora tiene esta forma:

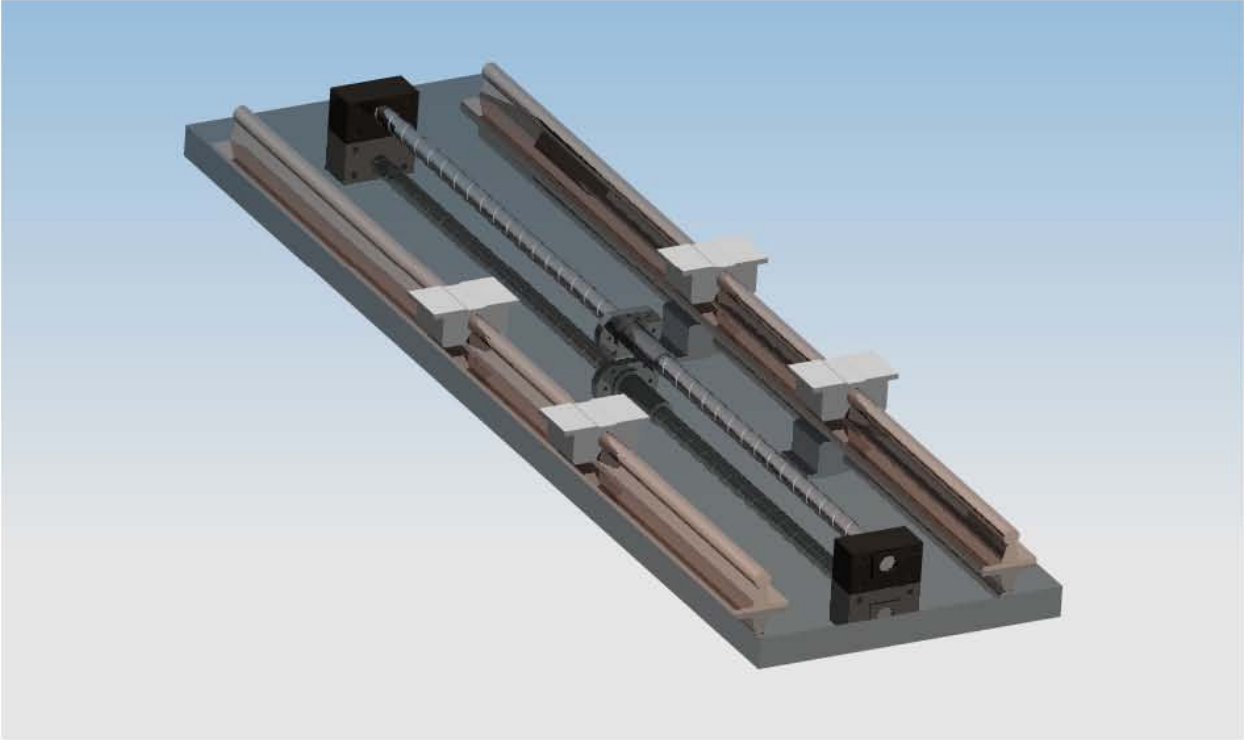


Fig. 3.23. Vista 3D ensamble

A continuación se muestran las bases de soporte para la cámara de video.

En la sección 3.1. se proponen ciertas distancias para el cálculo de las fuerzas que actúan en los elementos, así que por consistencia con lo propuesto anteriormente tenemos

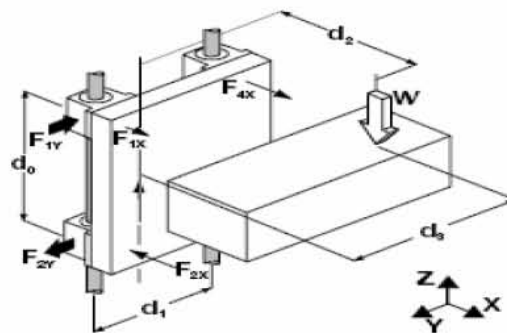


Fig. 3.24. Distancias de las fuerzas

Para encontrar el ancho de la base que sujeta a los cuatro cojinetes y que esta unida a la tuerca recordamos que $d_0 = 10 \text{ cm}$, y se deben agregar 4.78 cm (de la longitud de un cojinete), y ese va a ser el ancho de la base.

