

Instituto **P**olitécnico **N**acional

Escuela **S**uperior de **I**ngeniería **M**ecánica y **E**létrica



Unidad **P**rofesional **A**zcapotzalco

Tesina

**“Diseño de un efector final tipo pinza
autoconformable de 10 GDL”**

Aguilar Velasco Casandra
Galván Yáñez Oscar Rodrigo
Nieto Zepeda César
9RM2

M. en C. Luis Armando Flores Herrera
Dr. Emmanuel Alejandro Merchán Cruz
Ing. José Galván Ramírez

Miércoles, 21 de noviembre de 2007

English abstract

This project's objective is to design and build a gripper end effector similar to the human hand. The purpose of making it similar to human hand is to achieve a high level of flexibility, needed for the new flexible manufacturing.

This gripper will be able to handle different kinds of objects, all rigid, with different shapes and sizes in order for the robot not to need a change of gripper for each one of them. The end effector we propose is composed by three fingers (one of them is a thumb) and a wrist, having a total of ten degrees of freedom.

We based this project on prosthesis's of hands, and other flexible grippers. Most of these prototypes use small motors, one for each degree of freedom, mounted on the end effector. Nevertheless, we decided we wanted the end effector to be as small as possible and not that expensive. The final choice was to use one mechanism for each finger movement.

As we use our hand to pick up objects in different ways, depending on their shape, we wanted the gripper to handle objects the same way. Its fingers carry pieces lighter than 5 kg and smaller than 12 cm. Its wrist is able to reach a wide range of positions with plane movement, allowing the fingers to reach difficult places.

This document is divided in four main sections. The first one contains an outlook of end effectors, grippers, flexible grippers, hand grippers and hand prosthesis. It's also included a comparison between different kinds of actuation, materials, control systems, and mechanisms which are used in these. The second chapter has the theoretical basis for the decisions we made and for the design we propose, beginning with mechanisms, and until electronic topics.

The third section raises the design problem and deals with it. All choices, calculations and proposals are handled there. The commercial catalog parts, and our gripper drawings are included in this section. The fourth and last section is about the money it would take to manufacture the gripper we propose. It considers materials, time, labor force, and design.

Contenido

| | |
|---|----|
| 1. Estado del arte..... | 5 |
| 1.1 El robot industrial..... | 6 |
| 1.2. El robot y los efectores finales | 8 |
| 1.3. Efectores finales tipo herramienta..... | 10 |
| 1.3.1. Herramientas de soldadura por puntos..... | 11 |
| 1.3.2. Soplete de soldadura por arco | 12 |
| 1.3.3. Tobera de pintura por pulverización..... | 12 |
| 1.3.4. Husillos giratorios para maquinado | 13 |
| 1.3.5. Herramientas de corte por chorro de agua | 14 |
| 1.4. Efectores finales tipo pinza..... | 15 |
| 1.4.1. Pinzas hidráulicas | 15 |
| 1.4.2. Pinzas neumáticas | 17 |
| 1.4.3. Pinzas eléctricas..... | 18 |
| 1.4.4. Pinzas mecánicas | 19 |
| 1.5. Proyectos de investigación..... | 21 |
| 1.5.1. A nivel nacional..... | 22 |
| 1.5.2. A nivel internacional..... | 24 |
| 1.6. Planteamiento del problema..... | 30 |
| 1.6.1. Necesidad | 30 |
| 1.6.2. Requerimientos de diseño | 30 |
| 1.7. Objetivo de la tesis | 31 |
| 1.7.1. Objetivos particulares de la tesis | 31 |
| 1.8. Organización de la tesis | 31 |
| | |
| 2. Marco teórico | 32 |
| 2.1. Mecanismos | 34 |
| 2.1.1. Mecanismos de cuatro barras | 35 |
| 2.1.2. Cinemática de los mecanismos..... | 38 |
| 2.1.3. Ventaja mecánica..... | 45 |
| 2.1.4. Fuerzas dinámicas..... | 46 |
| 2.2. Materiales usados en ingeniería | 51 |
| 2.2.1. Propiedades mecánicas de los metales..... | 51 |
| 2.2.2. Tipos de metales | 52 |

| | |
|---|-----|
| 2.2.3. Polímeros | 55 |
| 2.2.4. Recubrimientos y tratamientos especiales | 56 |
| 2.3. Resistencia (o mecánica) de materiales | 65 |
| 2.3.1. Determinación de cargas | 65 |
| 2.3.2. Diagrama esfuerzo-deformación | 66 |
| 2.3.3. Esfuerzos normal y cortante..... | 67 |
| 2.3.4. Deflexión en vigas | 71 |
| 2.3.5. Torsión..... | 72 |
| 2.3.6. Concentración de esfuerzos..... | 75 |
| 2.3.7. Teorías de falla | 77 |
| 2.4. Diseño mecánico | 78 |
| 2.4.1. Transmisión de potencia | 78 |
| 2.4.2. Resortes..... | 81 |
| 2.5. Control de motores eléctricos | 84 |
| 2.5.1. Motores de corriente directa..... | 84 |
| 2.5.2. Motores de corriente alterna..... | 86 |
| 2.5.3. Control y variación de velocidad..... | 88 |
| 2.5.4. Sentido de giro..... | 91 |
| 2.6. Electrónica de potencia..... | 92 |
| 2.6.1. Fuentes de alimentación..... | 92 |
| 2.6.2. Puente H..... | 93 |
| | |
| 3. Desarrollo del proyecto | 95 |
| 3.1. Diseño mecánico | 97 |
| 3.1.1. Planteamiento general..... | 97 |
| 3.1.2. Definición del mecanismo | 97 |
| 3.1.3. Cinemática del mecanismo | 98 |
| 3.1.4. Dinámica del mecanismo | 104 |
| 3.1.5. Diseño por resistencia..... | 108 |
| 3.1.6. Diseño de la transmisión | 112 |
| 3.2. Diseño eléctrico y electrónico..... | 115 |
| 3.2.1. Selección de motores | 115 |
| 3.2.2. Elaboración del circuito de control..... | 117 |
| 3.3. Programación | 118 |

| | |
|---------------------------------------|-----|
| 4. Análisis de costos..... | 119 |
| 4.1 Ruta crítica..... | 121 |
| 4.2. Proceso de elaboración | 122 |
| 4.2.1. Manufactura | 122 |
| 4.2.2 Electrónica..... | 123 |
| 4.3. Materiales..... | 124 |
| 4.4. Ensamble..... | 125 |
| 4.5. Evaluación de presupuestos | 126 |
| 4.6. Costeabilidad..... | 126 |
| | |
| Referencias..... | 127 |
| | |
| Anexos..... | 133 |

1

Estado del arte

Este capítulo tiene como objetivo presentar los diferentes efectores finales que un robot puede utilizar. Para esto, hemos partido del desarrollo que la robótica industrial ha tenido y de la diversidad de tareas que a lo largo de la historia los robots han realizado.

1. Estado del arte

Un robot industrial debe ser capaz de realizar cualquier tarea repetitiva en una línea de producción. Para este fin, generalmente se requiere de su posicionamiento en el espacio, del posicionamiento de un efector final, ya sea una herramienta o una pinza, y de su accionamiento. En este capítulo se pretende mostrar la importancia que juegan en estas tareas, los mencionados efectores finales. Para explicar lo anterior, hemos dedicado una gran parte del capítulo a las diferentes herramientas y pinzas que un robot puede utilizar.

Para definir la importancia de los efectores finales en las tareas comunes de un robot industrial, es necesario establecer un panorama de estos últimos, y las actividades que realizan. También deberá establecerse una clasificación de efectores finales para delimitar posteriormente el proyecto que nos ocupa. Para examinar estos temas, el capítulo está organizado en las secciones siguientes:

- 1.1. El robot industrial
- 1.2. El robot y los efectores finales
- 1.3. Efectores finales tipo herramienta
 - 1.3.1. Herramientas de soldadura por puntos
 - 1.3.2. Soplete de soldadura por arco
 - 1.3.3. Tobera de pintura por pulverización
 - 1.3.4. Husillos giratorios para maquinado
 - 1.3.5. Herramientas de corte por chorro de agua
- 1.4. Efectores finales tipo pinza
 - 1.4.1. Pinzas hidráulicas
 - 1.4.2. Pinzas neumáticas
 - 1.4.3. Pinzas eléctricas
 - 1.4.4. Pinzas mecánicas
- 1.5. Proyectos de investigación
 - 1.5.1. A nivel nacional
 - 1.5.2. A nivel internacional
- 1.6. Planteamiento del problema
 - 1.6.1. Necesidad
 - 1.6.2. Requerimientos de diseño
- 1.7. Objetivo de la tesis
 - 1.7.1. Objetivos particulares de la tesis
- 1.8. Organización de la tesis

Para los temas referentes a efectores finales tipo pinza, y específicamente los relativos a pinzas mecánicas, la información contenida en este capítulo es relativamente superficial. Se podrá encontrar información más profunda y detallada en los capítulos siguientes, debido a que ese es el tema central del proyecto.

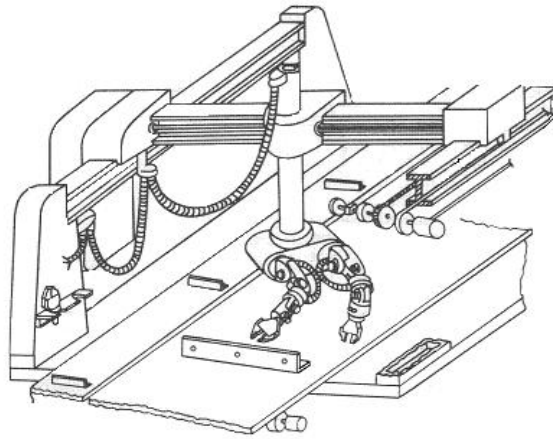


Figura 1.1. Croquis del dispositivo robótico de Kenward. (Groover *et al.*, 1989)

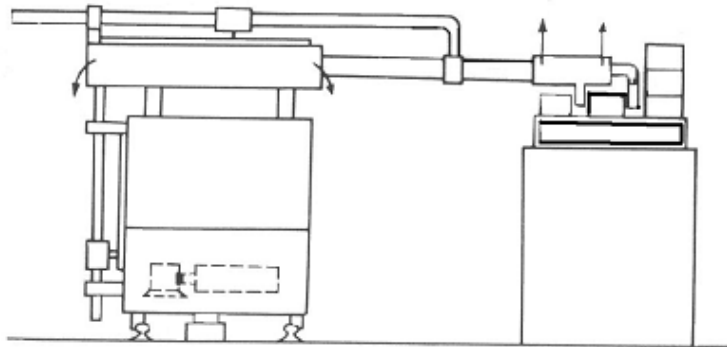


Figura 1.2. Dibujo esquemático del dispositivo de transferencia de artículos programada. (Groover *et al.*, 1989)

1.1 El robot industrial

Uno de los trabajos que precedieron a la robótica industrial fue desarrollado en 1951 por Raymond Goertz para la *Comisión de Energía Atómica*. Se trataba de un brazo articulado teleoperado. (RobotWorx, 2007)

Los primeros robots industriales se remontan al año 1954, cuando el inventor inglés Cyril Walter Kenward solicitó la primera patente para el diseño de robots; patente otorgada en 1957 (fig. 1.1). (The Canadian Encyclopedia, 2007)

A su vez, en 1954, el inventor norteamericano George Devol desarrolló diseños para *transferencia de artículos programada*, cuya patente fue otorgada en 1961 y que constituía un manipulador industrial (fig. 1.2) (Carrobles *et al.*, 2005). Es también Devol quien inventa el término Universal Automation, que después es reducido a Unimation y en 1956 se convierte en el nombre de la primera compañía de robots. Ésta última fundada en asociación con Joseph Engelberger, quien es considerado el padre de la robótica industrial (fig. 1.3). (RobotWorx, 2007)



Figura 1.3. Joseph Engelberger. (IndustryWeek, 2007)

El primer robot comercial fue introducido por Planet Corporation en 1959, controlado por fines de carrera y levas. En 1960 apareció el primer robot Unimate, basado en la transferencia de artículos programada de Devol. Éste utilizaba los principios del control numérico y era de transmisión hidráulica. (Carrobles *et al.*, 2005)

El título de “primer robot industrial instalado en una línea de producción” se debate entre los robots Unimate de *Ford Motor Company* y de *General Motors*. Ambos fueron instalados en 1961. En el caso de Ford, implementado para atender una máquina de fundición en troquel. (Groover *et al.*, 1989; RobotWorx, 2007)

En 1966, un robot especialmente equipado para realizar pintura por pulverización fue instalado por Trallfa, una firma noruega. Dos años más tarde, el *Stanford Research Institute* (SRI) presentó un robot móvil con capacidad de visión y sensores táctiles, que fue llamado *Shakey*. La *Stanford University* construyó un pequeño brazo robótico de accionamiento eléctrico, denominado *Stanford Arm*, en 1971. (Carrobles *et al.*, 2005)

El primer robot industrial controlado por una minicomputadora disponible comercialmente fue desarrollado en 1973 por Richard Hohn para la *Cincinnati Milacron Corporation*. Fue llamado T^3 , la herramienta del mañana. (RobotWorx, 2007)

Una de las primeras aplicaciones de la robótica al montaje de piezas fue el robot Sigma desarrollado por Olivetti en el año 1975. El robot PUMA (Programmable Universal Machine for Assembly) de Unimation fue introducido al mercado en 1978 para tareas de montaje, basado en diseños de *General Motors*. (Groover *et al.*, 1989)



Figura 1.4. Robot SCARA. (Carnegie Mellon University, 2006)

El primer robot SCARA (Selective Compliance Assembly Robot Arm) fue creado como un prototipo revolucionario, en 1978, en el laboratorio del Profesor Hiroshi Makino, en la Universidad de Yamanashi en Japón. El SCARA de 4 grados de libertad (GDL) fue diseñado como ningún otro robot de ese tiempo (fig 1.4). Era simple, veloz y preciso. (Carnegie Mellon University, 2006)

De ahí en adelante, los robots se han desarrollado vertiginosamente. Por citar algunos, podemos mencionar el *RS1* de IBM, en 1982 y el *Adaptable Programmable Assembly Systems (APAS)* de *Westinghouse Corporation*, en 1983. (Carrobles *et al.*, 2005)

1.2. El robot y los efectores finales

A lo largo del avance tecnológico en la industria se han utilizado manipuladores y robots industriales, los cuales constantemente se confunden entre sí. Entre una gran variedad de definiciones existentes, hemos considerado las siguientes como las más adecuadas para establecer una diferencia clara y concisa.

Según la *Robotics Industries Association (RIA)*, un manipulador es “un mecanismo generalmente compuesto por elementos en serie articulados o deslizantes uno con respecto al otro, cuyo objetivo es tomar y desplazar objetos según varios grados de libertad. Se puede controlar directamente por un operador humano o por otro sistema lógico (lógica eléctrica cableada o programada).” (RIA citado en Carrobles *et al.*, 2005)

En contraste, un robot industrial es un “manipulador multifuncional reprogramable, capaz de posicionar y orientar materiales, piezas, herramientas o dispositivos especializados mediante movimientos variables y programados para la ejecución de una diversidad de tareas”. (RIA citado en Carrobles *et al.*, 2005)



Figura 1.5. Robot con rociador. (ABB Group, 2002)

Es así como concluimos que la diferencia principal es que el robot puede ser programado y reprogramado; pero no es la única. Mientras que un robot puede alcanzar posiciones cualesquiera dentro de su espacio de trabajo, un manipulador se limita a las posiciones extremas. El siguiente trabajo está enfocado únicamente a los robots.

Para su aplicación en la industria, los robots requieren de dispositivos colocados al final de la muñeca que permiten al robot interactuar con su entorno y que pueden ser herramientas o elementos de sujeción, dependiendo de la aplicación a realizar. Esos dispositivos se denominan *efectores finales*. (Groover *et al.*, 1989)

Los efectores finales pueden emplear actuadores eléctricos, neumáticos o hidráulicos dependiendo del ambiente de trabajo, la potencia requerida, el espacio disponible, entre otros factores.

Las herramientas que un robot utiliza pueden ser pistolas de pintura, fresadoras, cañones de agua a presión, etc. La figura 1.5 muestra un robot utilizado en la fabricación de automóviles que maneja un rociador de aire comprimido. Los elementos de sujeción se dedican a la manipulación de piezas, y actualmente están diseñadas específicamente para la pieza que deben tomar.

Los dispositivos de sujeción pueden dividirse en ventosas, ganchos, electroimanes o pinzas. Las ventosas son elementos capaces de sostener objetos blandos no porosos, a partir de la generación de un vacío (presión negativa) entre el objeto mismo y la ventosa. Los ganchos se desplazan sosteniendo la verticalidad y se limitan a objetos provistos de argollas. Los electroimanes sostienen piezas fabricadas de materiales ferromagnéticos. Las pinzas se diseñan específicamente para el tipo de pieza a manipular, siendo posible su utilización para cualquier tipo (fig. 1.6).



Figura 1.6. Robot con pinzas múltiples. (ABB Group, 1999)

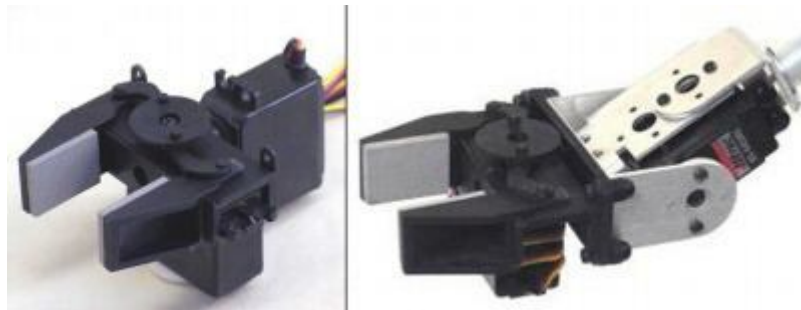


Figura 1.7. Efectores tipo pinza. (E-Clec-Tech, 2007)

La parte más importante de un robot, la constituye precisamente el efector final, que representa hasta un 80% del costo total del mismo. Esto se debe a la precisión que requiere, al diseño particular y a la complejidad de varios grados de libertad en un espacio relativamente pequeño. Es por ello que nuestro proyecto persigue el desarrollo de un efector final flexible que permita la manipulación de piezas de diferentes formas y tamaños.

1.3. Efectores finales tipo herramienta

En muchos procesos industriales se necesita usar diferentes herramientas. La figura 1.8 muestra un robot usado por la NASA. Posee *Automatic Robotics Tool-change System (ARTS)*, que le permite realizar operaciones de soldadura, barrenado, aerosol de plasma, rectificado, desbaste, acabado, entre otras.

La fabricación de un automóvil es un ejemplo claro de ello. Requiere de soldadura, pintura, barrenado, entre otros. Cuando el robot está destinado únicamente a un proceso, por lo regular se encuentra la herramienta unida a la muñeca del robot.



Figura 1.8. Robot multifuncional. (NASA, 2007)



Figura 1.9. Robot de soldadura por puntos.
(RobotWorx, 2007)



Figura 1.10. Pistola de soldadura por puntos.
(Kawasaki Robotics, 2007)

Groover et al. (1989) clasifican las herramientas en de soldadura por puntos, soplete de soldadura por arco, tobera de pintura por pulverización, husillos giratorios para operaciones de maquinado, aplicadores de cemento líquido para montaje, sopletes de calentamiento y de corte por chorro de agua.

A continuación se muestra una breve descripción de algunas de ellas.

1.3.1. Herramientas de soldadura por puntos

Uno de los métodos para soldar por puntos consiste en la unión de dos láminas que están en contacto mediante la aplicación de puntos (de soldadura) entre ellas que pueden ser de plata, plomo, estaño, aluminio, electro de tungsteno, de acero rápido, cadmio, níquel, fósforo, y sus muchas otras aleaciones (fig. 1.9). (Silvering, 2007)

Otro método comúnmente usado, consiste en la unión de dos láminas metálicas que se encuentran empalmadas, haciendo circular una corriente eléctrica entre los polos de la herramienta. Cuando ambos polos hacen contacto con la lámina, se genera una descarga eléctrica, ocasionando un corto circuito que desprende el calor suficiente para unir ambas láminas (fig. 1.10).



Figura 1.11. Robot de soldadura por arco. (ABB Group, 2007)

1.3.2. Soplete de soldadura por arco

Representando el 20% de todas las aplicaciones robóticas, la soldadura por arco es una de las funciones más comunes en la industria actual. Durante este proceso, la electricidad brinca de un electrodo a la pieza metálica, mientras se guía a lo largo de la línea de contacto entre las dos piezas cuya unión se pretende.

Este arco eléctrico genera calor intenso, suficiente para derretir el metal en la unión. A veces el electrodo es simplemente un conductor que guía al arco. Otras veces está compuesto para volverse parte de la soldadura.

1.3.3. Tobera de pintura por pulverización

El pulverizado de pintura crea un ambiente tóxico para los operadores humanos. Debido a ello, ha sido uno de los procesos implementado con robots. Una ventaja de realizarlo de esta manera es que el grosor de la capa de pintura es uniforme en toda la superficie y prácticamente es nulo el desperdicio de pintura.

En la actualidad, este sistema de pintura es utilizado por todas las empresas automotrices, y algunas de otro tipo (fig. 1.12). La pintura empleada puede ser a base de:

- aceite (que es la más utilizada),
- agua (que es amigable con el medio ambiente), o
- polvo (que puede cambiar entre colores de manera limpia y rápida).

La gran gama de posibilidades que un robot de pintura proporciona a la línea de producción, hace que la inversión en un robot de este tipo resulte benéfica económicamente.



Figura 1.12. Robot de pintura. (ABB Group, 2006)

1.3.4. Husillos giratorios para maquinado

En la industria actual, se pueden usar robots para realizar operaciones de maquinado, dentro de las cuales destacan: barrenado, fresado y rectificado. Las razones por las cuales utilizamos robots para este proceso son la precisión que ofrece, la limpieza y el ahorro de tiempo. Esto, además de la seguridad que brinda a los operadores.

La operación más común en un proceso de maquinado es el barrenado de piezas (fig. 1.13). La implementación de un robot encargado de dicha operación, se justifica principalmente debido a la precisión que brinda, al posicionar la herramienta en el lugar requerido con un error mínimo, además de que facilita el cambio entre brocas de diferentes diámetros.

En cuanto al desbaste de una cantidad considerable de material, la herramienta más usada es el cortador tipo fresa, entre otras opciones existentes, ya que por su forma, facilita el corte del material. La figura 1.14 muestra algunos tipos de árboles con cortador utilizados para el fresado por robots industriales.

Debido a que por lo regular las operaciones de maquinado dejan un acabado burdo en la superficie de las piezas trabajadas, se requiere un proceso de rectificado, el cual deja un acabado más fino, además de corregir imperfecciones en las dimensiones de la pieza. Se utilizan robots con cortadores muy precisos, como se muestra en la figura 1.15.



Figura 1.13. Robot para barrenado.
(ABB Group, 2007)



Figura 1.14. Herramientas de desbaste.
(Industrial Automation, 2007)



Figura 1.15. Herramienta para rectificado. (Industrial Automation, 2007)

1.3.5. Herramientas de corte por chorro de agua

Para el corte eficiente de una placa de metal, los robots de corte por chorro de agua son una de las mejores opciones, por su limpieza, precisión y rapidez en el corte. Con chorro de agua se pueden cortar plásticos, materiales esponjosos y algunos metales. Además, pueden hacer cortes muy finos de diferentes formas, con un mínimo desperdicio de material.

No sólo son capaces de cortar con aceleración precisa y eficiente, sino que no agravan los problemas comunes en el ambiente de trabajo (como el polvo, el ruido y las emisiones). Sin embargo, estas herramientas no son perfectas. En ocasiones requieren abrasivos que pueden ocasionar dificultades, sobre todo en el corte de esquinas. Esto puede ser problemático especialmente cuando la apariencia es prioritaria para los bienes que se manufacturan. (Robotics International, 2002)

Para poder realizar un corte con chorro de agua se necesita una presión de entre 310 y 414 MPa. Cuando se requiere de un abrasivo, se colocan partículas de entre 0.2 y 0.5 mm, dependiendo del material que se corte (Robotic Industries Association, 2007). “Es fácil reajustar 2 mm en dirección X.

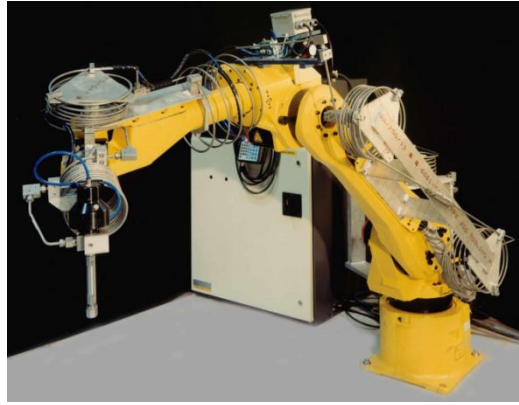


Figura 1.16. (Robotic Production Technology, 2007)

El tiempo de elaboración, la reingeniería y otros costos se reducen. Un sistema de chorro de agua puede ser reusado.” (Nieves citado en Robotic Industries Association, 2007)

1.4. Efectores finales tipo pinza

En la industria actual, una de las actividades más frecuentemente realizadas por robots la constituye el transporte de materia prima y piezas para diferentes procesos. Esto incluye su interacción con máquinas CNC, bandas transportadoras, almacenes, e incluso otros robots.

Para transportar dichos objetos, las pinzas se han convertido en el instrumento por excelencia. Son sencillas, resistentes, prácticas y económicas. Además, las pinzas pueden utilizarse para manipular distintas herramientas de un mismo proceso, en lugar de montarlas directamente en el robot, haciendo más eficiente el cambio entre ellas. (Groover *et al.*, 1989)

Podemos clasificar las pinzas en base al tipo de impulsión con la cual funcionan, en hidráulicas, eléctricas, neumáticas y mecánicas. A continuación se explican las características principales de cada una de ellas.

1.4.1. Pinzas hidráulicas

Existen operaciones que requieren grandes presiones de trabajo. Para este tipo de operaciones es necesario utilizar pinzas hidráulicas, cuyo rango máximo de presión oscila entre los 5 y los 14 MPa (RIA, 2007). Sin embargo, como suele suceder en otras áreas donde la hidráulica es una opción, la implementación de este tipo de sistemas resulta costosa, poco precisa, carece de limpieza y es propensa a fugas.



Figura 1.17. Robot de paletizado. (RobotWorx. 2007)

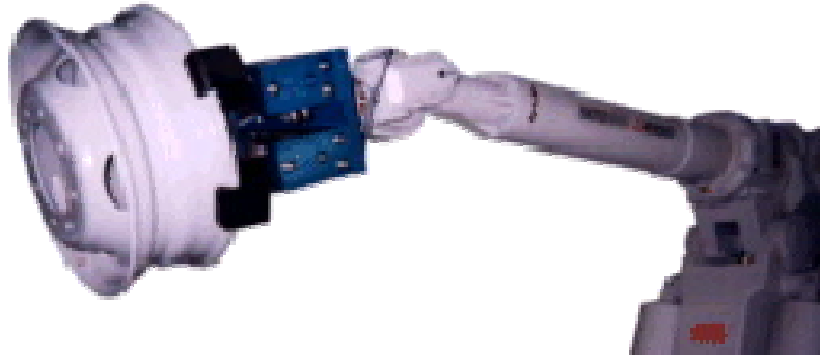


Figura 1.18. Robot para ensamblaje de automóviles. (Zaytran, 2007)

“La desventaja de la hidráulica es que existe la necesidad de lidiar con aceite, una bomba y un depósito. En robótica, es indeseable tener cerca cualquier cosa hidráulica. Los usuarios de robots no quieren el aceite o la suciedad, y no quieren tomar el riesgo de una fuga. La mayoría de los robots operados hidráulicamente han sido reemplazados por eléctricos sólo por esta razón.” (Hessler, citado en Robotic Industries Association, 2007)

En la operación de paletizado, las pinzas hidráulicas son ampliamente utilizadas. Un ejemplo de esto es en las compañías refresqueras, donde se utilizan esta clase de pinzas para el movimiento de tarimas (fig. 1.17). La figura 1.18 muestra un robot utilizado en una línea de ensamblaje de automóviles, donde las piezas pueden tener pesos tan elevados que el uso de pinzas hidráulicas es imperativo.

Debido a todo lo expuesto con anterioridad, las pinzas hidráulicas se diseñan para propósitos muy específicos y son las que se utilizan con menos frecuencia, sólo cuando las presiones de trabajo y las fuerzas a desarrollar son tan grandes que el uso de otro tipo de pinza es imposible.

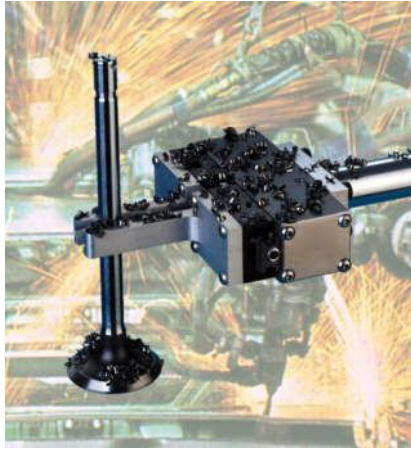


Figura 1.19. Pinza neumática. (Zaytran, 2007)

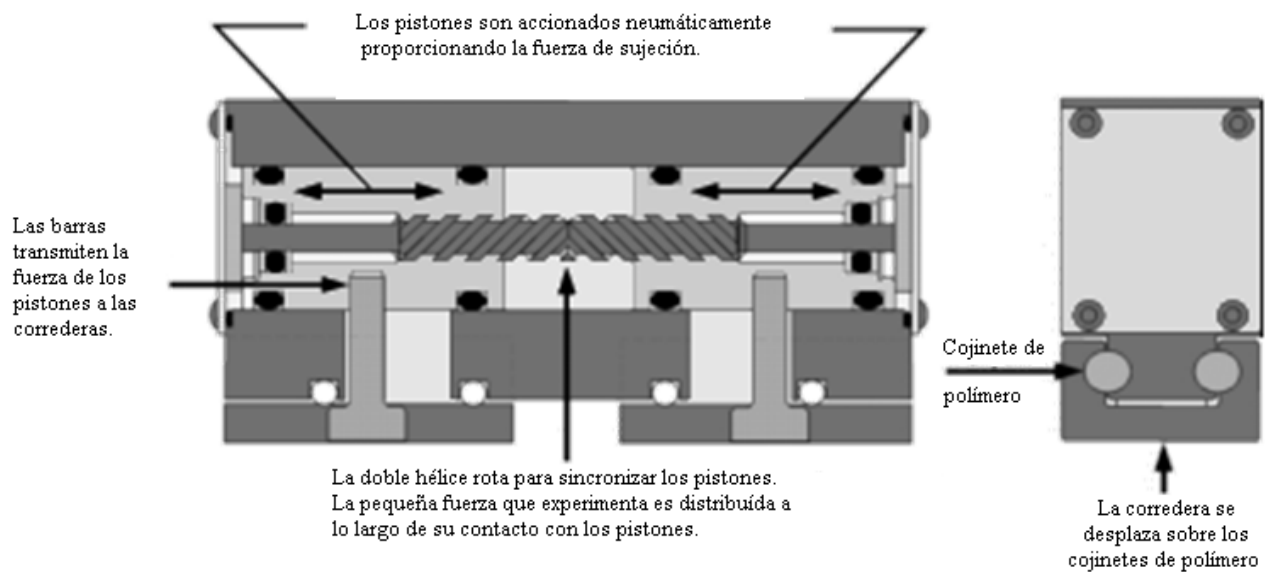


Figura 1.20. Pinza paralela MAGNUM. (Zaytran, 2007)

1.4.2. Pinzas neumáticas

Las pinzas neumáticas son las más utilizadas, debido a su bajo costo principalmente. La mayoría de las industrias cuenta con instalaciones neumáticas, por lo que su implementación es relativamente simple. Comparadas con las pinzas hidráulicas, las neumáticas tienen una gran ventaja en cuanto a la limpieza.

La presión máxima que las pinzas neumáticas pueden ejercer se encuentra entre los 690 y los 830 KPa, aunque pueden alcanzar incluso 1 MPa (RIA, 2007). Debido a eso, se encuentran limitadas a la manipulación de objetos con bajo peso, tal como se muestra en la figura 1.19. Asimismo, estos dispositivos alcanzan únicamente posiciones extremas, siendo imposible la sujeción de objetos con dimensiones diferentes a las establecidas en su diseño. Un ejemplo del mecanismo de apertura y cierre de la pinza puede verse en la figura 1.20.



Figura 1.21. Efector final eléctrico. (ST robotics, 2007)

Una de las principales aplicaciones de este sistema es en la industria alimenticia, donde se requiere un alto grado de limpieza y se cuenta ya con compresores y circuitos neumáticos. Además, en este tipo de industria, los objetos a manipular suelen ser envases frágiles (de vidrio, pete, cartón, etc.), los cuales se dañarían si la presión de sujeción fuera excesiva.

1.4.3. Pinzas eléctricas

Uno de los requerimientos que se presentan con mayor frecuencia en la industria es la sujeción de diferentes tipos de pieza, para lo cual las pinzas eléctricas son bastante útiles. Esto se debe al rango de posiciones que pueden alcanzar.

Las pinzas eléctricas son accionadas por medio de servomotores o motores a pasos. Esto les proporciona gran precisión y buena velocidad. No requieren de una instalación eléctrica además de la ya empleada por el robot mismo. Se utilizan en aplicaciones donde no se requiere mucha fuerza y debido a que están libres de humedad y de polvo, son ideales para trabajar en industrias donde la limpieza deba ser prioritaria (fig. 1.21).

La mayor ventaja de las pinzas eléctricas es el control. A un sistema de pinzas eléctricas se le puede agregar un microprocesador a un reducido costo adicional, que puede usarse para variar la fuerza de agarre y la velocidad, permitiendo el manejo de piezas de diferentes formas y tamaños. Esto disminuye la necesidad de cambiar los efectores finales para acomodar diferentes tipos de partes (como en operaciones de ensamblaje). (Robotic Industries Association, 2007)

La principal desventaja de las pinzas eléctricas es que presentan cierta robustez ya que se necesita que el motor se encuentre montado en el interior. Conjuntamente, tienden a proporcionar menos fuerza que las neumáticas. (Hessler, citado en Robotic Industries Association, 2007)

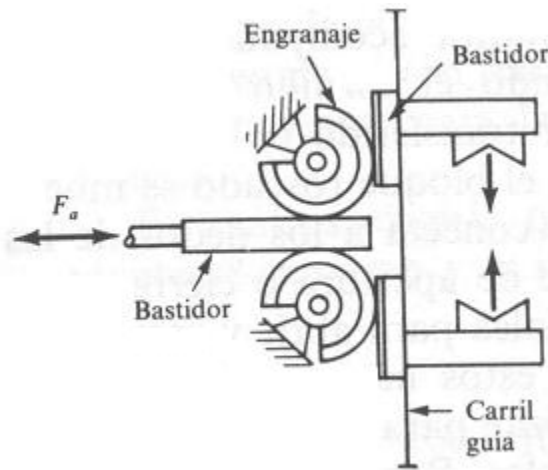


Figura 1.22. Mecanismo de una pinza paralela. (Groover *et al.*, 1989)

1.4.4. Pinzas mecánicas

Este tipo de pinzas no es manejado como tal por todos los autores por el hecho de que toda pinza está provista de un mecanismo que le permite interactuar con el objeto. Lo que convierte a la pinza en hidráulica, neumática o eléctrica es el sistema de impulsión que da el movimiento de entrada al mecanismo.

De acuerdo al mecanismo que poseen, las pinzas mecánicas pueden clasificarse en pinzas paralelas y pinzas angulares. Los dedos de las primeras se desplazan en forma lineal, siendo más utilizadas en la sujeción de piezas rectangulares y cuadradas. Los dedos de las segundas se desplazan alrededor de un pivote y requieren el uso de muescas para la sujeción de piezas redondas.

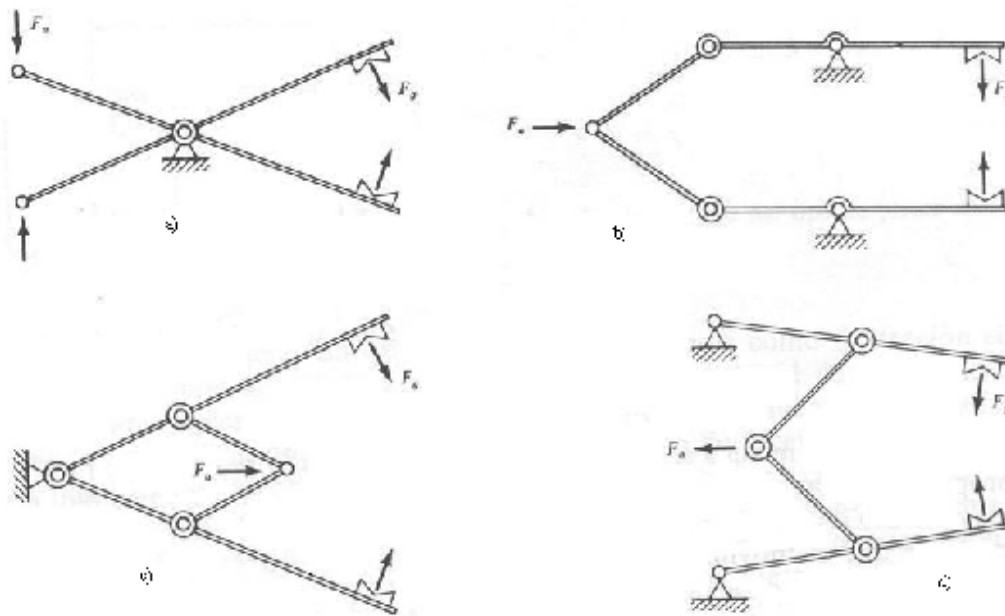
En la figura 1.22 se puede apreciar el mecanismo de una pinza paralela. Al desplazarse el bastidor hacia la izquierda, los engranajes giran sobre una cremallera, provocando que los dedos se cierren. Desplazando el bastidor hacia la derecha, los engranajes giran en sentido contrario y los dedos se abren.

Las pinzas paralelas mayormente usadas son las de dos dedos, aunque para algunas aplicaciones es necesario el uso de tres o más. En la figura 1.23 se muestran dos pares de pinzas, una de dos dedos y una de tres.

La figura 1.24a muestra el mecanismo más simple. Representa un par de pinzas que para cerrar o abrir, giran alrededor de un perno y se requieren dos fuerzas iguales en sentido contrario. En la figura 1.24b, dos articulaciones y dos apoyos reemplazan al par de fuerzas, haciendo necesaria únicamente la aplicación



Figura 1.23. Pinzas paralelas. (GlobalSpec, 2007)

Figura 1.24. Algunos mecanismos de pinzas angulares. (Groover *et al.*, 1989)

de una fuerza. Podemos también reducir la cantidad de apoyos y mover los elementos en donde la fuerza es aplicada, como se muestra en la figura 1.24c o podemos reducir la holgura al colocar dos soportes, como se muestra en la figura 1.24d.

Otro mecanismo que provee a las pinzas mecánicas de movimiento angular, es aquél que consta de una leva para lograr el cierre de los dedos y un muelle que le permite la apertura instantánea al dejar de aplicar la fuerza (fig. 1.25).

La pinza de la figura 1.26 tiene un mecanismo como el ejemplificado en la figura 1.24b o en la figura 1.24d (pueden ser ambos puesto que la fuerza está aplicada a lo largo de todo un eje). La pinza de la figura 1.27 es accionada mediante un vástago cuyo movimiento longitudinal provoca su apertura o cierre.

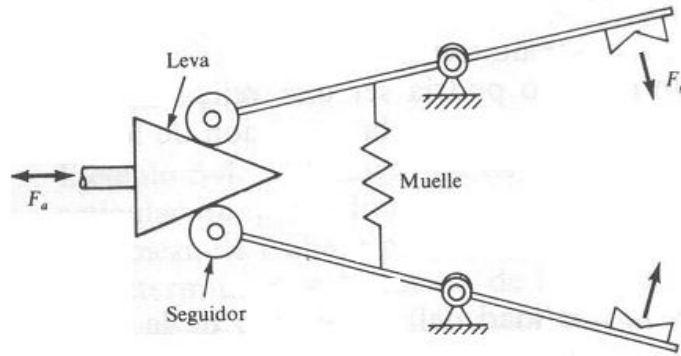


Figura 1.25. Pinza angular impulsada por una leva



Figura 1.26. Pinza angular (GlobalSpec, 2007)

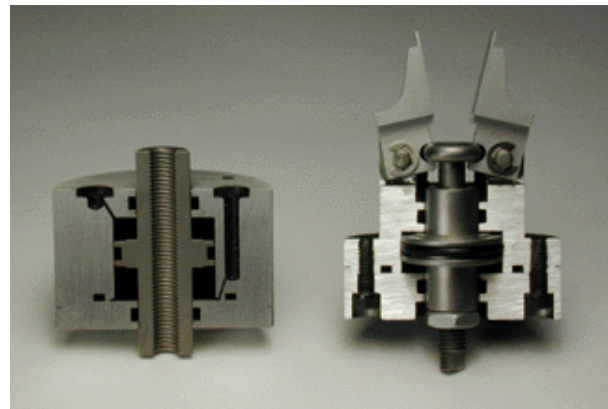


Figura 1.27. Pinza angular (Robotic Applications, 2007)

En conclusión, existe una gran diversidad de aplicaciones industriales para las cuales es necesario el uso de pinzas. A partir de los requerimientos de cada una de ellas, debe seleccionarse el tipo de impulsión, el tamaño, el material, la forma y tamaño de los dedos, entre otros aspectos. Algunas de las pinzas presentadas poseen cierta flexibilidad en cuanto al tamaño de las piezas que pueden sujetar. Es nuestra intención presentar un efector final con una flexibilidad mayor en cuanto a tamaños y formas, a un precio más accesible.

1.5. Proyectos de investigación

En la manufactura flexible, se ha hecho necesario el uso de pinzas (o *grippers*) capaces de sujetar piezas de diferentes formas y tamaños. Esta flexibilidad se ha conseguido, en cierta forma, con la implementación de pinzas eléctricas [ver sección 1.4.3], con ventosas, o bien, con pinzas que buscan imitar la mano humana. A continuación se presenta una serie de trabajos que se han realizado con esta finalidad.

1.5.1. A nivel nacional

En México, los proyectos existentes no han alcanzado un nivel comercial. Es por ello, que para poner un punto de partida en cuanto al diseño de los efectores finales tipo pinza, hacemos referencia principalmente a tesis y artículos de revistas científicas.

Así, podemos referirnos al trabajo de (Ayala *et al.*, 2004), quienes diseñaron una pinza de aluminio para un robot móvil de 5 GDL. Su trabajo incluye los análisis estático y dinámico de la estructura, los cálculos por tensión, flexión y deformación, el diseño de un perno de latón para la unión de los eslabones, y el cálculo del tornillo sinfín y la rueda helicoidal para el sistema de cierre de la pinza. Se contempla el maquinado de las piezas necesarias con ayuda de torno y fresadora CNC.

(Hernández, 2003) realizó la selección de un conjunto de efectores finales para un brazo mecánico. Su trabajo incluye un análisis de las ventajas y desventajas de cierto tipo de pinza con respecto a otro. A diferencia del proyecto de (Ayala *et al.*, 2004), el de Panchito no abarca aspectos de diseño, sino que se limita a la selección de equipo ya disponible en el mercado.

(Chávez, 2003) propuso un modelo mecánico para el desarrollo de un brazo artificial adaptable como prótesis. Este proyecto parece prometedor a futuro puesto que contempla una mano artificial de cinco dedos, sin embargo, carece de un desarrollo detallado de los componentes y del funcionamiento del brazo, así como de una solución definida.

Existen algunos proyectos relacionados con la fabricación de mecanismos semejantes a la mano humana. Se refieren principalmente a los realizados para la fabricación de prótesis. En este aspecto, hay algunos trabajos que hemos decidido tomar como base.

Uno es el diseño realizado por (Nava y Rodríguez, 2003), en el que se utilizan, como en la mayoría de los mecanismos de este tipo, resortes que devuelven los dedos a su posición inicial. El estudio anatómico no es minucioso, sin embargo, el movimiento está servocontrolado.

El trabajo de (Castillo *et al.*, 2002) muestra el diseño de una prótesis mioeléctrica del miembro superior derecho. Para su desarrollo, se hace un estudio anatómico que incluye los huesos, músculos y tendones encargados del movimiento de los dedos. Son de especial interés para nuestro proyecto, aquéllos elementos que transmiten el movimiento a los dedos índice, medio y pulgar.

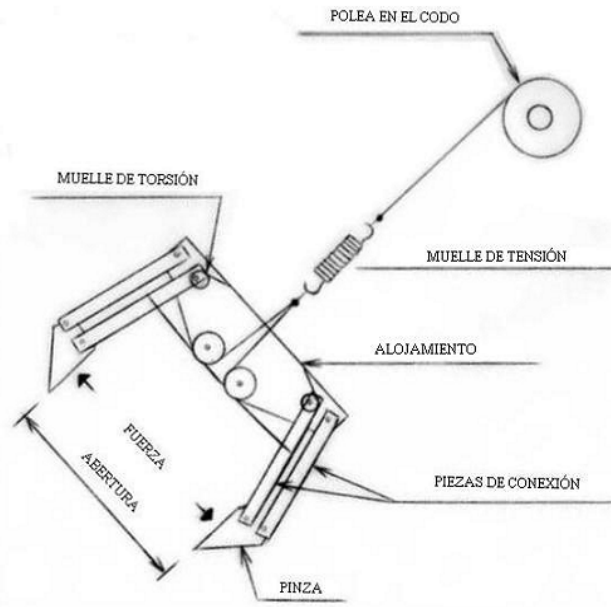


Figura 1.28. Diagrama de poleas para el control de la pinza (Medina & Serrano, 2006)

Por otro lado se encuentra el proyecto realizado por (Medina & Serrano, 2006): el control de una prótesis de antebrazo que utiliza señales electromiográficas, es decir, que convierte la actividad eléctrica asociada con el movimiento del músculo en registros visuales o de sonido que pueden ser utilizados para controlar el movimiento del motor.

Los diferentes trabajos hacen uso de distintos tipos de transmisión para imitar el movimiento de la mano. (Nava y Rodríguez , 2003) contemplan el uso de chicotes de acero y rodillos para la apertura y cierre de la misma. (Medina & Serrano, 2006) utilizan un sistema de poleas, resortes y engranes, al igual que un motor a pasos, para el mecanismo de agarre de objetos, y otro motor a pasos para la rotación de la muñeca (fig 1.28).

(Cota y Espinosa, 2006) diseñaron un prototipo de prótesis mioeléctrica. Para su elaboración, realizaron simulaciones en Visual Nastran para verificar la adaptabilidad del mecanismo a los diferentes tipos de sujeción. El prototipo cuenta con cuatro dedos móviles, accionados por transmisiones sinfín corona, y uno fijo, como se muestra en la figuras 1.29a y 1.29b.

La prótesis de (Cota y Espinosa, 2006), posee tendones de acero y un sistema de poleas, al igual que la de Medina y Serrano, pero con un diseño diferente. (Cortez *et al.*, 2006) analizaron también la alternativa de un sistema de poleas y tendones de acero, sin embargo, se decidieron por la colocación de motores en cada junta.

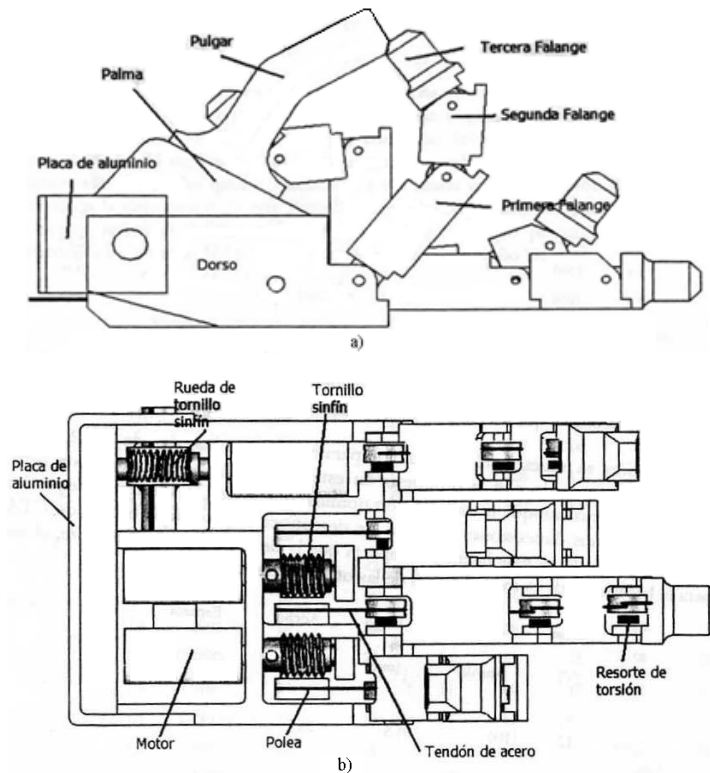


Figura 1.29. (a) Vista frontal del mecanismo (b) Vista superior del mecanismo (Cota & Espinosa, 2006)

Debido a que su proyecto se refiere a una mano robot controlada vía internet que reproduce los movimientos sensados por un guante con fibra óptica, la tesis de (Cortez *et al.*, 2006). está enfocada principalmente al control del movimiento. Lo anterior explica la elección de servomotores para cada articulación.