Para el largo tomamos la medida de $d_1 = 20 \text{ cm}$ y se le agregan 7 cm (que es el ancho de un cojinete). El espesor de la base se propone en 0.25 pulgadas o menor a esta medida (no es necesario que la base sea muy gruesa)

Por lo tanto las medidas para la base de unión de los cojinetes será de:

Largo = 15 cm (por tolerancia)

Ancho = 27 cm

Espesor = 0.25 in (medida comercial)

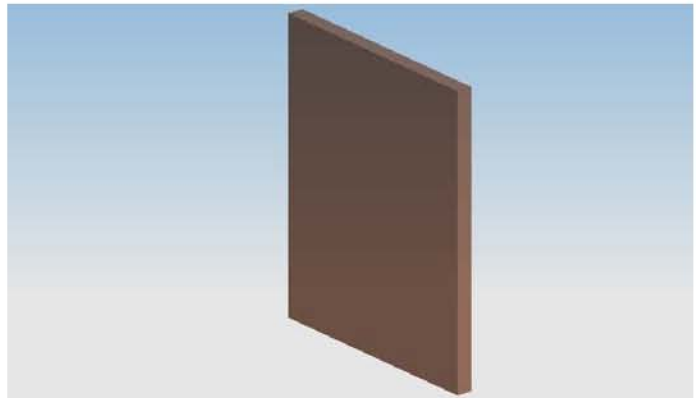


Fig. 3.25. vista 3D base

La base que transporta a la cámara tiene 27 cm de largo y 20 de ancho. La base puede ser de lamina de acero galvanizado o aluminio solera (materiales fáciles de conseguir y de trabajar).

Esta vista nos muestra el actuador con las partes antes descritas.

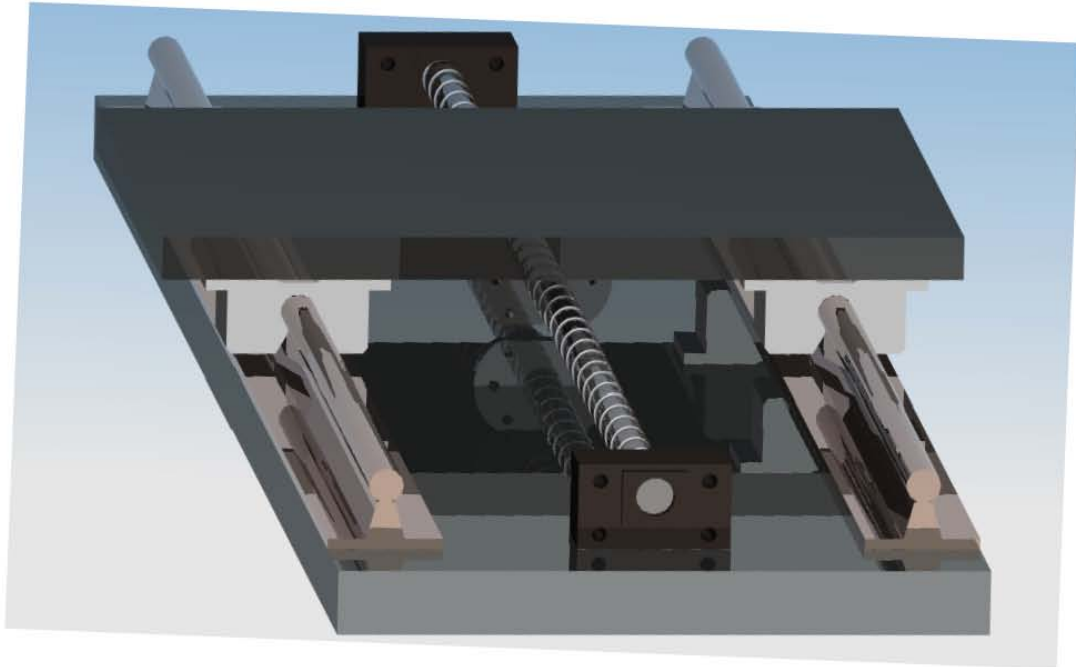


Fig. 3.26. Vista 3D Actuador

Capítulo 4

Ensamble Teórico

4.1 Prototipo Final

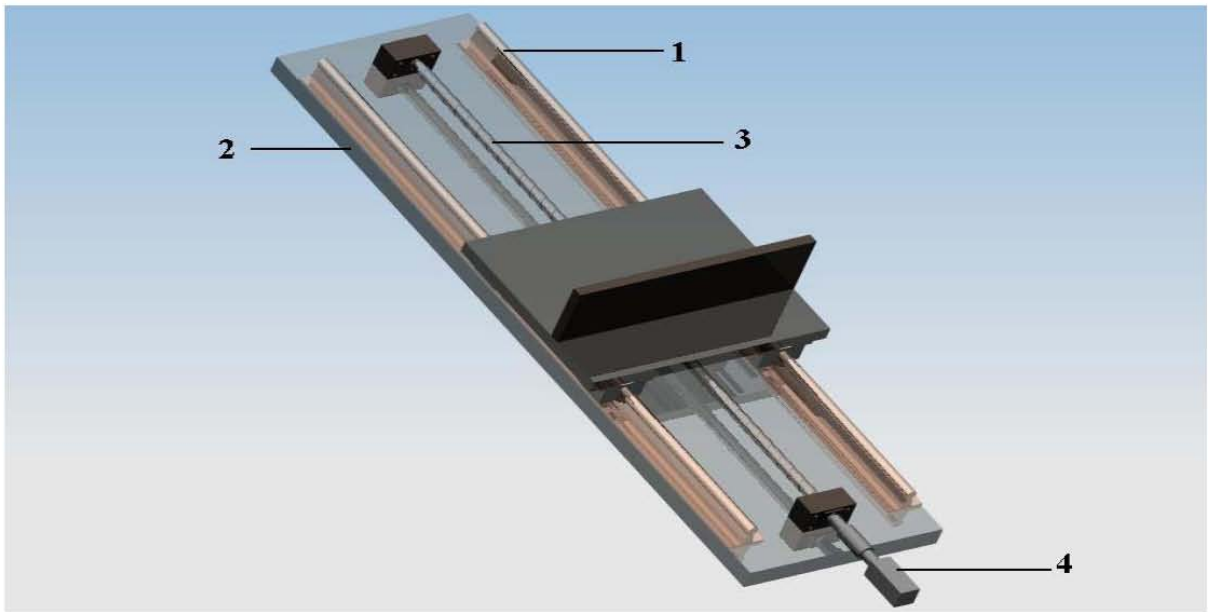


Fig. 4.1. Vista 3D Ensamble Final

1. Soporte Guías
2. Soporte Estructura (Carcaza y base de carga)
3. Transmisión
4. Movimiento
5. Control
6. Potencia

En la figura 4.1. se muestra la vista del prototipo final que se diseñó. En la parte de abajo esta acoplado el motor que hace girar al tornillo. En esta simulación no aparece el sistema de control (5), ni el sistema de potencia (6) de igual manera la base que soporta a todo el actuador, ya que esta debe de considerar la geometría del motor que se va a acoplarse y por tanto la base no puede ser independiente del motor para que también le de sostén.

4.2. Acoplamiento del Tornillo al Motor

Esta parte puede considerarse dentro de la descripción de funciones en el capítulo 2, pero la clasificación del acoplamiento queda entre los sistemas de movimiento y de transmisión, es por ello que se le analiza por separado.

En la sección de antecedentes, se documenta que los actuadores del tipo mesa deslizante son compatibles con motores a pasos, servomotores y motores de CD a través de un tren de engranes. Un engrane es colocado en el eje del tornillo y el otro en el eje del motor. La relación de engranes no está definida debido a que las aplicaciones son diversas y los fabricantes ofrecen una variedad de motores ya acoplados para cada aplicación.

En nuestro caso particular necesitamos que cada revolución que dé el motor, se transmita íntegramente al eje del tornillo, para que las relaciones de velocidad que obtuvimos no se vean afectadas con la transmisión de la velocidad.

Esto nos lleva a dos soluciones. La primera es un tren de engranes con una relación de 1:1 para que el eje del tornillo y del motor giren a la misma velocidad. La segunda opción es que el motor y el tornillo se unan y sus ejes quedan como uno solo, esto se logra con un cople ordinario.