Los mecanismos que hacen uso de tendones, entre otros, se denominan subactuados, y consiguen con un movimiento, el accionamiento de dos o más grados de libertad. Existe una serie de trabajos a este respecto, de los cuales, nos ha sido de gran interés el de (Kelly & Campa, 2005). Ellos analizaron el control de un sistema subactuado, de un péndulo con una rueda inercial.

1.5.2. A nivel internacional

Dado que la cantidad de proyectos realizados a nivel internacional es muy amplia y considerando que nuestro diseño pretende hacer uso de un sistema subactuado, los trabajos que se presentan a continuación se refieren específicamente a efectores finales autoconformables que utilizan mecanismos subactuados. Ya sea utilizando poleas y tendones o mecanismos de barras, los sistemas más comunes en este tipo de efectores finales, a nivel investigación, son los subactuados, puesto que resulta más simple y económico controlar el movimiento.

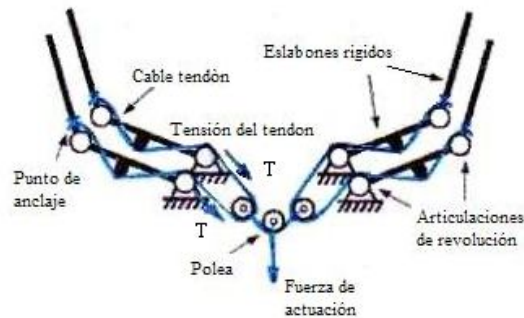


Figura 1.30. Mecanismo actuador de la mano (Dollar & Howe, 2006)

Como se muestra en la figura 1.30, (Dollar & Howe, 2006) realizaron el diseño de un gripper de cuatro dedos, con dos grados de libertad cada uno. Los dedos están colocados en pares contrapuestos, de manera que su análisis se reduce a un espacio bidimensional.

El gripper de (Dollar & Howe, 2006) es accionado por poleas y tendones, de tal manera que basta un movimiento en la base para abrir o cerrar la pinza. Un análisis de este tipo de mecanismos, es efectuado también por (Dollar & Howe, 2006), y se refiere a las diferentes posiciones que los dedos pueden tomar para la sujeción de piezas cilíndricas en diferentes posiciones. Su trabajo presenta una simulación variando la configuración de las articulaciones y la cantidad de grados subactuados.

(Dollar & Howe, 2006) concluyen, en estos documentos, que un gripper con un número reducido de actuadores es más fácil de usar y más apropiado para los ambientes no estructurados, donde la información disponible es pobre.

El problema de la sujeción de objetos en dos dimensiones, también ha sido abordado a nivel doctorado por (Recatalá, 2003) y (Morales, 2003). Su propósito es observar los objetos, en busca de la manera más apropiada para su sujeción. Para ello, adquiere en primera instancia la imagen, luego selecciona el objeto, realiza las aproximaciones polinomiales correspondientes y ejecuta el agarre.

El efector final diseñado por (Recatalá, 2003) está conformado por dos dedos planos paralelos. El robot define la silueta del objeto, utilizando una serie de puntos base, y elige tanto la posición como la orientación del efector final, para la sujeción (fig. 1.31).

En materia de control, existen trabajos complejos que abarcan la obtención de ecuaciones, diagramas de flujo, síntesis cinemática y otros cálculos. Se complementan con ejemplos numéricos para describir las técnicas de trazado de curvas suaves a partir de siete puntos, que sirven de base (Lee & Tsai, 2005).

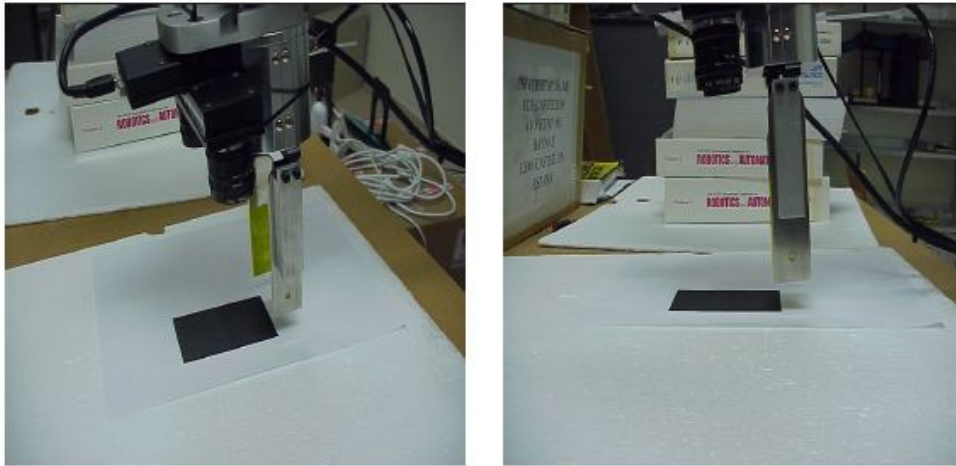


Figura 1.31. Diseño del efector final (Recatalá, 2003)

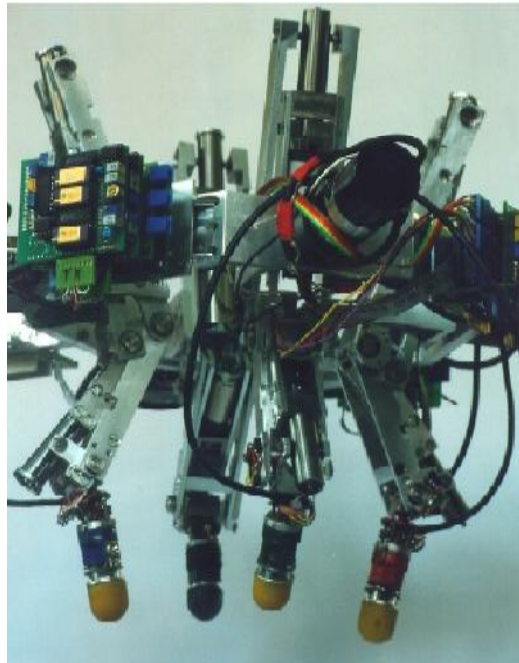


Figura 1.32. Karlsruhe Dexterous Hand (Institute for Process Control & Robotics, 2000)

Otro ejemplo de este tipo de trabajos es el referente al control de dos grippers de varios dedos, realizado por Doersam et al. (1997). Ellos analizaron el control adaptativo difuso del gripper llamado *Karlsruhe Dexterous Hand*, que se muestra en la figura 1.32, y del *Salisbury Hand*. También estudiaron la fricción no lineal, el problema del impacto y otras variables que afectan el movimiento del efector.

El control de la cinemática de un efector final de varios dedos puede realizarse mediante matrices jacobianas. Este método permite determinar, con gran precisión, la posición de la punta de cada uno de los dedos. Utilizando una función cuadrática, y sabiendo de antemano las dimensiones de un objeto (como el diámetro de una esfera), se consigue la rápida ejecución de los algoritmos de control. (Chappell *et al.*, 1999)

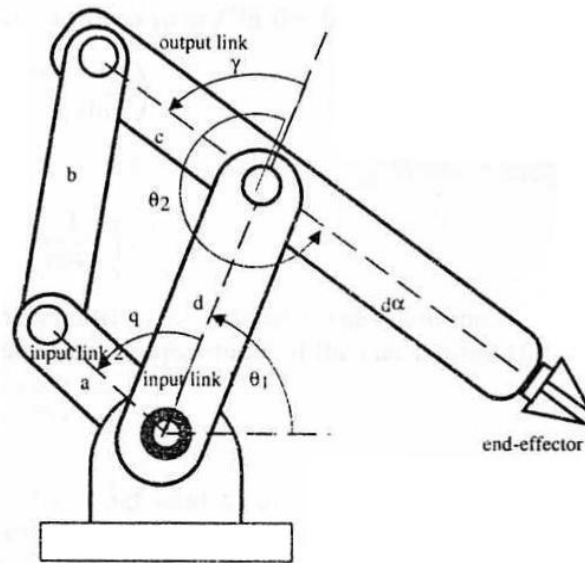


Figura 1.33. Manipulador con mecanismo de cuatro barras subactuado (Memertas, 2004)

El control de un manipulador autoconformable es muy amplio, puesto que existen diferentes formas de pinza, y generalmente poseen muchos grados de libertad. Sin embargo, este control puede simplificarse si se utilizan mecanismos subactuados (con pocos movimientos de entrada) para mover dichos grados.

Un mecanismo subactuado utilizado para este tipo de pinza es el de cuatro barras, que suele colocarse de diferentes maneras. En el caso del manipulador que se muestra en la figura 1.33, se utiliza un mecanismo rígido subactuado de cuatro barras, con dos movimientos rotacionales de entrada en la base, para incrementar la movilidad y la fuerza, relacionadas por medio de matrices jacobianas. (Mermertas, 2004)

Birglen & Gosselin (2003) estudiaron la capacidad de fuerza de los dedos subactuados de la configuración en la figura 1.34, que consiste básicamente de un triángulo escaleno que se divide en dos o más partes, formando triángulos semejantes. Cabe mencionar que este tipo de mecanismos contienen resortes y topes mecánicos para auxiliar el regreso a una posición inicial.

La principal desventaja de los mecanismos anteriormente mencionados radica en que existen ciertas configuraciones en las que la distribución de la fuerza en un dedo subactuado puede no alcanzar la magnitud deseada y, en algunos casos, expulsar el objeto.

En un trabajo posterior, (Birglen & Gosselin, 2005) realizaron el análisis de un estado de agarre plano de dedos subactuados de dos falanges. En esta ocasión, el objetivo fue obtener seguridad en el agarre, tomando en cuenta la geometría de la pieza, la influencia de parámetros de diseño y la fricción.

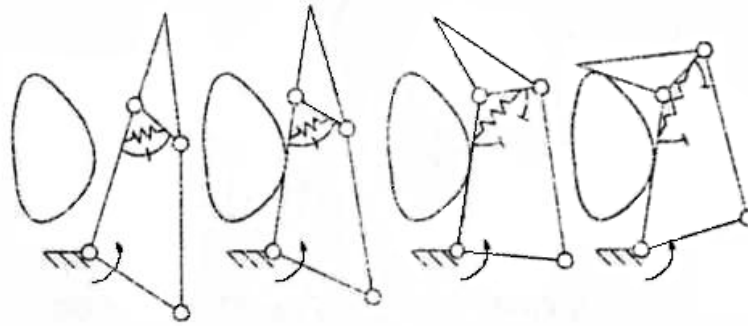


Figura 1.34. Mecanismo subactuado para dedo de dos GDL. (Birglen & Gosselin, 2003)

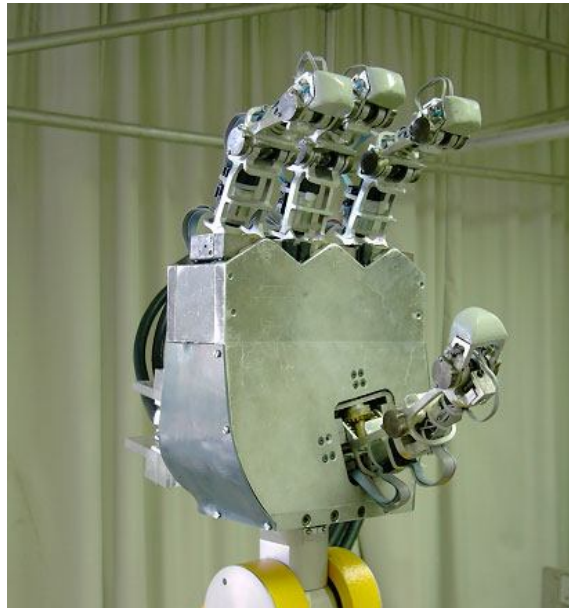


Figura 1.35. Mano mecánica MA-I (Suárez & Grosch, 2004)

Uno de los proyectos más recientes trata del diseño de una prótesis de mano antropomórfica, subactuada, de quince grados de libertad, con un movimiento de actuación por dedo. Cada dedo es totalmente independiente del otro y está diseñado para adaptarse a objetos de cualquier geometría. Esta prótesis tiene la habilidad de realizar agarres puntuales, además de cilíndricos. (Nasser *et al.*, 2006)

En cuanto al diseño mecánico de los efectores finales tipo pinza autoconformables, podemos mencionar el trabajo de (Suárez & Grosch, 2004). Su proyecto consta de una palma con cuatro dedos de cuatro grados de libertad cada uno, e incluye además las partes eléctrica-electrónica y de control. El trabajo terminado puede observarse en la figura 1.35.

Existe también una serie de grippers autoconformables basados en la mano humana, pero sin ser antropomórficos, por el hecho de que están enfocados a la realización de tareas industriales en lugar de tener como finalidad el constituir una prótesis.

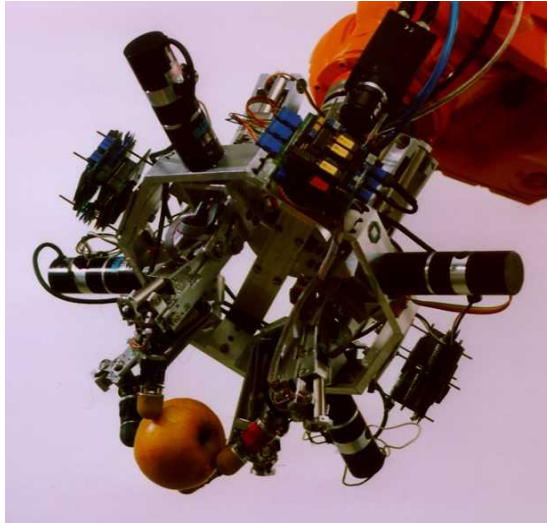


Figura 1.36. Karlsruhe Dexterous Hand montada (Institute for Process Control & Robotics, 2000)

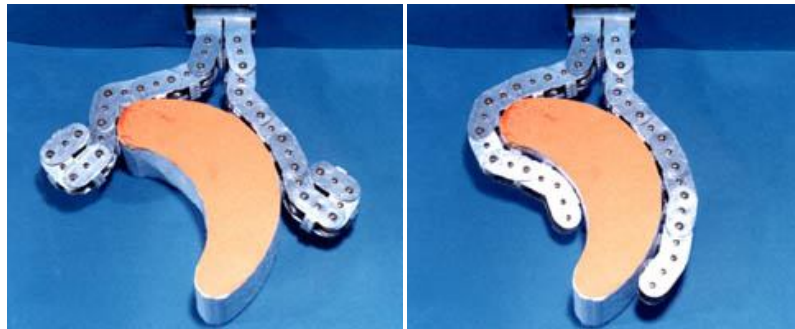


Figura 1.37. Gripper suave (Hirose-Fukushima Robotics Lab, 2006)

La *Karlsruhe Dexterous Hand* es una pinza de este tipo, con cuatro dedos colocados perpendicularmente uno de otro. Osswald & Wörn (2001) se dedicaron también a explicar los diferentes diseños, sistemas de actuación y de sensado, que un gripper autoconformable es capaz de utilizar. En base a esto, realizaron los diseños mecánico, eléctrico y de control correspondientes, que pueden verse en las figuras 1.32 y 1.36.

Una forma poco convencional de resolver el problema de la autoconformabilidad de un gripper, es colocar múltiples eslabones en serie acoplados mediante un intrincado sistema de poleas (fig. 1.37). Esto permite la obtención de una fuerza de sujeción uniforme a lo largo de toda su superficie. Si el sistema de poleas es accionado en sentido contrario, los eslabones se enrollan hacia el exterior, liberando el objeto. (Hirose-Fukushima Robotics Lab, 2006)

A nivel comercial, existe un gripper autoconformable con ocho articulaciones programables, de tres dedos y con la capacidad de controlar la fuerza de sujeción, lo que da como resultado la posibilidad de manipular materiales difíciles. Este gripper puede verse en la figura 1.38. (Schunk, 2007)



Figura 1.38. Mano servoeléctrica (Schunk, 2007)

1.6. Planteamiento del problema

La industria actual requiere flexibilidad en la mayoría de los procesos productivos. Esta flexibilidad implica fabricar productos diferentes en una misma línea de producción. Los robots están diseñados para realizar cualquier tipo de tarea repetitiva, y de esta incongruencia surge un problema referente a lograr que un robot sea lo suficientemente flexible como para efectuar su tarea con objetos diferentes.

A pesar de que existen múltiples propuestas de solución a éste problema, la mayoría se enfocan en dotar al robot de la capacidad de cambiar de herramienta (en casos de sujeción, cambiar de pinza) y proporcionarle una cantidad considerable de herramientas o pinzas diferentes. Esta alternativa resulta funcional, pero costosa.

1.6.1. Necesidad

Así, ha surgido la necesidad de fabricar una herramienta que consiga la manipulación de piezas de diferentes formas y tamaños. Esto, con el objeto de evitar las demoras en el cambio de efector final y por tanto, reduciendo costos.

1.6.2. Requerimientos de diseño

Para cumplir con la necesidad antes establecida, hemos propuesto un diseño capaz de sujetar y mover piezas rígidas no frágiles cuyo peso no sobrepase los 5 kg y cuya dimensión máxima sea menor a 12 cm. El efector final deberá tener diez grados de libertad, ocho de éstos en sus tres dedos y los dos restantes en la muñeca.

1.7. Objetivo de la tesis

Tomando en cuenta los requerimientos de diseño planteados, la finalidad de este trabajo será el diseño y fabricación de un efector final tipo pinza, económico, sencillo, adaptable a los distintos robots existentes en el mercado, y sobre todo, funcional.

1.7.1. Objetivos particulares de la tesis

Una vez analizado el problema a resolver, y tomando en cuenta todo lo establecido hasta ahora en el estado del arte, procedemos a enlistar los objetivos particulares que conformarán el objetivo general.

- i. Establecimiento de los fundamentos teóricos y prácticos necesarios para la resolución del problema planteado.
- ii. Evaluación de las alternativas de solución disponibles.
- iii. Diseño conceptual del efector final.
- iv. Diseño formal del efector final.
- v. Construcción de un prototipo que satisfaga el diseño propuesto.
- vi. Demostración de la rentabilidad del proyecto.
- vii. Establecimiento de metas a futuro.

1.8. Organización de la tesis

El presente documento está estructurado en cuatro capítulos. El primero contiene un panorama relativo a los efectores finales, resaltando los similares a la mano humana. También incluye una comparación entre los diferentes tipos de actuación, materiales, control y mecanismos que se utilizan en ellos. El segundo capítulo engloba las bases teóricas para las decisiones que efectuamos y para el diseño que proponemos, comenzando con mecanismos y abarcando materias varias hasta llegar a los temas de electrónica y de programación utilizados en el control de la pinza.

La tercera sección plantea el problema de diseño y lo resuelve. Todas las decisiones, cálculos y propuestas de solución se incluyen en ella. Los extractos de catálogos comerciales y los dibujos del efector final también se incluyen en esta sección. El cuarto y último capítulo trata de los costos que implicaría la manufactura de la pinza propuesta. Se hace uso de diversos tipos de diagramas para las consideraciones correspondientes a materiales, tiempo, mano de obra y diseño.

Finalmente, se presentan las conclusiones derivadas de este trabajo, así como las recomendaciones de trabajo futuro; esto último, incluyendo mejoras posibles a las diversas etapas de diseño y fabricación del presente trabajo.

2

Marco teórico

Este capítulo aborda de manera general una serie de temas relacionados con el diseño del presente efector final. Se trata de temas de mecánica, de eléctrica y de control que fueron utilizados durante el desarrollo del proyecto y que sirven de sustento a toda decisión acerca de éste.

2. Marco teórico

El diseño de una pinza autoconformable requiere de una serie de cálculos y análisis desde diferentes puntos de vista. Los temas que abordan dichos cálculos y análisis se encuentran desarrollados en este capítulo. La compilación de la información ha procurado hacerse de manera que se expliquen a detalle aquéllos temas que se relacionan directamente con el proyecto, mientras que se tocan de manera rápida aquéllos que, por alguna razón, sólo se toman en cuenta al realizar ciertas consideraciones.

Para referencia futura, en capítulos posteriores, fue decidida la clasificación de los temas en las materias de estudio de éstos. Así, el capítulo ha sido organizado en las siguientes secciones:

- 2.1. Mecanismos
 - 2.1.1. Mecanismos de cuatro barras
 - 2.1.2. Cinemática de los mecanismos
 - 2.1.3. Ventaja mecánica
 - 2.1.4. Fuerzas dinámicas
- 2.2. Materiales usados en ingeniería
 - 2.2.1. Propiedades de los metales
 - 2.2.2. Tipos de metales
 - 2.2.3. Polímeros
 - 2.2.4. Recubrimientos y tratamientos especiales
- 2.3. Resistencia (o mecánica) de materiales
 - 2.3.1. Determinación de cargas
 - 2.3.2. Diagrama esfuerzo-deformación
 - 2.3.3. Esfuerzos normal y cortante
 - 2.3.4. Deflexión en vigas
 - 2.3.5. Torsión
 - 2.3.6. Concentración de esfuerzos
 - 2.3.7. Teorías de falla
- 2.4. Diseño mecánico
 - 2.4.1. Transmisión de potencia
 - 2.4.2. Resortes
- 2.5. Control de motores eléctricos
 - 2.5.1. Motores de corriente directa
 - 2.5.2. Motores de corriente alterna
 - 2.5.3. Control y variación de velocidad
 - 2.5.4. Sentido de giro
- 2.6. Electrónica de potencia
 - 2.6.1. Fuentes de alimentación
 - 2.6.2. Puente H

El presente capítulo parte de los tipos de pinza mencionados en el primer capítulo para determinar las consideraciones necesarias al diseñar un efector final de éste tipo. A su vez, constituye el fundamento de todo cálculo, análisis y consideración desarrollados en el capítulo tercero.

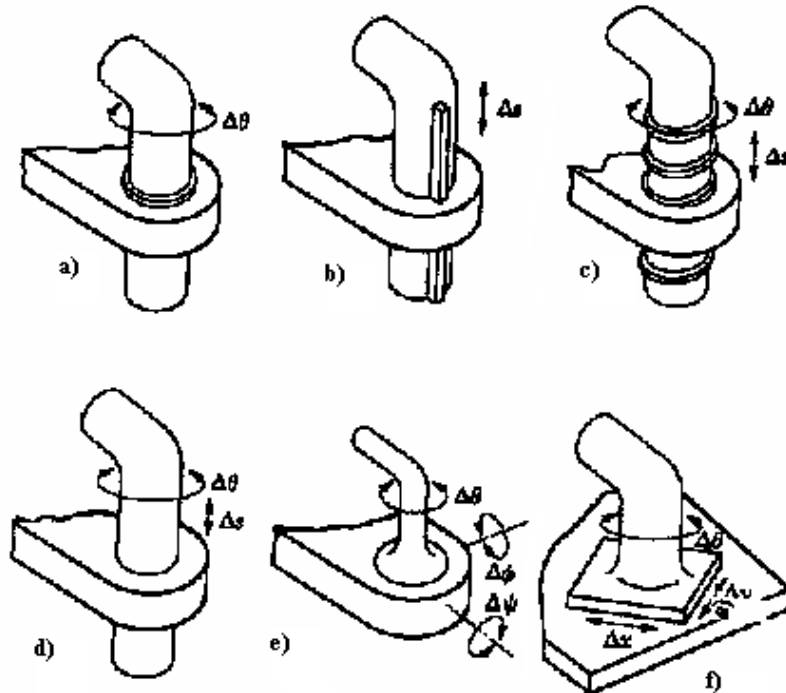


Figura 2.1. Pares cinemáticos inferiores (Sánchez, 2001).

2.1. Mecanismos

La mecánica es la columna vertebral de la robótica. Comprende masas, movimientos, fuerzas, energía, diseño y manufactura. Se trata de una materia con origen remoto y amplia proyección a futuro, que pretende desarrollar la tecnología combinando conocimiento básico con aplicaciones novedosas de principios científicos (Massachusetts Institute of Technology, 2007).

Un mecanismo se conforma de cierta cantidad de eslabones de manera que pueda existir un movimiento entre ellos. Este movimiento es realizado por articulaciones que pueden ser de revoluta (fig. 2.1a), prismáticas (fig. 2.1b), helicoidales o tornillos (fig. 2.1c), cilíndricas (fig. 2.1d), esféricas o de rótula (fig. 2.1e), o planas (fig. 2.1f).

En el caso de los robots, y consecuentemente de los efectores finales, las articulaciones de revolución o de traslación (de revoluta o prismáticas) son las más utilizadas. La razón de esto radica en la conveniencia de tener un grado de libertad a la vez, lo que simplifica los cálculos, el control y la calibración, entre otros.

En ingeniería siempre se prefiere la opción más sencilla, económica y cómoda para cumplir una función, o resolver un problema. Este principio se aplica, naturalmente, al campo de los mecanismos. Existe una cantidad inmensa de mecanismos, pero la gran mayoría de los utilizados a nivel industrial son mecanismos simples de escasos eslabones, o derivados de estos.

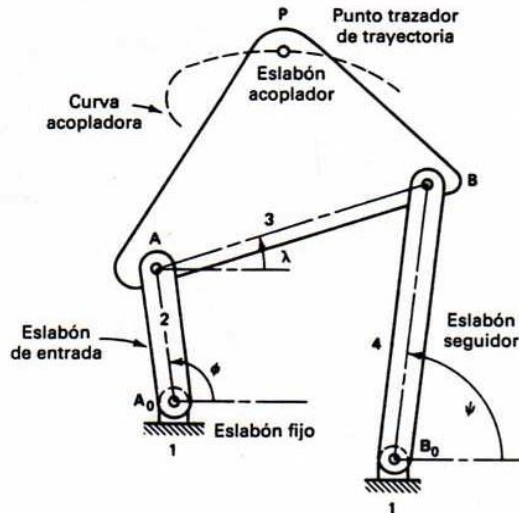


Figura 2.2. Mecanismo de cuatro barras (Erdman y Sandor, 1998)

2.1.1. Mecanismos de cuatro barras

La figura 2.2 muestra un mecanismo de cuatro barras. Se trata del eslabonamiento más simple, de lazo cerrado, con tres eslabones móviles, uno fijo y cuatro juntas. Usualmente, es conocido como mecanismo *manivela-acoplador-balancín*. El eslabón de entrada se denomina manivela y el seguidor, balancín u oscilador, debido a que el primero posee un movimiento de rotación completa y el segundo, un movimiento de rotación parcial, con su retorno correspondiente.

Dependiendo de la tarea que desempeña, un mecanismo puede ser *generador de función*, *generador de trayectoria* o *generador de movimiento*. Un *generador de función* no requiere un punto trazador en el eslabón acoplador y se toma especial consideración en los movimientos o fuerzas entre los eslabones conectados a tierra. Un mecanismo *generador de trayectoria* se enfoca en la trayectoria de un punto trazador. Un *generador de movimiento* requiere del análisis del eslabón acoplador, tanto de su orientación angular, como de las coordenadas del punto trazador (Erdman y Sandor, 1998).

Otra clasificación que puede hacerse de los mecanismos de cuatro barras es en base al rango de movimiento que los eslabones conectados a tierra tienen. Ésta puede realizarse dependiendo de la relación que exista entre las longitudes de sus eslabones, es decir, utilizando el criterio de Grashof:

$$s + l \leq p + q \quad (2.1)$$

donde (fig. 2.3):

s = longitud del eslabón más corto

l = longitud del eslabón más largo

p = longitud de un eslabón restante

q = longitud del otro eslabón restante.

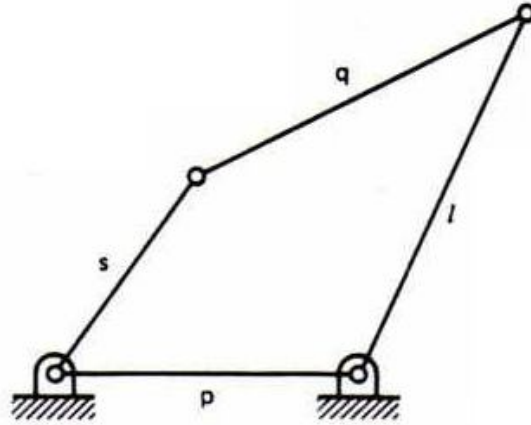


Figura 2.3. Denominación de los eslabones para el criterio de Grashof (Erdman y Sandor, 1998).

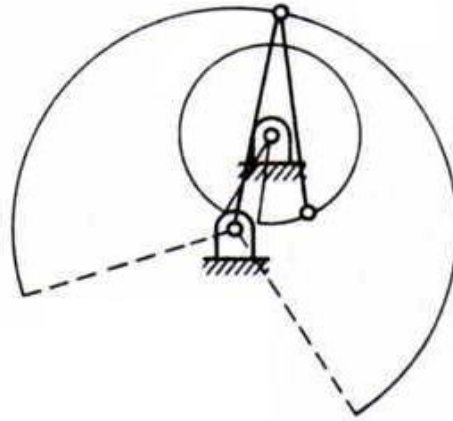


Figura 2.4. Ejemplo de eslabonamiento no-Grashof: oscilador triple (Erdman y Sandor, 1998).

Si la desigualdad se cumple, el eslabonamiento es *de Grashof* y por lo menos uno de los eslabones podrá dar una revolución completa. Si no se cumple, el eslabonamiento no es *de Grashof* y ninguno de los eslabones podrá dar una revolución completa (fig. 2.4) (Norton, 1999).

En el caso de que $s + l < p + q$, se tienen cuatro posibles mecanismos de Grashof:

- Manivela-oscilador*. Cuando el eslabón más corto tiene rotación completa y se fija cualquiera de los eslabones adyacentes a éste (fig. 2.5a)
 - Doble manivela o mecanismo de arrastre*. Cuando se fija el eslabón más corto (fig. 2.5b)
 - Oscilador-manivela*. Cuando el eslabón más corto es el seguidor (fig. 2.5c)
 - Oscilador doble*. Cuando se fija el eslabón opuesto al más corto (fig. 2.5d)
- (Erdman y Sandor, 1998).

En el caso de que $s + l = p + q$, los mecanismos son los mismos que en el caso anterior, con la diferencia de que poseen *puntos de cambio* dos veces por revolución de la manivela de entrada, cuando todos los eslabones quedan colineales (Norton, 1999).

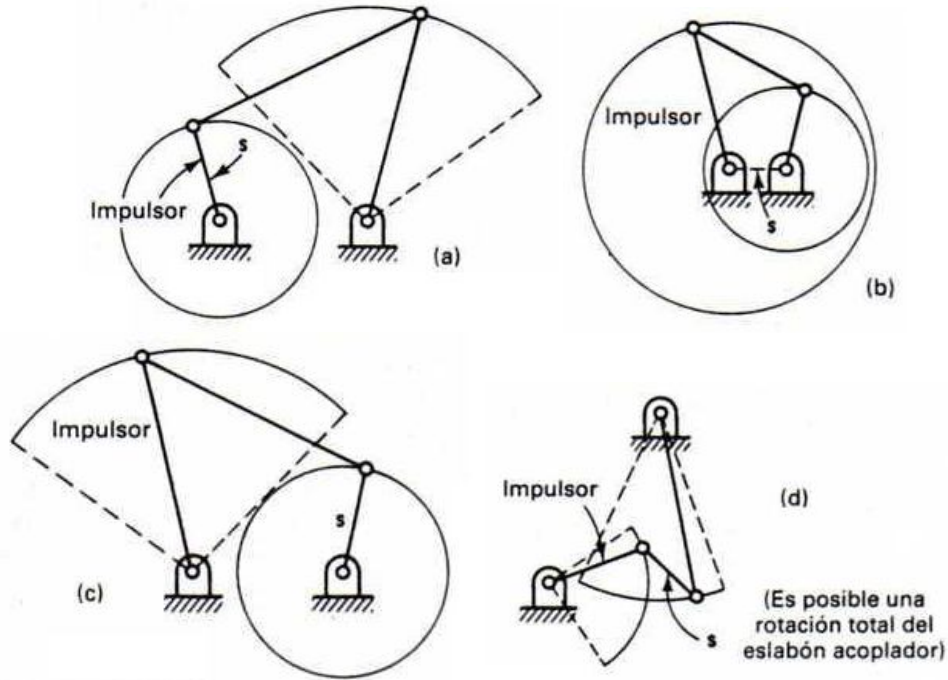


Figura 2.5. Mecanismos de Grashof $s + l < p + q$ (Erdman y Sandor, 1998).

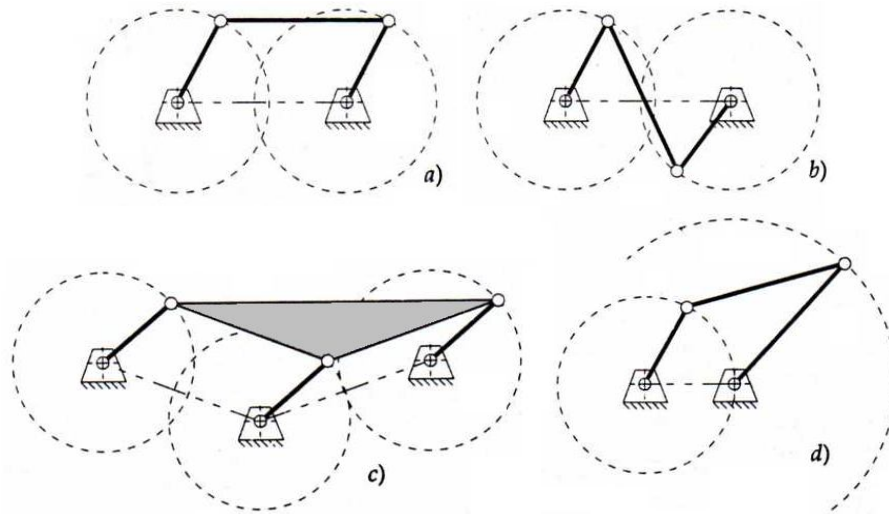


Figura 2.6. Mecanismo de Grashof con puntos de cambio (Erdman y Sandor, 1998).

La figura 2.6 muestra las cuatro inversiones posibles para este caso. El eslabonamiento de *paralelogramo* duplica el movimiento rotatorio de la manivela impulsora (fig. 2.6a). Un eslabonamiento de *paralelogramo* puede variar imprevisiblemente entre su forma y la de *antiparalelogramo* cada 180 grados (fig.2.6b). Para evitar esto, puede restringirse el movimiento (evitando los puntos de cambio) o agregarse un eslabón fuera de fase (Norton, 1999).

Esta configuración, también llamada de *doble paralelogramo* (fig. 2.6c), logra que el acoplador permanezca horizontal en todas las posiciones. En la configuración *deltoide* (fig. 2.6d) los eslabones fijo y manivela poseen las mismas dimensiones, al igual que el acoplador y el seguidor.

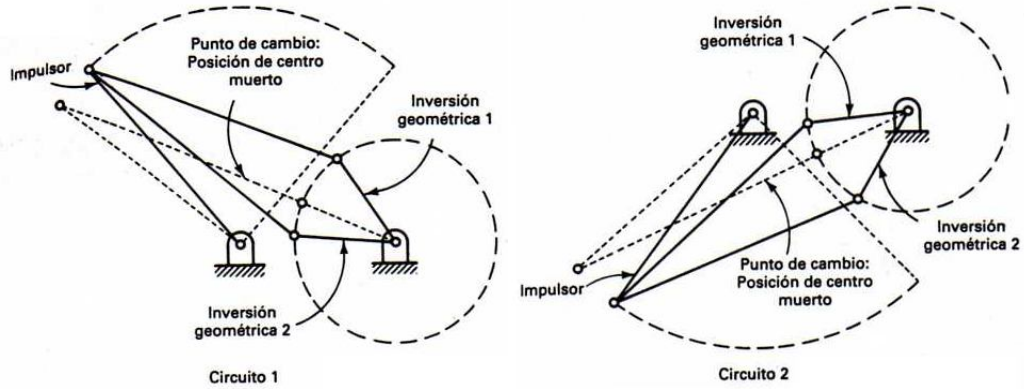


Figura 2.7. Posibles inversiones geométricas de un mecanismo *oscilador-manivela* (Erdman y Sandor, 1998).

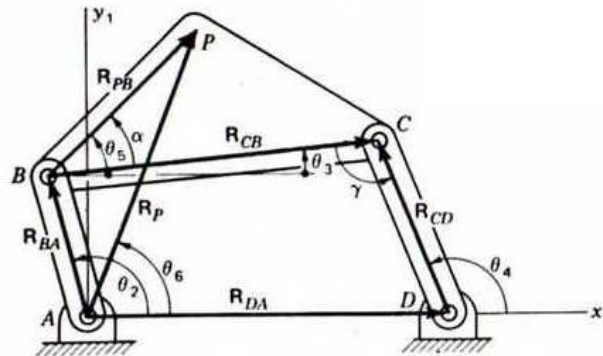


Figura 2.8. Posición de un eslabonamiento de cuatro barras (Shigley, 1982).

A diferencia de los circuitos en donde no se alcanza una posición de punto muerto, los mecanismos de *oscilador-manivela* o de *doble oscilador* presentan dos inversiones geométricas. Como se muestra en la figura 2.7, para cambiar de un circuito a otro, se requiere una desconexión de los eslabones (Erdman y Sandor, 1998).

2.1.2. Cinemática de los mecanismos

Como puede verse en la figura 2.8, la posición de un punto P situado en el eslabón acoplador puede determinarse en base a un ángulo θ_2 , dado por la rotación de la manivela. La ecuación vectorial que relaciona a los eslabones del circuito cerrado es

$$R_{BA} + R_{CB} = R_{DA} + R_{CD} \quad (2.2)$$

y la posición del punto P está dada por la ecuación

$$R_P = R_{BA} + R_{PB} \quad (2.3)$$

Primero debe resolverse la ecuación 2.2 para reducir el número de incógnitas. Es decir, sabiendo que el ángulo α , entre los vectores R_{CB} y R_{PB} , permanece constante

$$\theta_5 = \theta_3 + \alpha \quad (2.4)$$

Este problema puede solucionarse gráficamente combinando los términos conocidos de la ecuación 2.2, encontrando los puntos B y D como se muestra en la figura 2.9 (Shigley, 1982).

$$S = R_{DA} - R_{BA} = R_{CB} - R_{CD} \quad (2.5)$$

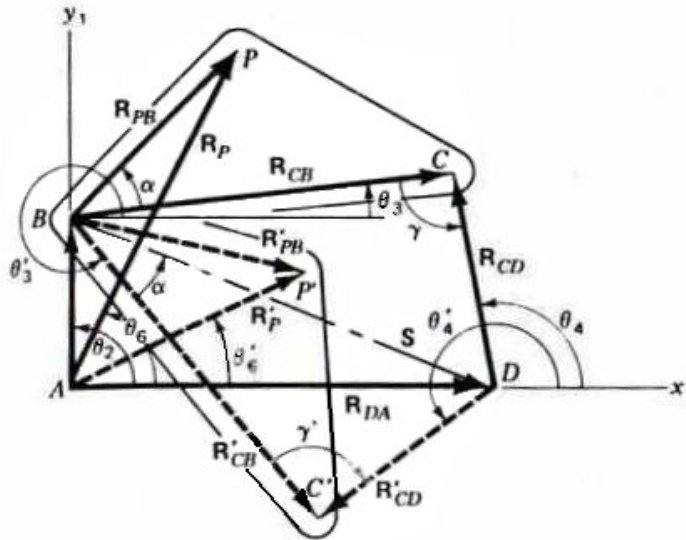


Figura 2.9. Análisis gráfico de la posición de un eslabonamiento de cuatro barras (Shigley, 1982).

Las dos soluciones posibles se marcan en la figura como θ_3 , θ_4 y θ_3' , θ_4' . Sin embargo, la segunda solución (R_P') puede no lograrse físicamente a partir del eslabonamiento mostrado en la figura 2.8 sin antes desmontarlo.

Las soluciones gráficas solían depender de la escala del dibujo, la precisión del dibujante y habilidad de éste para manejar herramientas tales como escuadras, compás, escalímetro, etc. En la actualidad, el dibujo por computadora (con AutoCAD principalmente) hace de estos una forma rápida y muy precisa de realizar cálculos de posición como los mostrados anteriormente, y de velocidad o de aceleración como los que se muestran a continuación.

Para el cálculo de la velocidad de un mecanismo se debe partir de los conceptos de movimientos absoluto y relativo. El movimiento absoluto es el movimiento de un punto móvil con respecto a un punto fijo. El movimiento relativo es el movimiento de un punto móvil con respecto a otro, también en movimiento.

Para los mecanismos, el movimiento relativo puede referirse al movimiento entre:

- Diferentes puntos de un mismo eslabón, también conocido como *movimiento de diferencia*
- Mismo punto en diferentes eslabones (puntos momentáneamente coincidentes), que es propiamente un *movimiento relativo*, que puede representarse vectorialmente
- Puntos diferentes de eslabones diferentes, lo que resulta en un análisis ciertamente complicado, que suele necesitar de pasos intermedios de análisis semejante al de los dos casos anteriores (Erdman y Sandor, 1998).

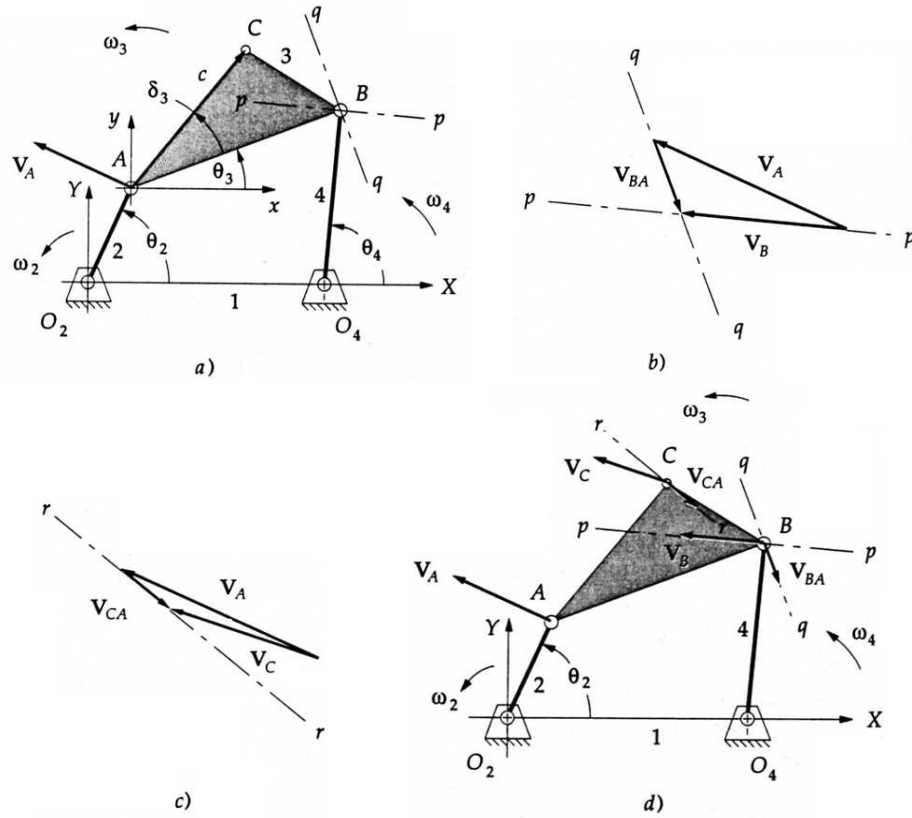


Figura 2.10. Solución gráfica de velocidades de un mecanismo de cuatro barras (Norton, 1999).

Del movimiento de diferencia puede derivarse una diferencia de velocidad, que puede representarse con la siguiente ecuación

$$(2.6)$$

donde

V_A y V_B son las velocidades absolutas de los puntos A y B , y

V_{BA} es la diferencia de velocidad del punto B con respecto al punto A

(Shigley, 1982).

Sabemos también que

$$(2.7)$$

donde

V_A es la velocidad del punto A ,

R_A es el vector de posición del punto A , y

ω_2 es la velocidad angular del eslabón que gira alrededor de O_2

La figura 2.10 representa el método para obtener gráficamente las velocidades de un eslabonamiento de cuatro barras. Primero se obtiene la velocidad del punto A , utilizando la ecuación 2.7 (fig. 2.10a). Sabiendo la dirección de la velocidad del punto B , podemos trazar un triángulo que

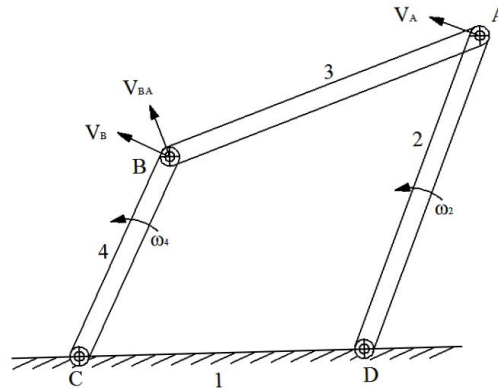


Figura 2.11. Mecanismo de cuatro barras.

relacione los tres vectores de velocidad (fig. 2.10b). Con lo anterior, pueden determinarse las magnitudes de las velocidades V_B y V_{BA} . El mismo procedimiento puede aplicarse para determinar las velocidades absoluta y relativa del punto trazador (fig. 2.10c y 2.10d).

El presentado aquí no es el único método gráfico, sin embargo, para el proyecto cuya realización se aborda aquí, este método es el más simple y resulta completamente funcional. Es necesario recalcar que un método gráfico es lo ideal para el cálculo de pocas posiciones, debido a que se requiere un dibujo nuevo para cada una de éstas.

El método del polígono de velocidades implica una suma vectorial y, por lo tanto, tres vectores son necesarios para la realización del mismo. Considerando que un vector, en determinados casos, se conoce en su totalidad (si sabemos cuáles son su magnitud, dirección y sentido) un polígono de velocidades podría no resultar la mejor opción de que se dispone.

Analizando el mecanismo de cuatro barras de la figura 2.11 podemos notar que los eslabones 2 y 4 realizan un movimiento rotacional mientras que el eslabón 2 o acoplador se desplaza con movimiento plano general (rotación y traslación), lo cual requiere un mayor grado de complejidad al analizarlo.

Además, centrandó nuestra atención en la velocidad de salida como resultado del análisis, es innecesario el cálculo de la velocidad relativa entre el eslabón de salida y el de entrada. Lo anterior es un muy buen punto de partida para aplicar el método de los centros instantáneos.

La aplicación de este método resulta justificada por el hecho de que visto de cierta manera, un eslabón realiza un movimiento puramente rotacional alrededor de un punto, que llamaremos centro instantáneo (I). El único problema radica en la localización de este centro de rotación, generalmente.

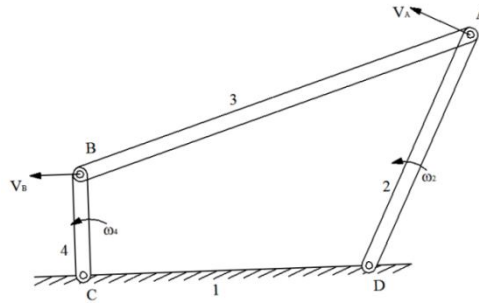


Figura 2.12. Mecanismo de cuatro barras.

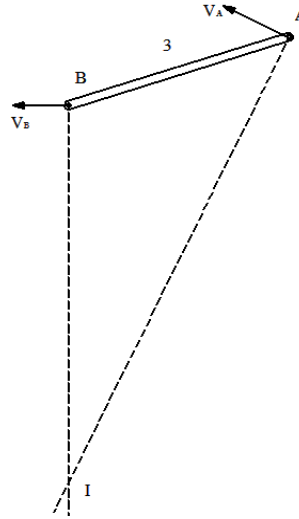


Figura 2.13. Centro instantáneo de rotación I.

El método de los centros instantáneos se ejemplifica en seguida y es aplicado a otro mecanismo de cuatro barras (figura 2.12). Se requiere obtener la velocidad del punto B.

La velocidad V_A , de la misma manera que en el método del polígono, se calcula con la ecuación 2.6, considerando el sentido y la velocidad angular de entrada..

Para ubicar el centro instantáneo de rotación es necesario conocer las direcciones de las velocidades de dos elementos pertenecientes a un eslabón, cualesquiera que sean, sin embargo, resulta muy conveniente que en el mecanismo mostrado las direcciones que se conocen son las requeridas.

En el caso del mecanismo de cuatro barras que estamos analizando, sabemos que las velocidades V_A y V_B son perpendiculares a los eslabones 2 y 4, respectivamente.

Las direcciones de las velocidades mencionadas nos permiten conocer la ubicación del centro instantáneo I al trazar paralelas en los puntos A y B. Es de utilidad en este caso aislar el eslabón 3 como se muestra en la figura 2.13.

El método de los centros instantáneos establece que la razón entre las distancias \overline{AI} y \overline{BI} es la misma que entre las velocidades V_A y V_B , de esta manera, la magnitud de la velocidad en B se obtiene con la siguiente ecuación:

$$V_B = V_A \frac{\overline{BI}}{\overline{AI}} \quad (2.8)$$

Para determinar las fuerzas que suceden en un mecanismo, es necesario saber la aceleración que éste tiene. El cálculo de las aceleraciones, al igual que el de las velocidades, puede hacerse por método gráfico (cuando no se requiere el análisis de una gran cantidad de posiciones) o por método analítico. Para el objeto de nuestro proyecto, y como se mencionó anteriormente, el método gráfico cumple todas las necesidades y será el método a utilizar.

Las ecuaciones para encontrar las aceleraciones de un eslabonamiento, son semejantes a las utilizadas en el cálculo de las velocidades. Se obtienen a partir de la velocidad o la aceleración angulares y son

$$A_B = A_A + A_{BA} \quad (2.9)$$

$$A_B = A_B^t + A_B^n \quad (2.10)$$

$$A^t = r\alpha \quad (2.11)$$

$$A^n = r\omega^2 \quad (2.12)$$

donde

A_A y A_B son las aceleraciones absolutas de los puntos A y B, y

A_{BA} es la aceleración relativa de B con respecto a A

A_B^t es la aceleración tangencial de B

A_B^n es la aceleración normal de B

(Norton, 1999).

Estas ecuaciones son igualmente aplicables al resto de los eslabones y para el resto de los puntos. La *aceleración tangencial* es perpendicular al eslabón que rota. La *aceleración normal o centrípeta* tiene una dirección hacia el centro alrededor del cual gira (fig. 2.14a). La forma gráfica de las ecuaciones 2.9 y 2.10 puede verse en la figura 2.14b.

Los polígonos de aceleraciones pueden realizarse de manera sencilla y rápida para el caso de un mecanismo de cuatro barras, como puede verse en la figura 2.15. Al igual que en los de velocidad, es conveniente utilizar una escala grande (para disminuir el error) o un programa de dibujo tal como Autocad para los trazos. Considerando velocidad y aceleración de entrada $\omega_2 = 600 \text{ rpm} = 62.8 \text{ rad/s}$ en

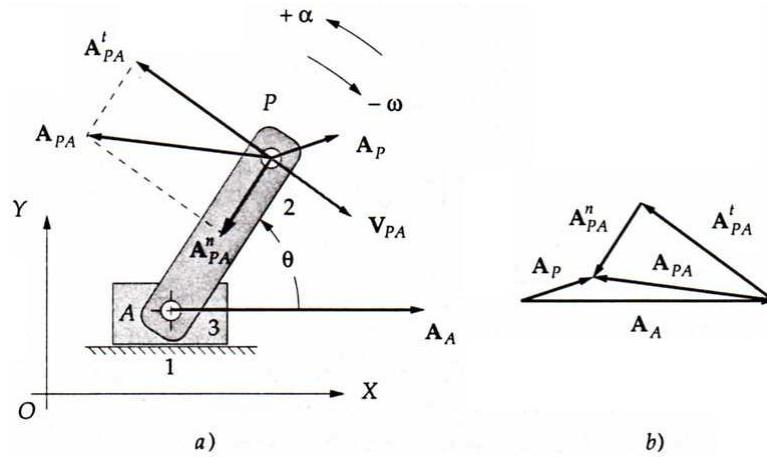


Figura 2.14. Representación de las aceleraciones en un eslabón libre (Norton, 1999).

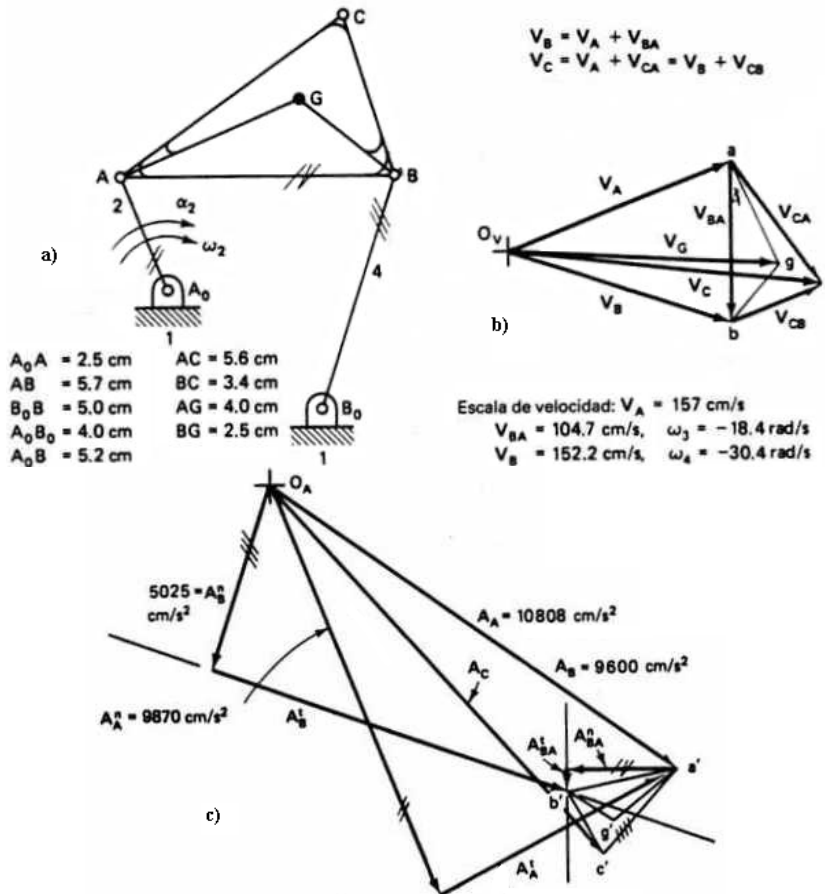


Figura 2.15. Polígonos de velocidad y aceleración para un mecanismo de cuatro barras (Erdman y Sandor, 1998).

sentido horario y $\alpha_2 = 2000 \text{ rad/s}^2$ (fig. 2.15a), se dibuja primero el polígono de las velocidades (fig. 2.15b) y luego el de las aceleraciones (fig. 2.15c). Haciendo uso de las ecuaciones antes descritas, para la obtención de aceleraciones, se obtiene lo siguiente (Erdman y Sandor, 1998)

$$\begin{aligned}
 A_B &= 9600 \text{ cm/s}^2 & \alpha_3 &= -87.7 \text{ rad/s}^2 \text{ en sentido horario} \\
 \alpha_4 &= -1676 \text{ rad/s}^2 \text{ en sentido horario} & A_C &= 11100 \text{ cm/s}^2
 \end{aligned}$$

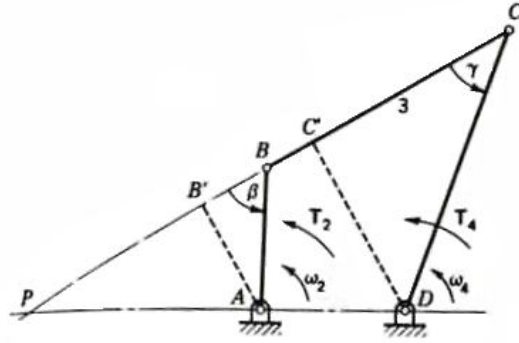


Figura 2.16. Ventaja mecánica de un eslabonamiento de cuatro barras (Shigley, 1982).

2.1.3. Ventaja mecánica

Al diseñar o implementar un mecanismo, existe un aspecto de vital importancia llamado *ventaja mecánica* y que se refiere a la capacidad de éste para transmitir pares o fuerzas. En el caso de un tren de engranes, “la razón de par es una función de la razón de velocidad angular entre los eslabones de salida y entrada de un mecanismo”; en el caso de un eslabonamiento, cambiará durante su movimiento (Erdman y Sandor, 1998).

En la figura 2.16, los eslabones 2 y 4 son los de entrada y salida, respectivamente. La razón de las velocidades angulares de un mecanismo es inversamente proporcional a las líneas en las que el centro instantáneo cruza con la línea de los centros, es decir

$$\frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{R_{PA}}{R_{PD}} \quad (2.13)$$

Si consideramos que el mecanismo carece de fricción y de inercia, podemos deducir que

$$T_2\omega_2 = -T_4\omega_4 \quad (2.14)$$

donde T_2 y T_4 son los torques de entrada y salida del mecanismo (Shigley, 1982).

El mismo principio aplica para la potencia transmitida. Más allá de las pérdidas de energía debidas a la fricción o a la inercia, las potencias son iguales. Esto se resume como

$$P_2 = T_2\omega_2 = F_2V_2 = F_4V_4 = T_4\omega_4 = P_4 \quad (2.15)$$

Y entonces, recordando que el par es el producto de una fuerza por un radio, podemos definir la *ventaja mecánica* como

$$V.M. = \left(\frac{r_2}{r_4}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_4}\right) \quad (2.16)$$

Entonces, la ventaja mecánica depende de la posición de las fuerzas de entrada y salida, y de la velocidad angular (Erdman y Sandor, 1998).

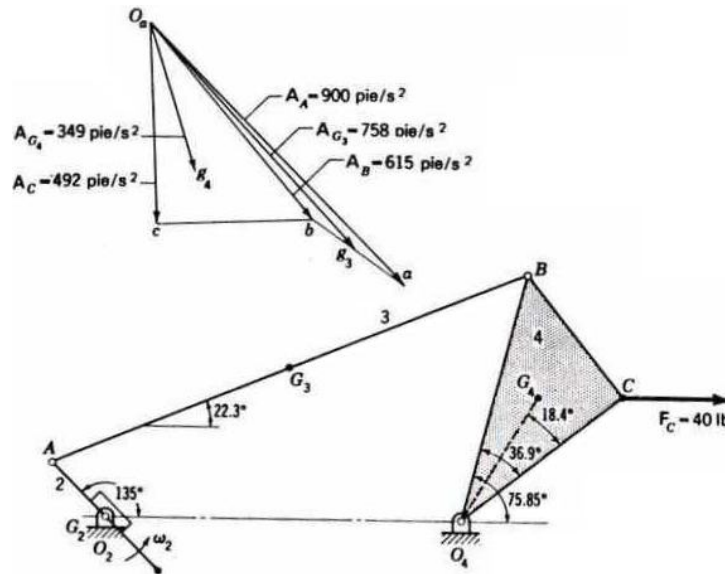


Figura 2.17. Análisis cinemático de un mecanismo de cuatro barras (Shigley, 1982).

2.1.4. Fuerzas dinámicas

Luego de haber analizado la posición, velocidad y aceleración de un mecanismo, se procede a calcular las fuerzas dinámicas que se presentan en éste. Para ello se utiliza el *principio de superposición*, es decir, analizar cada fuerza como si actuara sola, y después superponer los efectos para obtener un efecto total.

Los pasos para llevar a cabo un análisis completo de un mecanismo, que incluya fuerzas y momentos de torsión en cada eslabón, son los siguientes:

- i. Hacer un análisis cinemático del mecanismo, localizando centros de masa y aceleraciones.
- ii. Con el valor o valores dados de fuerza y torque que el mecanismo debe entregar, hacer un análisis de las fuerzas estáticas sin incluir las fuerzas de inercia.
- iii. Calcular las fuerzas de inercia y los momentos de torsión de inercia para cada eslabón del mecanismo, conociendo sus masas y momentos de inercia. Realizar un diagrama de cuerpo libre de cada uno de los elementos para conocer el efecto total de todas las fuerzas y momentos de inercia presentes en el mecanismo.
- iv. Sumar vectorialmente las fuerzas y momentos estáticos (del paso ii), con las fuerzas y momentos de inercia (del paso iii), para obtener el efecto total resultante para cada eslabón (Shigley, 1982).

Para el mecanismo que se muestra en la figura 2.17 se tienen las siguientes consideraciones

$$\begin{aligned}
 O_2A &= 3 \text{ in} & AB &= 20 \text{ in} \\
 O_4B &= 10 \text{ in} & O_2O_4 &= 14 \text{ in} \\
 O_4G_4 &= 5.69 \text{ in} & AG_3 &= 10 \text{ in} \\
 BC &= 6 \text{ in} \\
 O_4C &= 8 \text{ in}
 \end{aligned}$$

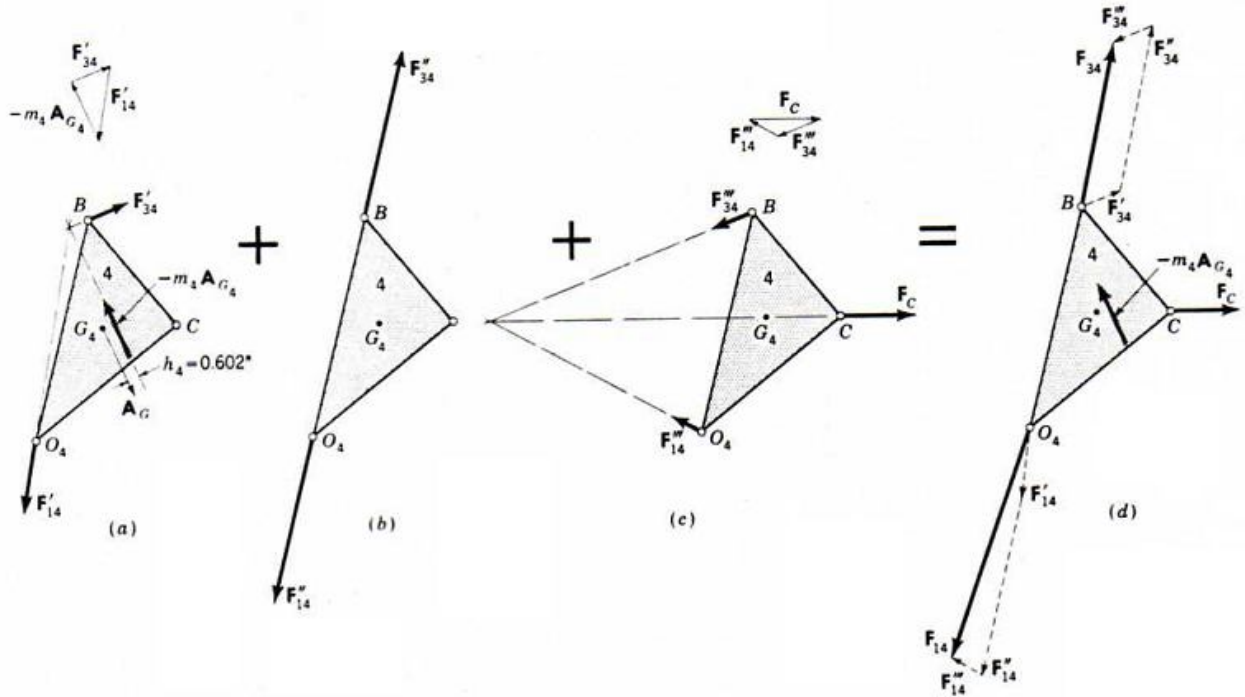


Figura 2.18. Diagramas de cuerpo libre del eslabón 4 (Shigley, 1982).

$$\omega_2 = 60 \text{ rad/s}$$

$$W_3 = 7.13 \text{ pd}$$

$$W_4 = 3.42 \text{ pd}$$

$$\alpha_2 = 0 \text{ rad/s}^2$$

$$I_{G_3} = 0.625 \text{ pd} \cdot \text{s}^2$$

$$I_{G_4} = 0.037 \text{ pd} \cdot \text{s}^2$$

A partir de cierta posición angular en el eslabón 2, la posición de los eslabones restantes, así como el polígono de aceleraciones, se aprecian también en la figura 2.17.

Las aceleraciones de los eslabones 3 y 4 se obtienen mediante los métodos anteriormente descritos.

$$\alpha_3 = 148 \text{ rad/s}^2 \text{ en sentido antihorario}$$

$$\alpha_4 = 604 \text{ rad/s}^2 \text{ en sentido horario}$$

La figura 2.18 muestra los diagramas de cuerpo libre del eslabón cuatro, haciendo uso, a su vez, del principio de superposición para sumar cada una de las fuerzas representadas en las figuras 2.18a, 2.18b y 2.18c, y obtener como resultado las fuerzas mostradas en el diagrama 2.18d (Shigley, 1982).

El análisis mostrado es semejante al que se realizará en secciones posteriores para el desarrollo del proyecto que nos ocupa. En él, será utilizado para el cálculo de los motores que le darán movimiento, a partir de los torques resultantes, necesitaremos del análisis de un punto trazador situado en el eslabón seguidor, que funcionará, a su vez, como manivela para un eslabonamiento de cuatro barras montado de manera adyacente a éste. Con esto se logra la subactuación necesaria para mover varios grados de libertad a partir de un movimiento de impulsión.

El cálculo de las fuerzas para el eslabón 4 es el siguiente

$$I_{G_4} \alpha_4 = 0.037(604) = 22.3 \text{ pd} \cdot \text{in} \quad (2.17)$$

$$m_4 A_{G_4} = \frac{3.42}{32.2} (349) = 37.1 \text{ pd} \quad (2.18)$$

$$h_4 = \frac{I_{G_4} \alpha_4}{m_4 A_{G_4}} = \frac{22.3}{37.1} = 0.602 \text{ in} \quad (2.19)$$

De manera similar, se analizaría a partir de un diagrama de cuerpo libre el eslabón 3, obteniendo lo siguiente

$$I_{G_3} \alpha_3 = 0.625(148) = 92.5 \text{ pd} \cdot \text{in} \quad (2.20)$$

$$m_3 A_{G_3} = \frac{7.13}{32.2} (758) = 168 \text{ pd} \quad (2.21)$$

$$h_3 = \frac{I_{G_3} \alpha_3}{m_3 A_{G_3}} = \frac{92.5}{168} = 0.550 \text{ in} \quad (2.22)$$

Con los resultados obtenidos, se puede completar el cálculo de las fuerzas requeridas y principalmente, el torque que debe ejercer la manivela (Shigley, 1982).

Otra forma de realizar el análisis de la cinemática y de las fuerzas dinámicas de un mecanismo, es utilizando matrices que relacionan la geometría del mecanismo en cuestión con la dinámica del mismo. En este caso, se requiere la resolución previa de la cinemática para conocer los parámetros necesarios de las ecuaciones de movimiento de Newton

$$\Sigma F_x = m a_x \quad (2.23a)$$

$$\Sigma F_y = m a_y \quad (2.23b)$$

$$\Sigma T = I_G \alpha \quad (2.23c)$$

Como las tres ecuaciones anteriores se aplican a cada eslabón o cuerpo rígido, si se trata de un mecanismo de cuatro barras (fig. 2.19a), se tendrán nueve ecuaciones con nueve incógnitas. Los diagramas de cuerpo libre mostrados en la figura 2.19b, consideran el eslabón 2 como eslabón de entrada, produciendo un torque T_{12} , una fuerza externa F_P aplicada al punto P del eslabón 3 y un torque externo T_4 aplicado sobre el eslabón 4 (Norton, 1999).

Se podría tener un sistema de fuerzas y torques más complicado, con un mayor número de fuerzas y torques aplicados en los diferentes eslabones. En este caso, el problema se podría simplificar reduciendo las fuerzas a una sola y teniendo un torque por cada eslabón.

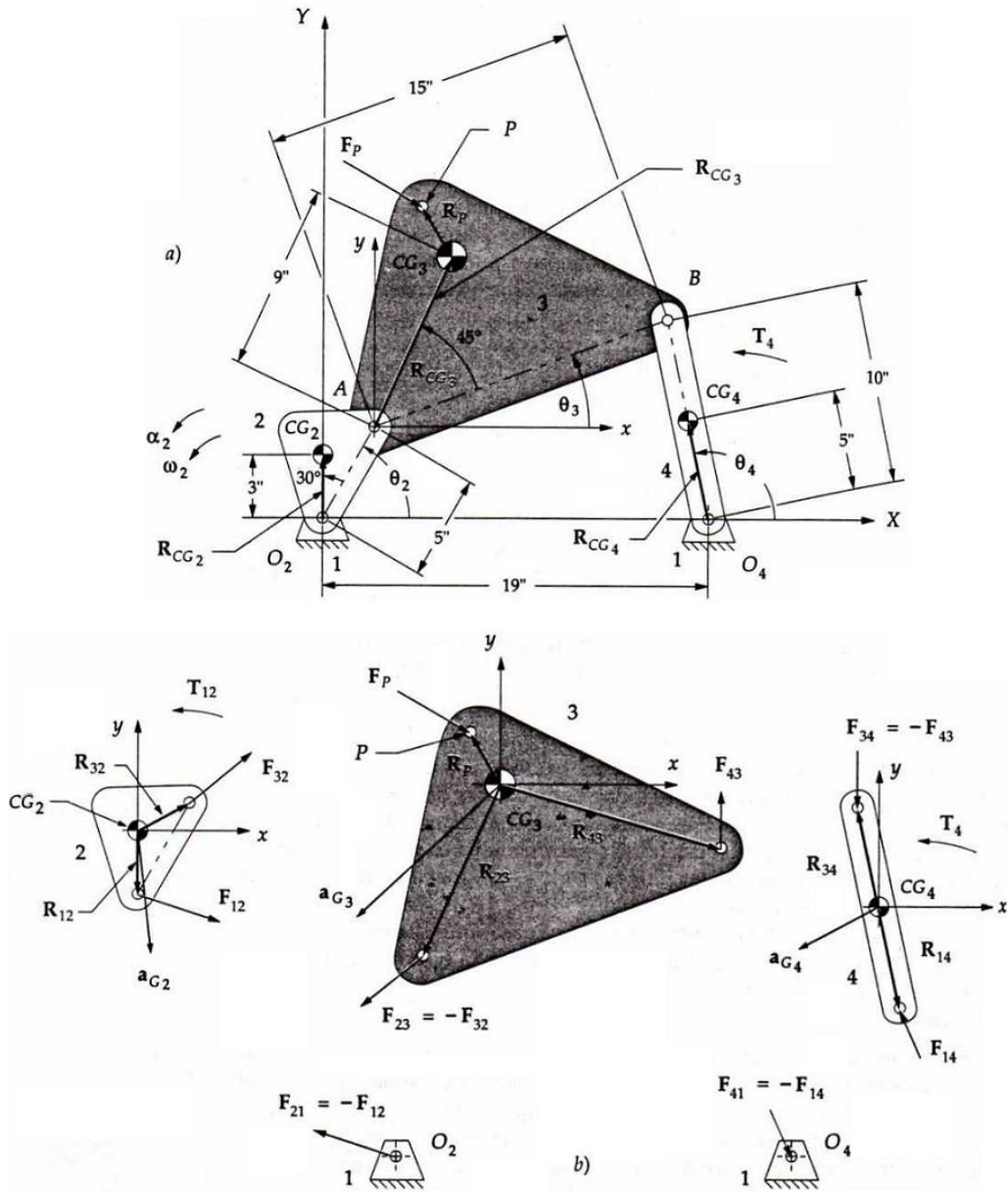


Figura 2.19. Eslabonamiento de cuatro barras y diagramas de cuerpo libre (Norton, 1999).

También en la figura 2.19 se muestran los sistemas de coordenadas necesarios para definir los parámetros dinámicos de cada eslabón, así como los centros de gravedad de los mismos. Los datos cinemáticos, así como la orientación de las fuerzas aplicadas sobre el mecanismo difieren para cada posición del eslabonamiento, a diferencia de los centros de gravedad. El proceso es idéntico para cada posición.

Utilizando las ecuaciones 2.23a, 2.23b y 2.23c, y analizando los diagramas de cuerpo libre mostrados en la figura 2.19b, se obtienen las siguientes ecuaciones para fuerzas y torques en cada uno de los eslabones (Norton, 1999).

$$F_{12x} + F_{32x} = m_2 a_{G_{2x}} \quad (2.24a)$$

$$F_{12y} + F_{32y} = m_2 a_{G_{2y}} \quad (2.24b)$$

$$T_{12} + (R_{12x} F_{12y} - R_{12y} F_{12x}) + (R_{32x} F_{32y} - R_{32y} F_{32x}) = I_{G_2} \alpha_2 \quad (2.24c)$$

$$F_{43x} - F_{32x} + F_{Px} = m_3 a_{G_{3x}} \quad (2.25a)$$

$$F_{43y} - F_{32y} + F_{Py} = m_3 a_{G_{3y}} \quad (2.25b)$$

$$(R_{43x} F_{43y} - R_{43y} F_{43x}) - (R_{23x} F_{32y} - R_{23y} F_{32x}) + (R_{Px} F_{Py} - R_{Py} F_{Px}) = I_{G_3} \alpha_3 \quad (2.25c)$$

$$F_{14x} - F_{43x} = m_4 a_{G_{4x}} \quad (2.26a)$$

$$F_{14y} - F_{43y} = m_4 a_{G_{4y}} \quad (2.26b)$$

$$(R_{14x} F_{14y} - R_{14y} F_{14x}) - (R_{34x} F_{43y} - R_{34y} F_{43x}) + T_4 = I_{G_4} \alpha_4 \quad (2.26c)$$

De las ecuaciones anteriores podemos notar que “ T_{12} , el torque aplicado de origen, sólo aparece en la ecuación para el eslabón 2, ya que éste es la manivela impulsora a la cual está conectado el motor. El eslabón 3(...) no tiene torque aplicado exteriormente, aunque podría tenerlo, pero si una fuerza externa F_P . El eslabón 4(...) no tiene fuerza externa que actúe sobre él, aunque sí podría tenerla, pero sí actúa un torque externo T_4 . (En el eslabón 2 impulsor también podría haber una fuerza aplicada desde el exterior, aunque generalmente no ocurre así.)” (Norton, 1999).

De esta manera, las nueve incógnitas (F_{12x} , F_{12y} , F_{32x} , F_{32y} , F_{43x} , F_{43y} , F_{14x} , F_{14y} y T_{12}) pueden resolverse simultáneamente y en forma matricial las ecuaciones resultan

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23y} & -R_{23x} & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{34y} & -R_{34x} & -R_{14y} & R_{14x} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14x} \\ F_{14y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{G_{2x}} \\ m_2 a_{G_{2y}} \\ I_{G_2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G_{3x}} - F_{Px} \\ m_3 a_{G_{3y}} - F_{Py} \\ I_{G_3} \alpha_3 - R_{Px} F_{Py} + R_{Py} F_{Px} \\ m_4 a_{G_{4x}} \\ m_4 a_{G_{4y}} \\ I_{G_4} \alpha_4 - T_4 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

Para analizar el mecanismo de nuestro proyecto, haremos uso del método gráfico presentado para calcular velocidades y aceleraciones. La determinación de las fuerzas dinámicas se realizará a partir de la ecuación 2.27. El programa propuesto por Norton para la resolución de ésta es MATRIX. En nuestro caso, se hace uso de MatLab.

2.2. Materiales usados en ingeniería

Para todos los casos de diseño en ingeniería se necesita tener como base un material comercial. Para elegir dicho material se necesita tener cierto conocimiento de las propiedades que posee, así como de los tratamientos térmicos y los procesos de manufactura. En esta sección se explican algunos de los conceptos anteriores.

2.2.1. Propiedades mecánicas de los metales

Existen una gran cantidad de propiedades de los metales, tanto físicas como químicas. Este proyecto no requiere del sometimiento de ningún material a ambientes húmedos, corrosivos, ni con carga eléctrica. Es debido a esto, que hemos discriminado dichas propiedades, y presentamos a continuación únicamente las propiedades físicas y mecánicas que afectan directamente la elección del material en la elaboración del proyecto.

La *maquinabilidad* es la facilidad de labrado por herramientas o cuchillas de corte. La *colabilidad* es la capacidad de llenar un molde cuando el material se encuentra en estado líquido. La *soldabilidad* es la propiedad de ser soldado con base en soldadura autógena, o bien, de baja temperatura. La *ductilidad* de un material es la facilidad de ser transformado en hilos. La *maleabilidad* es la capacidad de un material para ser transformado en láminas. La *templabilidad* es la aptitud que tienen los materiales para ser penetrados por el temple. La *fusibilidad* es la propiedad de fundirse bajo la acción del calor (Espinosa *et al.*, 2005).

La capacidad que posee en material para soportar una carga externa, se denomina *resistencia*. Si ha de soportar una carga sin romperse, la carga es de ruptura. La *elasticidad* es la propiedad que poseen los cuerpos para regresar a su forma original luego de aplicarles una carga, así como la *plasticidad* es la de sufrir una deformación sin romperse. La *fluencia* es la deformación lenta y esporádica de un material por la acción de su propio peso o cargas pequeñas. Las características de *elasticidad*, plasticidad y fluencia pueden representarse en un diagrama esfuerzo-deformación, como puede verse en la figura 2.20.

La *tenacidad* es la capacidad de absorber energía sin romperse (Norton, 1999). La ausencia de una deformación considerable antes del momento de ruptura se conoce como *fragilidad* (Norton, 1999). La *resiliencia* es la resistencia de un material frente al impacto (Pontificia Universidad Católica de Chile, 1999). La resistencia a la *fatiga* es la capacidad de soportar cargas periódicas.

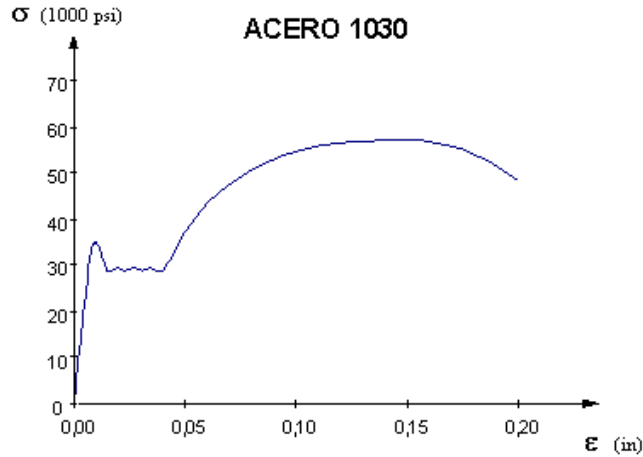


Figura 2.20. Diagrama de esfuerzo-deformación (Pontificia Universidad Católica de Chile, 1999).

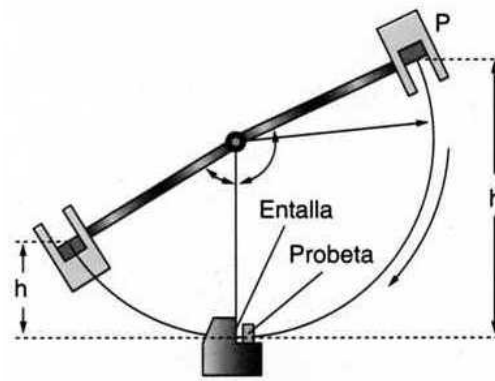


Figura 2.21. Ensayo Charpy para determinar resiliencia (Espinosa et al. 2005).

La *dureza* es la propiedad de un material que le permite resistir la deformación plástica, usualmente por penetración. También se refiere a la resistencia de un material a ser doblado, rayado, cortado y a la abrasión (England, 2007). La *homogeneidad* de un material es la capacidad que tiene de ser uniforme en todo su volumen. El isotropismo es la capacidad de tener las mismas propiedades de manera interna sin importar la dirección en el material.

2.2.2. Tipos de metales

Uno de los tipos de metales que se utilizan en ingeniería es el *hierro* de fundición (con entre 2 y 4.5 de carbono), que puede clasificarse en:

- Hierro de fundición blanco: Duro, frágil, difícil de maquinar y con pocas aplicaciones, como recubrimientos en mezcladoras de cemento.
- Hierro de fundición gris: El más común, fácil de vaciar como fusión líquida y fácil de maquinar como sólido, utilizado en bastidores de máquinas, bloques motores, rotores y tambores de frenos.
- Hierro de fundición maleable: Tiene la resistencia a la tensión más elevada que el de fundición gris, pero no se desgasta igual de bien. Se utiliza en piezas sometidas a esfuerzos a la flexión.

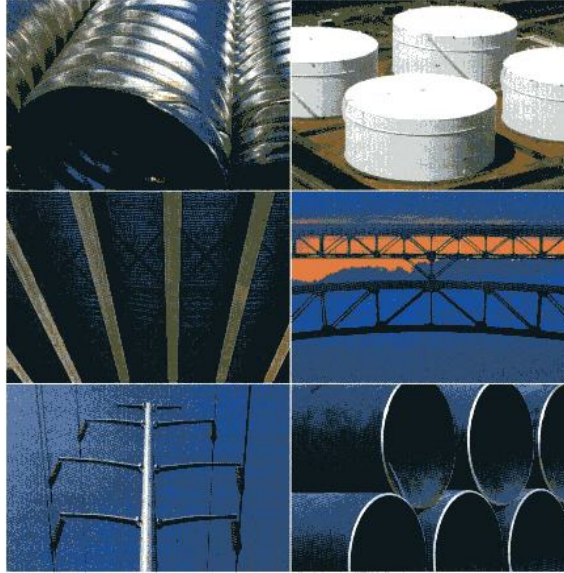


Figura 2.22. Aplicaciones industriales del acero (American Iron and Steel Institute, 2005).

- d) Hierro de fundición nodular (dúctil): Tiene un módulo de elasticidad superior al de fundición gris, es más tenaz, más resistente, más dúctil y menos poroso que este. Se utiliza en piezas sujetas a carga por fatiga, como cigüeñales, pistones y levas (Norton, 1999).

El *acero* es el material de uso más común en ingeniería (fig. 2.22). Podemos clasificar los aceros en:

- a) *Aceros fundidos*: Poseen una composición química similar a los aceros forjados y sus propiedades mecánicas son superiores a las del hierro fundido. De acuerdo con su contenido de carbono se clasifican en: de *bajo carbono* (menos de 0.2%), de *medio carbono* (de 0.2 a 0.5%) y de *alto carbono* (mayor a 0.5%).
- b) *Aceros forjados*: Se obtienen a partir de un proceso de manipulación del material sin fundirlo. Se clasifican en: acero rolado o laminado en caliente (que se obtiene al hacer pasar lingotes calientes de acero por un conjunto de rodillos o troqueles, convirtiéndolos en vigas en I, canales, ángulos, planos, cuadrados, redondos, tubos, hojas, placas, etc. que sirven para piezas de máquinas sujetas a maquinado extenso) y acero rolado o laminado en frío (que se produce a partir de lingotes o formas laminados en caliente que se trefilan a través de dados, formando láminas, tiras, placas, barras redondas y rectangulares, tubos, etc.) (Norton, 1999).

El *aluminio* es un metal obtenido mediante un proceso electrolítico. Dependiendo de éste, además de la pureza y aplicaciones para el metal, se tienen las siguientes variedades:

- a) Aluminio de primera fusión (93% a 99.7%)
- b) Aluminio de segunda fusión (98% a 99%)
- c) Aluminio para desoxidación del acero (86% a 92%)



Figura 2.23. Aplicaciones industriales del aluminio (International Aluminium Institute, 2000).

d) Aluminio para forja de 99.5%

e) Aluminio para forja de 99%

El *aluminio* tiene numerosas aplicaciones, especialmente las dos variedades de forja. Se utiliza en construcciones de estructura metálica (fig. 2.23a), construcciones aeronáuticas (fig. 2.23b), vehículos de transporte (fig. 2.23c) y como conductor en líneas de alta tensión (Espinosa *et al.*, 2005).

El *titanio* es uno de los materiales de ingeniería más modernos (fig. 2.24a). Todas las propiedades que posee lo convierten en la respuesta a los problemas de diseño, por ejemplo, que no es magnético. El *titanio* puede estar en contacto con alimentos y productos químicos ácidos y alcalinos, y en el cuerpo humano actuando como prótesis (fig. 2.24b). Se utiliza bastante en la industria aeroespacial sobre todo en la estructura de naves (fig. 2.24c), pero es costoso en comparación con el aluminio y el acero. (Norton, 1999)

El *cobre* se encuentra en la naturaleza en diversos estados y hay dos procedimientos fundamentales para su obtención: por vía seca (donde se toma de minerales sulfurados que muchas veces contienen hierro) y por vía húmeda (donde se precipita a partir de sulfatos) (Espinosa *et al.*, 2005).

El cobre se emplea en las siguientes aplicaciones: conductores eléctricos, serpentines de refrigeración, hornos de baños, tuberías y recipientes para la industria química, recubrimientos electrolíticos, rotores (fig. 2.25), entre otros. Comercialmente, el cobre se puede encontrar unido con otros elementos, los más importantes son: arsénico, bismuto, antimonio, plomo, silicio, fósforo, cadmio, cromo y telurio (Espinosa *et al.*, 2005).



Figura 2.24. Aplicaciones del titanio. (Titanium Industries, 2003)



Figura 2.25. Rotores de cobre (Copper Development Association, 2007)

2.2.3. Polímeros

Como su nombre lo indica, los polímeros son moléculas de cadena larga, de materiales orgánicos o de compuestos basados en carbono. Debido a la gran variedad existente, resulta difícil generalizar las propiedades mecánicas de los polímeros; pero en comparación con los metales “tienen baja densidad, baja resistencia, baja rigidez, curvas esfuerzo-deformación elástica no lineales (fig. 2.26), baja dureza y una excelente resistencia eléctrica y a la corrosión; además, son fáciles de fabricar” (Norton, 1999).

Los polímeros se clasifican en dos grupos: termoestáticos y termoestables. Los primeros se pueden fundir y resolidificar repetidamente, y son fáciles de modelar. Las cadenas de los polímeros termoestables se entrecruzan cuando se funden por primera vez para ser fabricadas, por lo cual, si se recalentaran, se quemarían, pero no se fundirían. Este entrecruzamiento añade resistencia y rigidez (Norton, 1999).

Muchas de las propiedades mecánicas de algunos polímeros permiten que estos materiales sean aplicables dentro del diseño en ingeniería. Un ejemplo de esto, son las cadenas de transmisión con un tamaño reducido, puesto que no necesitan desarrollar gran potencia.

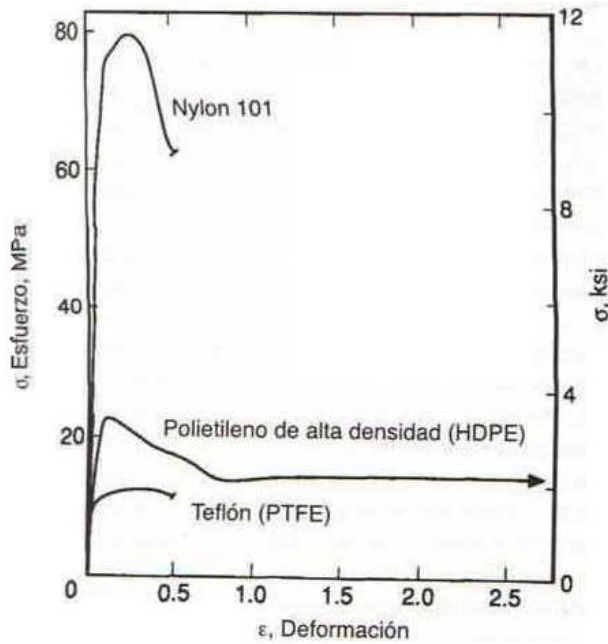


Figura 2.26. Curvas esfuerzo deformación de algunos polímeros (Norton, 1999).

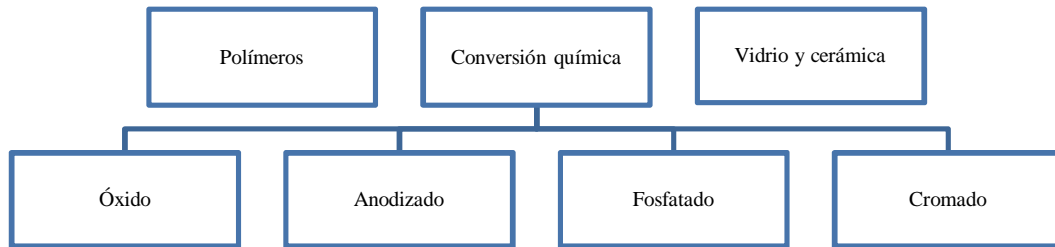


Figura 2.27. Recubrimientos no metálicos (Norton, 1999).

2.2.4. Recubrimientos y tratamientos especiales

Cuando se ha elegido un material que cumple determinadas características de fluencia, o de dureza, para un diseño específico, suele ser conveniente la aplicación de un recubrimiento. Esto, para cambiar su apariencia, agregar reflectancia, aumentar su dureza superficial, su resistencia al desgaste o a la corrosión (Norton, 1999). Las figuras 2.27 y 2.28 muestran los tipos de recubrimientos metálicos y no metálicos que se utilizan a nivel industrial.

Para ambientes severos, existen ciertos *polímeros* que son usados para hacer recubrimientos de propósito especial y adhesivos. Estos polímeros de alto desempeño proporcionan una mejor resistencia al desgaste, estabilidad térmica y resistencia a la adhesión y a la corrosión. Son utilizados en muchas industrias debido a que mejoran el vínculo entre materiales diferentes, como metales y fluoropolímeros (Solvay Advanced Polymers, 2007).

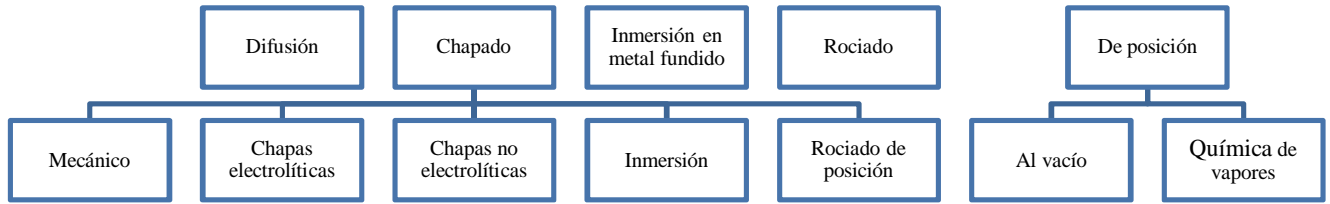


Figura 2.28. Recubrimientos metálicos (Norton, 1999).



Figura 2.29. Recubrimiento de Al_2O_3 en sensores de huellas digitales (Nanofilm Technologies International, 2006).

Los recubrimientos de *conversión química* se depositan sobre los metales utilizando diferentes métodos, como sumergirlo en un líquido o aplicación en aerosol. El propósito es formar una capa continua que proporciona una buena base para pintado o colocación de adhesivo. Las propiedades deseables de los recubrimientos de conversión son (SINTEF, 2005):

- a) Habilidad para formar vínculos físicos y químicos con pinturas y adhesivos
- b) Buena resistencia contra la absorción de agua
- c) Alta estabilidad en un amplio rango de pH
- d) Protección a la corrosión

Los recubrimientos de conversión química se dividen en: recubrimientos de óxido, anodizado, fosfatado y cromado.

Los recubrimientos de *óxido* tienen iones altamente energéticos que son capaces de ionizar el oxígeno dentro de las cámaras, resultando en una mejor reacción entre el metal y el oxígeno; otorgan propiedades como alta resistencia al desgaste, al rayado y al pegamento. Los recubrimientos de óxido son utilizados por ejemplo en los sensores de huellas digitales que se muestran en la figura 2.29 (Nanofilm Technologies International, 2006).

El recubrimiento *anodizado* puede ser transparente o de color y proporciona un aumento en la dureza, resistencia a la corrosión y mayor resistencia al desgaste. También existen recubrimientos anodizados con sellado de teflón para hacer una capa dieléctrica y con baja fricción (Dragon Anodizing, 2007).

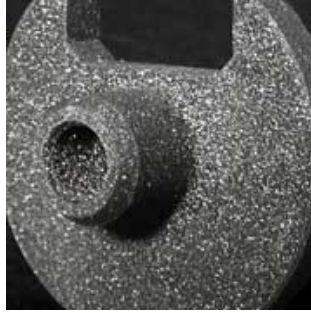


Figura 2.30. Recubrimiento fosfatado (Imagineering Finishing Technologies, 2003).



Figura 2.31. Recubrimiento cromado (Pioneer Metal Finishing, 2007).

Los recubrimientos *fosfatados* se utilizan ampliamente para prolongar la vida de recubrimientos orgánicos, para proporcionar uniones de resina para pintura, bases para materiales que eviten los ácidos, o para lubricantes (fig. 2.30). Los recubrimientos fosfatados tienen una gran variedad de aplicaciones industriales: automotrices, aeroespaciales, militares y de energía nuclear (Imagineering Finishing Technologies, 2003).

Los recubrimientos *cromados* son sumamente delgados y proporcionan excelente resistencia a la corrosión (fig. 2.31). En muchas aplicaciones de pintura o adhesivo, el cromado es usado como base, es un recubrimiento conductor que aumenta la vida de la pintura, formando una barrera contra los ataques corrosivos en los poros o rayado (Pioneer Metal Finishing, 2007).

Los recubrimientos *cerámicos* son resistentes al calor y soportan contacto con gases a temperaturas hasta de 1093°C. Estos recubrimientos poseen excelentes características de barreras térmicas, que proporcionan una reducción dramática del calor por radiación. Esto significa una mayor esperanza de vida para el metal, además de resistencia a químicos y a la corrosión. Una de las aplicaciones de los recubrimientos cerámicos es en coples (fig. 2.32), donde el recubrimiento aumenta la vida y reduce la fricción, sin que la pieza sufra cambio dimensional alguno (Performance Coatings, 2003).

Los recubrimientos de *difusión* están vinculados químicamente con el material y funcionan como barreras de difusión contra el oxígeno y otros elementos. Proporcionan, al material base, resistencia



Figura 2.32. Coples con recubrimiento cerámico (Performance Coatings, 2003).



Figura 2.33. Elementos que intervienen en el chapado mecánico (Atotech Deutschland GmbH, 2007).

superior ante la oxidación, la corrosión y la erosión hasta a 1200°C . Los recubrimientos de difusión se utilizan en componentes de turbinas de gas, aspas de bombas, válvulas, entre otros (Hitemco, 1996).

El *chapado mecánico* es un proceso en el que zinc, estaño, o algún otro metal dúctil es aplicado físicamente a sustratos de metal, generalmente acero. Con un espesor entre los 5 y los 15 μm , el chapado mecánico proporciona una superficie resistente a la corrosión. Utiliza la energía del impacto para soldar en frío partículas finas de metal al sustrato. Este sistema suele utilizar un tonel abierto por un extremo con gotas de vidrio que funcionan como el medio de impacto. Proporciona un acabado suave, semibrillante con protección superior a la corrosión y no introduce hidrógeno (Atotech Deutschland, GmbH, 2007).

El *chapado mecánico* es técnicamente igual o superior en todos los aspectos al galvanizado y al chapado electrolítico. La figura 2.33 muestra gotas de vidrio y polvo fino de metal para chapado mecánico (Atotech Deutschland GmbH, 2007).

En el *chapado electrolítico* se crea intencionalmente una celda galvánica donde la parte a recubrir es el cátodo y el material de recubrimiento el ánodo. Los metales se colocan en un baño electrolítico y se aplica una corriente desde el ánodo hacia el cátodo (fig. 2.34a y 2.34b). Los iones de material de recubrimiento son impulsados a través del electrolito y revisten el sustrato con una chapa de metal delgada, cuyo grosor puede ser controlable (Norton, 1999).

Los aceros, las aleaciones de níquel y cobre, entre otros metales, se recubren con facilidad mediante el *chapado electrolítico*. Una importante pérdida de resistencia ocurre debido a una fragilización del sustrato por hidrógeno, por lo cual los terminados de *chapado electrolítico* no son apropiados en aquellas piezas que estarán sometidas a cargas por fatiga (Norton, 1999).