En el primer caso debemos tomar en cuenta que no existen engranes comerciales de las medidas específicas de diámetros de los ejes tanto del motor como del tornillo y es poco probable que encontremos esos engranes con la relación de 1:1 deseada. Esta es la primer limitante.

El caso del cople es diferente, estas son piezas comerciales con una gama amplia de diámetros para conectar ejes. Una de sus características principales es que son torsionalmente rígidos, es decir tienen una alta resistencia a la torsión y a la fatiga, factores que son importantes cuando se quiere transmitir potencia y movimiento de un eje al otro.

Los principales factores por los que se escoge la opción de un cople, es porque su costo es mas barato que mandar fabricar un tren de engranes y porque no afecta al rendimiento del motor.

Como se observa en la simulación del prototipo final el eje del motor y el eje del tornillo están unidos a través de un cople y como el rotor no esta sometido a carga el rendimiento del motor no se ve afectado.

Los coples pueden ser de aluminio o acero inoxidable. El material y el diseño depende de la aplicación que se requiera.



Fig. 4.2. Ejemplos de coples

El trabajo del cople es aprisionar los ejes de dos elementos (eje del motor y tornillo) tal como se ilustra en la figura 4.3..

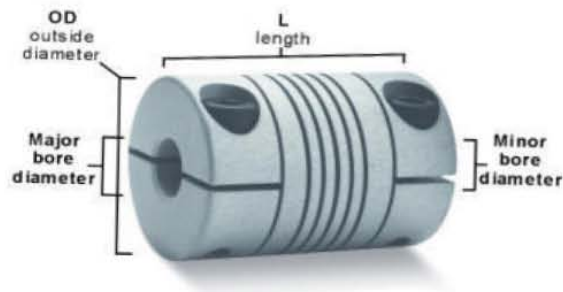


Fig. 4.3. vista lateral del cople

Los ejes pueden o no ser del mismo diámetro

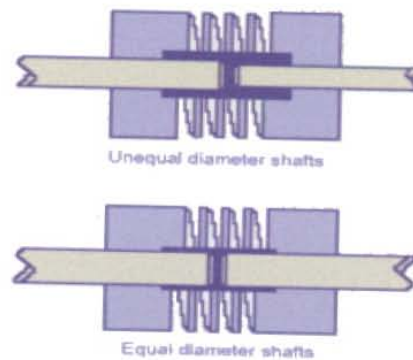


Fig 4.4.. Vista interna del cople

4.2.1. Calibración

Como se ha visto durante el desarrollo de este diseño, es necesario tener un control de velocidad para el movimiento de ascenso y descenso de la base que lleva la cámara de video. La manera en que controlamos esta variable fue por medio de un variador de ancho de pulso en la alimentación del motor de corriente directa.

Es por eso que este control debe ser calibrado en el momento del ensamble físico del dispositivo, es decir, una vez que se conecte todo el actuador, se deben hacer pruebas de calibración para saber que posición en el potenciómetro corresponde a una velocidad lineal deseada en el movimiento vertical de la base de la cámara.

Tomando la siguiente expresión del capítulo de diseño:

$$n = \frac{\textit{Velocidad lineal}}{\textit{Paso del tornillo}} = \frac{25 \left[\frac{cm}{s} \right] * \frac{60s}{1min}}{2.5[cm]} = 600rpm$$

Sabemos que la velocidad lineal máxima es de 25 cm/s y el paso del tornillo que se utiliza es de 2.5 cm, lo cual nos lleva a un resultado de 600 rpm's.

Con la ayuda de la expresión anterior, se construye la tabla 4.1 donde se muestre la velocidad de rotación contra la velocidad lineal. Solo hay que sustituir una velocidad lineal propuesta.

<i>Velocidad lineal [cm/ s]</i>	<i>Revoluciones por minuto [rpm]</i>
25	600
24	576
23	552
22	528
21	504
20	480
19	456
18	432
17	408
16	384
15	360
14	336
13	312
12	288
11	264
10	240
9	216
8	192
7	168
6	144
5	120
4	96
3	72
2	48
1	24
0	0

Tabla 4.1. Tabulaciones de velocidades

Una vez que se tenga la tabla y cuando el motor este acoplado al tornillo sinfín, se debe poner en funcionamiento al motor. Debemos verificar que el tornillo gire libremente, sin la tuerca ni carga.