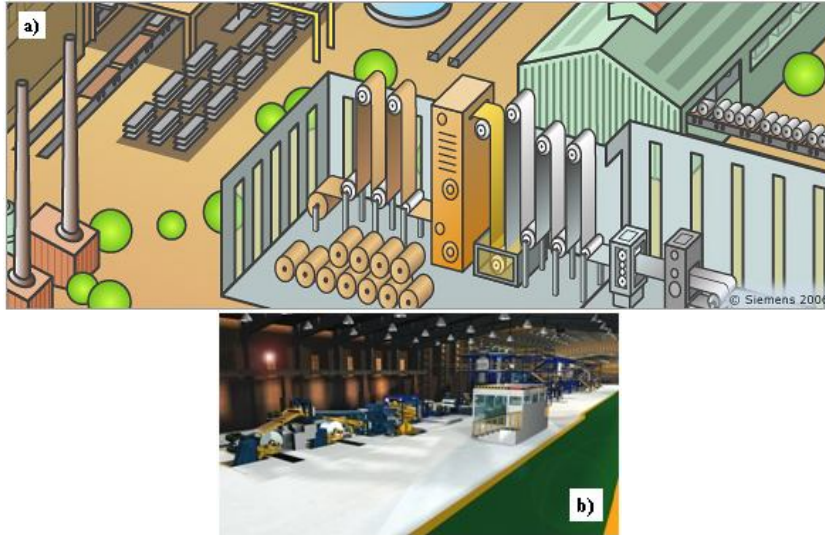


Figura 2.34. Líneas de recubrimiento electrolítico (Siemens, 2006).

Las líneas de *chapado electrolítico* se utilizan ampliamente en la industria alimenticia, principalmente para enlatado y empackado. Pueden tener secciones de limpieza, inspección, y otras, dependiendo de las necesidades de la empresa (Siemens, 2007).

El *chapado no electrolítico* utiliza níquel sobre el sustrato sin necesidad de corriente eléctrica alguna, ya que el cátodo del sustrato funciona como catalítico para lograr que los iones de níquel se depositen en él mediante una reacción química de reducción. El níquel también actúa como catalítico, manteniendo la reacción en marcha hasta retirar del baño la pieza, por lo cual, es posible obtener recubrimientos relativamente gruesos que van de 25.4 a 50.8 μm . El recubrimiento no electrolítico es uniforme y muy duro (83 HRC). Aunque el níquel no es el único metal usado en este tipo de recubrimientos, es el que más comúnmente se emplea (Norton, 1999).

Los recubrimientos por *inmersión en baño de metal fundido* consisten en introducir el material por cierto tiempo en un baño de metal protector. Para esto, se utilizan principalmente zinc, estaño, aluminio y plomo. Los correspondientes procesos se describen a continuación:

- a) Galvanizado: Protección del acero mediante inmersión en zinc fundido. Le permite estar expuesto a la atmósfera y al agua. Se utiliza en tuberías, alambres, utensilios de cocina, etc.
- b) Estañado: Proporciona a las piezas un aspecto agradable, buena resistencia a la corrosión y superficies que pueden ser soldadas fácilmente. Se utiliza para fabricar hojalata, utensilios de cocina, tuberías, etc.
- c) Aluminizado: El aluminio se aplica principalmente sobre acero y ofrece un aspecto atractivo, y excelente resistencia a la corrosión y al calor. Suele aplicarse antes una capa de zinc o estaño. Se utiliza en calentadores, mamparas, cortafuegos, etc.



Figura 2.35. Tungsteno rociado térmicamente sobre aluminio (Smith, 2006).



Figura 2.36. Cobre rociado en frío sobre sustratos cerámicos y metálicos (Smith, 2006).

d) **Inmersión en plomo:** Se utiliza especialmente para piezas expuestas a la intemperie y que no hayan de sufrir fricciones como alambres, pasadores, ganchos, tanques de gasolina, etc. Es común usar plomo aleado con estaño o antimonio, para endurecerlo (Espinosa *et al.*, 2005).

El recubrimiento por *rociado* puede dividirse en tres tipos:

a) **Rociado térmico:** Proceso en el que pequeñas gotas de metal fundido, cerámica, vidrio y/o polímeros son rociados en una superficie para producir un recubrimiento, formar una especie de red o crear materiales para ingeniería con propiedades únicas; por ejemplo, cerámica tolerante a la tensión, vidrio metálico y compuestos metal-polímeros (*plastimets*). Materiales muy diferentes pueden combinarse utilizando rociado térmico. La figura 2.35 muestra tungsteno (a 3400°C) siendo rociado sobre aluminio (a 660°C) sin que el aluminio se derrita (Smith, 2006).

b) **Rociado en frío (o por plasma):** Proceso en el cual partículas de polvo sólido son aceleradas a velocidades entre los 500 y los 1500 m/s en un chorro de gas supersónico. Al impactarse contra la superficie, las partículas se deforman sobre el material. El rociado en frío puede ser usado para depositar un amplio rango de metales y otros materiales dúctiles. Por ejemplo, acero y otras aleaciones metálicas pueden ser rociadas en frío sobre aluminio o algún otro material que se fusione fácilmente para aumentar su dureza o resistencia al desgaste. Debido a que el proceso ocurre esencialmente a temperatura ambiente, cobre, aluminio y otros metales reactivos pueden ser rociados en frío en un ambiente al aire libre con poca o nula oxidación (fig. 2.36). Los materiales rociados en frío suelen tener mayor conductividad térmica y eléctrica que los rociados térmicamente (Smith, 2006).

Los recubrimientos presentados son los más comunes, aunque ciertamente no los únicos. Los recubrimientos de materiales son un campo en desarrollo. En cuanto a tratamientos térmicos, cuyo uso

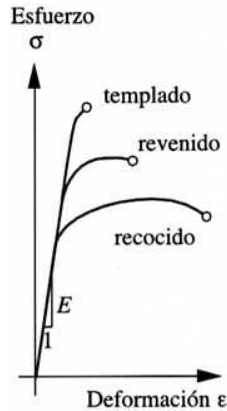


Figura 2.37. Curvas esfuerzo-deformación para aceros recocidos, templados y revenidos (Norton, 1999).

es semejante al de los recubrimientos, se muestra a continuación una serie de ellos, primero para aceros, luego para endurecimientos superficiales y finalmente para materiales no ferrosos.

La capacidad de endurecimiento de los aceros se incrementa con el contenido de carbono. El acero al bajo carbono tiene demasiado poco carbono para un endurecimiento eficaz (por tratamiento térmico) por lo que debe utilizarse un tratamiento superficial. En los aceros al medio y al alto carbono un endurecimiento mediante tratamiento térmico es apropiado, aunque la profundidad de éste variará según el contenido de la aleación (Norton, 1999).

El *templado* o *temple* consiste en someter al metal a un calentamiento (alrededor de 760°) y luego a un enfriamiento súbito. El *templado* aumenta la resistencia a la tracción, el límite elástico y la dureza, mientras disminuye el alargamiento la estricción y la resiliencia. También aumenta el magnetismo, la resistencia eléctrica y la resistencia a ciertos ácidos (Espinosa *et al.*, 2005).

El *revenido* consiste en calentar hasta una temperatura entre 200 y 700°C , dejando después que se enfríe lentamente. Este proceso reduce la resistencia y restablece un poco de ductilidad. El *revenido* puede realizarse después de un procedimiento de templado (Norton, 1999).

El *recocido* consiste en calentamiento hasta la temperatura crítica (la misma que para el templado) seguido de enfriamiento lento hasta la temperatura ambiente. Está orientado a eliminar particularidades estructurales anormales en metales y aleaciones, ablandar el metal o reproducir su estado original en caso de que haya sufrido otro tratamiento (Espinosa *et al.*, 2005).

La figura 2.37 muestra una curva esfuerzo-deformación para un mismo acero después de sufrir tratamientos de templado, revenido y recocido.

La *normalización* consiste en calentar a temperaturas elevadas breves y enfriar también rápidamente. Produce un acero más resistente y duro que uno recocido (aunque similar) (Norton, 1999). La normalización se utiliza también en piezas fundidas, forjadas, laminadas, mecanizadas, etc. para eliminar tensiones, destruir efectos de un sobrecalentamiento o un tratamiento térmico (Espinosa *et al.*, 2005).

El endurecimiento superficial es una buena opción cuando las piezas son muy grandes o muy gruesas. Si el acero tiene suficiente contenido de carbono, su superficie se puede templar y revenir, de la misma manera que con un tratamiento térmico. Si el acero es de bajo carbono, se requiere calentar la pieza en una atmósfera rica en carbono o nitrógeno y luego templarla. De esto se derivan los siguientes procesos (Norton, 1999).

La *carburización* es la adhesión de carbono a la superficie de aceros de bajo carbono a temperaturas generalmente entre los 850 y los 950°C. Esto aumenta la dureza de la superficie, la resistencia al desgaste y a la fatiga, mientras el núcleo permanece de bajo carbono. El carbono de la superficie suele estar limitado a 0.9% porque un alto contenido de carbono puede ser perjudicial para la pieza (Key to Metals Task Force & INI International, 2005).

La *nitruración* consiste en provocar que la superficie del acero absorba nitrógeno, calentándolo a alrededor de 500°C en una corriente de amoníaco. Se aplica en piezas que sufren esfuerzos simultáneos de choque y rozamiento, o que deben ser muy resistentes al desgaste, como engranes, punzones o instrumentos de medición (Espinosa *et al.*, 2005).

La *cianuración* requiere calentar la pieza en un baño de sal de cianuro a una temperatura aproximada de 800°C, con lo cual, el acero al bajo carbono absorbe carburos y nitruros. El *endurecimiento por llama* consiste en pasar una llama de oxiacetileno sobre el acero, pasando un chorro de agua inmediatamente. Produce una capa endurecida. El endurecimiento por inducción se aplica calentando la superficie de la pieza con bobinas eléctricas, para templarla a continuación, antes de que el núcleo se caliente (Norton, 1999).

La *cementación* permite aumentar el contenido de carbono de la superficie de un acero calentándola en presencia de carbono. Es seguida generalmente de temple y revenido. Proporciona una gran dureza superficial, resistencia al desgaste, altos niveles de ductilidad y resistencia a esfuerzos. Existen cementaciones sólida, líquida y gaseosa, dependiendo de la pieza y de la parte de ella que se desee tratar (Espinosa *et al.*, 2005).



Figura 2.38. Forja (All Metals & Forge, 2007).

Algunas aleaciones no ferrosas pueden endurecerse, por ejemplo, ciertas aleaciones de aluminio, de magnesio, de titanio y de cobre. En estos casos, existen procedimientos especiales de endurecimiento como el endurecimiento por precipitación o añejamiento (Norton, 1999).

La *forja* es un tratamiento termomecánico que debe realizarse a una temperatura mayor a la de recristalización, así, si se trata de una aleación se considera el componente cuya temperatura de recristalización es más elevada (fig. 2.38). La *forja* origina un afinado del grano en un tamaño más pequeño, suelda las porosidades y sopladuras internas y crea una especie de fibra al mejorar la macroestructura. Dependiendo de la clase de trabajo y su forma de ejecución, la forja se denomina laminado, embutido, aplanado, estirado, recalado, extruido, estampado, etc. (Espinosa *et al.*, 2005).

El trabajo mecánico de los metales en frío ocurre por debajo de su temperatura de recristalización. Produce un aumento de la dureza y resistencia a la tracción disminuyendo la plasticidad y tenacidad del material. Dependiendo de cómo se lleve a cabo la deformación en el material, las transformaciones logradas en frío pueden ser profundas o superficiales. Los tratamientos mecánicos en frío son los siguientes (Espinosa *et al.*, 2005):

- a) *Restauración y recristalización.* La restauración ocurre cuando los metales trabajados en frío pierden parte de su acritud con el tiempo y recobran parcialmente sus características mecánicas iniciales. La recristalización se diferencia de la restauración en que realiza una reconstitución total de la estructura del metal; esto se logra calentando el metal por encima de una temperatura determinada.
- b) *Envejecimiento de los aceros.* El envejecimiento y la pérdida de tenacidad de los aceros laminados en frío van aumentando periódicamente hasta alcanzar el máximo luego de meses o años, si el acero permanece a temperatura ambiente. Este fenómeno puede alcanzarse antes si se calienta el acero hasta 200°C o 300°C.
- c) *Por deformación superficial.* Se puede lograr un endurecimiento en la superficie de un material si se martillea la superficie misma, logrando elevar también su límite de fatiga y reduciendo la posibilidad de roturas causadas por fisuras artificiales. Actualmente, se someten los muelles al bombo por perdigones (partículas de plomo), logrando endurecer de esta forma su superficie.

2.3. Resistencia (o mecánica) de materiales

La mecánica de materiales es una rama de la física que estudia el comportamiento de los cuerpos sólidos cuando se les aplica una o más fuerzas. Esto incluye deformación, fallas, fatiga y otros fenómenos (Shanley, 1971).

2.3.1. Determinación de cargas

Las cargas a las que un elemento rígido está sometido pueden clasificarse en cuatro clases, dependiendo de si el elemento está en movimiento y de si la carga es constante o varía con el tiempo, según se muestra en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Clases de cargas (Norton, 1999).

| | Cargas constantes | Cargas que varían con el tiempo |
|-------------------------|-------------------|---------------------------------|
| Elementos estacionarios | Clase 1 | Clase 2 |
| Elementos en movimiento | Clase 3 | Clase 4 |

La *clase 1* se refiere a cargas constantes sobre elementos fijos. Un ejemplo de esto se encuentra en el efector final de nuestro proyecto, en el peso del robot con respecto al extremo del robot al que estará acoplado. La *clase 2* se constituye de cargas variables sobre elementos fijos, por ejemplo, el peso del objeto que el efector final sujeta.

Las cargas de *clase 3* son aquellas que se encuentran aplicadas en elementos móviles y que permanecen constantes con el transcurso del tiempo. Este caso puede observarse en el peso del objeto a manipular sobre la muñeca del efector final, que presenta dos grados de libertad rotacionales. La *clase 4* se compone de cargas variables que actúan sobre elementos móviles. Los motores del efector final estarán sujetos a este tipo de cargas, cuyo control es sumamente complejo y será efectuado con dispositivos electrónicos.

Es importante resaltar que las clases 1 y 2 se analizan estáticamente. Cuando la variación de las cargas de clase 2 es mínima, podemos considerarlas como estáticas y reducir el sistema a la clase más sencilla. De la misma forma, cuando en la clase 3 se tiene un movimiento lento, las aceleraciones pueden ser despreciables y el cálculo puede reducirse a un análisis estático también (Norton, 1999).

Aunque gran parte de las cargas aplicadas en el efector final que nos ocupa entren en la clase 4, habremos de reducirlas, en lo posible, a sistemas de clases inferiores. Esto, con la finalidad de reducir la complicitad de los cálculos.

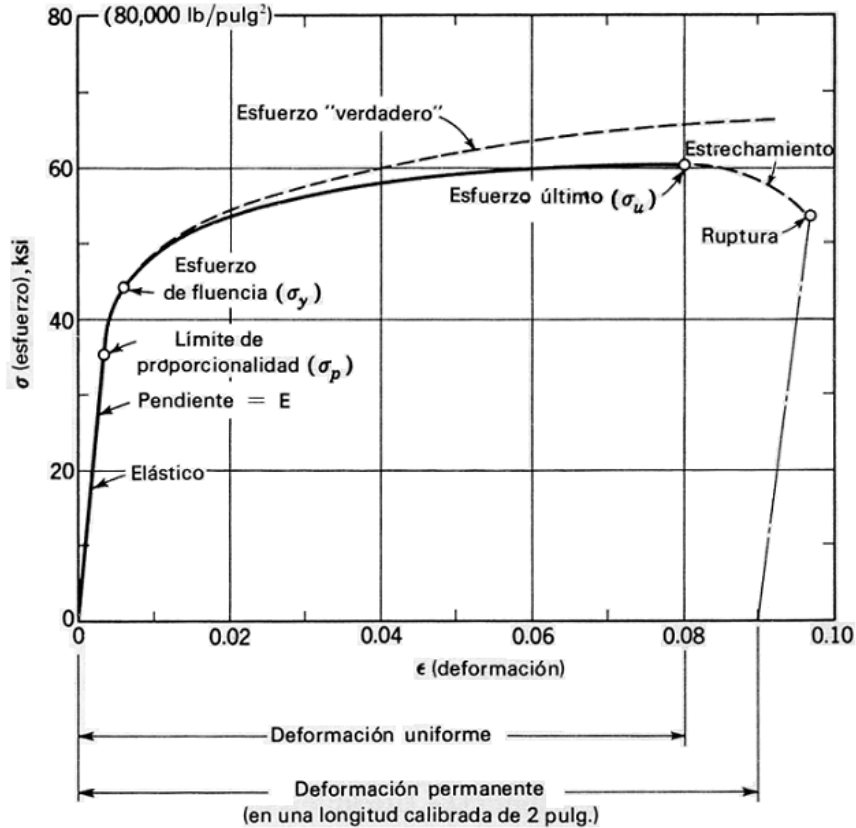


Figura 2.39. Diagrama esfuerzo-deformación (Shanley, 1971).

2.3.2. Diagrama esfuerzo-deformación

Una de las principales fuentes de información acerca del comportamiento de los materiales es el diagrama esfuerzo-deformación. La figura 2.39 es un diagrama típico para un material estructural. Puede obtenerse un diagrama esfuerzo-deformación a partir de un diagrama carga-desplazamiento si se divide la carga entre el área donde es aplicada y el desplazamiento entre la longitud total del elemento (Shanley, 1971).

El diagrama esfuerzo-deformación es completamente independiente del tamaño del material, y por ello, representa únicamente las propiedades del mismo. Esto permite determinar el módulo de elasticidad y el esfuerzo último al que puede ser sometido, por ejemplo (Shanley, 1971).

Debido a que las propiedades del material se muestran en el diagrama esfuerzo-deformación de manera gráfica, existen ciertos puntos que se utilizan como referencia. Del origen al *límite de proporcionalidad*, la relación entre esfuerzo y deformación es exactamente proporcional. El número que describe la relación entre ambos es el *módulo de elasticidad*. Hasta ese punto, cualquier pieza cargada, al ser retirada la carga, regresa a su longitud original. Esto se conoce como comportamiento elástico (Luebke y Peting, 1997).

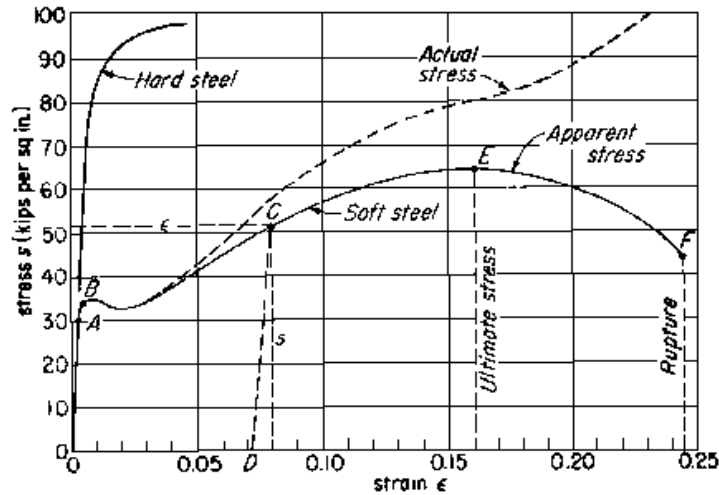


Figura 2.40. Diagrama esfuerzo-deformación del acero (Luebke y Peting, 1997).

Pasando el *límite de proporcionalidad* (σ_p), el esfuerzo aumenta con mayor velocidad que la deformación. El *límite elástico* es el punto pasando el cual cualquier esfuerzo continuo resulta en una deformación permanente o inelástica. Debido a que la resistencia al esfuerzo decrece después de la cúspide de la curva, también se le conoce como *punto de fluencia* (σ_y) (Luebke y Peting, 1997).

El *esfuerzo último* (σ_u) corresponde a la carga máxima alcanzada en la prueba de tensión entre el área original de la sección transversal (Shanley, 1971). El *punto de ruptura* marca el esfuerzo y la deformación que la pieza alcanzó justo antes de romperse.

En la figura 2.40 se muestra un diagrama esfuerzo-deformación de acero. El punto A marca el *límite proporcional*, el punto B el *límite elástico*, el punto D muestra la deformación que la pieza tendría si se dejara de aplicar carga en el punto C, el punto E marca el esfuerzo último a la tensión y el punto F marca el *punto de ruptura* de la pieza.

2.3.3. Esfuerzos normal y cortante

La fuerza por unidad de área se denomina *esfuerzo normal* en el material. El esfuerzo de tensión o compresión tiene lugar en una sección perpendicular a la carga y se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.28)$$

donde

σ es el esfuerzo normal en el material

P es la carga aplicada, y

A es el área de la sección transversal

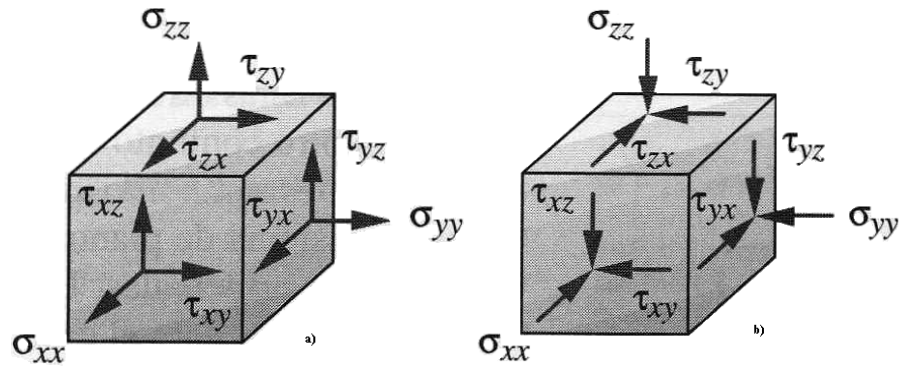


Figura 2.41. Componentes de esfuerzo (Norton, 1999).

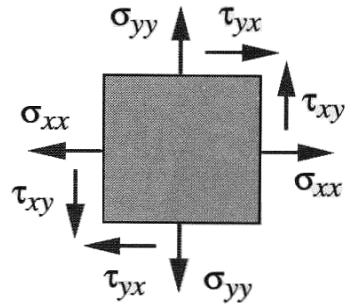


Figura 2.42. Elemento de esfuerzo en dos dimensiones (Norton, 1999).

El *esfuerzo cortante* (también llamado tangencial o de cizallamiento) es producido por fuerzas paralelas al plano que las resiste. El *esfuerzo cortante* se expresa como sigue

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (2.29)$$

donde

τ es el esfuerzo cortante

V es la fuerza cortante que se aplica

A es la sección que se corta

(Pytel y Singer, 1987).

Los esfuerzos normal y cortante se suceden en un punto del material como se muestra en la figura 2.41. Los sistemas de coordenadas asignados son arbitrarios, pero suele considerarse positivo el esfuerzo normal de tensión (fig. 2.41a) y negativo el de compresión (fig. 2.41b).

El estado de esfuerzo en dos dimensiones (cuando uno de los esfuerzos principales es igual a cero) se conoce como *esfuerzo plano* (fig. 2.42). Esto es ampliamente utilizado en ingeniería. Para calcular una pieza de un material determinado se requiere saber los esfuerzos máximos a los que estará sometida (Norton, 1999). Esto puede determinarse a través del círculo de Mohr, cuyo procedimiento se muestra a continuación.

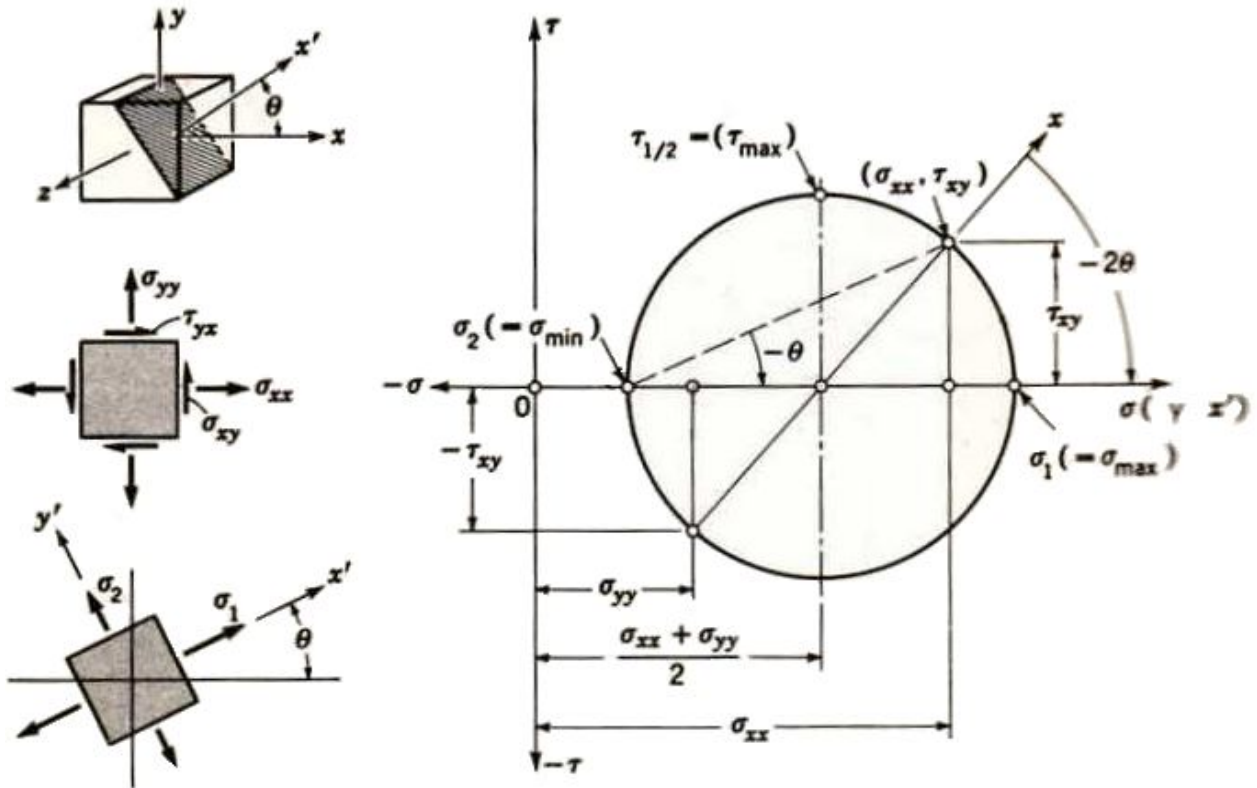


Figura 2.43. Círculo de Mohr para esfuerzo plano (Shanley, 1971).

La figura 2.43 muestra el círculo de Mohr para un estado de esfuerzo plano. Los dos puntos que representan los esfuerzos en las caras x y y del diagrama se conectan con el diámetro del círculo. El esfuerzo cortante en y se grafica negativamente porque, de esta manera, cuando el elemento se gira un ángulo $\theta = 90^\circ$, la dirección de τ'_{xy} estará hacia la izquierda, es decir, negativa respecto al cortante real sobre esa cara. Los esfuerzos en la cara x' se encuentran al girar, alrededor del círculo, un ángulo -2θ (Shanley, 1971).

Las siguientes ecuaciones, que proporcionan las componentes del estado de esfuerzo plano en la cara x' son las siguientes

$$\sigma' = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \tag{2.30}$$

$$\tau' = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \tag{2.31}$$

Las ecuaciones 2.30 y 2.31 representan también las ecuaciones paramétricas de una circunferencia en un plano $\sigma\tau$ y pueden reescribirse como

$$\sigma - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin 2\theta \tag{2.32}$$

$$\tau = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \tag{2.33}$$

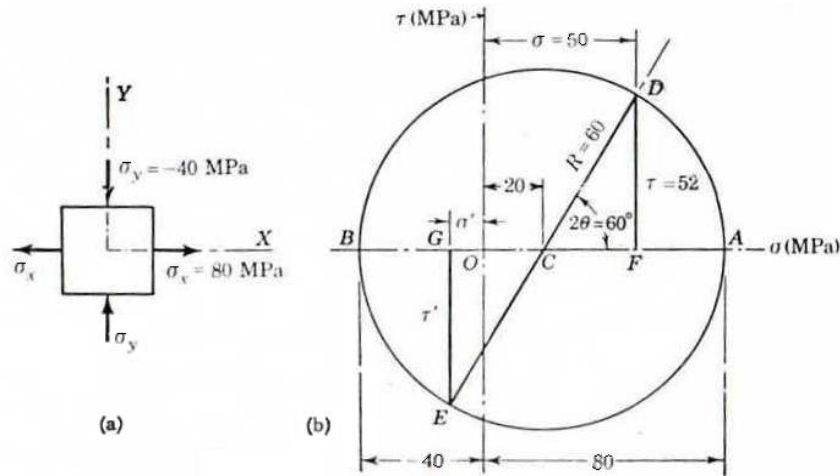


Figura 2.44. Resolución mediante el círculo de Mohr. (Rytel y Singer 1987)

Al elevar al cuadrado las ecuaciones 2.31 y 2.32, y sumando ambas ecuaciones se obtiene

$$\left(\sigma - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 - \tau^2 = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2 \quad (2.34)$$

Como σ_x , σ_y y τ_{xy} son constantes, $\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$ también es una constante que proporciona la distancia del origen al centro del círculo (medida sobre el eje σ) y el segundo miembro de la ecuación 2.34 es el radio del círculo (Rytel y Singer 1987).

El círculo de Mohr puede resolverse de forma gráfica y durante mucho tiempo fue resuelto de esta manera. Sin embargo, en la actualidad, resulta más sencilla su resolución a partir de las ecuaciones, utilizando una calculadora o un programa de computadora (Norton, 1999).

La figura 2.44a representa el estado de esfuerzos en cierto punto de un sólido, donde los esfuerzos principales son $\sigma_x = 80$ MPa y $\sigma_y = -40$ MPa. Se busca determinar σ y τ en los planos que tiene normales con ángulos de 30° y 120° . Como se muestra en la figura 2.44b, el punto A tiene coordenadas (80,0) y el punto B (-40,0). El diámetro del círculo de Mohr AB tiene centro en el punto C cuya distancia al origen equivale a 20 MPa (Rytel y Singer 1987).

Las coordenadas del punto D representan los esfuerzos en la cara a 30° y sus valores son:

$$\sigma = OF = OC + CF = 20 + 60 \cos 60^\circ = 50 \text{ MPa} \quad (2.35)$$

$$\tau = DF = 60 \sin 60^\circ = 52 \text{ MPa} \quad (2.36)$$

A 120° se encuentra la cara perpendicular mostrada en el punto E y los valores de los esfuerzos son

$$\sigma' = OG = OC - CG = 20 - 60 \cos 60^\circ = -10 \text{ MPa} \quad (2.37)$$

$$\tau' = GE = -60 \sin 60^\circ = -52 \text{ MPa} \quad (2.38)$$

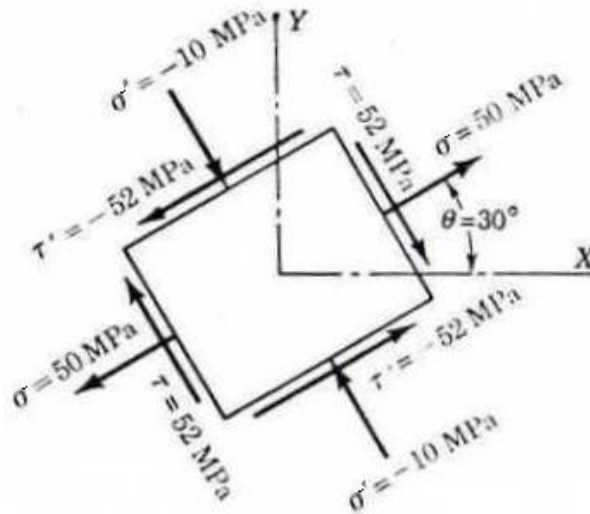


Figura 2.45. Esfuerzos en un elemento bidireccional (Rytel y Singer 1987).



Figura 2.46. Viga sometida a flexión (Shanley, 1971).

En el croquis de la figura 2.45 se indican los esfuerzos en las cuatro caras del elemento inclinado, así como los resultados obtenidos anteriormente (Rytel y Singer 1987).

2.3.4. Deflexión en vigas

Cualquier carga de *flexión* (fig. 2.46) que se aplique sobre una viga provoca una *flexión*, puesto que toda viga es elástica. Si la deformación se encuentra antes del límite de proporcionalidad del material, al retirarse la carga, la viga volverá a su forma inicial. Si la deformación excede este punto, el cambio de forma será permanente. Finalmente, si la deformación excede el punto de ruptura del material, la viga se rompe (Norton, 1999).

En muchas construcciones hay componentes que transmiten fuerzas transversales (*cortantes*) y momentos transversales (*flexionantes*). Estos componentes se conocen como *vigas* (Shanley, 1971).

Existen varios métodos que se utilizan para determinar la deformación en vigas: doble integración, superposición, viga conjugada y área de momentos. De todos éstos, el que se explica a continuación y que posteriormente se emplea en el desarrollo del proyecto, es el de área de momentos, cuya realización posee la virtud de ser la más directa cuando se requiere la obtención de la deformación en un punto específico (Rytel y Singer 1987).

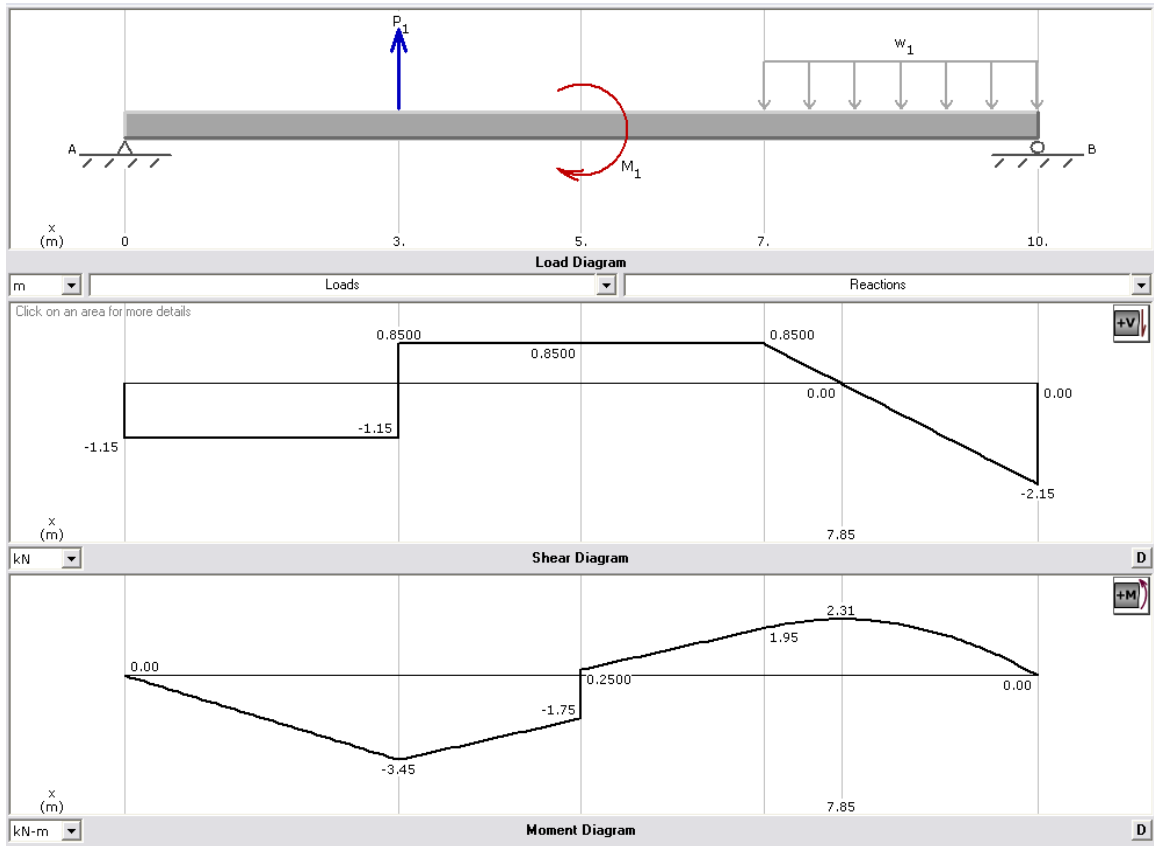


Figura 2.47. Diagramas de fuerza cortante y momento flexionante.

Como se muestra en la figura 2.47, a partir del diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada sometida a una serie de cargas distintas (*load diagram*), puede obtenerse un diagrama de fuerzas cortantes (*shear diagram*), y a partir de éste, a su vez, un diagrama de momentos flexionantes (*moment diagram*).

Se comienza calculando las reacciones en los apoyos, haciendo uso de las ecuaciones de equilibrio. Para trazar el diagrama de fuerzas cortantes, se representa la reacción en el extremo izquierdo de la viga. Luego, se dibuja una línea horizontal que se interrumpe a la distancia de la primera carga. Se trata de una carga puntual que se suma a la fuerza anterior originando una nueva altura en el diagrama. Se dibuja otra línea horizontal. A continuación, se traza una pendiente que corresponde a una carga uniformemente distribuida en el último tramo de la viga, con una altura equivalente al producto de la carga por la distancia que ocupa. Para concluir este diagrama, se traza la reacción en el extremo derecho de la viga, volviendo al eje x .

El diagrama de momentos flexionantes se compone de curvas, cada una de ellas, un grado mayor que la correspondiente en el diagrama de fuerzas cortantes. La primera es una recta que va del origen a una altura correspondiente al producto de la fuerza por la distancia desde el extremo izquierdo hasta la

carga puntual, es decir, el área del primer rectángulo en el diagrama de cortantes. Después se suma a ésta de manera similar el área del rectángulo formado por el valor de la carga puntual y hasta el punto en el que el momento actúa.

En ese punto el diagrama se modifica debido al momento que se ejerce a la mitad de la viga. A partir de ese cambio, la pendiente obtenida del área del rectángulo de la carga puntual continúa. El momento producido por la carga uniformemente distribuida se grafica parabólicamente, con un vértice donde la curva del diagrama de cortantes intersecta el eje x . El punto del vértice tiene una altura igual al producto de la fuerza cortante por la distancia entre dos, es decir, al área del triángulo. El segmento final lo constituye el resto de la parábola, y tiene su punto final en el eje x .

Es importante resaltar que la asignación de los signos de las fuerzas cortantes y momentos flexionantes es arbitraria y no afecta el resultado final. Generalmente el objetivo de estos diagramas es determinar una fuerza cortante y un momento flexionante máximos, sin importar la dirección en que éstos se presenten.

Nótese también que los momentos actuantes sobre la viga no aparecen en el diagrama de fuerzas cortantes, sino hasta el diagrama de momentos flexionantes. Los puntos máximos, tanto de las fuerzas cortantes como de los momentos flexionantes se encuentran cuando las curvas intersectan el eje x .

Los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante pueden realizarse utilizando software tal como MDSolids. Los diagramas que se muestran en la figura 2.47 fueron realizados con la ayuda de este programa.

2.3.5. Torsión

Cuando a un elemento se aplica un momento respecto a un eje longitudinal, se dice que está sometido a *torsión* y al momento aplicado se le conoce como *par de torsión*. Estos elementos suelen ser flechas de transmisión, sujetadores de tornillo, machuelos, etc. (Norton, 1999)

La figura 2.48 muestra un árbol circular macizo. Al aplicar un momento T a los extremos de éste, una generatriz AB paralela al eje se tuerce formando una hélice AC . Consideramos al árbol como formado por capas delgadas perfectamente rígidas y unidas mediante fibras elásticas. Al aplicarse la torsión, la segunda capa rota sobre la primera, lo que, a su vez, sucederá entre ésta y la tercera, propagando la deformación a toda la longitud L de la pieza. (Rytel y Singer, 1987)

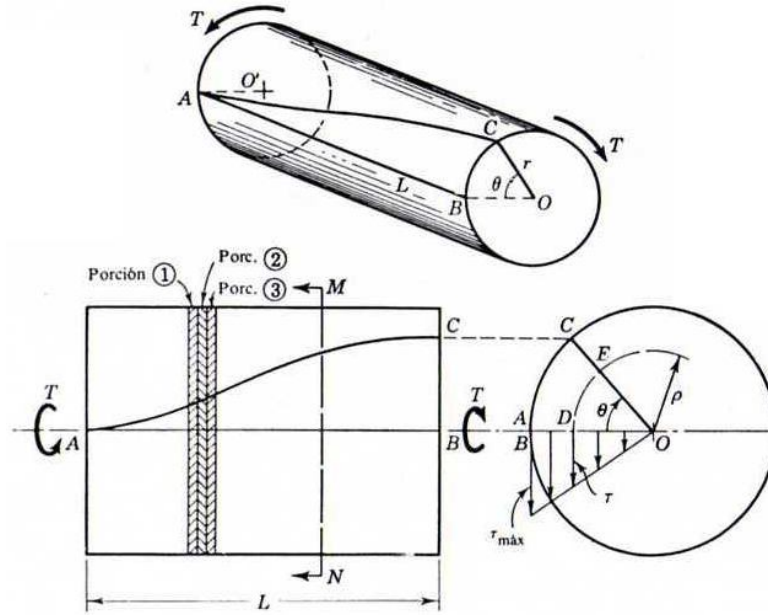


Figura 2.48. Deformación de un árbol circular. (Rytel y Singer, 1987)

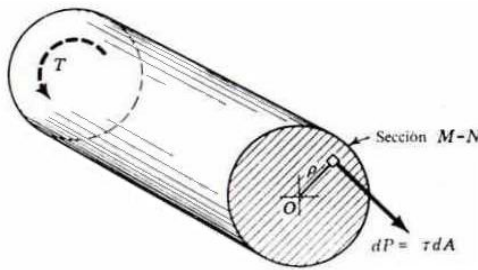


Figura 2.49. Diagrama de cuerpo libre de un árbol sometido a torsión. (Rytel y Singer, 1987)

Un elemento a una distancia r del eje O de la barra sufre una deformación por cortante puro, así que se consideran nulas las deformaciones axiales en las direcciones longitudinal, circunferencial o radial (Shanley, 1971).

La hélice AC es la línea que une los puntos iniciales de referencia de todas las capas, puntos que se encontraban sobre AB . Si partimos el árbol en dos partes mediante una sección $M-N$ perpendicular a su eje, y consideramos una fibra situada a una distancia ρ del eje O (fig. 2.49), podemos deducir que

$$\Theta = \frac{TL}{JG} \quad (2.39)$$

donde

Θ es el ángulo de la deformación, en radianes

T es el momento torsionante en la pieza, en $N \cdot m$

L es la longitud de la pieza, en m

J es el momento polar de inercia de la sección recta, en m^4 , y

G es el módulo de elasticidad de cortante (o módulo de rigidez), en N/m^2

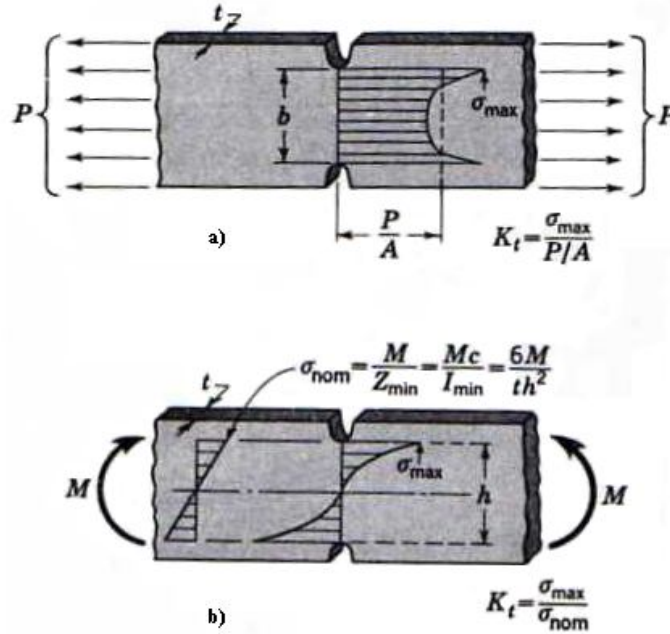


Figura 2.50. Concentración de esfuerzos (Shanley, 1971).

Y ya que el esfuerzo cortante es directamente proporcional a la distancia al centro de la sección

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad (2.40)$$

lo que, a su vez, significa que el esfuerzo cortante máximo se obtiene igualando ρ al radio de la pieza r (Rytel y Singer, 1987).

2.3.6. Concentración de esfuerzos

Los esfuerzos se concentran debido a cualquier cambio de geometría en la pieza. El hecho de que los esfuerzos se eleven debe procurarse evitarse en la medida de lo posible, puesto que provocan fallas en el material y resulta imposible fabricar elementos sin cambios en su geometría. Una flecha, por ejemplo, se maquina con variaciones en su diámetro para llevar chavetas, rodamientos, cuñeros, engranes, etc. (Norton, 1999).

La relación entre los esfuerzos local máximo y nominal se conoce como *factor de concentración de esfuerzo*. Tomando en cuenta que el esfuerzo nominal de tensión es P/A , y A es la mínima sección transversal (fig. 2.50a), o bien, calculando el esfuerzo nominal en flexión como si la barra tuviera una altura uniforme h (fig. 2.50b), podemos obtener lo siguiente

$$\sigma_{\max} = K_t \sigma_{\text{nom}} \quad (2.41)$$

$$\sigma_{\max} = K_t \sigma_{\text{nom}} \quad (2.42)$$

donde K_t es el factor teórico de concentración de esfuerzo (elástico) de la pieza (Shanley, 1971).

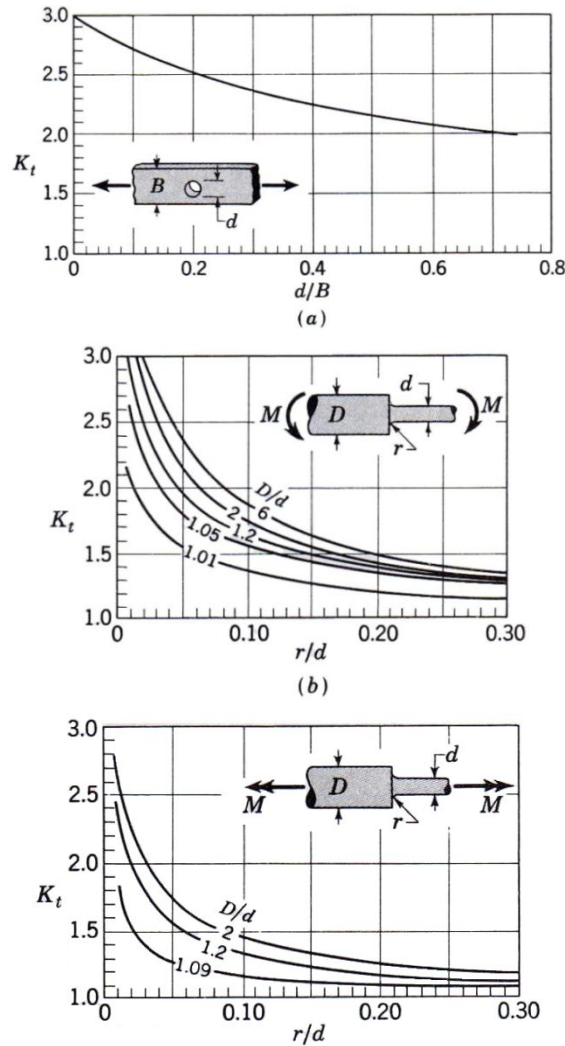


Figura 2.51. Factores de concentración de esfuerzo (Peterson, 1953)

En materiales dúctiles bajo cargas estáticas es común despreciar los efectos de la concentración de esfuerzos geométricos, aunque tomando en cuenta las reducciones en el área transversal neta o el momento de inercia de la sección recta debido al material eliminado, puesto que estos fenómenos producen esfuerzos más elevados (Norton, 1999).

Los materiales frágiles no poseen rango plástico, por lo que una vez que el esfuerzo en concentración excede la resistencia a la fractura, surge una falla. Bajo cargas dinámicas los materiales dúctiles se comportan y fallan como si fueran frágiles, por lo que requieren de la aplicación del factor de concentración de esfuerzos (Norton, 1999).

La figura 2.51 muestra los factores de concentración de esfuerzo más comunes utilizados en el diseño de máquinas. El resto puede hallarse en manuales y libros de texto (Shanley, 1971). Al diseñar piezas de una máquina, se busca minimizar la concentración de esfuerzos.

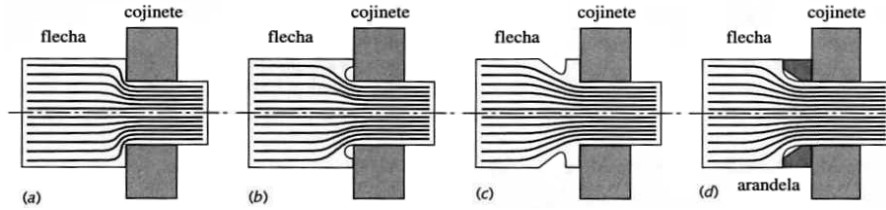


Figura 2.52. Modificaciones del diseño para reducir la concentración de esfuerzos (Norton, 1999)

Un ejemplo de esto se muestra en la figura 2.52. Se necesita una flecha en escalón para acoplarle un cojinete de bolas (fig. 2.52a). El diseño puede modificarse eliminando el material sobrante de la esquina para incrementar el radio (fig. 2.52b), eliminando material detrás del escalón (fig. 2.52c) o proporcionando un radio de la esquina y una arandela (fig. 2.52d).

2.3.7. Teorías de falla

Debido a que los materiales se encuentran sometidos a diferentes tipos de cargas estáticas, suelen existir fallas en su estructura las cuales pueden ser, por ejemplo, una ruptura o una deformación permanente. Un análisis que permita predecir el comportamiento de los materiales ante este tipo de fenómenos puede hacerse a partir de diferentes teorías.

La *teoría del esfuerzo máximo* se basa en la hipótesis de que todo fallo tiene lugar cuando alguno de los esfuerzos principales alcanza un punto límite. Ese valor límite es el esfuerzo último para materiales frágiles o puede ser determinado con un ensayo a tensión simple, en materiales dúctiles. La teoría no toma en cuenta el efecto producido por otros esfuerzos principales ni el valor que el esfuerzo cortante pueda tener en planos distintos a los principales (Rytel & Singer, 1987).

Considerando que una falla ocurre cuando el cortante máximo en una pieza excede la mitad del límite de fluencia elástico en una probeta del mismo material que se encuentre sometida a una prueba de tensión, la *teoría del cortante máximo*, para materiales dúctiles, establece (Norton, 1999)

$$\tau_{ys} = 0.5 \tau_y \tag{2.43}$$

donde

τ_{ys} es el esfuerzo cortante aplicado, y

τ_y es el límite de fluencia del material

De acuerdo con la *teoría de la deformación máxima*, la fluencia en un material dúctil ocurre cuando la deformación principal máxima alcanza el valor de la deformación para la que empieza la fluencia en el ensayo de tensión simple. A partir de la ley de Hooke para un estado triaxial de esfuerzos

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_x - \sigma_z)] \quad (2.44a)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_z - \sigma_x)] \quad (2.44b)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x - \sigma_y)] \quad (2.44c)$$

Se deduce que si $\sigma_x = -\sigma_y = -\sigma_z$ la deformación máxima es equivalente a $(1 + 2\nu) \sigma / E$, mientras que si $\sigma_x = -\sigma_y = \sigma_z$, la deformación es $(1 - 2\nu) \sigma / E$. Debido a que la deformación es distinta al utilizar los mismos valores para los esfuerzos máximos, los resultados que esta teoría ofrece, en muchos casos no concuerdan con la realidad (Rytel & Singer, 1987).

La *teoría de Von Mises* (o la teoría de la energía de distorsión) resulta mejor para el análisis de materiales dúctiles, en los cuales puede considerarse que la resistencia a la tensión y al a compresión son más o menos iguales y que la resistencia a cortante es menor que a la tensión (Norton, 1999).

El *esfuerzo efectivo* se define como el esfuerzo que generaría la misma energía de distorsión que la que se produciría por la combinación real de los esfuerzos aplicados. Las ecuaciones 2.45 y 2.46 nos permiten calcular el esfuerzo efectivo de Von Mises para el caso tridimensional y el caso bidimensional, respectivamente (Norton, 1999).

$$\sigma' = \frac{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_x^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2)}}{2} \quad (2.45)$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.46)$$

2.4. Diseño mecánico

La parte mecánica de un robot constituye el esqueleto y las articulaciones de éste. Su diseño requiere de la aplicación de conocimientos de materiales, así como de un razonamiento adecuado que le permita al robot ser funcional, práctico y tan sencillo como sea posible.

2.4.1. Transmisión de potencia

Al diseñar una máquina es muy frecuente que se requiera transmitir un movimiento o una fuerza de un lugar a otro. También es frecuente que la velocidad o el torque que se tienen no sean los adecuados, y sea necesario modificarlos. Este tipo de problema se resuelve utilizando algún tipo de transmisión de potencia, con o sin modificación de velocidad.

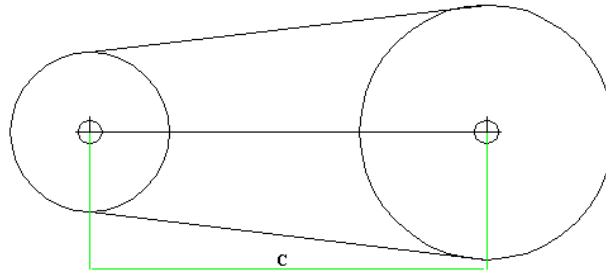


Figura 2.53. Representación esquemática de una transmisión por bandas.



Figura 2.54. Bandas para transmisión de potencia (Carlisle Power Transmission Products, 2007).

Aunque todas transmiten potencia, siempre existe una pérdida que varía de un tipo de transmisión a otro. Existen transmisiones que varían además la dirección del movimiento, rígidas, flexibles, precisas, etc. Los principales tipos utilizados a nivel industrial son: bandas, cadenas y engranes.

Las *bandas* son transmisiones flexibles y relativamente baratas, que se utilizan principalmente para transmitir potencia a altas velocidades. Hacen uso de un par de poleas (una motriz y una conducida) para montar la banda. En caso de que se requiera reducir la velocidad con esa transmisión, como es el caso más común, la polea motriz es de tamaño menor a la otra y la reducción depende precisamente de esa variación en el diámetro (fig. 2.53).

Las bandas pueden tener cubiertas de algodón-neopreno para dar resistencia al aceite, al calor, a la grasa y al ozono, ser múltiples para facilitar el servicio de mantenimiento, tener fibras para aumentar su vida útil en exteriores, entre otras cosas (fig. 2.54) (Carlisle Power Transmission Products, 2007).

Las *cadenas* son también transmisiones flexibles, requieren de catarinas (o *sprockets*) motriz y conducida para su funcionamiento. La disposición en la que se montan éstas, al igual que la proporción que guardan las velocidades (y torques) de entrada y salida, son semejantes a lo ocurrido con las bandas (fig. 2.53). La principal diferencia radica en los dientes de las catarinas, que se ajustan convenientemente a los eslabones de la cadena.



Figura 2.55. Tipos de cadenas para transmisión (Renold, 2004)



Figura 2.56. Despiece de una cadena (Renold, 2004)

Las cadenas suelen estar endurecidas para permitir la articulación a altas presiones y para soportar el impacto que sufren. Se clasifican en base a la distancia entre centros de los eslabones adyacentes, al diámetro del rodillo y a la distancia entre las placas internas (figs. 2.55 y 2.56). Además, estas dimensiones también se utilizan para determinar la forma y el ancho de los dientes de la Catarina (Renold, 2004).

Los *engranes* sirven para transmitir pares de torsión y velocidades angulares. Existen engranes rectos, helicoidales, cónicos y tornillos sinfín. Las principales diferencias entre cada uno radican en el arreglo de las flechas que los sostienen y en el ángulo de los dientes. Los engranes tienen ciertas ventajas comparados con otros tipos de transmisión. Algunos de éstos son alta eficiencia, poco ruido y bajos costos de mantenimiento (PSP Engineering Works, 2007).

La figura 2.57a muestra un engrane recto. Puede verse claramente que los dientes son perpendiculares al plano base del engrane. Las figuras 2.57b y 2.57c muestran engranes helicoidales, con cierto ángulo de hélice. La figura 2.57c muestra un tornillo sinfín. Finalmente, las figuras 2.57e y 2.57f muestran engranes cónicos. Las flechas son perpendiculares en los casos de tornillo sinfín y de engranes cónicos.

En el mercado pueden encontrarse cajas de engranes de todo tipo, al igual que motores con reducción de engranes integrada. Una caja de engranes se muestra en la figura 2.58.

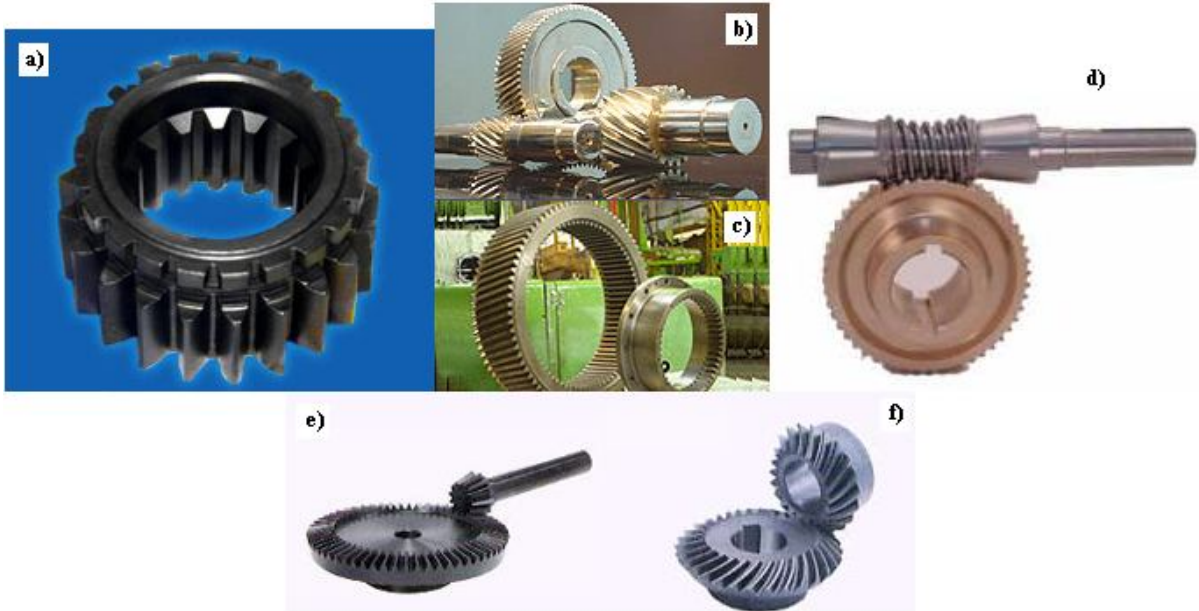


Figura 2.57. Engranés para transmisión (PSP Engineering Works, 2007; Ashoka Technologies, 2007; Ashoka Technologies, 2007; Cone Drive Operations, 2007; Quality Transmission Components, 2007; Quality Transmission Components, 2007).



Figura 2.58. Caja de engranes cónicos (Cone Drive Operations, 2007).

Para el montaje de cualquiera de estas transmisiones, se requiere el diseño de flechas, rodamientos, acoplamientos y /o cuñas. Si se desea más información a este respecto, puede consultarse el capítulo 3 de este documento, donde se realizan estos cálculos.

2.4.2. Resortes

Los resortes son piezas fabricadas con configuraciones particulares que proporcionan un esfuerzo a lo largo de una deflexión y almacenan energía potencial. Se diseñan para dar una fuerza de empujar (*a compresión*), tirar (*a tensión*) o torcer (*a torsión*). Pueden clasificarse en base a esta característica, o bien, en base a la configuración típica, es decir: resortes de alambre, resortes planos, roldanas de resorte y resortes de bobina planos (Norton, 1999).

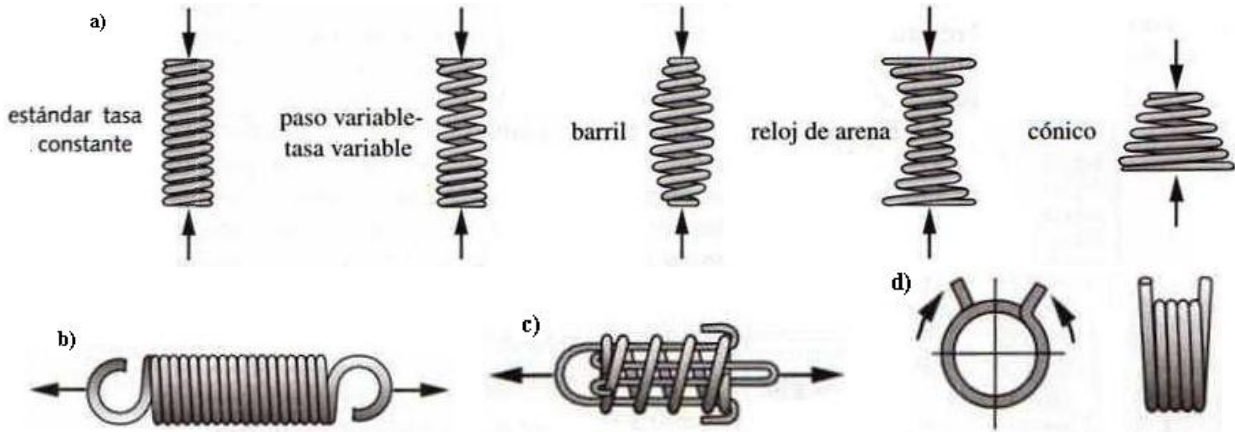


Figura 2.59. Resortes de alambre (Associated Spring, Barnes Group, 1987)



Figura 2.60. Resortes de alambre (Ace Wire Spring & Form Company, 2006)

Los *resortes de alambre* (fig. 2.60) se dividen en helicoidales de compresión (fig. 2.59a), de tensión (fig. 2.59b), de torsión (fig. 2.59d) y especiales. Los *resortes helicoidales de compresión* se utilizan como resortes de retorno para válvulas en motores, resortes para troqueles, etc. Los resortes helicoidales de extensión. Los *resortes helicoidales de tensión* se utilizan en cierrapuertas y contrapesos, requieren ganchos para jalar los objetos, y estos suelen fallar primero debido al esfuerzo excesivo que sufren. Para resolver este inconveniente, existen los *resortes de barra de extensión* (fig. 2.59c) usando un resorte helicoidal de compresión en modo de tracción. Los *resortes helicoidales de torsión* son similares a los de extensión, aunque cargados a torsión (Norton, 1999).

Es extremadamente importante considerar el espacio disponible para asegurar que un resorte de compresión funcione apropiadamente para evitar costosos cambios en el diseño. La mayoría de los resortes de extensión llevan una tensión inicial, que es una fuerza interna que mantiene las espiras juntas. A diferencia de un resorte de compresión que posee una deflexión nula cuando la carga es nula, un resorte de extensión tiene una carga aún si la deflexión es nula (Ace Wire Spring & Form Company, 2006).

Las *arandelas o roldanas de resorte* (fig. 2.61) proporcionan una fuerza de compresión y se usan para cargar algo axialmente, por ejemplo un cojinete. Todos, salvo el Belleville, aceptan sólo cargas ligeras. Los *resortes en voluta* (fig. 2.62) proporcionan fuerzas de empuje, aunque con considerables fricción e histéresis (Norton, 1999).

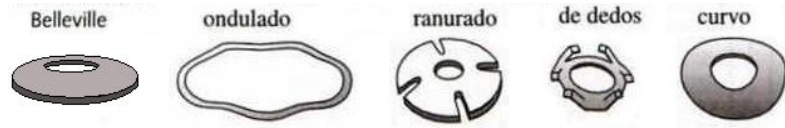


Figura 2.61. Roldanas de resorte (Associated Spring, Barnes Group, 1987)

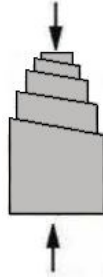


Figura 2.62. Resorte en voluta (Associated Spring, Barnes Group, 1987)



Figura 2.63. Arandelas de resorte (Jiashan United, 2007).

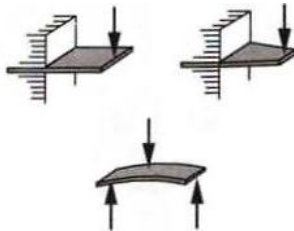


Figura 2.64. Resortes en viga (Associated Spring, Barnes Group, 1987)

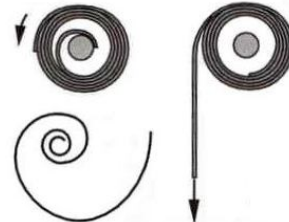


Figura 2.65. Resortes de potencia (Associated Spring, Barnes Group, 1987)

Las *arandelas de resorte* suelen estar fabricadas de acero, por ejemplo DIN125A y DIN436, pueden ser de aceros al carbón, suaves o inoxidable (fig. 2.63). Además, pueden tener tratamientos superficiales tales como galvanizado (Jiashan United, 2007).

Los *resortes en viga* (fig. 2.64) más comunes son las vigas en voladizo y las vigas simplemente apoyadas. Las deflexiones son limitadas aunque las cargas llegan a ser elevadas. Los *resortes de potencia, de motor o de reloj* (fig. 2.65) sirven para proporcionar torsión. Estos resortes se usan en instrumentos de cuerda, como relojes o juguetes (Norton, 1999).

Al elegir un resorte, se debe calcular la *tasa de resorte* k , que es la pendiente de su curva fuerza deflexión y que en caso de ser constante, se expresa de la siguiente manera

$$k = \frac{F}{y} \tag{2.47}$$

donde

F es la fuerza aplicada, y es la deflexión obtenida

Cuando intervienen varios resortes, la tasa de resorte dependerá de si la combinación es en serie o en paralelo, es decir (Norton, 1999)

$$k_{total} = k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_n \quad (2.48a)$$

$$\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (2.48b)$$

donde

k_i es la tasa del resorte i del arreglo, y

n es el número de resortes del arreglo

2.5. Control de motores eléctricos

De forma general, un motor es una máquina capaz de convertir energía (eléctrica, química, hidráulica, etc.) en trabajo mecánico. Un motor eléctrico transforma energía eléctrica en energía mecánica y su principio de funcionamiento se basa en la inducción electromagnética (Chapman, 2000).

Como toda la serie de máquinas eléctricas, los motores pueden clasificarse en dos grandes grupos: motores de corriente directa (DC) y motores de corriente alterna (AC) (Fitzgerald, 2004).

2.5.1. Motores de corriente directa

Los *motores de corriente directa* han sido clasificados eléctricamente según la forma en que sus devanados de campo están conectados a la fuente de energía que los impulsa. Los nombres descriptivos de derivación, de serie y compuesto (o compound), identifican los tres tipos principales de motores DC (Mileaf, 1992).

En el *motor de derivación*, el devanado de campo y el de armadura se conectan en paralelo al circuito de entrada. En el *motor tipo serie*, el devanado de campo y el de armadura están conectados en serie con el circuito de entrada. Como su nombre lo indica, en el *motor de tipo compuesto* las conexiones en serie y derivación de los devanados de campo y de armadura se combinan en una sola máquina (Chapman, 2000).

Los motores DC se clasifican mecánicamente según el tipo de cubierta que tienen y según la llamada característica carga-velocidad. Según sus características de carga-velocidad, los motores se clasifican en motores de velocidad constante, velocidades múltiples, velocidad ajustable, velocidad variable y velocidad variable ajustable (Fitzgerald, 2004).

Las características principales, así como los usos de los motores DC, se describen en la tabla 2.2. [Nótese que hay dos tipos de motores compuestos].

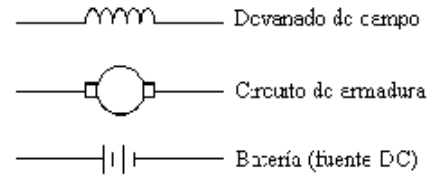


Tabla 2.2. Comparación de motores DC (Mileaf, 1992)

| Tipo de motor | Características | Usos |
|--|---|---|
| <p data-bbox="258 770 456 798">Motor de derivación</p> | <ul style="list-style-type: none"> - Buen par de arranque - Buena velocidad constante - Velocidad fácil de controlar - Autorregulable - Se desboca si se abre el campo | <p>Muy usado en aplicaciones industriales, donde es importante que tenga una velocidad relativamente constante.</p> |
| <p data-bbox="285 951 430 978">Motor en serie</p> | <ul style="list-style-type: none"> - Alto par de arranque - La velocidad varía según la carga - Se desboca cuando no tiene carga | <p>Usado en aplicaciones en que la carga siempre está conectada al motor, pero varía en rangos muy amplios.</p> |
| <p data-bbox="212 1192 503 1220">Motor compuesto acumulativo</p> | <ul style="list-style-type: none"> - Par de arranque excelente - Buena característica de velocidad constante (mejor que el de derivación) - No se desboca cuando la carga es nula | <p>Usado en aplicaciones en que es conveniente que tenga un alto par de arranque, pero carezca de las características de desbocaje de los motores en serie.</p> |
| <p data-bbox="217 1434 498 1461">Motor compuesto diferencial</p> | <ul style="list-style-type: none"> - Par de arranque muy pequeño - Velocidad absolutamente bajo cargas variables en rango reducido | <p>Muy pocas aplicaciones, probablemente debido a que con motores AC se pueden obtener características de este tipo aún mejores.</p> |

Los motores compuestos disponen de campos en serie y en derivación para mejorar las características de los motores. Cuando las intensidades de las corrientes en los devanados (en serie y en derivación) se suman, el motor es *compuesto acumulativo* y está diseñado para dar un alto par de arranque con velocidad de regulación moderada, de manera que el motor no se desboque al funcionar sin carga (Chapman, 2000).

Cuando el devanado en serie anula parte del campo en el devanado en derivación, el motor se llama *compuesto diferencial*. Éste trabaja como motor de derivación con bajo par de arranque, pero tiene mejor regulación de velocidad. Los motores compuestos en algunas ocasiones poseen devanados de

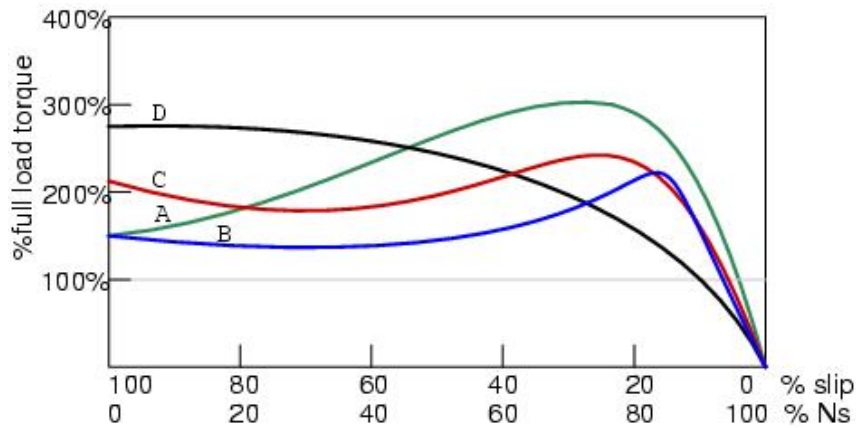


Figura 2.66. Clases de motores de inducción (Kuphaldt, 2007).

campo conectados de tal manera que arranquen como motores en serie con alto par de arranque y, luego, se conviertan en motores en serie para regular la velocidad (Fitzgerald, 2004)

2.5.2. Motores de corriente alterna

Existen diversas clases de *motores de corriente alterna*. Cuando se conecta un alternador como motor, se convierte en un motor de tipo *síncrono*. La forma más pura de un motor AC es el motor *de inducción*, que no tiene más conexión física entre su parte rotatoria (rotor) y la estacionaria (estator), y que es de mayor utilización en la industria. Una tercera clase es el *motor universal* (Mileaf, 1992).

Por su número de fases, los motores AC se clasifican en motores *monofásicos* y motores *trifásicos*. Existen motores monofásicos de fase dividida de arranque por capacitor, de arranque por inductancia y de polos separados. Los motores trifásicos más comunes son *de rotor devanado* y *jaula de ardilla* (Chapman, 2000).

Los *motores asíncronos* o *de inducción* se clasifican por sus curvas par-velocidad en motores de diseño clases A, B, C y D. La figura 2.66 muestra las curvas características porcentaje del par de carga contra porcentaje de la velocidad sincrónica, de cada una (Fitzgerald, 2004).

Los motores de diseño clase A son de diseño estándar, con un par de arranque normal, corriente de arranque normal y bajo deslizamiento. El deslizamiento a plena carga debe ser menor a 5% y menor que el del motor de tamaño equivalente de clase B. El par máximo varía entre 200 y 300% del par a plena carga. El problema principal de este tipo de motores es la extremadamente alta corriente de arranque, que oscila entre 500 y 800% de la corriente nominal. Estos motores se utilizan en ventiladores, sopladores, bombas, tornos y otras máquinas herramientas (Mileaf, 1992).

Los motores clase B tienen par de arranque normal, baja corriente de arranque y bajo deslizamiento. Producen casi el mismo par de arranque que el de clase A con cerca de 25% menos corriente. El par máximo es mayor o igual a 200% del par de carga nominal, pero menor que el de diseño clase A. El deslizamiento del rotor es relativamente bajo (menor a 5%), aun a plena carga. Las aplicaciones son parecidas a las de diseño clase A, pero los motores clase B son preferidos porque requieren menos corriente de arranque. Los motores de diseño clase B han reemplazado ampliamente a los de clase A en las nuevas instalaciones (Chapman, 2000).

Los motores de diseño clase C tienen alto par de arranque con bajas corrientes de arranque y bajo deslizamiento (menor al 5%) a plena carga. El par máximo es un poco menor que en los de clase A, mientras que el par de arranque es hasta 250% del par a plena carga. Estos motores son construidos con rotores de doble jaula; por tanto, son más costosos que los anteriores. Se utilizan para cargas con alto par de arranque, como bombas, compresores y transportadores (Fitzgerald, 2004).

Los motores clase D tienen alto par de arranque (275% más que el par nominal) y una baja corriente de arranque, pero también tienen alto deslizamiento a plena carga. En esencia, son motores clase A comunes, pero las barras del rotor son más pequeñas y la resistencia del material es más elevada. En estos motores, el deslizamiento está entre 7 y 11% debido a la alta resistencia del rotor (Mileaf, 1992).

Los motores clase D se utilizan en aplicaciones que requieren acelerar cargas de inercia muy altas, en especial grandes volantes utilizados en troqueladoras o en cortadoras. En tales aplicaciones, estos motores aceleran un gran volante de modo gradual hasta alcanzar su plena velocidad, que luego se transmite a la troqueladora. Después de la operación de troquelado, el motor reacelera el volante durante un moderado tiempo hasta la próxima operación (Chapman, 2000).

Las curvas par-velocidad son producidas al variar las características del rotor en los motores de inducción. Para ayudar a la industria a seleccionar un motor para cierta operación en el rango completo de HP, la NEMA –en los Estados Unidos- y la International Electrotechnical Commission (IEC) –en Europa- han definido los anteriores diseños estándar con diferentes curvas par-velocidad (Fitzgerald, 2004).

Además de estas cuatro clases de diseño, la NEMA reconoció las clases E y F, cuyos motores fueron llamados motores de inducción de arranque suave. Estos diseños se distinguían por tener muy bajas corrientes de arranque y se utilizaron para cargas de bajo par de arranque en situaciones en que las corrientes de arranque eran un problema (Mileaf, 1992).

2.5.3. Control y variación de velocidad

Existe una relación inherente entre un control y un rango variable de velocidad de motores eléctricos. Estrictamente, existen diferentes tipos de control para los diferentes parámetros que intervienen en las máquinas eléctricas y es posible, a partir de ellos, obtener valores deseados. En el caso de variadores, nos encontramos con cambios debidos a los mismos parámetros eléctricos, debido a que no han sido controlados a partir de la técnica (Chapman, 2000). Los casos de variación y control de velocidad se verán a continuación.

En primer lugar, debemos definir dos tipos de velocidad presentes en un motor eléctrico. En los motores síncronos, la velocidad del campo giratorio N_s o velocidad síncrona y la velocidad del rotor N_m son iguales, pero en los motores trifásicos de inducción no lo son. La diferencia entre estas dos velocidades se conoce como velocidad de deslizamiento

$$N_f = N_s - N_m \quad (2.44)$$

y simboliza la velocidad relativa a la cual un punto en el campo magnético giratorio se mueve por delante de un punto del rotor (Fitzgerald, 2004).

Al dividir entre la velocidad síncrona se tiene el deslizamiento, que se expresa comúnmente en porcentaje

$$s = \frac{N_s - N_m}{N_s} \quad (2.45)$$

La velocidad del rotor es la que interesa físicamente, por ello puede quedar definida en términos del deslizamiento y la velocidad síncrona (Mileaf, 1992).

Cuando el rotor gira, la causa de que exista una fuerza electromotriz inducida en los devanados del rotor se presenta por la velocidad de deslizamiento o velocidad relativa N_r ; por tanto, la frecuencia de la fuerza electromotriz inducida en el rotor es (Chapman, 2000)

$$f_r = \frac{P \cdot N_r}{120} \quad (2.46)$$

donde

f_r es la frecuencia del rotor, y

P es el número de polos que conforman al estator del motor eléctrico.

Los motores de inducción alimentados desde una fuente de frecuencia constante satisfacen las necesidades de accionamiento que en esencia son de velocidad constante. Sin embargo, en muchas

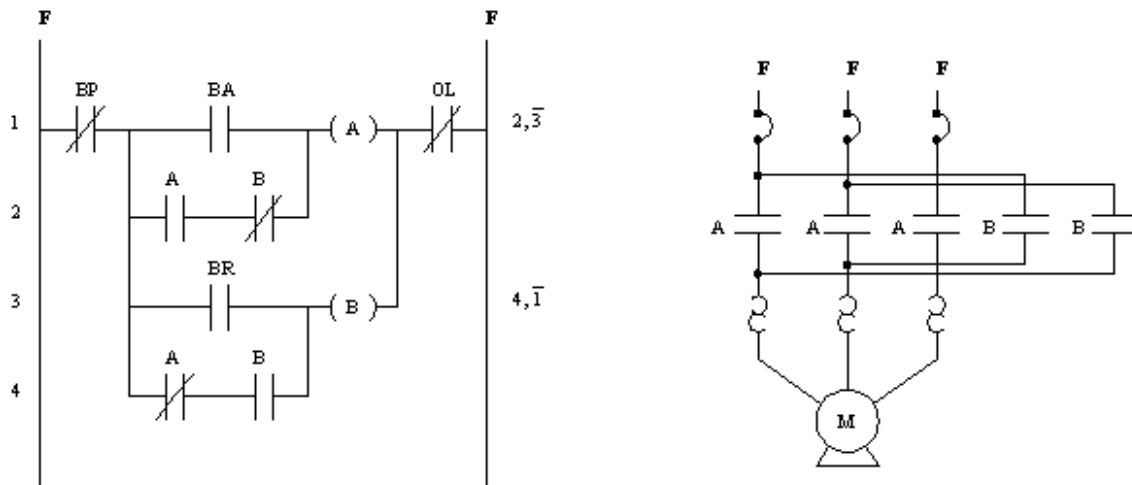


Figura 2.67. Diagramas de control y potencia para un motor trifásico.

aplicaciones de los motores se requieren varias velocidades, e incluso un rango de velocidades ajustable en forma continua (Fitzgerald, 2004).

Un motor trifásico puede, entonces, variar sus velocidades síncrona y mecánica a partir de un simple cambio de frecuencia de la fuente de alimentación y/o del número de polos del estator. Se trata sólo de una variación específica que es realizada por la mano directa del operador de la máquina (Mileaf, 1992).

Básicamente, los sistemas de control para motores trifásicos que logran una mayor precisión en la manipulación de los parámetros que modifican la velocidad (como la frecuencia y el número de polos) son los siguientes: cambio de número de polo o haciendo variar la frecuencia de línea (para la velocidad síncrona) y cambiar el deslizamiento de operación se logra al variar el voltaje de línea, variando la resistencia del rotor, o bien, aplicando voltajes de la frecuencia adecuada a los circuitos del rotor (Chapman, 2000).

Otro sistema de control utilizado en motores eléctricos es el que se describe en la figura 2.67. En este caso, se trata de un diagrama de control y potencia para un motor trifásico, que permita arranque, paro e inversión de giro (fig. 2.67) (Fitzgerald, 2004).

El circuito anterior es utilizado en máquinas con funcionamiento controlado electromagnéticamente, por ejemplo en un torno. La diferencia radica entonces en que la variación de velocidad en un motor eléctrico es consecuencia de la aplicación de un controlador (sistema de control) que modifique algunos parámetros eléctricos tales como la frecuencia de la fuente de voltaje y/o el número de polos en el motor (Mileaf, 1992).

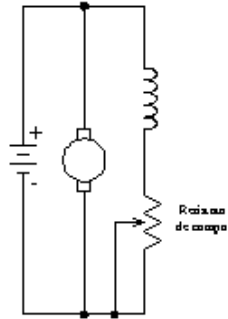


Figura 2.68. Control de la corriente de campo (Mileaf, 1992)

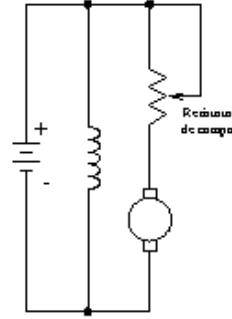


Figura 2.69. Control de la resistencia de un motor en derivación (Mileaf, 1992)

Los tres métodos más comunes de *control de velocidad* para los *motores de corriente directa* son de ajuste de flujo, que suele realizarse controlando la corriente del campo, ajustando la resistencia asociada con el circuito de la armadura y ajustando el voltaje en las terminales de la armadura (Chapman, 2000).

En parte debido a que comprende el control en un nivel relativamente bajo de potencia, con frecuencia se usa el método de *control de la corriente de campo* para controlar la velocidad de un motor DC con devanados de campo excitados por separado o en derivación. Es posible ajustar la corriente del campo en derivación por medio de una resistencia variable en serie con ese campo. De modo alternativo, se puede alimentar la corriente de campo por medio de circuitos electrónicos de potencia, los cuales se utilizan para cambiar con rapidez la corriente de campo como respuesta a una amplia variedad de señales de control (fig. 2.68) (Mileaf, 1992).

En el caso del control de la resistencia del circuito de armadura o inducido, se proporciona un medio para obtener la velocidad reducida mediante la inserción de una resistencia en serie con el circuito de la armadura. Se puede usar con los motores de excitación en serie, en derivación y compuestos. De acuerdo con el valor de la resistencia en serie, la velocidad puede variar de manera significativa con la carga, ya que esa velocidad depende tanto de la caída de voltaje en esta resistencia, como de la corriente en la armadura demandada por la carga. La figura 2.69 presenta este método aplicado a un motor DC en derivación (Fitzgerald, 2004).

El control de voltaje en las terminales de la armadura se realiza mediante el uso de sistemas electrónicos de potencia. En la figura 2.67 se observan tres posibles configuraciones: utilizando un rectificador controlado por fase en combinación con un capacitor de filtro de DC (fig. 2.70a), produciendo un voltaje constante de acoplamiento por medio de un rectificador de diodo en combinación con un capacitor de filtro de acoplamiento (fig. 2.70b) y usando una configuración de puente H (fig. 2.70c) (Chapman, 2000).

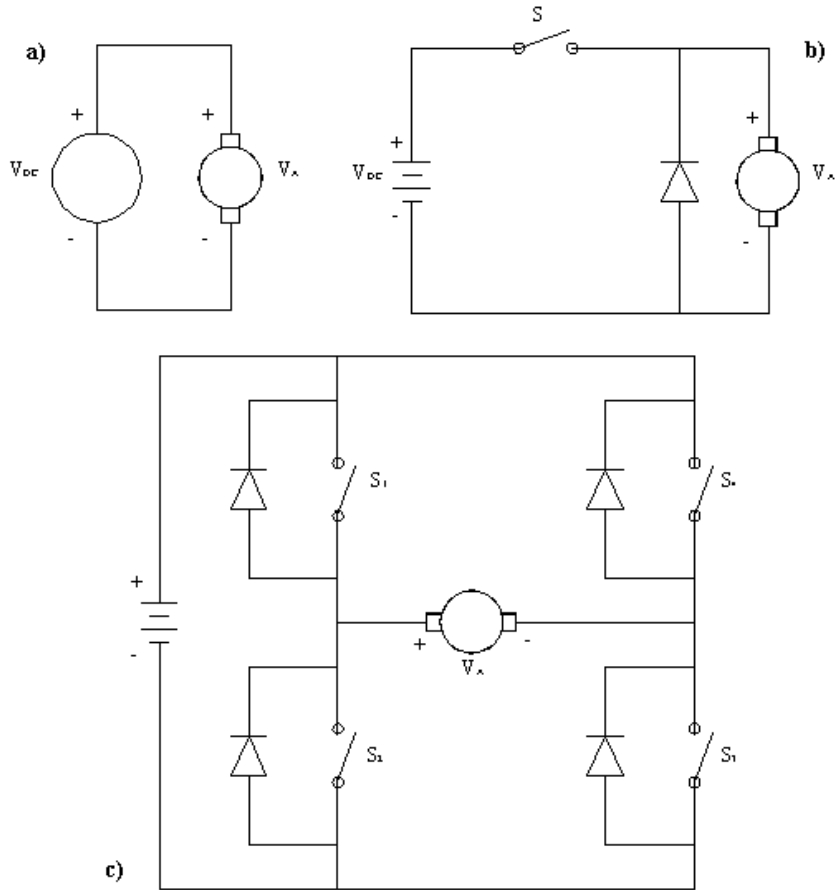


Figura 2.70. Control de voltaje en las terminales de armadura (Fitzgerald, 2004).

2.5.4. Sentido de giro

De manera frecuente, es necesario que un motor eléctrico gire en dos direcciones: sentido horario y sentido antihorario. En esta sección se describe a grandes rasgos el procedimiento para realizar la inversión de giro, primero en motores DC y después en motores AC (Mileaf, 1992).

La dirección de rotación en un motor de corriente continua puede invertirse si la corriente se invierte, ya sea en el campo o en la armadura. La rotación se puede invertir, tanto en los motores de serie como en los de derivación mediante un interruptor que invierta las conexiones de los conductores del campo o la armadura a la potencia aplicada (Chapman, 2000).

Precisamente, el ejemplo del torno mostrado anteriormente muestra los circuitos de control y potencia de la inversión de giro de un motor trifásico. Las bobinas A y B logran el cambio de fase necesario para invertir el sentido de giro del motor. En la figura 2.71 se muestra otro tipo de diagrama de control para el arranque - paro - inversión de giro de un motor (Fitzgerald, 2004).

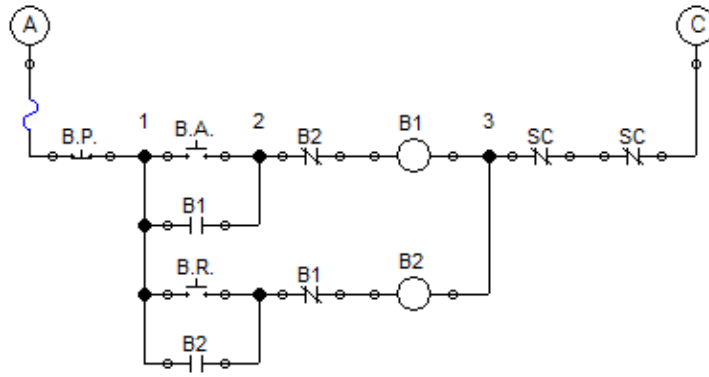


Figura 2.71. Circuito de control arranque – paro – inversión de giro.

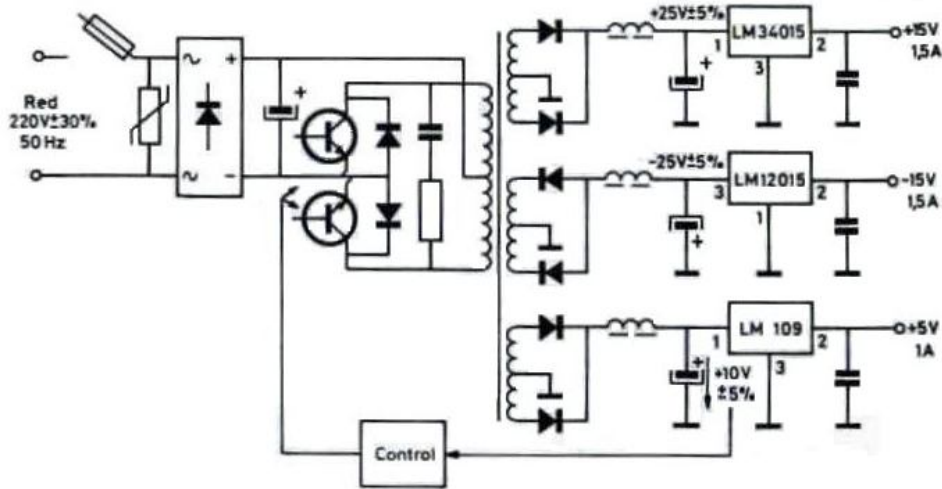


Figura 2.72. Fuente de alimentación conmutada con salidas +15V 1.5A; -15V 1.5A y 5V 1A (Gualda, 1992).

2.6. Electrónica de potencia

Para el control de dispositivos suelen utilizarse circuitos que operan a 5 V. Estos circuitos son capaces de activar y desactivar sensores, memorias y otros elementos semejantes. Sin embargo, en ocasiones se requieren elementos de mayor tamaño, mayor intensidad o mayor potencia, que operan a 12 o 24 V DC, o incluso 120 o 220 V AC. En esos casos, se requiere un nexo entre ambas magnitudes de voltaje. Dicho nexo lo constituye la electrónica de potencia.

2.6.1. Fuentes de alimentación

Las fuentes de alimentación son subconjuntos electrónicos de potencia con muchas aplicaciones, que pueden ser de una o dos polaridades, de una o de varias salidas aisladas entre sí y de tensión fija o regulable. Los componentes de las fuentes más comunes pueden hallarse en el mercado fácilmente.

La figura 2.72 muestra un esquema simplificado de una fuente de alimentación conmutada con tres salidas. Posee un convertidor con transformador de toma media que se utiliza como prerregulador y reguladores integrados de tensión fija que sirven para la estabilización fina (Gualda, 1992)

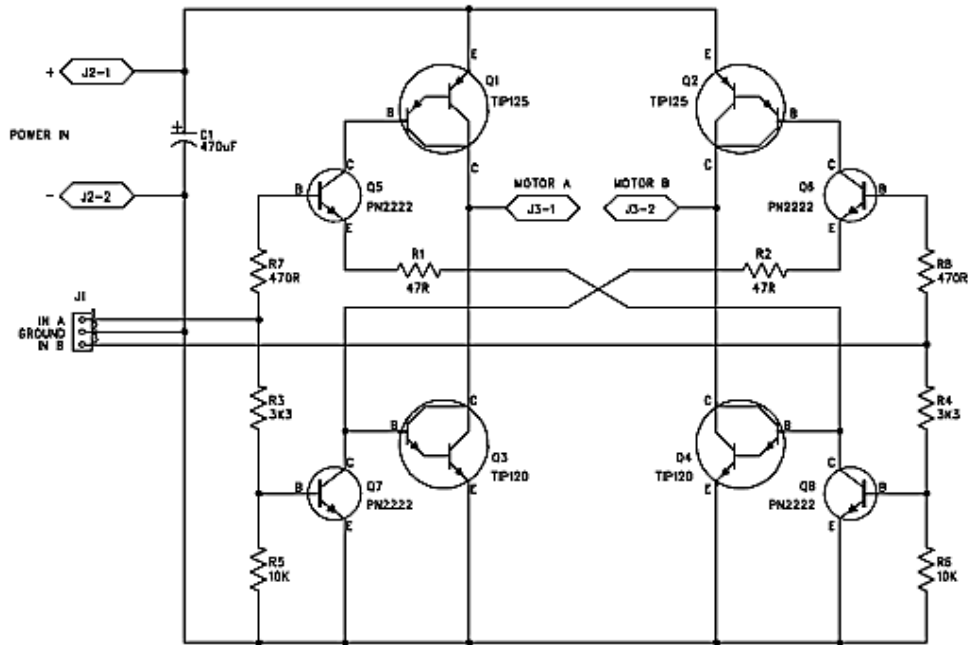


Figura 2.73. Puente H (Blick 2002).

2.6.2. Puente H

La operación de un puente H es relativamente simple. Posee dos entradas de voltaje lógico A y B, y dos salidas A y B. Si la entrada A se pone en 1, la salida A se pone en 1 y la salida B en 0. El motor gira entonces en cierta dirección. Si la entrada B se activa, ocurre lo contrario y el motor gira en la dirección opuesta. Si ambas entradas se colocan en 0, el motor no gira y el circuito no consume energía (Blick, 2002).

La figura 2.73 muestra un circuito para puente H, que consta de cuatro transistores Darlington. Son de bajo costo, y por ello se pierden de 1 a 2 V. Sin embargo, posee la ventaja de que en caso de que ambas entradas se pongan en 1, las señales son ignoradas.

En el mercado pueden encontrarse puentes H en forma de circuitos integrados. El más común es el L293D (fig. 2.74 o B). Puede usarse para dos motores con dos sentidos de giro o incluso para cuatro motores con un solo sentido. Una de las razones de su amplio uso es que posee una entrada alterna para voltaje, que permite alimentar al motor con hasta 36 V y hasta 60 mA, mientras que las entradas de control se mantienen en los 5 V usuales.

En caso de que los motores requieran una mayor cantidad de corriente, puede utilizarse un L298 (fig. 2.75). Este circuito soporta una entrada alterna de hasta 46 V y hasta 2 A. Si se desea una corriente aún mayor, los L298 pueden funcionar en paralelo (fig. 2.76).

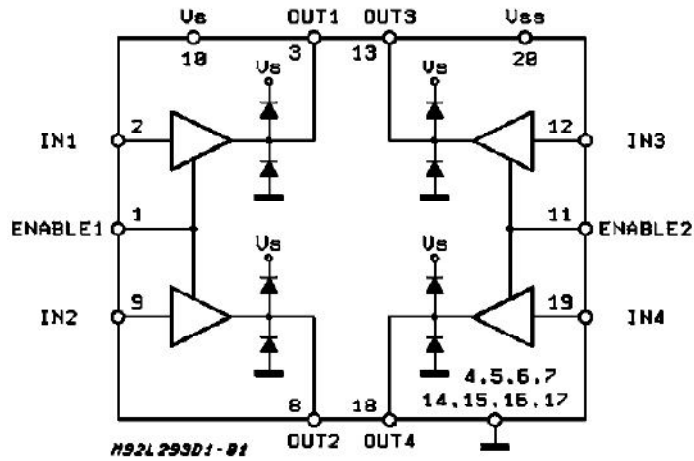


Figura 2.74. Diagrama de bloque de un circuito L293 (SGS-THOMSON Microelectronics, 1996).

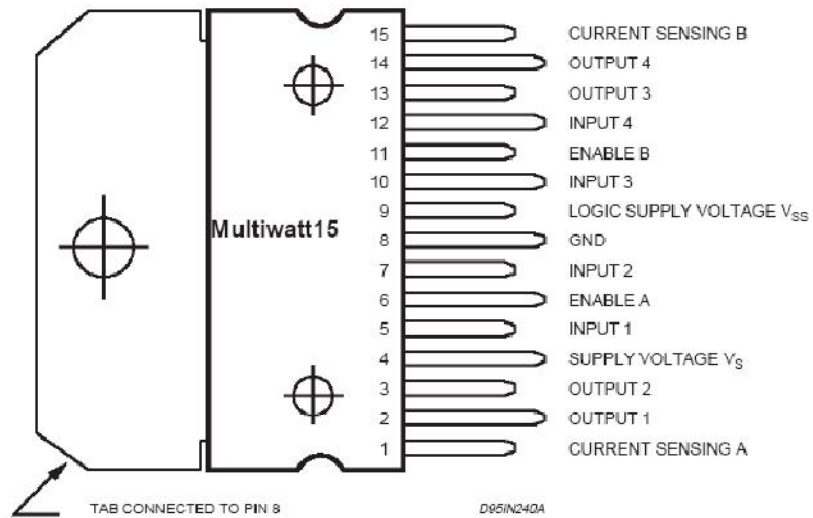


Figura 2.75. Conexiones de los pines de un circuito L298 (STMicroelectronics, 2000)

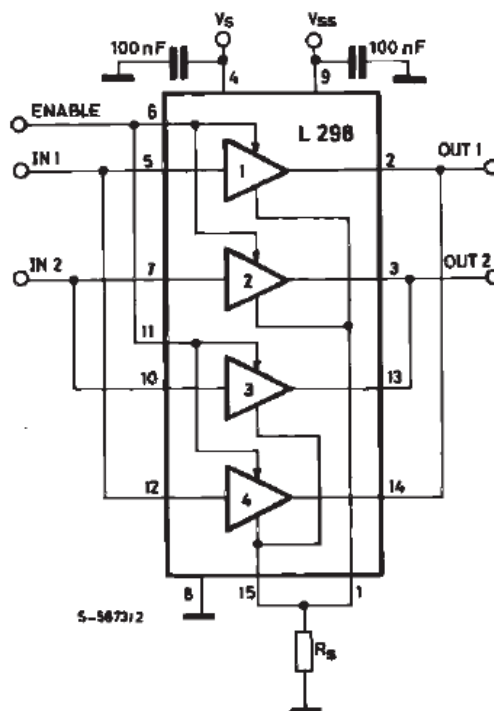


Figura 2.76. L298 conectado en paralelo (STMicroelectronics, 2000)

3

Desarrollo del proyecto

En este capítulo se muestra el procedimiento seguido para el diseño del efector final tipo pinza que nos ocupa. Contiene los cálculos principales y las consideraciones de diseño empleados a lo largo del desarrollo del proyecto.