El objetivo es calibrar el potenciómetro que varia el ancho de pulso, por lo tanto se va a incrementar gradualmente la posición en el giro del este elemento.

Se requiere emplear un tacómetro, el cual es un aparato que se coloca en el eje de un elemento giratorio.

Una vez que el tornillo este girando movemos el potenciómetro hasta que el tacómetro acoplado al eje del tornillo, marque 600 rpm's, en ese momento se tendrá que poner una escala en el potenciómetro que marque la posición a la cual corresponden 600 rpm's.

Por ultimo se debe hacer esa operación con todos los valores de las revoluciones de la tabla 4.1., y así sabremos que velocidad lineal le corresponde a cada cantidad de rpm's.

Conclusiones

A través de cuatro capítulos y de acuerdo con el objetivo del proyecto se presenta el diseño de un actuador lineal que es capaz de mover y manipular una cámara de video con control y precisión de movimiento que se va a utilizar en la filmación de experimentos de mecánica de fluidos. Así, se pueden estudiar diferentes fenómenos por la descripción lagrangiana.

Se llevó una metodología de diseño detallada. Esto fue la clave del proyecto, ya que se documentó información de tecnologías útiles a nuestra necesidad. En el proyecto se propuso emplear tecnologías ya existentes con las cuales se diseñó un dispositivo móvil y funcional.

Durante la definición del problema se plantearon propuestas de solución, pero quedaron descartadas por limitantes ya sea en su construcción o en su control.

Después de plantear las restricciones, alternativas, proceso y metodologías se obtuvo una configuración final. Se concluye que cada sistema que constituye al prototipo final cumple con las necesidades planteadas.

Podemos decir que el ensamble del prototipo es compatible en todos sus sistemas, por lo que se le puede considerar totalmente confiable

El sistema en el que se puso más énfasis fue el de control. Dicho sistema es medular dentro del proyecto debido a que éste es el medio por el cual manipula la cámara de video. Este sistema es funcional y muy efectivo aunque se puede mejorar.

Al término de este trabajo, la investigación que se realizó y el proceso de diseño que se siguió garantizan una buena calidad y confiabilidad.

En este momento solo restaría proceder con la construcción del prototipo.

Bibliografía

1. “Total Design, Iterated Methods for Successful Product Engineering”. Pugh, Stuart. University of Strathclyde, Addison-Wesley Publishing Company. 1991. P.p.44 – 66.
2. “A Design Intent Information Model to support Engineering Design”, Adrian Espinosa Bautista, Phd Thesis of Loughborough University, UK, July 2004.
3. “The Mechanical Design Process”, David G. Ullman. 2nd. Ed, Mc Graw hill, 1997. P.p 160 – 172.
4. Balls & Lead Screws, Manufacturer’s Manual, Thomson.
5. Profile Rail Linear Guides & linear Ball Bushing Bearings and Components, Manufacturer’s Manual, Thomson.
6. Actuators, Manufacturer’s Manual, Thomson.
7. www.barmex.com.mx
8. www.DanaherMotion.com
9. www.thomsonballbushing.com
10. <http://www.linearactuators.com/>
11. www.electricwarehouse.com/DaytonDCElectricMotorsDCElectricMotor2.htm
12. www.heli-cal.com
13. Microsoft Encarta 98 y 2000.
14. Peñuelas Ulises, Memorias del Curso de Diseño Mecatronico.
15. Peralta Rolando, Memorias del Curso de Instrumentación y Control.

16. "Electrónica: Teoría de circuitos y dispositivos electrónicos" Boylestad ,Nashelsky, Person Education, Capítulos 1, 2, 4, 6 y 16.
17. "Ingeniería de control moderna" Katsuhiko Ogata, Prentice Hall 2nd. Ed., Chap.1,4.
18. "Fundamentals of Robotics" Schilling Robert, Prentice Hall, Chap.7 robot control,1990.
19. "Control engineerrs' handbook" Truxal john G. ed Mc Graw Hill.
20. "The control handbook" Levine William S, CRC Press, IEEE Press.
21. "Handbook of materials selections" Kutz Myer, ed John Wiley & Sons, 2002.
22. "Dictionary of computers, automatic control and data processing in six languages"
W. E. Clason, Elsevier Scientific Publishing Company.