3. Desarrollo del proyecto

Como se puede inferir a partir de los capítulos anteriores, un efector final tipo pinza se compone de una serie de elementos mecánicos impulsados por un conjunto de motores y otros componentes eléctricos, que son a su vez controlados por un circuito electrónico. Existen otras formas de impulsar los elementos mecánicos, pero, como se explica al inicio del presente capítulo, esta forma resulta ser la más conveniente para el cumplimiento de los objetivos deseados.

Así, el desarrollo del proyecto puede determinarse siguiendo el orden anterior, dividiendo su procedimiento en las siguientes secciones:

3.1. Diseño mecánico

- 3.1.1. Planteamiento general
- 3.1.2. Definición del mecanismo
- 3.1.3. Cinemática del mecanismo
- 3.1.4. Dinámica del mecanismo
- 3.1.5. Diseño por resistencia
- 3.1.6. Diseño de la transmisión

3.2. Diseño eléctrico y electrónico

- 3.2.1. Selección de motores
- 3.2.2. Elaboración del circuito de control

3.3. Programación

Es importante recalcar que, puesto que los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos deben trabajar en conjunto, hay que mantenerlos presentes aún cuando el diseño no se encuentre enfocado en ellos por el momento. Lo anterior significa que, al diseñar los elementos mecánicos, y aún antes de pasar a los eléctricos, se ha debido considerar el torque que el motor deberá mover y en qué lugar irá montado; por poner un ejemplo.

De la misma manera, a lo largo del desarrollo del proyecto se ha buscado que la fabricación del efector final resultara lo más económica posible. A este respecto, se refiere información más detallada en el capítulo cuarto del documento.

3.1. Diseño mecánico

En la presente sección se muestra el diseño del esqueleto del efector final, así como la selección de elementos necesarios para su construcción, tales como baleros, ejes y tornillos. La primera parte se refiere al planteamiento de la idea y la segunda, al diseño detallado de los componentes.

3.1.1. Planteamiento general

En base a los efectores finales mostrados en la primera sección, fueron planteados tres tipos de mecanismo solución para el movimiento deseado en los “dedos”. El primero consistía en colocar una barra por falange y un motor para cada uno de los grados de libertad; el segundo en un sistema de poleas con un chicote por dedo, y el tercero, en un mecanismo subactuado con un motor por dedo.

Para elegir una de estas tres propuestas, fue elaborada la matriz de decisión que se muestra en la tabla 3.1. En ella, las características convenientes son evaluadas: un bajo costo, posibilidad de colocar los dedos a una distancia reducida, que la primera falange en moverse sea la proximal, que no se trabe, un control sencillo, fuerza de sujeción adecuada y la posibilidad de realizar sujeciones cilíndricas, puntuales y/o palmares.

Tabla 3.1. Matriz de decisión

| | económico | espacio entre los dedos | falange proximal primero | no se traba | control | sujeción cilíndrica | sujeción puntual | sujeción palmar | fuerza de sujeción | |
|-------------|-----------|-------------------------|--------------------------|-------------|---------|---------------------|------------------|-----------------|--------------------|-----|
| Propuesta 1 | | | O | O | | O | - | O | O | 5.5 |
| Propuesta 2 | O | - | | O | O | | O | | - | 5 |
| Propuesta 3 | O | O | O | - | | O | - | - | O | 6.5 |

El símbolo **O** señala las características que se cumplen enteramente y el símbolo **-**, las que se cumplen en parte. En la columna de la derecha se muestra el total de las características de cada propuesta. Y es en base a este resultado, que la propuesta escogida, es la tercera: utilizar mecanismos subactuados y un motor para cada dedo.

3.1.2. Definición del mecanismo

Fueron planteados un grupo de mecanismos, y se analizaron también los mencionados en la sección primera de este documento. Se decidió utilizar mecanismos de cuatro barras para facilitar tanto la subactuación como el cálculo y evitar las correderas debido a la necesidad de movimiento en diferentes direcciones sin riesgo de bloqueo.

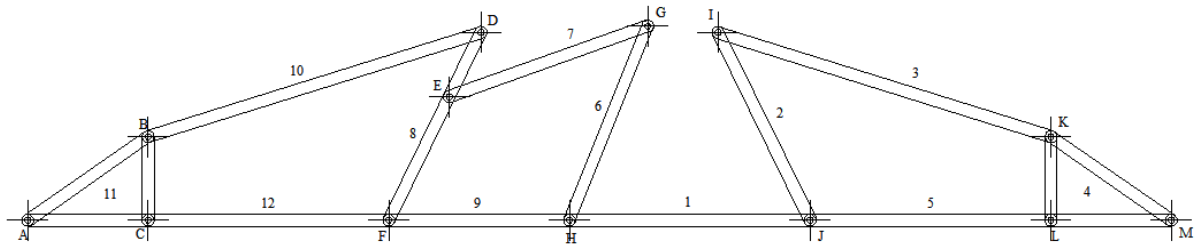


Figura 3.1. Disposición de los eslabones de los dedos.

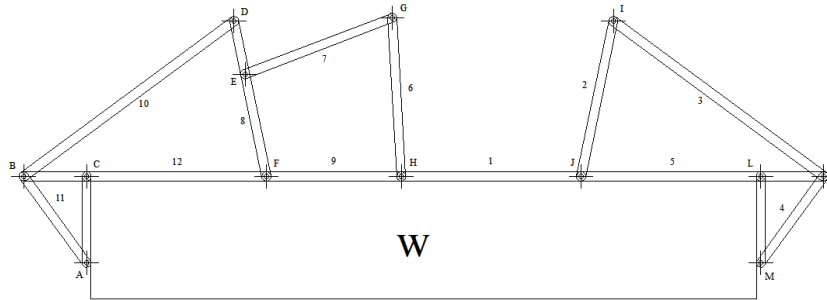


Figura 3.2. Posición extrema del mecanismo.

En base a esto, se definió un mecanismo semejante al desarrollado por Birglen & Gosselin (2003), aunque con una armadura simple en lugar de una placa, a los extremos de las falanges. Lo anterior, con el objetivo de aumentar la resistencia y el torque con un riesgo mínimo de deformaciones.

3.1.3. Cinemática del mecanismo

La figura 3.1 muestra el mecanismo a utilizar. Las dimensiones de este son:

| | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| $\overline{AC} = 20 \text{ mm}$ | $\overline{GH} = 35 \text{ mm}$ |
| $\overline{BC} = 14 \text{ mm}$ | $\overline{HJ} = 40 \text{ mm}$ |
| $\overline{BD} = 58 \text{ mm}$ | $\overline{IJ} = 35 \text{ mm}$ |
| $\overline{CF} = 40 \text{ mm}$ | $\overline{IK} = 58 \text{ mm}$ |
| $\overline{DF} = 35 \text{ mm}$ | $\overline{JL} = 40 \text{ mm}$ |
| $\overline{EF} = 23 \text{ mm}$ | $\overline{KL} = 14 \text{ mm}$ |
| $\overline{EG} = 35 \text{ mm}$ | $\overline{LM} = 20 \text{ mm}$ |
| $\overline{FH} = 30 \text{ mm}$ | |

De la posición inicial a la posición extrema, cuya imagen se muestra en la figura 3.2, El eslabón 4 debe girar un cuarto de vuelta antes de cinco segundos. Si ese fuera el caso, la velocidad angular del eslabón 4 sería

$$\omega_4 = \frac{90^\circ}{5 \text{ s}} \times \frac{2(\pi)\text{rad}}{360^\circ} = 0.314 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.1)$$

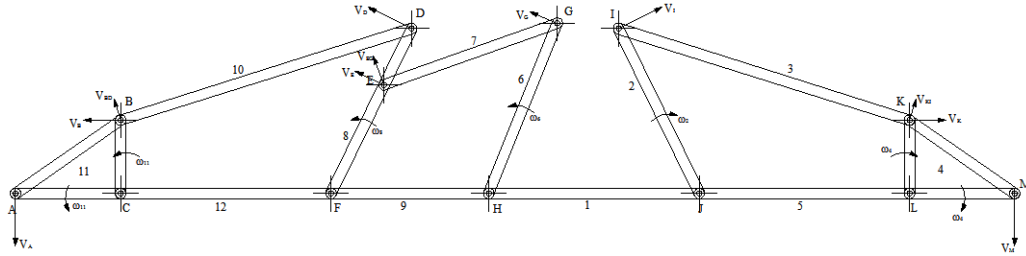


Figura 3.3. Vectores de velocidad del mecanismo.

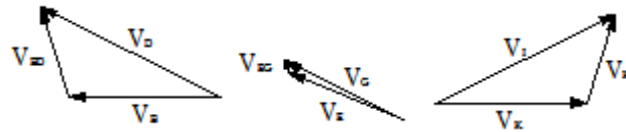


Figura 3.4. Polígonos de velocidad

Dicho valor, debido a posibles pérdidas, será tomado como $0.5 \frac{rad}{s}$.

La figura 3.3 muestra el mecanismo en su posición inicial, con los vectores de velocidad indicados en el punto al que pertenecen. Cabe mencionar que tanto en esta figura como en las dos anteriores, el dibujo de los eslabones es simbólico y no representa las medidas reales. Su objetivo es la mera representación de los eslabones y las uniones entre éstos.

Utilizando la velocidad angular del eslabón 4, y conociendo su eje de rotación (el punto L), podemos determinar las velocidades tanto del punto M, como del punto K.

$$V_M = \overline{LM} \cdot \omega_4 = (20 \text{ mm}) \left(0.5 \frac{rad}{s} \right) = 10 \frac{mm}{s} \quad (3.2)$$

$$V_K = \overline{KL} \cdot \omega_4 = (14 \text{ mm}) \left(0.5 \frac{rad}{s} \right) = 7 \frac{mm}{s} \quad (3.3)$$

Por el método de polígono de velocidades, podemos obtener gráficamente la velocidad del punto I, que posteriormente servirá para determinar la velocidad angular a la que el eslabón 2 debe girar. El polígono de velocidades correspondiente puede observarse en la figura 3.4.

Para el cálculo de la velocidad del eslabón 6, el inicio del cálculo se realiza de manera similar, debido a que el eslabón 11 tiene el mismo movimiento que el eslabón 4. Consecuentemente, la velocidad del punto B es similar a la velocidad del punto K. La velocidad del punto D se obtiene utilizando el polígono de velocidades correspondiente y con ésta, es posible el cálculo de la velocidad angular del eslabón 8.

$$\omega_8 = \frac{V_D}{DF} = \frac{9.2 \frac{mm}{s}}{35 \text{ mm}} = 0.263 \frac{rad}{s} \quad (3.4)$$

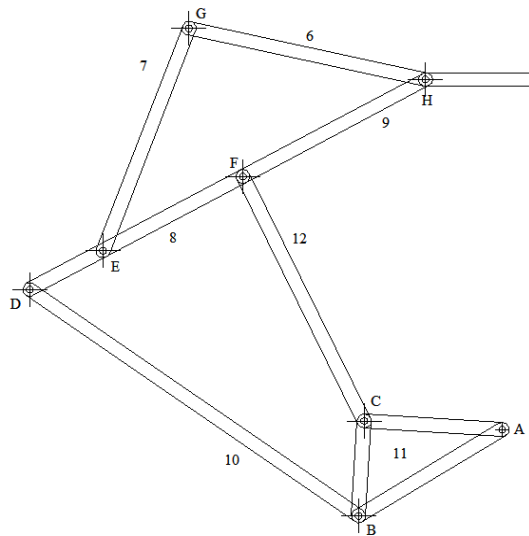


Figura 3.5. Punto de cambio del mecanismo.

La velocidad del punto E es determinada en base a la velocidad angular del eslabón 8, de la manera siguiente

$$V_E = \overline{EF} \cdot \omega_8 = (23 \text{ mm}) \left(0.263 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = 6.046 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (3.5)$$

La velocidad del punto G se obtiene utilizando el polígono de velocidades correspondiente. Lo último, es el cálculo de las velocidades angulares tanto del eslabón 6, como del eslabón 2.

$$\omega_6 = \frac{V_G}{GH} = \frac{5.65 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{35 \text{ mm}} = 0.161 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.6)$$

$$\omega_2 = \frac{V_I}{IJ} = \frac{9.2 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{35 \text{ mm}} = 0.263 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.7)$$

Una parte crucial en el cálculo de las velocidades en el mecanismo es la referente a la posición de punto de cambio del mecanismo [Ver capítulo segundo]. Esta posición se muestra en la figura 3.5. Puede verse claramente que el punto F es el punto de cambio.

El procedimiento empleado fue el utilizado para las velocidades en la posición inicial del mecanismo. El único objetivo de este cálculo fue la comprobación de que en el punto de cambio los eslabones conservan la orientación requerida para completar su movimiento. Los resultados de este análisis pueden observarse en la figura 3.6.

Para comprobar este cálculo, fue repetido utilizando un método diferente: el método de los centros instantáneos. Este procedimiento se muestra a continuación.

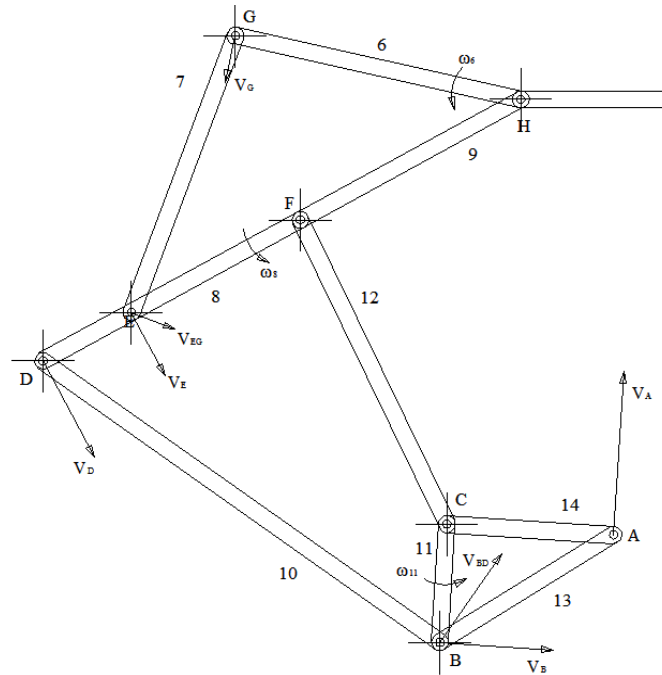


Figura 3.6. Vectores de velocidad en el punto de cambio.

Para el método de los centros instantáneos se debe partir de la obtención de la velocidad del punto G a partir de la velocidad angular del eslabón 7. La ecuación siguiente muestra cómo, de la misma manera, puede calcularse la velocidad del punto E.

$$\frac{V_E}{V_G} = \frac{\overline{I_7 E}}{\overline{I_7 G}} \quad (3.8)$$

$$V_E = \left(\frac{53}{35}\right) \left(5.635 \frac{mm}{s}\right) = 8.533 \frac{mm}{s} \quad (3.9)$$

La velocidad del punto D está en proporción directa con la velocidad de E, y se calcula teniendo en consideración la velocidad angular del eslabón 8, como ya se hizo anteriormente. De esta forma, se procede a calcular la velocidad de B al trazar el centro instantáneo de rotación del eslabón 10.

$$\frac{V_B}{V_D} = \frac{\overline{I_{10} B}}{\overline{I_{10} D}} \quad (3.10)$$

$$V_B = \left(\frac{61}{58}\right) \left(12.98 \frac{mm}{s}\right) = 13.65 \frac{mm}{s} \quad (3.11)$$

La velocidad del punto A se calcula obteniendo la velocidad angular del eslabón 13 a partir del cálculo de la velocidad de B. Los resultados son idénticos a los obtenidos con los polígonos.

Para el cálculo de las aceleraciones que tienen lugar en el mecanismo, partiremos de una ecuación similar a la utilizada para los polígonos de velocidades. Esa ecuación es la siguiente:

$$a_K = a_I + a_{KI} \quad (3.12)$$

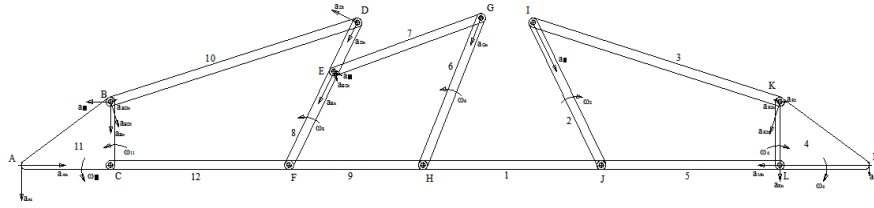


Figura 3.7. Vectores de aceleración del mecanismo.

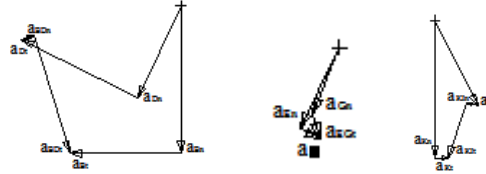


Figura 3.8. Polígonos de aceleración.

Cada una de las aceleraciones en la ecuación 3.8 se divide en sus componentes normal y tangencial. La ecuación 3.13 muestra esto con la aceleración del punto K. Para los demás puntos, la ecuación utilizada es similar (las aceleraciones en el mecanismo se muestran en la figura 3.7).

$$a_K = a_{Kn} + a_{Kt} \quad (3.13)$$

Las aceleraciones normales pueden calcularse con ayuda de las ecuaciones mencionadas en la segunda sección de este documento. Las aceleraciones de los puntos K e I se calculan utilizando las velocidades angulares, mientras que la aceleración de K con respecto a I se calcula a partir de la velocidad lineal.

$$a_{Kn} = \omega_4^2 \cdot \overline{KL} = \left(0.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 (14 \text{ mm}) = 3.5 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.14)$$

$$a_{In} = \omega_2^2 \cdot \overline{IJ} = \left(0.263 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 (35 \text{ mm}) = 2.421 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.15)$$

$$a_{KI n} = \frac{V_{KI}^2}{\overline{IK}} = \frac{\left(4.22 \frac{\text{mm}}{\text{s}}\right)^2}{58 \text{ mm}} = 0.307 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.16)$$

Se puede deducir que la aceleración tangencial del punto I es 0, debido a que la velocidad de entrada se considera constante. Tomando en cuenta lo anterior, la ecuación 3.12 puede reescribirse como sigue

$$a_{Kn} + a_{Kt} = a_{In} + a_{It} + a_{KI n} + a_{KI t} \quad (3.17)$$

de manera que al trazar el polígono, las aceleraciones cuya magnitud y sentido se desconoce puedan hallarse fácilmente. Los polígonos de aceleraciones se muestran en la figura 3.8 a una escala mayor a la de la figura, debido a que existen aceleraciones de magnitud muy reducida.

Un proceso semejante es el utilizado para el mecanismo de tres falanges. Comenzamos con la ecuación básica

$$a_E = a_G + a_{EG} \quad (3.18)$$

Y descomponemos cada aceleración como se muestra en la ecuación 3.13. Luego calculamos las aceleraciones normales involucradas

$$a_{En} = \omega_8^2 \cdot \overline{EF} = \left(0.263 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 (23 \text{ mm}) = 1.591 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.19)$$

$$a_{Gn} = \omega_6^2 \cdot \overline{GH} = \left(0.191 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 (35 \text{ mm}) = 1.277 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.20)$$

$$a_{EGn} = \frac{V_{EG}^2}{\overline{EG}} = \frac{\left(0.58 \frac{\text{mm}}{\text{s}}\right)^2}{35 \text{ mm}} = 0.01 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.21)$$

Al igual que en el caso anterior, la aceleración de entrada es nula. Introduciendo esos valores al polígono de velocidad dado por

$$a_{En} + a_{Et} = a_{Gn} + a_{Gt} + a_{EGn} + a_{EGt} \quad (3.22)$$

podemos obtener las aceleraciones restantes para dicho segmento del mecanismo. El polígono de aceleración correspondiente se muestra en la figura 3.8.

El último grupo de aceleraciones se determina de la misma manera. La ecuación principal es la siguiente

$$a_B = a_D + a_{BD} \quad (3.23)$$

de donde las aceleraciones totales se separan en sus componentes. Las aceleraciones normales se calculan como anteriormente

$$a_{Bn} = \omega_{11}^2 \cdot \overline{BC} = \left(0.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 (14 \text{ mm}) = 3.5 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.24)$$

$$a_{Dn} = \omega_8^2 \cdot \overline{DF} = \left(0.263 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 (35 \text{ mm}) = 2.421 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.25)$$

$$a_{BDn} = \frac{V_{BD}^2}{\overline{BD}} = \frac{\left(4.22 \frac{\text{mm}}{\text{s}}\right)^2}{58 \text{ mm}} = 0.307 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.26)$$

La aceleración tangencial del punto D puede calcularse también, utilizando la aceleración angular del eslabón 8, esto es

$$\alpha_8 = \frac{a_{Et}}{\overline{EF}} = \frac{2.08 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}}{23 \text{ mm}} = 0.09 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (3.27)$$

$$a_{Dt} = \alpha_8 \cdot \overline{DF} = \left(0.09 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) (35 \text{ mm}) = 3.165 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.28)$$

Con ello, la ecuación para el trazo del polígono queda como sigue

$$a_{Bn} + a_{Bt} = a_{Dn} + a_{Dt} + a_{BDn} + a_{BDt} \quad (3.29)$$

El polígono resultante se encuentra también en la figura 3.6.

Para el posterior análisis dinámico del gripper, es conveniente calcular también las aceleraciones en los extremos de los dedos. La aceleración tangencial del punto A se obtiene a partir de la del punto B, de la siguiente manera

$$\alpha_{11} = \frac{a_{Bt}}{\overline{BC}} = \frac{2.728 \frac{mm}{s^2}}{14 mm} = 0.195 \frac{rad}{s^2} \quad (3.30)$$

$$a_{At} = \alpha_{11} \cdot \overline{AC} = \left(0.195 \frac{rad}{s^2}\right) (20 mm) = 3.9 \frac{mm}{s^2} \quad (3.31)$$

La aceleración normal del motor es calculada como anteriormente

$$a_{An} = \frac{V_A^2}{\overline{AC}} = \frac{\left(10 \frac{mm}{s}\right)^2}{20 mm} = 5 \frac{mm}{s^2} \quad (3.32)$$

Las aceleraciones normal y tangencial del punto M se obtienen de manera similar

$$\alpha_4 = \frac{a_{Kt}}{\overline{KL}} = \frac{0.318 \frac{mm}{s^2}}{14 mm} = 0.023 \frac{rad}{s^2} \quad (3.33)$$

$$a_{Mt} = \alpha_4 \cdot \overline{LM} = \left(0.023 \frac{rad}{s^2}\right) (20 mm) = 0.46 \frac{mm}{s^2} \quad (3.34)$$

$$a_{Mn} = \frac{V_M^2}{\overline{LM}} = \frac{\left(10 \frac{mm}{s}\right)^2}{20 mm} = 5 \frac{mm}{s^2} \quad (3.35)$$

3.1.4. Dinámica del mecanismo

Para determinar las dimensiones definitivas del mecanismo, debemos asegurarnos de que soporte los esfuerzos a los que estará sometido. Estos esfuerzos se obtienen a partir de las fuerzas existentes en los eslabones y pernos de la pinza. A su vez, las fuerzas a las que el mecanismo está sometido pueden determinarse a partir de las aceleraciones calculadas anteriormente y las masas de los diferentes eslabones que lo componen.

De esta forma, para determinar las masas de los eslabones basta con multiplicar el valor de la masa unitaria por la longitud de cada eslabón.

$$m_1 = m_{unit} \cdot \overline{HJ} = (5.7 \times 10^{-3} kg)(4) kg = 0.0228 kg \quad (3.36)$$

$$m_2 = m_{unit} \cdot \overline{IJ} = (5.7 \times 10^{-3} kg)(3.5) kg = 0.01995 kg \quad (3.37)$$

$$m_3 = m_{unit} \cdot \overline{IK} = (5.7 \times 10^{-3} kg)(5.8) kg = 0.03306 kg \quad (3.38)$$

$$m_4 = m_{unit} \cdot (\overline{KL} + \overline{LM} + \overline{KM}) = (5.7 \times 10^{-3} kg)(5.84) kg = 0.03329 kg \quad (3.39)$$

$$m_5 = m_{unit} \cdot \overline{JL} = (5.7 \times 10^{-3} \text{ kg})(4) \text{ kg} = 0.0228 \text{ kg} \quad (3.40)$$

$$m_6 = m_{unit} \cdot \overline{GH} = (5.7 \times 10^{-3} \text{ kg})(3.5) \text{ kg} = 0.01995 \text{ kg} \quad (3.41)$$

$$m_7 = m_{unit} \cdot \overline{EG} = (5.7 \times 10^{-3} \text{ kg})(3.5) \text{ kg} = 0.01995 \text{ kg} \quad (3.42)$$

$$m_8 = m_{unit} \cdot \overline{DF} = (5.7 \times 10^{-3} \text{ kg})(3.5) \text{ kg} = 0.01995 \text{ kg} \quad (3.43)$$

$$m_9 = m_{unit} \cdot \overline{FH} = (5.7 \times 10^{-3} \text{ kg})(3) \text{ kg} = 0.0171 \text{ kg} \quad (3.44)$$

$$m_{10} = m_{unit} \cdot \overline{BD} = (5.7 \times 10^{-3} \text{ kg})(5.8) \text{ kg} = 0.03306 \text{ kg} \quad (3.45)$$

$$m_{11} = m_{unit} \cdot (\overline{AB} + \overline{AC} + \overline{BC}) = (5.7 \times 10^{-3} \text{ kg})(5.84) \text{ kg} = 0.03329 \text{ kg} \quad (3.46)$$

$$m_{12} = m_{unit} \cdot \overline{CF} = (5.7 \times 10^{-3} \text{ kg})(4) \text{ kg} = 0.0228 \text{ kg} \quad (3.47)$$

Las aceleraciones de los centros de gravedad ubicados a la mitad de los eslabones, se obtienen considerando sentidos positivos hacia la derecha y hacia abajo para las componentes en el eje x y en el eje y , respectivamente.

$$a_{G_{2x}} = .529 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 5.29 \times 10^{-4} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.48)$$

$$a_{G_{2y}} = 1.089 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 1.089 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.49)$$

$$a_{G_{3x}} = .689 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 6.89 \times 10^{-4} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.50)$$

$$a_{G_{3y}} = 2.839 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 2.839 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.51)$$

Para el centro de masa del eslabón triangular, se calculan primero las componentes de la aceleración.

$$a_{G_{4n}} = \omega_4^2 \cdot \overline{G_4L} = \left(0.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 (8.14 \text{ mm}) = 2.035 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.52)$$

$$a_{G_{4t}} = \alpha_4 \cdot \overline{G_4L} = \left(0.023 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) (8.14 \text{ mm}) = 0.187 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (3.53)$$

para después proceder como con las aceleraciones anteriores

$$a_{G_{4x}} = -1.56 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = -1.56 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.54)$$

$$a_{G_{4y}} = 1.32 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} = 1.32 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.55)$$

Las aceleraciones angulares en los centros de gravedad de los eslabones en cuestión también son necesarias. En el eslabón de entrada, como ya mencionamos, la aceleración angular es cero. En el eslabón salida, la aceleración se ha calculado previamente. La aceleración en el acoplador es la única faltante, pero puede calcularse de la siguiente manera

$$\alpha_3 = \frac{a_{KIt}}{\overline{IK}} = \frac{1.484 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}}{58 \text{ mm}} = 0.0255 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (3.56)$$

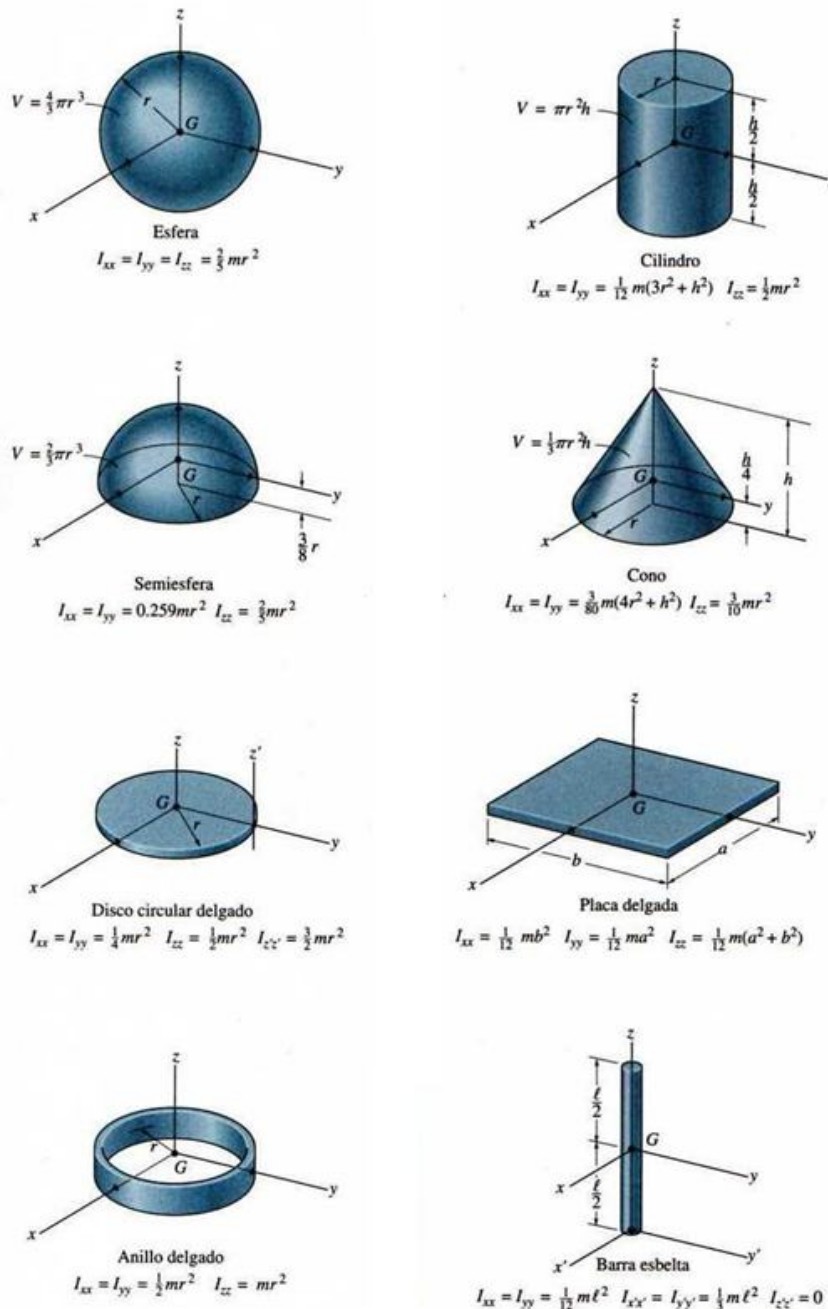


Figura 3.9. Centro de gravedad y momento de inercia de sólidos homogéneos (Hibbeler, 2004).

Siguiendo el procedimiento detallado en el capítulo segundo, lo siguiente es calcular los momentos de inercia de los eslabones. Para calcular éstos, se supone una barra delgada de longitud igual a la de cada eslabón (figura 3.9).

$$I_{G_1} = \frac{1}{12}m_1 \cdot \overline{HJ}^2 = \frac{1}{12}(0.0228)(0.04 \text{ m})^2 = 3.04 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.57)$$

$$I_{G_2} = \frac{1}{12}m_2 \cdot \overline{IJ}^2 = \frac{1}{12}(0.01995)(0.035 \text{ m})^2 = 1.99 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.58)$$

$$I_{G_3} = \frac{1}{12}m_3 \cdot \overline{IK}^2 = \frac{1}{12}(0.03306)(0.058 \text{ m})^2 = 9.269 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.59)$$

$$I_{G_4} = \frac{1}{12} m_4 \cdot \overline{KL}^2 = \frac{1}{12} (0.03329) (0.014 \text{ m})^2 = 5.437 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.60)$$

$$I_{G_5} = \frac{1}{12} m_5 \cdot \overline{JL}^2 = \frac{1}{12} (0.0228) (0.04 \text{ m})^2 = 3.04 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.61)$$

$$I_{G_6} = \frac{1}{12} m_6 \cdot \overline{GH}^2 = \frac{1}{12} (0.01995) (0.035 \text{ m})^2 = 1.99 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.62)$$

$$I_{G_7} = \frac{1}{12} m_7 \cdot \overline{EG}^2 = \frac{1}{12} (0.01995) (0.035 \text{ m})^2 = 1.99 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.63)$$

$$I_{G_8} = \frac{1}{12} m_8 \cdot \overline{DF}^2 = \frac{1}{12} (0.01995) (0.035 \text{ m})^2 = 1.99 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.64)$$

$$I_{G_9} = \frac{1}{12} m_9 \cdot \overline{FH}^2 = \frac{1}{12} (0.0171) (0.03 \text{ m})^2 = 1.2825 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.65)$$

$$I_{G_{10}} = \frac{1}{12} m_{10} \cdot \overline{BD}^2 = \frac{1}{12} (0.03306) (0.058 \text{ m})^2 = 9.269 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.66)$$

$$I_{G_{11}} = \frac{1}{12} m_{11} \cdot \overline{BC}^2 = \frac{1}{12} (0.03329) (0.014 \text{ m})^2 = 5.437 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.67)$$

$$I_{G_{12}} = \frac{1}{12} m_{12} \cdot \overline{CF}^2 = \frac{1}{12} (0.0228) (0.04 \text{ m})^2 = 3.04 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.68)$$

A partir de los arreglos matriciales mostrados en la segunda sección de este documento que representan las ecuaciones dinámicas de los eslabonamientos, se procede a calcular el valor de las fuerzas existentes en cada una de las articulaciones, así como el torque en los eslabones de entrada.

$$\begin{bmatrix} F_{52_x} \\ F_{52_y} \\ F_{32_x} \\ F_{32_y} \\ F_{43_x} \\ F_{43_y} \\ F_{54_x} \\ F_{54_y} \\ T_{52} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{52_y} & R_{52_x} & -R_{32_y} & R_{32_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23_y} & -R_{23_x} & -R_{43_y} & R_{43_x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{34_y} & -R_{34_x} & -R_{54_y} & R_{54_x} & 0 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} m_2 a_{G_{2x}} \\ m_2 a_{G_{2y}} \\ I_{G_2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G_{3x}} \\ m_3 a_{G_{3y}} \\ I_{G_3} \alpha_3 \\ m_4 a_{G_{4x}} \\ m_4 a_{G_{4y}} \\ I_{G_4} \alpha_4 \end{bmatrix} \quad (3.69)$$

$$\begin{bmatrix} F_{96_x} \\ F_{96_y} \\ F_{76_x} \\ F_{76_y} \\ F_{87_x} \\ F_{87_y} \\ F_{98_x} \\ F_{98_y} \\ T_{96} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{16_y} & R_{16_x} & -R_{76_y} & R_{76_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{67_y} & -R_{67_x} & -R_{87_y} & R_{87_x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{78_y} & -R_{78_x} & -R_{98_y} & R_{98_x} & 0 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} m_6 a_{G_{6x}} \\ m_6 a_{G_{6y}} \\ I_{G_2} \alpha_2 \\ m_7 a_{G_{7x}} \\ m_7 a_{G_{7y}} \\ I_{G_7} \alpha_7 \\ m_8 a_{G_{8x}} \\ m_8 a_{G_{8y}} \\ I_{G_8} \alpha_8 \end{bmatrix} \quad (3.70)$$

FT =
1.0e-004 *
0.4103
0.6941
-0.2728
-0.4768
-0.0451
0.4617
-0.5644
0.9012
0.0012

Figura 3.10. Resolución de la ecuación 3.69.

FT =
1.0e-004 *
0.2940
0.5165
-0.1565
-0.2992
-0.0191
0.2671
0.2921
0.5305
0.0020

Figura 3.11. Resolución de la ecuación 3.70.

FT =
1.0e-004 *
0.4103
0.6941
-0.2728
-0.4768
-0.0451
0.4617
-0.5644
0.9012
0.0017

Figura 3.12. Resolución de la ecuación 3.71

$$\begin{bmatrix} F_{12\ 8x} \\ F_{12\ 8y} \\ F_{10\ 8x} \\ F_{10\ 8y} \\ F_{11\ 10x} \\ F_{11\ 10y} \\ F_{12\ 11x} \\ F_{12\ 11y} \\ T_{12\ 8} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12\ 8y} & R_{12\ 8x} & -R_{10\ 8y} & R_{10\ 8x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{8\ 10y} & -R_{8\ 10x} & -R_{11\ 10y} & R_{11\ 10x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{10\ 11y} & -R_{10\ 11x} & -R_{12\ 11y} & R_{12\ 11x} & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} m_2 a_{G_{2x}} \\ m_2 a_{G_{2y}} \\ I_{G_2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G_{3x}} \\ m_3 a_{G_{3y}} \\ I_{G_3} \alpha_3 \\ m_4 a_{G_{4x}} \\ m_4 a_{G_{4y}} \\ I_{G_4} \alpha_4 \end{bmatrix} \quad (3.71)$$

En las ecuaciones anteriores, cada elemento R representa la distancia perpendicular (horizontal o vertical) de los centros de masa o gravedad G que une los eslabones indicados por subíndices, distancias requeridas en las ecuaciones de Newton para el cálculo de fuerzas y torques.

Luego de ingresar los valores a Matlab, la resolución del sistema proporciona las fuerzas en Newtons (N) y el torque en Newtons por metro (N · m) como se muestra en las figuras 3.10, 3.11 y 3.12. Cabe mencionar que los sentidos positivos de las fuerzas son hacia la derecha y hacia abajo.

Es importante señalar también que los resultados de las figuras mencionadas en el párrafo anterior proporcionan las fuerzas y los torques enlistados en las matrices de las ecuaciones 3.69, 3.70 y 3.71, de tal forma que se conoce en su totalidad la dinámica del mecanismo elemento por elemento.

3.1.5. Diseño por resistencia

Tomando en cuenta que se pretende levantar un peso de 5 kg, se requiere un análisis por resistencia de materiales que compruebe que la estructura puede soportar dicho peso. Debido a que la estructura se verá obligada a soportarlo en diferentes posiciones, debe procurarse evaluarla siempre respecto a la posición que represente mayor esfuerzo.

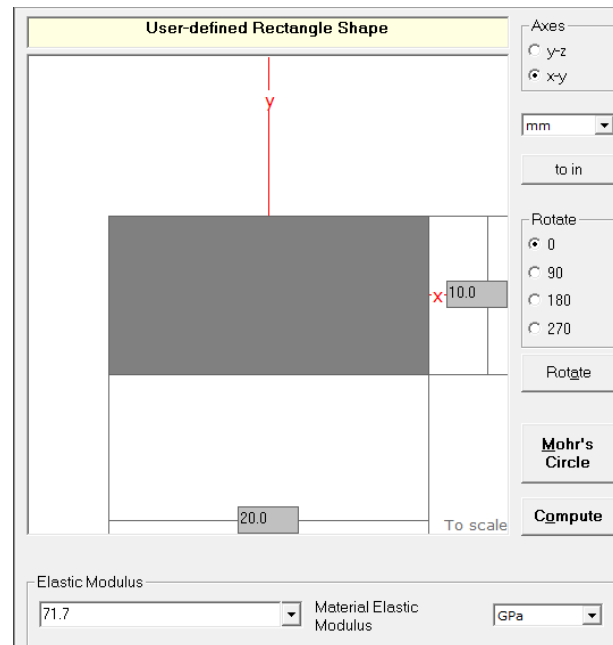


Figura 3.13. Propiedades de la sección de los eslabones.

| X Axis Properties | | | |
|--|------------------------|------------|-----------------|
| Elastic Modulus | E | 71.7000 | GPa |
| From bottom to centroid | y (bot) | 5.0000 | mm |
| From centroid to top | y (top) | 5.0000 | mm |
| Area of shape | A | 200.0000 | mm ² |
| Moment of Inertia | I_x | 1.666.6667 | mm ⁴ |
| Section Modulus | S_x | 333.3333 | mm ³ |
| Section Modulus (bottom) | S (bot) | 333.3333 | mm ³ |
| Section Modulus (top) | S (top) | 333.3333 | mm ³ |
| Radius of Gyration | r_x | 2.8868 | mm |
| Plastic Modulus | Z_x | 500.0000 | mm ³ |
| Shape Factor | | 1.5000 | |
| From bottom to plastic n.a. | yp (bot) | 5.0000 | mm |
| From plastic n.a. to top | yp (top) | 5.0000 | mm |
| Polar Moment of Inertia | J | 8.333.3333 | mm ⁴ |
| Product of Inertia | I_{xy} | 0.0000 | mm ⁴ |
| Maximum Moment of Inertia | I_{max} | 6.666.6667 | mm ⁴ |
| Minimum Moment of Inertia | I_{min} | 1.666.6667 | mm ⁴ |
| Angle from x axis to I_{max} axis | θ | 0.0000 | degrees |
| | | Clockwise | |

Figura 3.14. Propiedades de la sección.

La estructura se pretende hacer de duraluminio, el cual es una aleación compuesta 95.5% de aluminio, 3% de cobre, 1% de manganeso y 0.5% de magnesio y al endurecerse con el tiempo es comparable en fuerza y dureza al acero suave (Webster's Third New International Dictionary, 2002).

Los datos de la sección de los eslabones pueden introducirse directamente en el programa MDSolids para obtener las propiedades de la sección. Para ello, es necesario introducir el valor del módulo elástico del material a utilizar; en nuestro caso, de 71.7 GPa (Norton, 1999). La figura 3.13 muestra la sección de los eslabones a analizar.

Una vez introducidos los datos, se calculan las propiedades de la sección. Los datos arrojados pueden observarse en la figura 3.14.

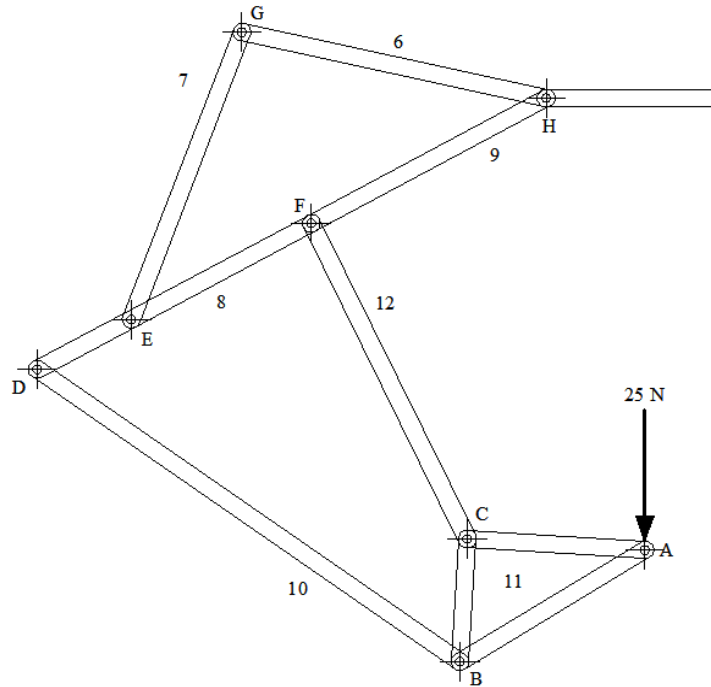


Figura 3.15. Carga que soporta el mecanismo

Se determinó que el mayor esfuerzo se tendría en una posición como la que se muestra en la figura 3.15. Se trata de la posición de punto de cambio. La carga está concentrada en las puntas de los mecanismos de 3 GDL. Debido a esto, se representa como una carga puntual en A.

Tomando esto en cuenta, se procedió al cálculo de las fuerzas en los diferentes eslabones a partir del método de nodos. La figura 3.16 presenta los diagramas de fuerzas en los diferentes nodos a considerar. También pueden observarse en ella los ángulos en que las fuerzas actúan en dicha posición.

En el punto A, las fuerzas se presentan de la siguiente manera

$$-F_{AC} \cos 4^\circ + F_{AB} \cos 31^\circ = 0 \therefore F_{AC} = F_{AB} \frac{\cos 31^\circ}{\cos 4^\circ} \quad (3.72)$$

$$-25 + F_{AC} \sin 4^\circ + F_{AB} \sin 31^\circ = 0$$

$$\therefore F_{AB} = \frac{25}{\sin 31^\circ + \cos 31^\circ \tan 4^\circ} = 43.48N; F_{AC} = 37.36N \quad (3.73)$$

en el punto B, las fuerzas son

$$-43.48 \cos 31^\circ + F_{BD} \cos 35^\circ + F_{BC} \cos 87^\circ = 0 \therefore F_{BD} = \frac{43.48 \cos 31^\circ - F_{BC} \cos 87^\circ}{\cos 35^\circ} \quad (3.74)$$

$$-43.48 \sin 31^\circ - F_{BD} \sin 35^\circ + F_{BC} \sin 87^\circ = 0$$

$$\therefore F_{BC} = \frac{43.48(\sin 31^\circ + \cos 31^\circ \tan 35^\circ)}{\sin 87^\circ + \cos 87^\circ \tan 35^\circ} = 46.84N; F_{BD} = 42.51N \quad (3.75)$$

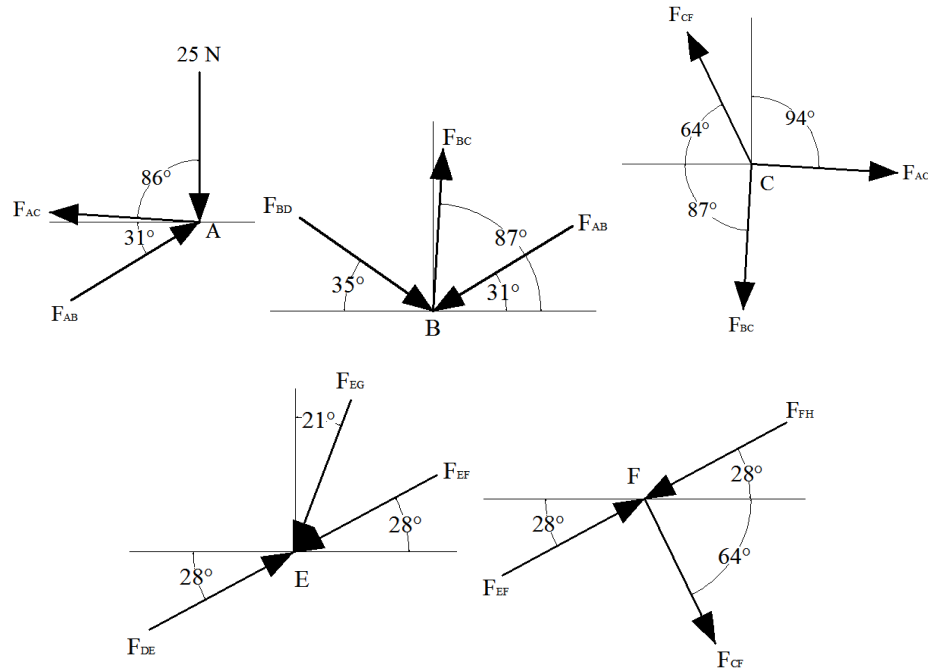


Figura 3.16. Diagramas de fuerzas en los nodos

las fuerzas en el punto C

$$\begin{aligned}
 -42,51 \cos 87^\circ - F_{CF} \cos 64^\circ + 37,36 \cos 4^\circ &= 0 \\
 \therefore F_{CF} &= \frac{37,36 \cos 4^\circ - 42,51 \cos 87^\circ}{\cos 64^\circ} = 79,47N
 \end{aligned} \tag{3.76}$$

las fuerzas presentes en E

$$-F_{EF} \cos 28^\circ - F_{EG} \sin 21^\circ + 42,51 \cos 28^\circ = 0 \therefore F_{EG} = \frac{42,51 \cos 28^\circ - F_{EF} \cos 28^\circ}{\sin 21^\circ} \tag{3.77}$$

$$-F_{EG} \cos 21^\circ - F_{EF} \sin 28^\circ + 42,51 \sin 28^\circ = 0 \therefore F_{EF} = 42,51N; F_{EG} = 0 \tag{3.78}$$

y las fuerzas existentes en F

$$\begin{aligned}
 -42,51 \cos 87^\circ - F_{CF} \cos 64^\circ + 37,36 \cos 4^\circ &= 0 \\
 \therefore F_{CF} &= \frac{37,36 \cos 4^\circ - 42,51 \cos 87^\circ}{\cos 64^\circ} = 79,47N
 \end{aligned} \tag{3.79}$$

Tomando la fuerza mayor, que es la correspondiente al eslabón FH, y el área común en los eslabones, podemos hallar el esfuerzo normal máximo al que los eslabones estarán sometidos. Esto es

$$\sigma_{FH} = \frac{F_{FH}}{A} = \frac{81,96N}{2 \times 10^{-4}m^2} = 409,8 KPa \tag{3.80}$$

Dicho esfuerzo, puede compararse con la resistencia máxima a la tensión que el duraluminio, fundido en un molde permanente, y que es igual a 159MPa. Existen otros tipos de fundición para el duraluminio, entre los cuales la fundición mencionada es la de menor resistencia (Norton, 1999).

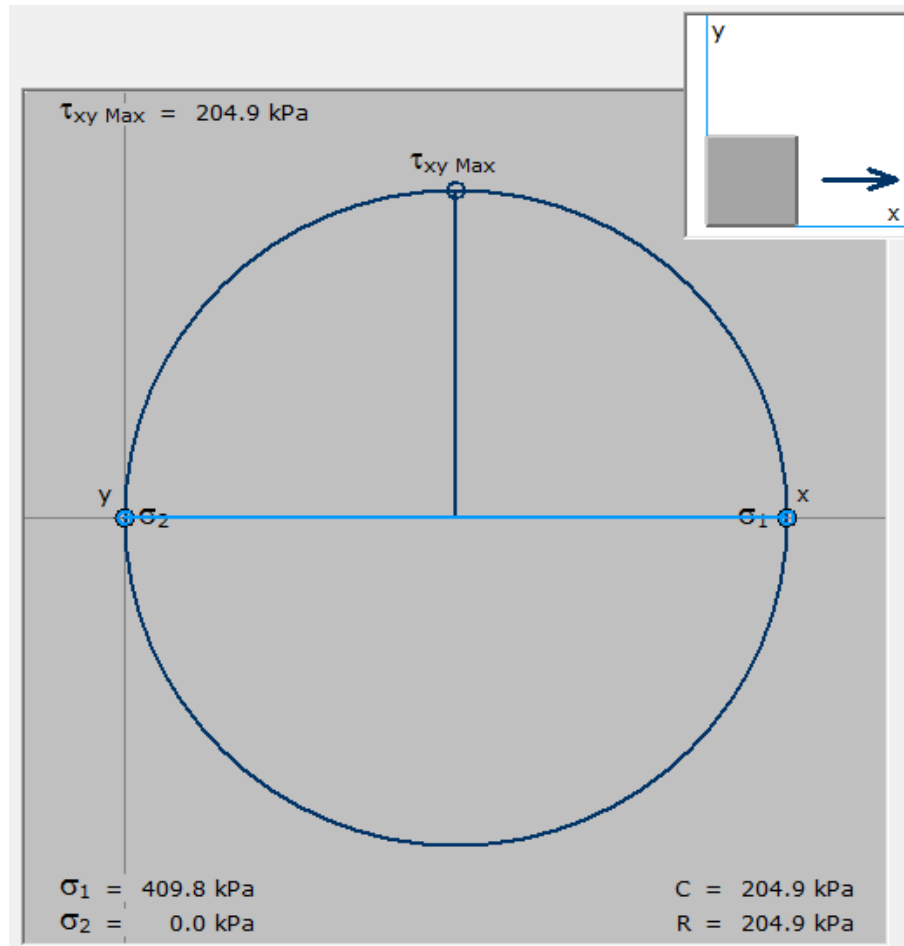


Figura 3.17. Círculo de Mohr para el estado de esfuerzo

Con los datos obtenidos, es posible calcular los esfuerzos normal y cortante máximos que dicha sección soportará. Para ello, se utiliza el círculo de Mohr (ver capítulo 2), como se muestra en la figura 3.17. Comparando los resultados con las fuerzas obtenidas anteriormente, se comprueba que la estructura soporta sobradamente el peso necesario en la posición más crítica. Con esto queda concluido el análisis por resistencia del mecanismo.

3.1.6. Diseño de la transmisión

Para obtener fácilmente un movimiento que proporcione el giro del efector final sobre su propio eje se requiere una transmisión de engranajes cónicos. No es necesaria una reducción de velocidad y el uso de este tipo de engranes se fundamenta solamente para transmitir el movimiento a través de ejes perpendiculares (figura 3.16).

De esta forma se deduce que los dos engranes que han de acoplarse para generar el movimiento deseado tienen las mismas características en cuanto a los parámetros de diseño que se deben considerar.



Figura 3.16 engrane cónico diseñado para la transmisión

Se propone un diámetro primitivo de 30mm, y un número de dientes igual a 15. La relación de velocidad es 1:1, como se vio anteriormente, y el ángulo entre las caras de cada engrane y su propio eje es de 45°. Lo anterior justifica el hecho de que los diámetros de los engranes motriz y conducido, así como los números de dientes de los mismos sean iguales.

Con el valor del diámetro primitivo, o diámetro de paso, y el número de dientes del engrane se calcula el módulo para realizar el diseño en unidades del Sistema Internacional.

$$M = \frac{D_p}{N} = \frac{30 \text{ mm}}{10 \text{ dientes}} = 3 \text{ mm} \quad (3.72)$$

El material elegido para la fabricación de los engranes es un acero AISI 3140 QT (templado y revenido) para 300 BHN y un factor de servicio de 1.2. Por otro lado, la velocidad media del diámetro de paso se calcula como sigue

$$v_m = \pi D_p n = \pi(0.03 \text{ m})(8.3 \text{ rpm}) = 0.782 \text{ mpm} \quad (3.73)$$

Con el valor anterior se obtiene el coeficiente de de velocidad que es necesario para calcular la carga dinámica a la que el engrane estará sometido. Este depende del tipo de engranes, en este caso: engranes cónicos.

$$VF = \frac{27.6 + \sqrt{v_m}}{27.6} = \frac{27.6 + \sqrt{0.782}}{27.6} = 1.032 \quad (3.74)$$

Lo siguiente es el cálculo de la carga dinámica, la cual se encuentra en función de la carga conducida. Puesto que un engrane se encuentra montado en voladizo y el otro se considera entre dos soportes, el coeficiente de rigidez de montaje K_m será igual a 1.25.

$$F_d = (VF)(FS)K_m F_t = (1.032)(1.2)(1.25)F_t = 1.548F_t \quad (3.75)$$

La resistencia a la fatiga se obtiene a partir del esfuerzo de flexión, el coeficiente geométrico, el ancho de cara, el coeficiente de duración o vida útil, el coeficiente de tamaño, el coeficiente de temperatura y el coeficiente de seguridad funcional.

El esfuerzo de flexión de cálculo para 300 BHN es 1335 kg/cm^2 . J es el coeficiente geométrico y se obtiene de acuerdo a una gráfica (Faires, 1999). El ancho de cara se estimará en 15 mm por el momento. K_l (el coeficiente de duración) será igual a 1, para vida indefinida; K_s (el coeficiente de tamaño) será 0.581 para un módulo igual a 3; K_t (el coeficiente de temperatura) será igual a 1, para temperatura menor a 70° ; K_r (el coeficiente de seguridad funcional) será 1.12 para alta seguridad funcional.

$$F_s = \frac{s_d b J M}{10} \cdot \frac{K_l}{K_s K_t K_r} = \frac{\left(1335 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right) (1.5 \text{ cm}) (0.16) (3 \text{ mm})}{10} \cdot \frac{1}{0.581(1)(1.12)} \quad (3.76)$$

$$= 147.713 \text{ kg}$$

La resistencia a la fatiga de la superficie F_w es obtenida a partir de la ecuación 3.77, como se muestra a continuación

$$F_w = D_p b I \frac{S_{cd}^2}{C_e^2} \left(\frac{C_l}{K_t C_r}\right)^2 \times 10^3 = (3 \text{ cm})(1.5 \text{ cm})(0.05) \frac{90 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{551 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \left(\frac{1}{1.25}\right)^2 \times 10^3 \quad (3.77)$$

$$= 23.521 \text{ kg}$$

donde

I es un coeficiente geométrico que se obtiene de una gráfica (Faires, 1999)

C_e es el coeficiente elástico y se determina en base a los materiales [En este caso, acero con acero]

C_l es el coeficiente de duración o vida para desgaste y es igual a 1 para vida indefinida

C_r es el factor de seguridad funcional para desgaste y es igual a 1.25 para alta seguridad funcional

Puesto que la resistencia a la fatiga de la superficie F_w es menor a la resistencia nominal F_s , el desgaste es el factor que rige para vida indefinida. Podemos inferir entonces que

$$F_t = \frac{F_d}{1.548} = \frac{147.713}{1.548} = 95.418 \text{ kg} \quad (3.78)$$

Es decir, la fuerza tangencial se obtiene igualando el valor de la fuerza F_w con F_d , en la ecuación 3.75.

Finalmente para el cálculo de la potencia, se parte de la fuerza tangencial y de la velocidad

$$P = \frac{F_t v_m}{4500} = \frac{(95.418 \text{ kg})(0.782 \text{ mpm})}{4500} = 0.017 \text{ CV} \quad (3.79)$$

que se transforma después en unidades del Sistema Internacional

$$P = 0.017 \text{ CV} \cdot \frac{735.5 \text{ W}}{1 \text{ CV}} = 12.2 \text{ W} \quad (3.80)$$

3.2. Diseño eléctrico y electrónico

La siguiente sección contiene todo lo referente a los motores que moverán los diferentes mecanismos, así como los que moverán al efector final desde su base. Además, contiene el desarrollo del circuito que servirá para controlar a los motores.

Para la realización de esta parte del diseño, se han hecho las siguientes consideraciones:

- El movimiento de los “dedos” es simultáneo.
- Los movimientos de la “muñeca” son independientes del movimiento de los dedos y también independientes entre sí.
- El efector final se alimenta del voltaje existente en el robot, el cual es de 12 V DC.
- Sobre el brazo robótico o en su base existe espacio suficiente para una tarjeta impresa que contenga el circuito.

3.2.1. Selección de motores

Para la selección de los motores que moverán los “dedos” se tomaron en cuenta los datos de velocidad y fuerza calculados en secciones anteriores, al igual que la necesidad de un motor pequeño y ligero debido a que el tamaño del efector final es sumamente reducido. El motor elegido fue el PD4266 de Transmotec (tabla 3.2).

Tabla 3.2. Motores DC con transmisión de engranes planetarios 1 – 40 W (Transmotec, 2007).

| MODEL | DIAMETER | VOLTAGES | RATED SPEED | RATED TORQUES |
|---------|----------|-------------|-------------|---------------|
| | MM | VDC | RPM | G - CM |
| PD1330 | 13 | 2.4 - 3.0 | 2.8 - 2500 | 20 - 2000 |
| PD1626 | 16 | 6.0 - 9.0 | 2.3 - 1400 | 15 - 3000 |
| PD2232 | 22 | 12.0 - 24.0 | 3.8 - 1520 | 77 - 3000 |
| PD3046 | 30 | 12.0 - 24.0 | 9.6 - 1148 | 460 - 10000 |
| PD3237 | 32 | 12.0 - 24.0 | 8.3 - 1020 | 300 - 12000 |
| PD3246 | 32 | 12.0 - 24.0 | 8.3 - 1148 | 450 - 12000 |
| PD3557 | 35 | 12.0 - 24.0 | 8.0 - 950 | 600 - 12000 |
| PD4266 | 42 | 12.0 - 24.0 | 1.9 - 1400 | 2200 - 30000 |
| PDS4265 | 42 x 42 | 12.0 - 24.0 | 1.6 - 1250 | 500 - 30000 |

Para la selección del motor de la muñeca que realiza el movimiento de la pinza hacia arriba y hacia abajo fue propuesta una distancia de 25 mm de distancia entre la base de los “dedos” y la articulación mencionada. También se consideró el gripper como un cilindro de 120 mm de altura, con un centro de masa semejante al de un cono: a 90 mm de la articulación (suponiendo la sujeción, en una posición de torque máximo del motor, de un cono utilizando los eslabones de peso poco considerable).

$$\begin{aligned}
 I_O &= I_G + md^2 = \frac{1}{12}m(3r^2 + h^2) + md^2 \\
 &= \frac{1}{12}(6 \text{ kg})[3(0.02 \text{ m})^2 + (0.12 \text{ m})^2] + (6 \text{ kg})(0.125 \text{ m})^2 \\
 &= 0.102 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}
 \tag{3.72}$$

Para calcular el torque de motor se requiere el momento de inercia calculado anteriormente y la aceleración angular a la que se moverá. Fue supuesto un segundo para alcanzar la velocidad deseada y se utilizó ese dato para calcular la aceleración angular. Esto, tomando en cuenta media vuelta en 5 segundos, como velocidad meta.

$$\omega_p = \frac{180^\circ}{5 \text{ s}} \times \frac{2(\pi) \text{ rad}}{360^\circ} = 0.628 \frac{\text{rad}}{\text{s}}
 \tag{3.73}$$

$$\alpha_{palma} = 0.628 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}
 \tag{3.74}$$

$$T_p = I_O \cdot \alpha_p = (0.102 \text{ kg} \cdot \text{m}^2) \left(0.628 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) = 0.064 \text{ N} \cdot \text{m}
 \tag{3.75}$$

En las tablas de motores de talla pequeña, el torque suele encontrarse en g·cm. Es necesario entonces convertir el torque calculado a dichas unidades.

$$T_p = 0.064 \text{ N} \cdot \text{m} \left(\frac{1}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}\right) = 0.007 \text{ kg} \cdot \text{m} \left(\frac{1000\text{g}}{1 \text{ kg}}\right) \left(\frac{100\text{cm}}{1 \text{ m}}\right) = 650.086 \text{ g} \cdot \text{cm}
 \tag{3.76}$$

Así, el motor elegido es el motor PD3557 de Transmotec (tabla 3.3).

Tabla 3.3. Motores DC con transmisión de engranes planetarios 1 – 40 W (Transmotec, 2007).

| MODEL | DIAMETER | VOLTAGES | RATED SPEED | RATED TORQUES |
|---------|----------|-------------|-------------|---------------|
| | MM | VDC | RPM | G - CM |
| PD1330 | 13 | 2.4 - 3.0 | 2.8 - 2500 | 20 - 2000 |
| PD1626 | 16 | 6.0 - 9.0 | 2.3 - 1400 | 15 - 3000 |
| PD2232 | 22 | 12.0 - 24.0 | 3.8 - 1520 | 77 - 3000 |
| PD3046 | 30 | 12.0 - 24.0 | 9.6 - 1148 | 460 - 10000 |
| PD3237 | 32 | 12.0 - 24.0 | 8.3 - 1020 | 300 - 12000 |
| PD3246 | 32 | 12.0 - 24.0 | 8.3 - 1148 | 450 - 12000 |
| PD3557 | 35 | 12.0 - 24.0 | 8.0 - 950 | 600 - 12000 |
| PD4266 | 42 | 12.0 - 24.0 | 1.9 - 1400 | 2200 - 30000 |
| PDS4265 | 42 x 42 | 12.0 - 24.0 | 1.6 - 1250 | 500 - 30000 |

El último motor a seleccionar es el del grado de libertad más cercano al brazo, el relativo al movimiento de rotación del efector final. Para el cálculo del torque máximo requerido en ese motor, el gripper fue tomado como un disco unido a una barra de masa despreciable (suponiendo la sujeción de un disco de 120 mm de diámetro). Esto es

$$I_O = I_G + md^2 = \frac{1}{2}mr^2 + md^2 = \frac{1}{2}(6 \text{ kg})(0.06 \text{ m})^2 = 0.0108 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.77)$$

La velocidad deseada para este grado de libertad es la misma que la del otro movimiento de la muñeca. Utilizando esa aceleración y el momento de inercia recién obtenido podemos obtener el torque requerido en el motor

$$T_q = I_O \cdot \alpha_q = (0.0108 \text{ kg} \cdot \text{m}^2) \left(0.628 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) = 0.0067824 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.78)$$

Nuevamente es necesario convertir el torque obtenido a unidades que coincidan con las halladas en las tablas de motores, es decir, convertir los N·m a g·cm.

$$\begin{aligned} T_q &= 0.0067824 \text{ N} \cdot \text{m} \left(\frac{1}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}\right) = 0.0006913761468 \text{ kg} \cdot \text{m} \left(\frac{1000\text{g}}{1 \text{ kg}}\right) \left(\frac{100\text{cm}}{1 \text{ m}}\right) \\ &= 69.13761468 \text{ g} \cdot \text{cm} \end{aligned} \quad (3.79)$$

En el caso del movimiento de rotación de la muñeca, se ha tratado el caso de la transmisión en secciones anteriores. En base al cálculo realizado entonces y al de torque mostrado arriba, el motor elegido es el PD3557 (tabla 3.3).

3.2.2. Elaboración del circuito de control

Los motores se impulsan utilizando un puente H, el L293 (cuyo funcionamiento se explica a fondo en el capítulo segundo de este documento). Este recibe las señales de entrada de un microcontrolador, el cual puede ser PIC16F84, PIC16F877 o alguno semejante. Las conexiones se realizan de acuerdo con las hojas de especificaciones que se anexan en el disco.

Debido a que el movimiento de los dedos debe ser simultáneo, la señal puede enviarse a los tres motores desde el microcontrolador (lo cual simplifica el circuito de manera conveniente). Se pretende la fabricación en serie del efector final, utilizando tarjetas impresas para reducir costos; es por ello, que el circuito ha sido diseñado en Protel DXP (fig. 3.17), desde el cual pueden generarse las tarjetas impresas de manera automática.

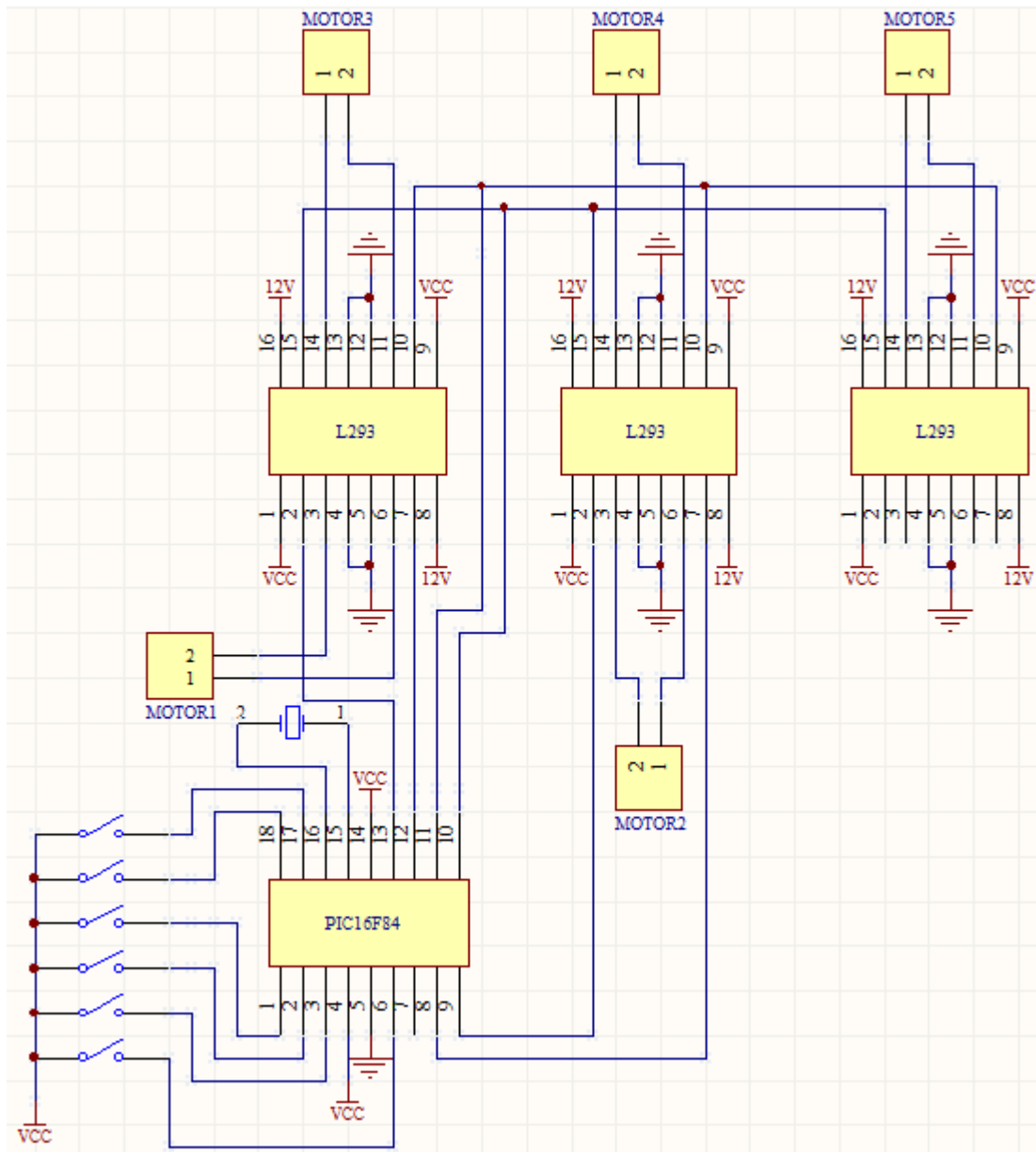


Figura 3.17. Circuito de control del efector final.

3.3. Programación

El programa para controlar el efector final de este trabajo es sumamente simple. Se utilizan seis botones que accionan ambos sentidos de giro de los motores de la muñeca y de los motores de los dedos [un mismo botón para los tres motores de los dedos, debido a la consideración de simultaneidad de su movimiento].

En los anexos al final del documento puede encontrarse el programa de control de los motores. Está elaborado para un PIC16F876a, pero puede adaptarse a cualquier microcontrolador semejante, dependiendo de cuáles sean los que el brazo robótico utilice.

4

Análisis de Costos

El objetivo de este capítulo es presentar los costos de fabricación del efector final diseñado, al igual que el proceso de elaboración que se llevará cabo para construirlo. También contiene la evaluación de los resultados obtenidos, sus ventajas y desventajas, y la factibilidad del proyecto.

4. Análisis de costos

En este capítulo se abordan tanto los principales pasos de ejecución como los recursos humanos y económicos requeridos para el proyecto de tesis. Es, además, la guía para cometer el menor número de errores antes, durante y después de la obtención del producto final. Para facilitar este desarrollo se dividió este capítulo en temas los cuales hacen más fácil el análisis de costos y los temas son:

4.1. Ruta crítica

4.2. Proceso de elaboración

4.2.1. Manufactura

4.2.2. Electrónica

4.3. Materiales

4.4. Ensamble

4.5. Evaluación de presupuestos

4.6. Costeabilidad

Todo proyecto se evalúa en base a los costos de fabricación y a la competencia en el mercado que supondría su introducción. Tomando eso en cuenta, este capítulo es crucial, puesto que determina si un proyecto es viable o no, desglosando la fabricación del efector final de manera que cada elemento pueda ser analizado en base a su costo.

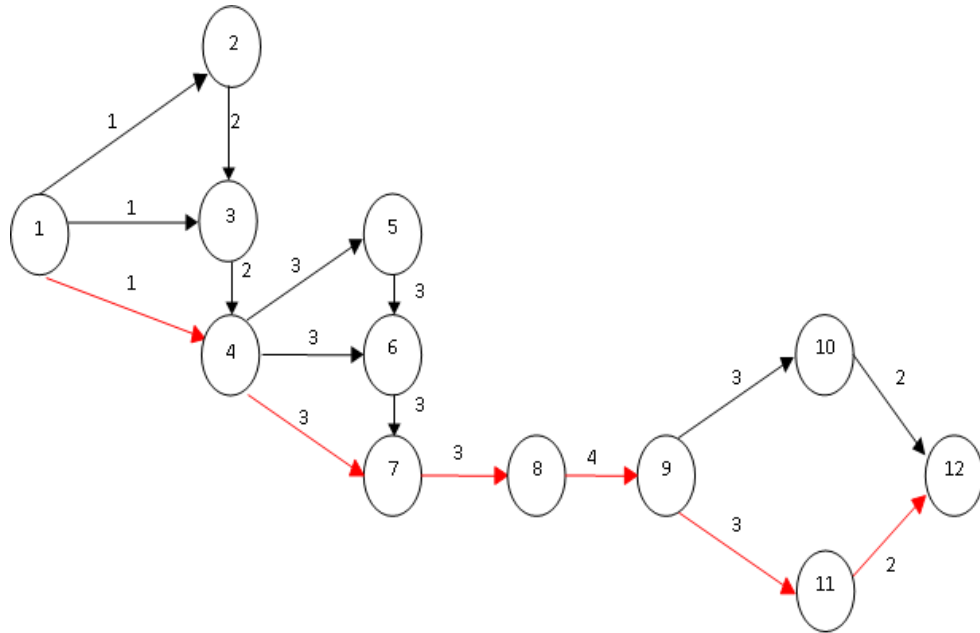


Figura 4.1 Ruta Crítica para el desarrollo de un gripper autoconformable de 10 GDL.

4.1 Ruta crítica

La tabla 4.1 ilustra los puntos a seguir para la elaboración del efector final. El diagrama trata del diseño de control electrónico y mecánico, pruebas y mejoras y el ensamblado del prototipo final. Esto, ya que inicialmente se realiza un prototipo para evaluar las funciones y ver los defectos que se tienen, para así poder corregir errores y perfeccionar el diseño posteriormente.

Tabla 4.1 Pasos a seguir para la realización de un gripper autoconformable de 10 GDL.

| Actividades para la realización del efector final | | Horas |
|---|---|----------|
| 1 | Investigación de empresas relacionadas con el tema | 2, 3 y 4 |
| 2 | Investigación de los requerimientos para la construcción de un gripper autoconformable de 10 GDL. | 3, 4 |
| 3 | Investigación de costos | 5 |
| 4 | Elementos que conforman el gripper | 5, 6 y 7 |
| 5 | Diseño de elementos mecánicos del gripper | 12 |
| 6 | Diseño de control electrónico y mecánico | 8 |
| 7 | Diseño de la etapa de potencia | 8 |
| 8 | Ensamblado del prototipo | 9 |
| 9 | Pruebas del prototipo | 10, 11 |
| 10 | Mejoras del diseño | 4 |
| 11 | Rediseño del prototipo | 12 |
| 12 | Ensamblado del prototipo final | 6 |

Este diagrama puede utilizarse para efectuar un cálculo acerca del costo del proyecto, relacionando los materiales con las horas de producción de cada proceso. Esta estimación se realiza, haciendo una evaluación del salario que corresponde a cada individuo que participa en la elaboración del efector final con la finalidad de evaluar el costo total de la construcción del gripper.

4.2. Proceso de elaboración

Para su desglose, el proceso de elaboración se encuentra dividido en dos partes esenciales. La primera se refiere a la parte mecánica del efector final y la segunda se refiere a la parte eléctrica-electrónica y de programación. Esta última, de manera breve, debido a que ocupa poco tiempo una vez elaborado el programa. Ambas partes deben realizarse de manera paralela por cuestiones de tiempo, por lo que el orden asignado en esta sección es completamente arbitrario.

4.2.1. Manufactura

El proceso de elaboración debe ser detallado, ya que de ello depende la funcionalidad del efector final, además de ser el punto en donde se ajustarán los detalles del proyecto. Una vez seleccionado el material, la primera operación es el corte, seguida por el fresado del material y la elaboración de piezas que no se encuentren en el mercado, así como la compra de los materiales que vamos a utilizar en este proceso. Cuando se tienen los materiales preparados, se transportan al taller o espacio de manufactura en que se va a construir el efector final.

Después de realizado el transporte al taller, se dan las indicaciones a los técnicos y se entregan los planos correspondientes a cada pieza, para que de esta manera se trabaje de acuerdo a las medidas y tolerancias establecidas y no se generen errores en el trabajo.

La manufactura inicia con el corte del material. El duraluminio se cortará en secciones con una tolerancia de hasta 3 mm por cada barra y será llevado al proceso de fresado para obtener la dimensión que cumpla con las especificaciones incluidas en los planos.

La siguiente operación, es el maquinado de las piezas. Éstas, deben pasar por un proceso de barrenado inicial, seguido por un desbaste para obtener la forma necesaria, proceso que será repetido para cada una de las piezas a elaborar. Después de la manufactura de las piezas se realiza una inspección de todas para verificar que cada una de las medidas esté dentro de las tolerancias correspondientes.

La muñeca también requiere de un maquinado, debe cortarse con una tolerancia relativamente alta para posteriormente barrenarse y fresarse. La muñeca tiene cierta dificultad en las “orejas”, debido a la estrecha tolerancia que llevan. Esto se debe a la necesidad de un giro, y a la búsqueda del mínimo juego posible.

Después de la manufactura de las piezas se realiza una inspección y análisis de cada una de las partes que integran el efector. Esto, con la finalidad de verificar que cada una de las medidas de las piezas esté dentro de los parámetros y tolerancias correspondientes.

El ensamble es realizado a continuación. Para éste, lo primero es juntar las piezas que lo conforman, incluyendo aquéllas utilizadas para la sujeción (pernos, tornillos, etc.) y los motores indicados. Una vez reunidas las piezas, debe armarse la parte mecánica, revisando al final que el esqueleto de la pinza sea móvil y funcional.

Una vez terminado lo anterior, se puede integrar al efector final la tarjeta impresa para el control de los movimientos, junto con el cableado necesario. El ensamble de la tarjeta impresa, junto con la soldadura de los componentes y el taladrado de las placas, debe haberse realizado a la par de la parte mecánica.

Como se observa en diagrama de la figura 4.2, el proceso para la elaboración de un eslabón es sencillo, puesto que no requiere una gran cantidad de operaciones. Inicialmente, para el proceso de manufactura se requieren los planos, en los cuales se utilizan diseño y dibujos de ingeniería. El gripper está constituido por tres falanges y el proceso marcado en el diagrama es sólo para un eslabón. Por lo tanto, después del proceso estipulado llevaremos a cabo el ensamble.

El valor comercial de un eslabón para una falange es de \$88.00, aunque si se hace el pedido de todos los eslabones este costo disminuye, lo cual hace más económico y factible el proyecto. Para la base de nuestro gripper se debe llevar a cabo un proceso semejante, aunque con medidas diferentes y un grado mayor de dificultad. Es por esto, que el costo de esta última se ve incrementado (con respecto a los otros). El costo estimado de esta base es de \$180.00 incluyendo el costo del material.

4.2.2 Electrónica

Para esta parte se ha elaborado un circuito integrado que contiene la etapa de control que le dará movilidad al gripper, indicándole las funciones que debe desarrollar. Este circuito se desarrollará en una tarjeta de cobre, la cual llevara puentes H, un microcontrolador, headers, y los demás elementos electrónicos que se necesitan para su elaboración. El microcontrolador lleva un programa sencillo, que realiza el accionamiento de los motores de acuerdo a las consideraciones de funcionalidad explicadas en capítulos anteriores.

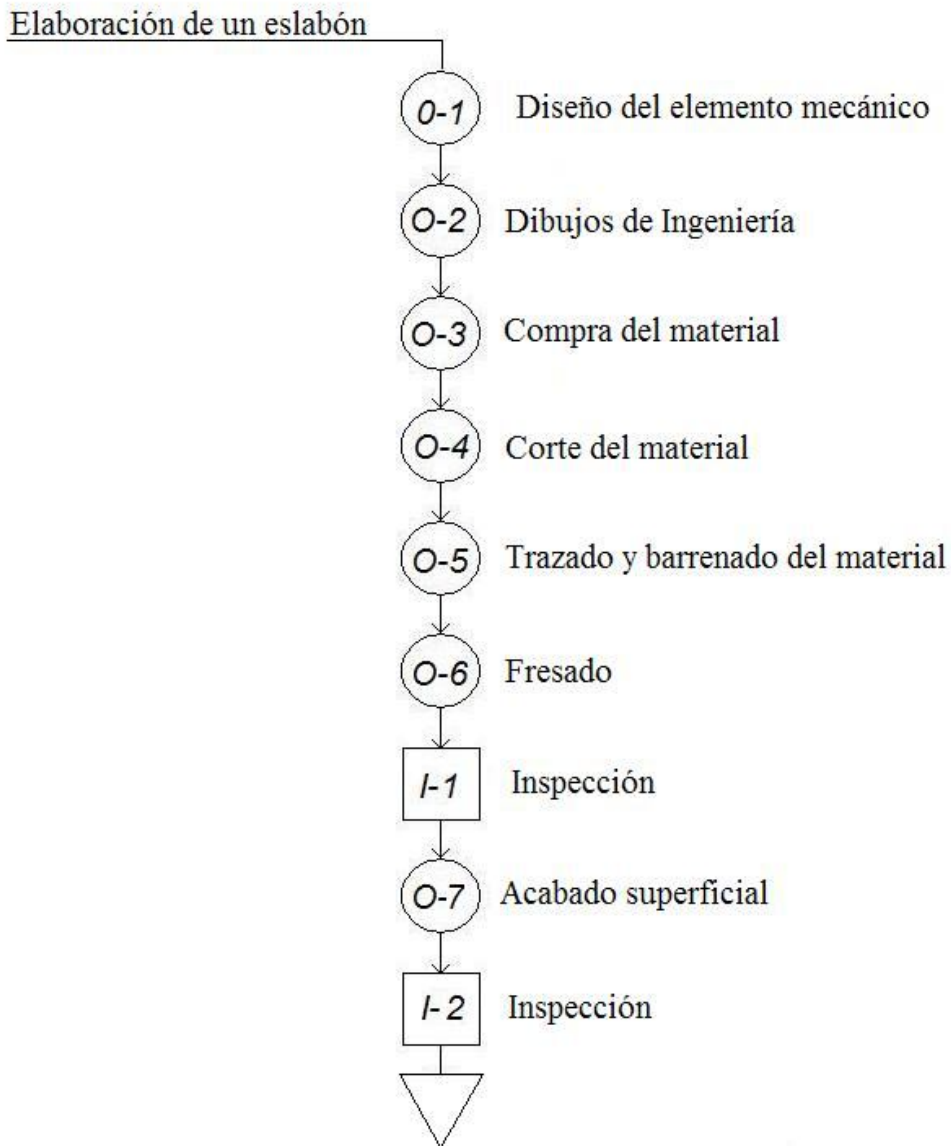


Figura 4.2 Diagrama de proceso para realización de una falange

Para la realización de las tarjetas impresas se requiere comprar el material, programar los microcontroladores, limpiar la placa de cobre, imprimir en ella el circuito, bañarlas en cloruro férrico, taladrarlas y soldar los componentes en ellas.

4.3. Materiales

Los materiales que se requieren han sido seleccionados, después de realizar una evaluación de materias primas. Se pretendió buscar la funcionalidad del gripper, su estética, su calidad, la facilidad de adaptarlas al proyecto y el costo que representan. Se busca con esto, obtener el mayor desempeño de estas con el menor costo de producción y compra de material.

Después de evaluar los diferentes materiales que podrían ayudar para la elaboración del gripper, se seleccionó el duraluminio, ya que es económico, de fácil maquinado, con buena presentación, antioxidante, resistente, ligero y por tanto, el que mejor se adapta a nuestro proyecto, además de ser de fácil ubicación en el mercado.

El duraluminio se utiliza para la fabricación de los diferentes elementos del mecanismo y de la estructura en general, esto es:

- Base: una placa cuadrada de 40 x 70 x 10 mm.
- Falanges: barra de sección cuadrada 10 x 20mm.
- Eje: barra que une los grados de libertad colocados en la muñeca y cuya longitud varía

Otro material que se ha considerado para utilizarse en el proyecto es el acero, por su factibilidad y resistencia. Éste será empleado en los ejes de las falanges, que son los que deben de soportar el torque que se trasmite del motor a las falanges y el que se genera al sujetar alguna pieza de forma indistinta. También se utilizará en la fabricación de los engranes cónicos.

Para la parte electrónica se requerirá de:

- Tarjeta de un circuito impreso. Una placa de cobre de un tamaño aproximado de 10 x 10 cm.
- Un PIC16F84, PIC16F876a o similar
- Tres puentes H (L293D o B)
- Oscilador
- Capacitores de 104 nF
- Resistencias de 240 Ω
- Resistencia de 1K Ω
- Seis botones o interruptores cualesquiera

Para el ensamble

- Pernos RIVET-ISO/R 1051-5X 30
- Tres motores Transmotec PD4266
- Dos motores Transmotec PD3557
- Dos engranes cónicos rectos de acero AISI3140 con diámetro de paso de 30mm, modulo 3, y diez dientes

4.4. Ensamble

El ensamble del prototipo se debe realizar con la mayor precisión posible para evitar daño alguno de los componentes del mismo. Lo más conveniente es, antes de hacer el ensamble, realizar una inspección de todos los elementos que componen el gripper y que se mencionan arriba.

Se inicia ensamblando la parte mecánica del gripper, primero los eslabones se colocan en la muñeca y se sujetan con los pernos, y se obtiene la armadura en la cual se montan los motores y se prepara para algunas pruebas de movimientos.

Estas pruebas son solo para verificar que el movimiento de la armadura sea el correspondiente a lo que se tiene establecido. Después de realizar algunas pruebas se inicia el montado de los circuitos. Una vez colocada la placa del circuito integrado con el microcontrolador programado, se realizan las conexiones correspondientes y se hacen las pruebas necesarias para las funciones que requerimos.

4.5. Evaluación de presupuestos

Los costos del efector final pueden variar de acuerdo al lugar donde se realice la manufactura de éste, y en especial, por la cantidad de efectores finales que se fabriquen. Puede utilizarse un taller convencional (siempre que cuente con la herramienta necesaria y garantice las tolerancias requeridas) o un taller de CNC, el cual permite menores tolerancias, aunque eleva el costo de la fabricación.

Se considera un costo de \$88.00 en cuanto la manufactura de cada eslabón. Para el efector se requieren 24 eslabones, por lo cual se calcula un costo de \$2112.00 para la realización de éstos. El costo de la muñeca es de \$780.00, puesto que incluye dos engranes cónicos de fabricación costosa.

4.6. Costeabilidad

Es importante considerar los materiales y tiempos en la elaboración del proyecto, además de analizar la competencia existente y el precio de los productos que la constituyen. Las materias primas han sido elegidas por su funcionalidad, sin olvidar el costo que cada una tiene.

La inversión de tiempo y dinero debe ser cuidada, ya que un costo elevado y un tiempo de elaboración mayor al disponible pone en riesgo la realización del efector final. Sin embargo, reducir costos sin evaluar si los precios son los adecuados, haciendo un balance entre costo y precio de venta, pudiera resultar en una falta de ingresos para las personas involucradas.

Esta misma cuestión se observa con el control de calidad al que la pinza debe ser sometida. Su implementación aumentará seguramente el costo de fabricación del efector, pero con ello se evitará repetición de piezas defectuosas y devoluciones por garantía.

Referencias

- Ace Wire Spring & Form Company (2006). “Compression Springs - Extension Springs - Torsion Springs” en *ace*. [En línea]. McKees Rocks, PA, disponible en: <http://www.acewirespring.com/> [Accesado el 2 de junio de 2007]
- All Metals & Forge (2007). “The History of Forgings” en *L.A. Weiss*. [En línea]. Parsippany, NJ, disponible en: http://www.steelforge.com/forgings/historyo_fforgings.htm [Accesado el 7 de mayo de 2007]
- American Iron and Steel Institute (2005a). “STEEL” en *American Iron and Steel Institute*. [En línea]. Disponible en: <http://www.steel.org/AM/Template.cfm?Section=PDFs1&TEMPLATE=/CM/ContentDisplay.cfm&CONTENTID=9002> [Accesado el 5 de mayo de 2007]
- American Iron and Steel Institute (2005b). “Steel Works: the online resource of steel” en *American Iron and Steel Institute*. [En línea]. Washington, DC, disponible en <http://www.steel.org//AM/Template.cfm?Section=Home> [Accesado el 5 de mayo de 2007]
- Ashoka Technologies (2007). “Gears”. [En línea]. New Delhi, India, disponible en: <http://www.ashoka.cc/girth-ground-gears.html#ground-gears> [Accesado el 2 de junio de 2007]
- ATI Industrial Automation, Inc. (2007). “Robotic Deburring Tools” en *ATI Industrial Automation*. [En línea]. Apex, NC, disponible en: http://www.ati-ia.com/products/deburr/deburring_home.aspx [Accesado el 17 de marzo de 2007]
- Atotech Deutschland, GmbH (2007). “Corrosion Resistant Coatings” en *Atotech Global*. [En línea]. Berlin, disponible en: http://www.atotech.com/start.php3?cl_my_id=845542 [Accesado el 7 de mayo de 2007]
- Ayala, E.; González, A. e I. Pérez, (2004), *Diseño mecánico y fabricación de un efector final y selección de un husillo de bolas para el desplazamiento lineal de un robot de cinco grados de libertad, derivado del proyecto CGPI No. 20040406*, Proyecto de investigación, Cd. de México, Instituto Politécnico Nacional.
- Birglen y Gosselin, (2006), “**Grasp-state analysis of two-phalanx underactuated fingers**”, *Mechanism and Machine Theory* 41, pp. 807-822.
- Birglen y Gosselin, (2003), “**On the force capability of underactuated fingers**”.
- Blick, Bob, (2002). “H-Bridge” en *Bob Blick*. [En línea]. Disponible en: <http://www.bobblick.com/techref/projects/hbridge/hbridge.html> [Accesado el 20 de octubre de 2007]

- Brumson, B. (2007a). "Cutting Time and Costs with Robotic Waterjet Cutting" en *Robotics online*. [En línea]. Ann Arbor, MI, disponible en: <http://www.roboticonline.com/public/articles/archivedetails.cfm?id=546> [Accesado el 17 de marzo de 2007]
- Brumson, B. (2007b). "Get a Grip: Choosing a Gripper for your Robotic Application" en *Robotics online*. [En línea]. Ann Arbor, MI, disponible en: <http://www.roboticonline.com/public/articles/details.cfm?id=579> [Accesado el 17 de marzo de 2007]
- Carnegie Mellon University. (2006). "The 2006 inductees: SCARA" en *Robot Hall of Fame* [En línea]. Disponible en: <http://www.robothalloffame.org/06inductees/scara.html> [Accesado el 16 de marzo de 2007]
- Carlisle Power Transmission Products (2007). "V-Belts". [En línea]. Disponible en: <http://www.cptbelts.com/products/vbelts/index.html> [Accesado el 2 de junio de 2007]
- Chapman, S., (2000) *Máquinas Eléctricas*. 3ª edición, Santa Fe de Bogotá, Mc Graw Hill.
- Chappell et al., (2001), "**Kinematic control of a three-fingered and fully adaptive end-effector using a Jacobian matrix**", *Mechatronics* 11, pp. 355-368.
- Chávez, V., (2003), *Brazo artificial adaptable como prótesis*, Tesis a nivel licenciatura, Cd. de México, Instituto Politécnico Nacional.
- Cone Drive Operations (2007a). "Model HP Gearsets" en *Cone Drive. A Textron Company*. [En línea]. Disponible en: http://www.conedrive.com/wormgearmodelhp_gearsets.php [Accesado el 2 de junio de 2007]
- Cone Drive Operations (2007b). "Worm Gear: Model HP" en *Cone Drive. A Textron Company*. [En línea]. Disponible en: <http://www.conedrive.com/wormgearmodelhp.php> [Accesado el 2 de junio de 2007]
- Córtez, N.; Peregrino, R. y J. Reyes, (2006), *Mano robot controlada vía Internet que reproduce los movimientos sensados por un guante con fibra óptica*, Tesis a nivel licenciatura, Cd. de México, Instituto Politécnico Nacional.
- Cota O. y Espinosa, N., (2006), *Prototipo de prótesis mioeléctrica con control proporcional del miembro apendicular superior para amputados por traumatismo con muñón largo de antebrazo de dos grados de libertad*, Tesis a nivel licenciatura, Cd. de México, Instituto Politécnico Nacional.
- Doersam T.; Hammerschmidt, O. y L. Muñoz, (1997), "A study on multifingered gripper control" en *Robotics and Automation* [En línea] Vol. 2, disponible en: <http://ieeexplore.ieee.org/Xplore/login.jsp?url=/iel3/4815/13374/00614285.pdf&arnumber> [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- Dollar y Howe, (2006a), "Designing robust robotic graspers for unstructured environments". *Robotics: Science and Systems Conference. Workshop on Manipulation for Human Environments*. Aug. 19, 2006, Philadelphia, Pennsylvania.

- Dollar y Howe, (2006b), "Joint coupling and actuation design of underactuated hands". IDETC/CIE 2006 ASME 2006, *International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, Septiembre 10-13, 2006, Philadelphia, Pennsylvania.
- Dollar y Howe, (2006c), "Joint coupling of underactuated grippers", ASME, DETC2006-99645. *ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*. Septiembre 10-13, 2006, Philadelphia, Pennsylvania.
- Dragon Anodizing, Inc. (2007). "Frequently Asked Anodizing Questions" en *Dragon Anodizing, Inc.* [En línea]. Gaffney, SC, disponible en: <http://www.dragonanodizing.com/id24.html> [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- England, G. (2007). "Hardness Testing" en *gordonengland.co.uk*. [En línea]. Disponible en: <http://www.gordonengland.co.uk/hardness/> [Accesado el 5 de mayo de 2007]
- Erdman, A. y Sandor, G. (1998) *Diseño de mecanismos. Análisis y síntesis*. México, Prentice Hall.
- Espinosa, J.; Berbós, E. y T. Herránz (2005) *Manual de Mecánica Industrial*. Madrid, Cultural.
- Fitzgerald, A., (2004) *Máquinas Eléctricas*. 6ª edición, Cd. De México, Mc Graw Hill.
- Gualda, J.; Martínez, S. y P. Martínez, (1992) *Electrónica Industrial: Técnicas de Potencia*. Segunda edición, Barcelona, Alfaomega Marcombo.
- Heimerl, L (2007). "Robot Tools" en *Scientific and Technical Information*. [En línea]. Houston, NASA Center for AeroSpace Information (CASI), disponible en: <http://www.sti.nasa.gov/tto/spinoff1996/65.html> [Accesado el 16 de marzo de 2007]
- Hibbeler, R., (2004). *Mecánica Vectorial para Ingenieros. Dinámica*. Décima edición, Traducido por José de la Cera, México, Pearson Education.
- Hirose Lab, (2006). "Soft gripper" en *Hirose-Fukuhima Robotics Labs*. [En línea]. Tokio, Hirose Lab, Dept. of Mechanical and Aerospace Engineering, Tokyo Institute of Technology disponible en: http://www-robot.mes.titech.ac.jp/robot/snake/sg/sg_e.html [Accesado el 15 de marzo de 2007]
- International Copper Association Ltd. (2007). "Copper Motor Rotor" en *The Copper Motor Rotor (CMR) Project*. [En línea]. New York, NY, Advanced Technology Institute, disponible en: <http://www.copper-motor-rotor.org/> [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- Jiashan United (2007). "Washers" en *Alibaba.com*. [En línea]. Zhejiang, China, disponible en: <http://united.en.alibaba.com/product/50055600/50253248/fastener/Washers.html> [Accesado el 2 de junio de 2007]
- Key to Metals Task Force & INI International (2005a) "Carburizing" en *www.Key-to-Steel.com*. [En línea]. Zürich, Switzerland, disponible en: <http://www.key-to-steel.com/Articles/Art114.htm> [Accesado el 7 de mayo de 2007]

- Key to Metals Task Force & INI International (2005b) “Engineering Stress-strain Curve” en *www.Key-to-Steel.com*. [En línea]. Zürich, Switzerland, disponible en: <http://www.key-to-steel.com/Articles/Art43.htm> [Accesado el 7 de mayo de 2007]
- Kuphaldt, T. (2007). “Lessons In Electric Circuits” en *Open Book Project*. [En línea]. Disponible en: http://www.ibiblio.org/obp/electricCircuits/AC/AC_13.html [Accesado el 2 de junio de 2007]
- Laliberte, T. y C. Gosselin, (2006). “Actuation system for highly underactuated gripping mechanism” en *Patent Storm*. [En línea]. Disponible en: <http://www.patentstorm.us/patents/6505870-fulltext.html> [Accesado el 15 de marzo de 2007]
- Lee y Tsai, (2005), “**Path synthesis of a finger-tip gripping mechanism**”, *Mechanism and Machine Theory* 40, pp. 1209-1223.
- Luebkehan, C. y D. Peting (1997). “Stress-Strain Curves” en *Courseware*. [En línea]. Disponible en: http://www.uoregon.edu/~struct/courseware/461/461_lectures/461_lecture24/461_lecture24.html [Accesado el 7 de mayo de 2007]
- Massachusetts Institute of Technology (2007a). “MechE: Our thrust is improving life on earth” en *MITMECHE*. [En línea]. Cambridge, Massachusetts, Department of Mechanical Engineering, disponible en: <http://meche.mit.edu/about/> [Accesado el 5 de mayo de 2007]
- Massachusetts Institute of Technology (2007b). “Prospective Students” en *MITMECHE*. [En línea]. Cambridge, Massachusetts, Department of Mechanical Engineering, disponible en: <http://meche.mit.edu/prospective/wanttobemeche/> [Accesado el 5 de mayo de 2007]
- Medina, R. y H. Serrano, (2006), *Prótesis de antebrazo controlada por señales electromiográficas*, Tesis a nivel licenciatura, Cd. de México, Instituto Politécnico Nacional.
- Memertas, V., (2004), “**Optimal design of manipulator with four-bar mechanism**”, *Mechanism and Machine Theory* 39, pp. 545-554.
- Mileaf, H., (1992) *Electricidad. Serie 1/7*. 7ª edición, Cd. De México, Limusa, Noriega Editores.
- Nagler, B. (2007) “Your First Robot?” en *Robotics online*. [En línea]. Ann Arbor, MI, disponible en: <http://www.roboticonline.com/public/articles/archivedetails.cfm?id=399> [Accesado el 15 de marzo de 2007]
- Nanofilm Technologies International Pte. Ltd. (2006). “Thin Film Coating Services” en *Nanofilm*. [En línea]. Tokyo, disponible en: http://www.nanofilm.com.sg/eng/service_oxide_film.htm [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- Nasser et al. (2006), “**Design of an anthropomorphic underactuated hand prosthesis with passive-adaptive grasping capabilities**”.
- Nava y Rodríguez, (2003), *Prótesis para miembro superior del cuerpo humano servocontrolada*, Tesis a nivel licenciatura, Cd. de México, Instituto Politécnico Nacional.

- Norton, R., (1999a) *Diseño de maquinaria*. México, Prentice Hall.
- Norton, R. (1999b) *Diseño de máquinas*. México, Prentice Hall.
- Performance Coatings, Inc. (2003). “Ceramic exhaust coatings” en *Performance Coatings*. [En línea]. Auburn, WA, disponible en: <http://www.performancecoatings.com/headercoatings.html> [Accesado el 7 de mayo de 2007]
- Peterson, R., (1953) *Stress Concentration Design Factors 5*. New York, John Wiley & Sons.
- Pioneer Metal Finishing. (2007). “Chromate conversion coating” en *Pioneer*. [En línea]. Green Bay, WI, disponible en: <http://www.pioneermetal.com/finishes/chromate.php> [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- Pontificia Universidad Católica de Chile (1999a). “Ensayo de resiliencia”. [En línea]. Disponible en: <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/materiales/materials6-1.html> [Accesado el 5 de mayo de 2007]
- Pontificia Universidad Católica de Chile (1999b). “Ensayo de taccación. Parte 1”. [En línea]. Disponible en: <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/materiales/materials3.html> [Accesado el 5 de mayo de 2007]
- Quality Transmission Components (2007). “Bevel Gears”. [En línea]. Garden City Park, NY, disponible en: <http://www.qtcgears.com/RFQ/BevelGears.htm> [Accesado el 2 de junio de 2007]
- Robotics. (2002) “Water Jet Robots” en *Robotics International, Inc.* [En línea]. Rochester Hills, MI, Awecomm Technologies, disponible en: <http://www.robotics.com/used-water-jet-robots.htm> [Accesado el 15 de marzo de 2007]
- Renold (2004) “Transmission Chain and Roller Chain” en *Renold plc.* [En línea]. Disponible en: <http://www.renold.com/Products/TransmissionChainSprockets/TransmissionChainIndexPage.asp> [Accesado el 2 de junio de 2007]
- RobotWorkx (2007). “Industrial Automation Robots and Turnkey Robotic Systems” en *robots.com.* [En línea]. Marion, OH, disponible en: <http://www.robots.com/> [Accesado el 16 de marzo de 2007]
- Romheld (2007). “Servo Electric Hand” en *Romheld Australia.* [En línea]. Melbourne, Exa Website Design, disponible en: http://www.romheld.com.au/sub_products.php?cat_id=132&cat_name=Servo+Electric+Hand&PHPSESSID=10 [Accesado el 15 de marzo de 2007]
- Rytel, A. y Singer, F. (1987) *Resistencia de materiales e introducción a la mecánica de sólidos*. 4^a edición, New York, Oxford University Press.
- Sánchez, C., (2001). “Análisis de pares cinemáticos inferiores para el diseño de un robot universal” en *Ruel, S.A. de C.V.* [En línea]. León, Guanajuato, disponible en: <http://www.ruelsa.com/cime/boletin/2004/bt07.pdf> [Accesado el 5 de mayo de 2007]

- Scrimgeour, J. (2007) "Robotics" en *The Canadian Encyclopedia*. [En línea]. Historica Foundation of Canada, disponible en: <http://www.thecanadianencyclopedia.com/index.cfm?PgNm=TCE&Params=A1ARTA0006890> [Accesado el 16 de marzo de 2007]
- Shanley, F., (1971) *Mecánica de materiales*. México, Mc Graw Hill.
- Shigley, J., (1982) *Teoría de máquinas y mecanismos*. México, Mc Graw Hill.
- Siemens (2006). "Electrolytic Coating Lines" en *siemens.com*. [En línea]. Disponible en: http://www.industry.siemens.com/metals/en/processes/mp_proc_06_03_2.htm [Accesado el 7 de mayo de 2007]
- SINTEF (2005). "Conversion Coatings" en *The Foundation for Scientific and Industrial Research at the Norwegian Institute of Technology (NTH)*. [En línea]. Trondheim, Norway, disponible en: http://www.sintef.no/content/page1____5499.aspx [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- Smith, M. (2006). "Spray Coating Capability Brief" en *Sandia Corporation*. [En línea]. Albuquerque, NM, disponible en: <http://www.sandia.gov/materials/sciences/factsheets/SprayCoating.html> [Accesado el 7 de mayo de 2007]
- Soldaduras (2007). "Soldaduras de Plata" en *www.soldaduras.com*. [En línea]. Bogotá, disponible en: <http://www.soldaduras.com/solplata.htm> [Accesado el 16 de marzo de 2007]
- Solvay S.A. (2007). "Industrial Coatings" en *Solvay Advanced Polymers*. [En línea]. Disponible en: http://www.solvayadvancedpolymers.com/markets/marketindustrial/industrialcoatings/0%2C7458%2C432-2-0%2C00.htm?WT.mc_id=SAP%20Business.com&WT.srch=1 [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- Teresko, J. (2000). "New Roles For Robots" en *Industry Week*. [En línea]. disponible en: <http://www.industryweek.com/ReadArticle.aspx?ArticleID=10443> [Accesado el 17 de marzo de 2007]
- The International Aluminium Institute (2002). "Aluminium Applications" en *World-aluminium.org*. [En línea]. Disponible en: <http://www.world-aluminium.org/applications/index.html> [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- Titanium Industries, Inc. (2003). "Products" en *www.titanium.com*. [En línea]. Rockaway, NJ, disponible en: <http://www.titanium.com/titanium/products.cfm> [Accesado el 6 de mayo de 2007]
- Transmotec Sweden AB (2007). "Transmotec – Products and Prices" en *www.transmotec.com*. [En línea]. Taby, Suecia, disponible en: <http://www.transmotec.com/shop/> [Accesado el 20 de octubre de 2007]
- Merriam-Webster Inc., (2002). *Webster's Third New International Dictionary*. Springfield, Merriam-Webster.
- Woern, H. et al., (2000). "Karlsruhe Hand" en *Institute for Process Control & Robotics (IPR)*. [En línea]. Disponible en: <http://wwwwipr.ira.uka.de/~osswald/hand/hand.html> [Accesado el 17 de marzo de 2007]

ANEXOS

Programa en Matlab para el cálculo de la dinámica del mecanismo

% Valores de la matriz que contiene masas, aceleraciones y momentos de inercia.

```
M2=[.01995]
AG2X=[.000689]
AG2Y=[.001089]
IG2=[1.99e-6]
a2=[0]
M3=[.03306]
AG3X=[.000689]
AG3Y=[.002839]
IG3=[9.269e-6]
a3=[.0255]
M4=[.03329]
AG4X=[-.00156]
AG4Y=[.00132]
IG4=[5.437e-7]
a4=[.023]
```

% Valores de la matriz que contiene radios de giro.

```
R12X=[.00815]
R12Y=[.01575]
R32X=[-.00815]
R32Y=[-.01575]
R23X=[-.02765]
R23Y=[-.00875]
R43X=[.02765]
R43Y=[.00875]
R34X=[-.00667]
R34Y=[-.00933]
R14X=[-.00667]
R14Y=[.00467]
```

%Para calcular las fuerzas y el torque, dado que $R \cdot F = MA$.

```
MA=[M2*AG2X;M2*AG2Y;IG2*a2;M3*AG3X;M3*AG3Y;...
    IG3*a3;M4*AG4X;M4*AG4Y;IG4*a4]
```

```
R=[1,0,1,0,0,0,0,0;0,1,0,1,0,0,0,0;-R12Y,R12X,-R32Y,R32X,0,0,0,1; ...
    0,0,-1,0,1,0,0,0;0,0,0,-1,0,1,0,0;0,0,R23Y,-R23X,-R43Y,R43X,0,0;...
    0,0,0,0,-1,0,1,0;0,0,0,0,-1,0,1,0;0,0,0,0,R34Y,-R34X,-R14Y,R14X,0]
```

```
FT=inv(R)*MA
```

Programa para el control del efector final

```
list p=16f876a

w equ 0x00
status equ 0x03
porta equ 0x05
portb equ 0x06

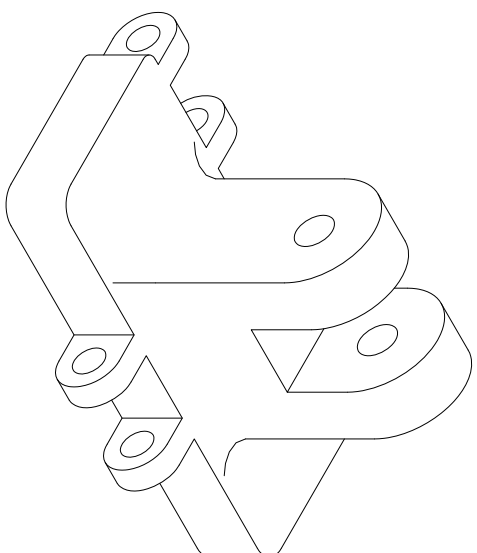
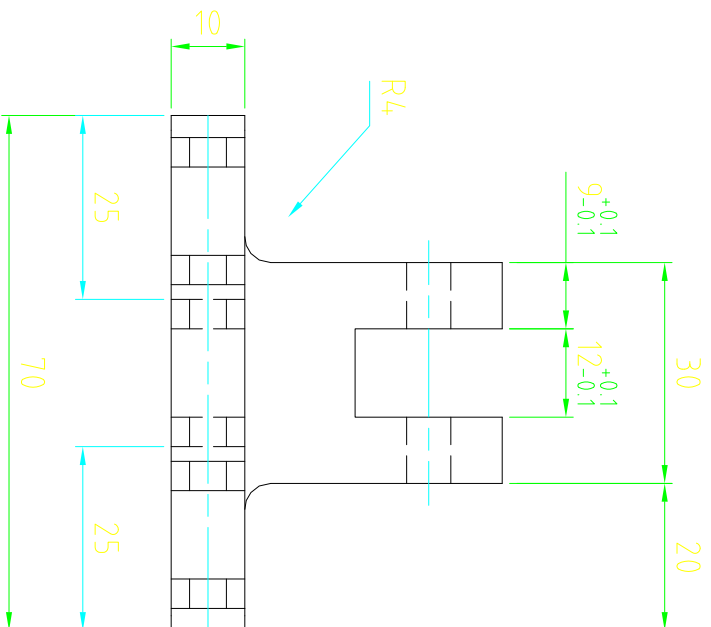
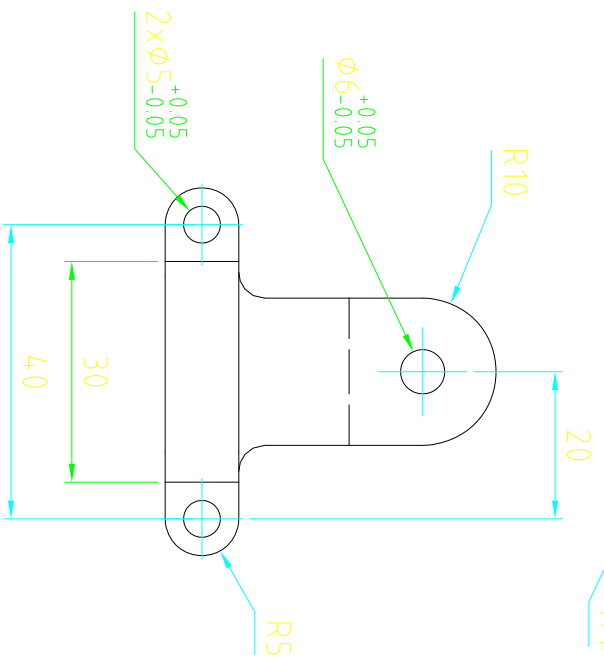
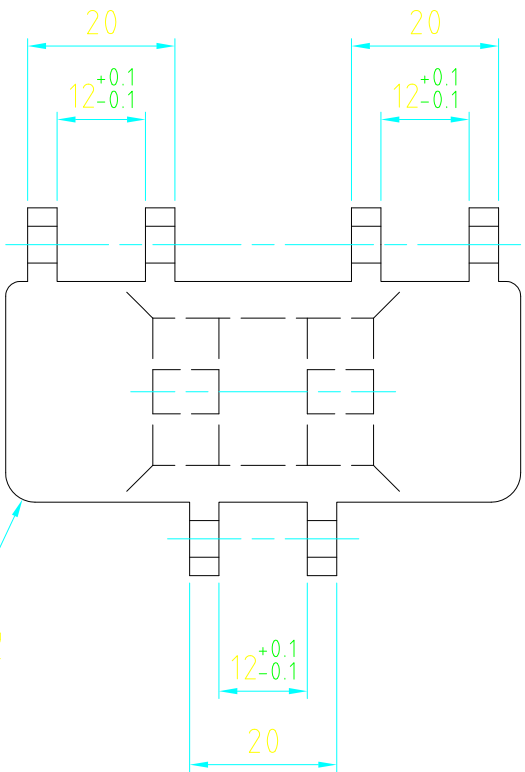
        bsf status,5
        movlw 0xff
        movwf porta
        clrf portb
        bcf status,5

wait1 btfscc porta,0
        goto wait2
        goto runr1
wait2 btfscc porta,1
        goto wait3
        goto runl1
wait3 btfscc porta,2
        goto wait2
        goto runr2
wait4 btfscc porta,3
        goto wait3
        goto runl2
wait5 btfscc porta,4
        goto wait2
        goto runr3
wait6 btfscc porta,5
        goto wait3
        goto runl3

runr1 movlw 0x01
        movwf portb
        goto test
runl1 movlw 0x02
        movwf portb
        goto test
runr2 movlw 0x03
        movwf portb
        goto test
runl2 movlw 0x04
        movwf portb
        goto test
runr3 movlw 0x05
        movwf portb
        goto test
runl3 movlw 0x06
        movwf portb
        goto test

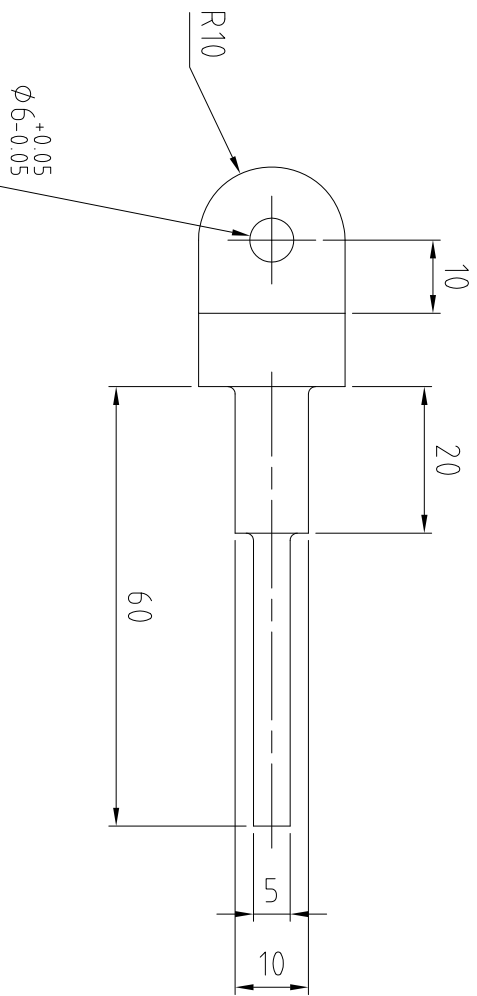
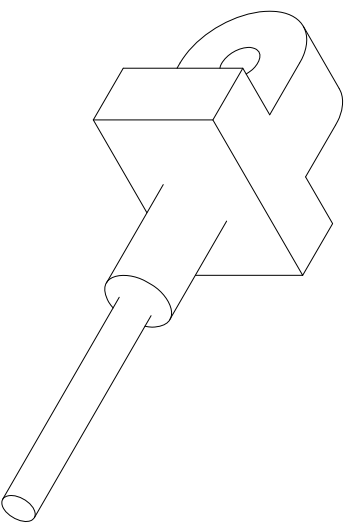
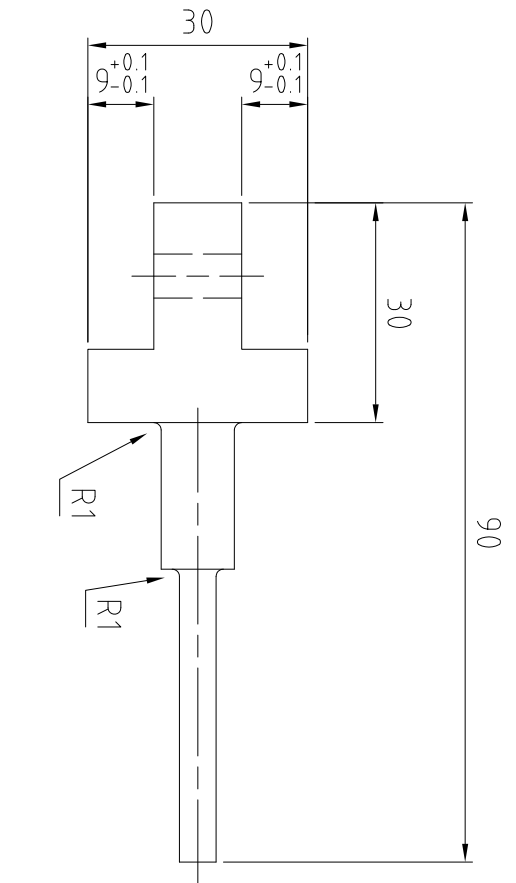
test btfss porta,6
        goto test
        goto stop
stop movlw 0x00
        movwf portb
        goto wait1

end
```



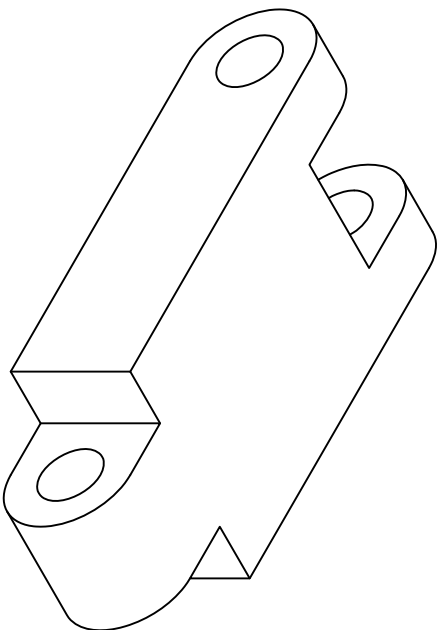
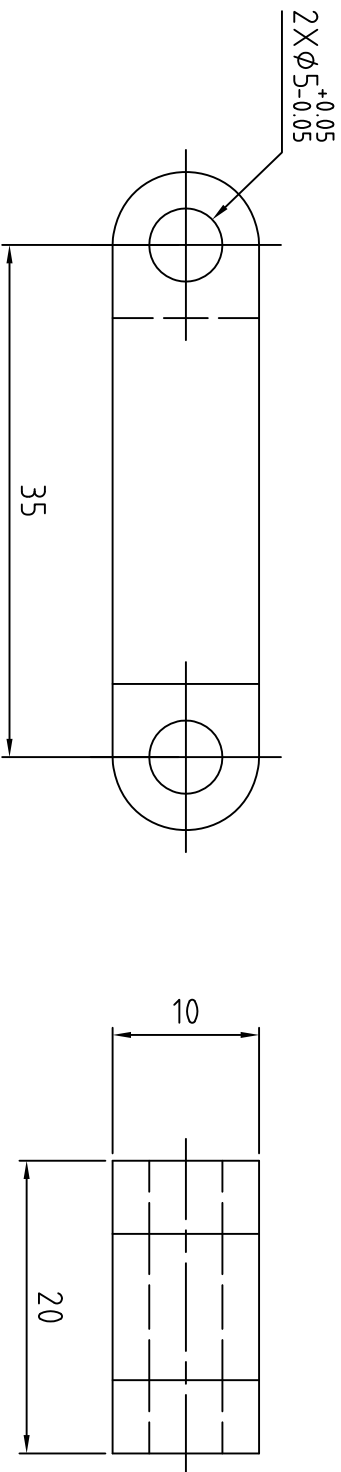
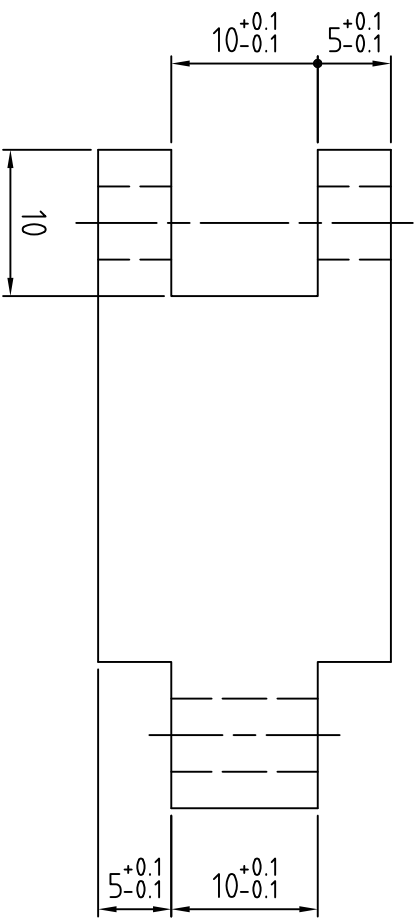
| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | FECHA | REVISÓ | APROBÓ |
|------|----------|-----------------|-------|--------|--------|
| | | PARA APROBACIÓN | | | |

| | | | | | |
|---------------------------------|--------------|--|-----|--------------------------|--|
| MATERIA: | | BASE | | TOLERANCIAS GRALES. | |
| PROYECTO TERMINAL | | ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA | | 0.0 ± 0.1 0.00 ± 0.05 | |
| UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | | | | | |
| TÍTULO: | | | | | |
| FECHA: | 05 - 11 - 07 | ESC: | 1:1 | | |
| DBUJO: | EQUIPO 5 | ACOT: | mm | | |
| DISEÑO: | EQUIPO 5 | DIB. No.: | 1 | | |
| APROB.: | --- | TAREA: | --- | | |



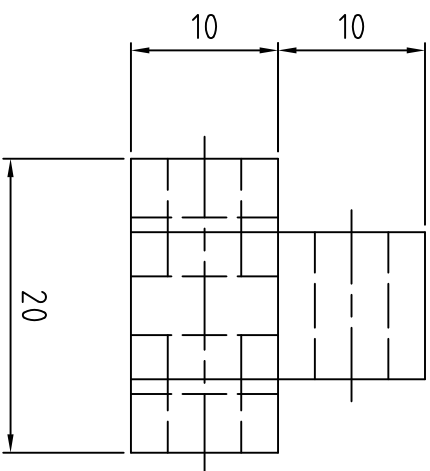
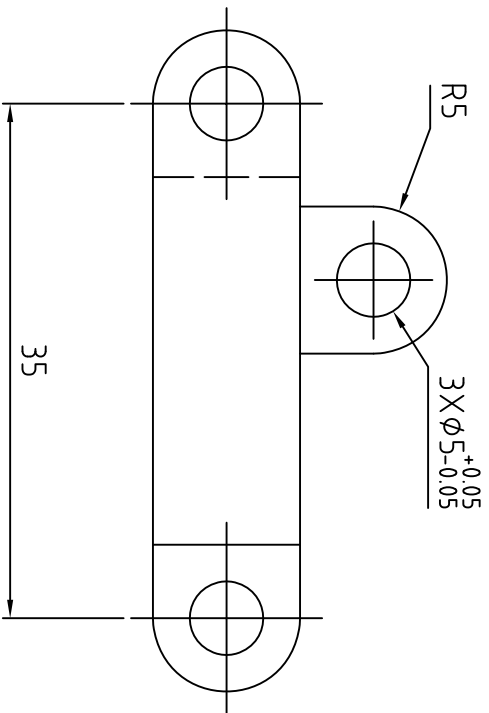
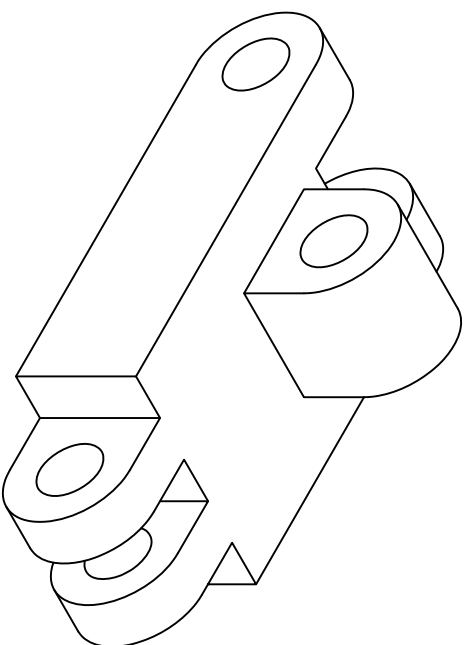
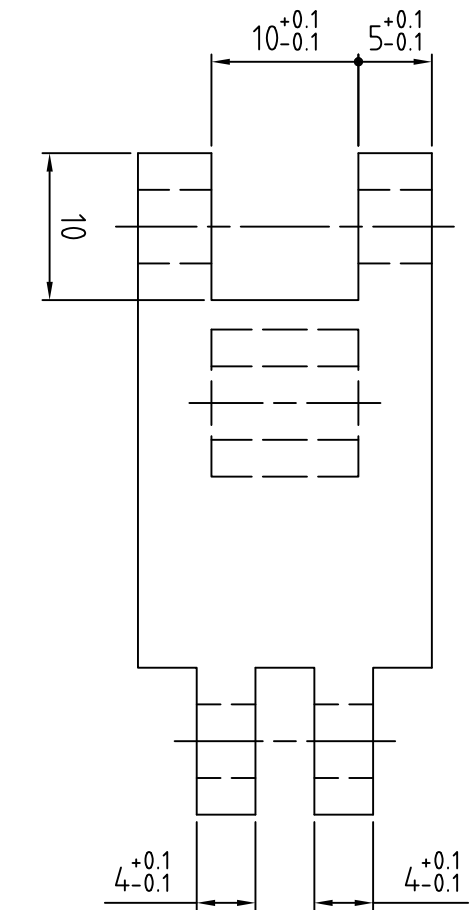
| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | FECHA | REVISÓ | APROBO |
|------|----------|-----------------|-------|--------|--------|
| | | PARA APROBACIÓN | | | |

| | | | |
|---------------------------------|--------------|--------------------------|-----|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA | | MECÁNICA Y ELÉCTRICA | |
| UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | | | |
| TÍTULO: | | SOPORTE | |
| FECHA: | 05 - 11 - 07 | ESC: | 11 |
| DIBUJO: | EQUIPO 5 | ACOT: | mm |
| DISEÑO: | EQUIPO 5 | DIB. No.: | 11 |
| APROB.: | --- | TAREA: | --- |
| TOLERANCIAS GRALES: | | 0.0 ± 0.1 0.00 ± 0.05 | |



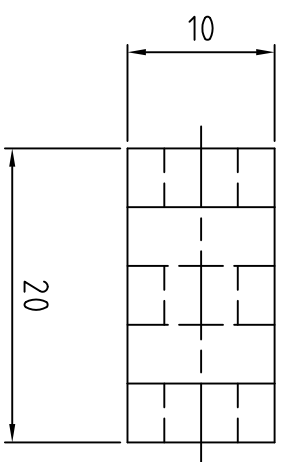
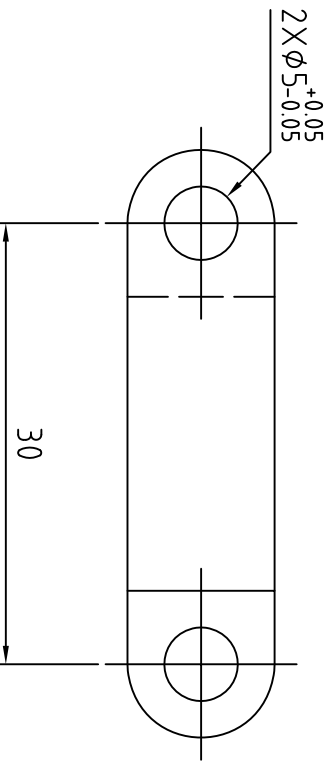
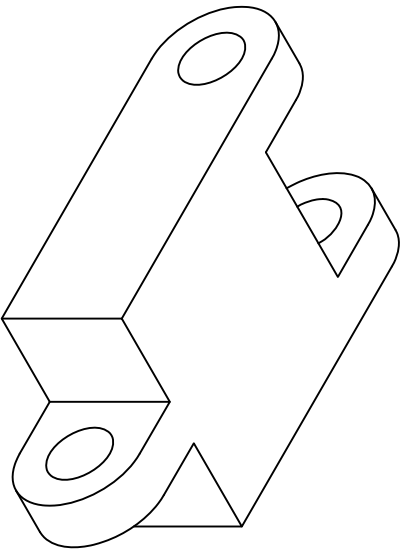
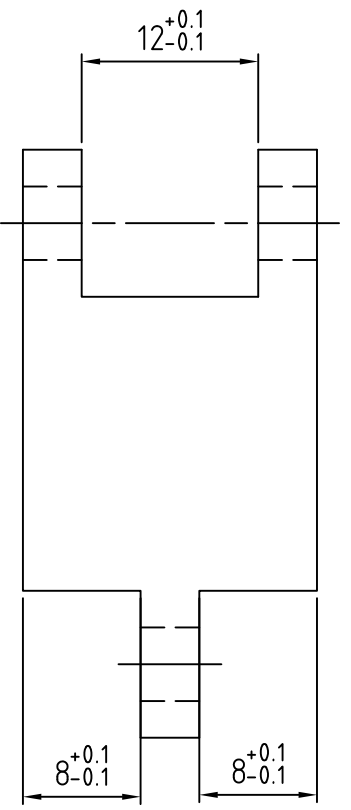
| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | FECHA | REVISÓ | APROBÓ |
|------|----------|-------------|-------|--------|--------|
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

| | | | |
|---------------------------------|--------------|--------------------------|-----|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA | | MECANICA Y ELECTRICA | |
| UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | | ESLABÓN TIPO 9 | |
| FECHA: | 05 - 11 - 07 | ESC: | 21 |
| DIBUJO: | EQUIPO 5 | ACOT: | mm |
| DISEÑO: | EQUIPO 5 | DB. No.: | 10 |
| APROB.: | --- | TAREA: | --- |
| TOLERANCIAS GRALES: | | 0.0 ± 0.1 0.00 ± 0.05 | |



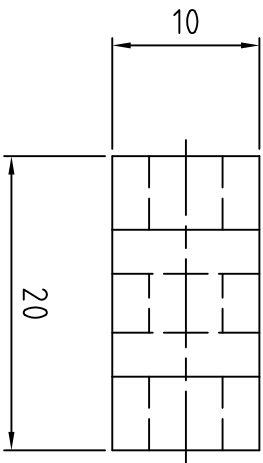
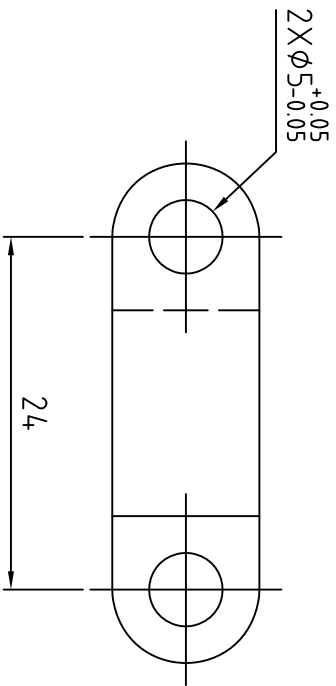
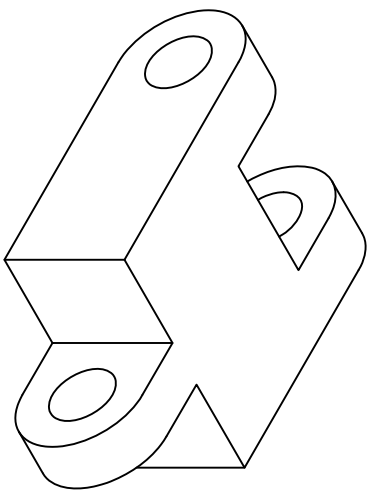
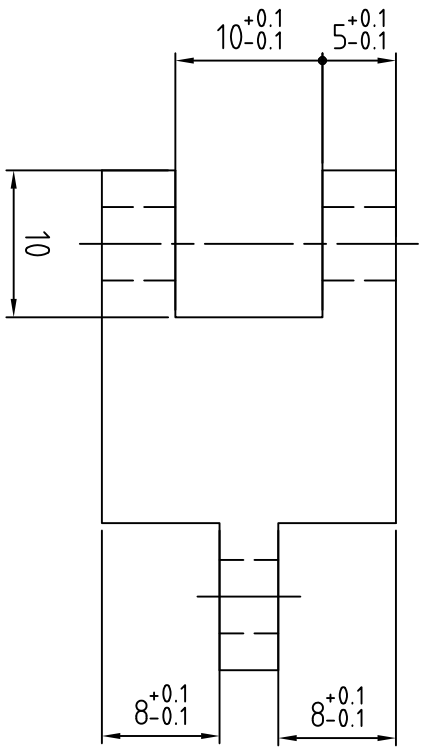
| REV. | REVISION | DESCRIPCION | FECHA | REVISO | APROBO |
|------|----------|-----------------|-------|--------|--------|
| | | PARA APROBACION | | | |
| | | | | | |

| | | | |
|---------------------------------|------------|---------------------------------|--|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUUELA SUPERIOR DE INGENIERIA | | UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | |
| MECANICA Y ELECTRICA | | | |
| TITULO: | | | |
| ESLABON TIPO 8 | | | |
| FECHA: 05 - 11 - 07 | ESC: 21 | TOLERANCIAS GRALES: | |
| DIBUJO: EQUIPO 5 | ACOT: mm | 0.0 ± 0.1 | |
| DISEÑO: EQUIPO 5 | DIB No.: 9 | 0.00 ± 0.05 | |
| APROB: --- | TAREA: --- | | |



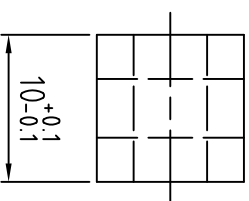
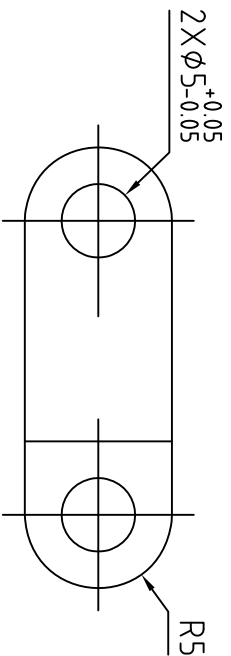
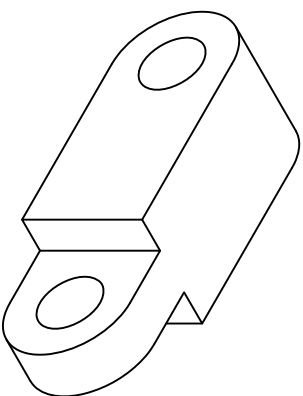
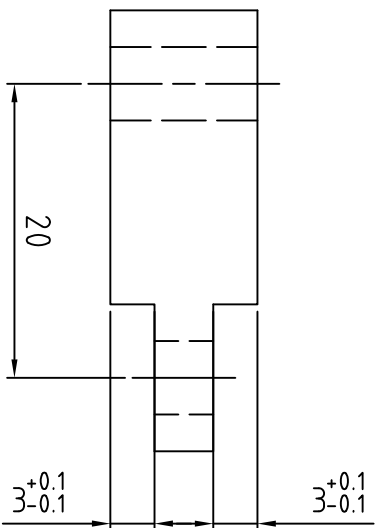
| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | FECHA | REVISÓ | APROBO |
|------|----------|-----------------|-------|--------|--------|
| | | PARA APROBACIÓN | | | |

| | | | |
|--------------------------------|----------------|---------------------------------|--|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA | | UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | |
| MECÁNICA Y ELÉCTRICA | | | |
| TÍTULO: | | | |
| ESLABÓN TIPO 7 | | | |
| FECHA: 05 - 11 - 07 | ESQ: 21 | TOLERANCIAS GRALES. | |
| DBUJO: EQUIPO 5 | ACOT: mm | 0.0 ± 0.1 | |
| DISEÑO: EQUIPO 5 | DIB. No.: 8 | 0.00 ± 0.05 | |
| APROB: - - - - | TAREA: - - - - | | |



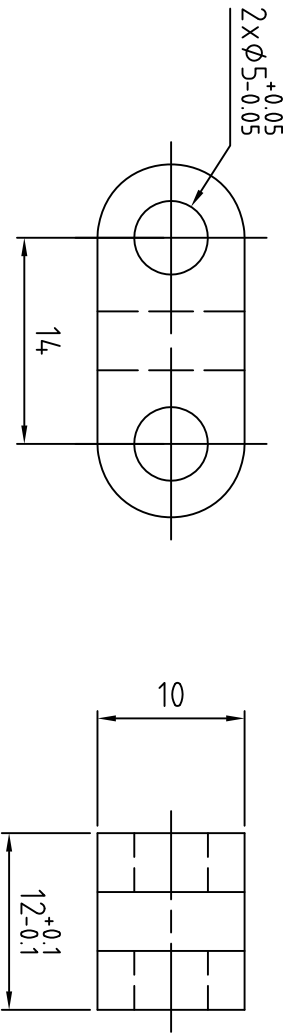
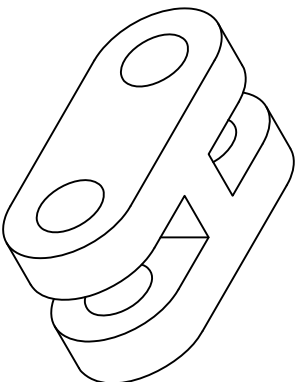
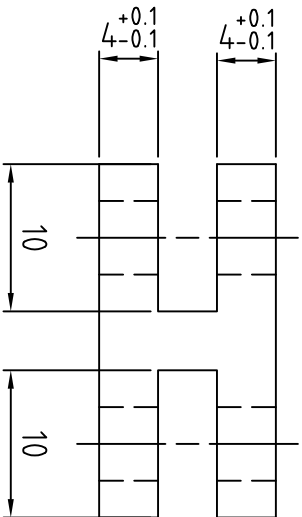
| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | FECHA | REVISÓ | APROBÓ |
|------|-----------------|-------------|-------|--------|--------|
| | | | | | |
| | PARA APROBACIÓN | | | | |

| | | | |
|---------------------------------|-------------|---------------------|--|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUOLA SUPERIOR DE INGENIERÍA | | | |
| MECÁNICA Y ELÉCTRICA | | | |
| UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | | | |
| TÍTULO: ESLABÓN TIPO 6 | | | |
| FECHA: 05 - 11 - 07 | ESC: 21 | TOLERANCIAS GRALES. | |
| DIBUJO: EQUIPO 5 | ACOT: mm | 0,0 ± 0,1 | |
| DISEÑO: EQUIPO 5 | DIB. No.: 7 | 0,00 ± 0,05 | |
| APROB: --- | TAREA: --- | | |



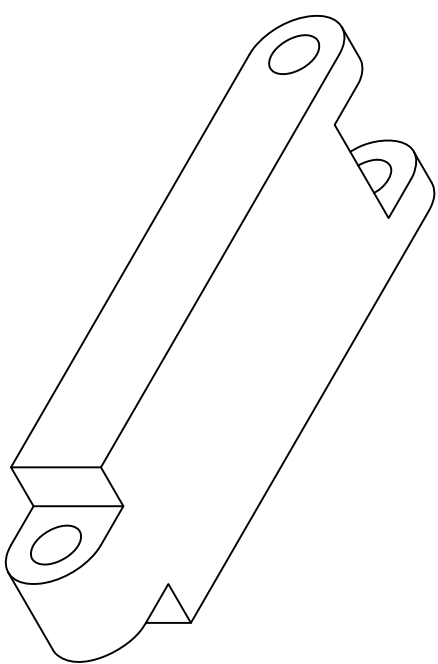
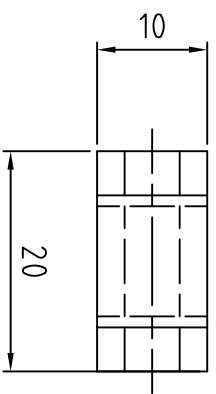
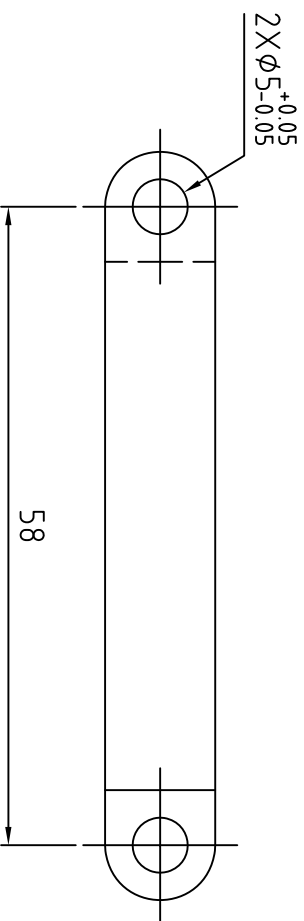
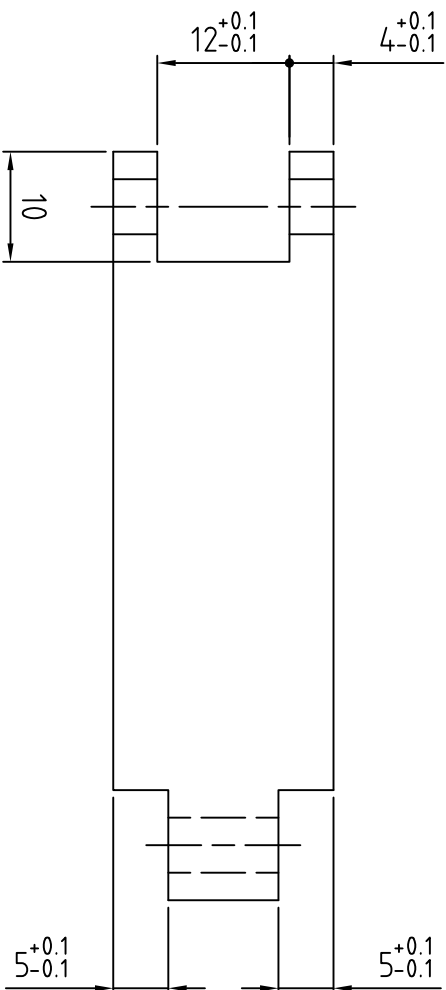
| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | FECHA | REVISÓ | APROBO |
|------|----------|-----------------|-------|--------|--------|
| | | PARA APROBACIÓN | | | |

| | | |
|--|---|--|
| MATERIA: PROYECTO TERMINAL | | |
| ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA | | |
| UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | | |
| TÍTULO: ESLABÓN TIPO 5 | | |
| FECHA: 05 - 11 - 07 DIBUJO: EQUIPO 5 DISEÑO: EQUIPO 5 APROB.: - - - | ESC: 21 ACOT: mm DIB No.: 6 TABLA: - - - | TOLERANCIAS GRALES. 0.0 ± 0.1 0.00 ± 0.05 |

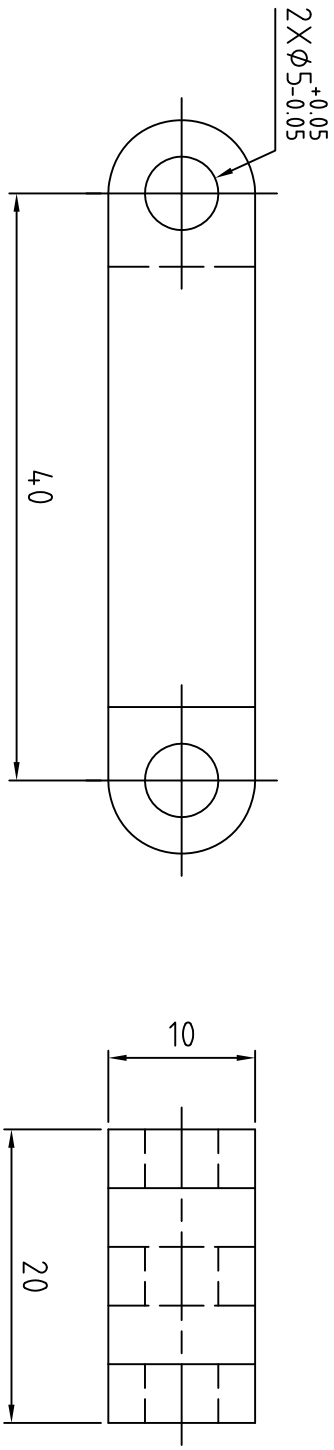
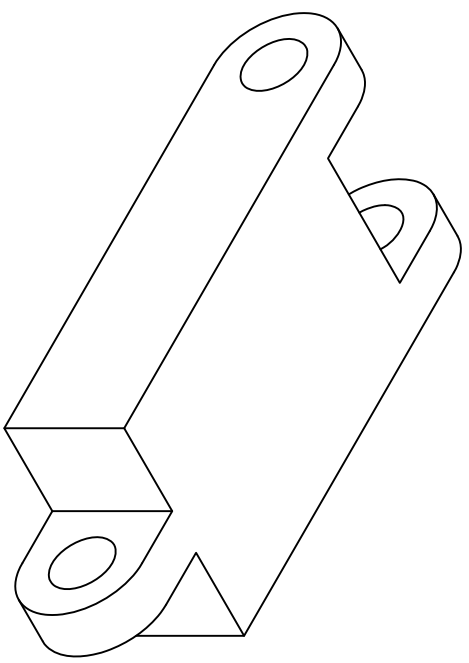
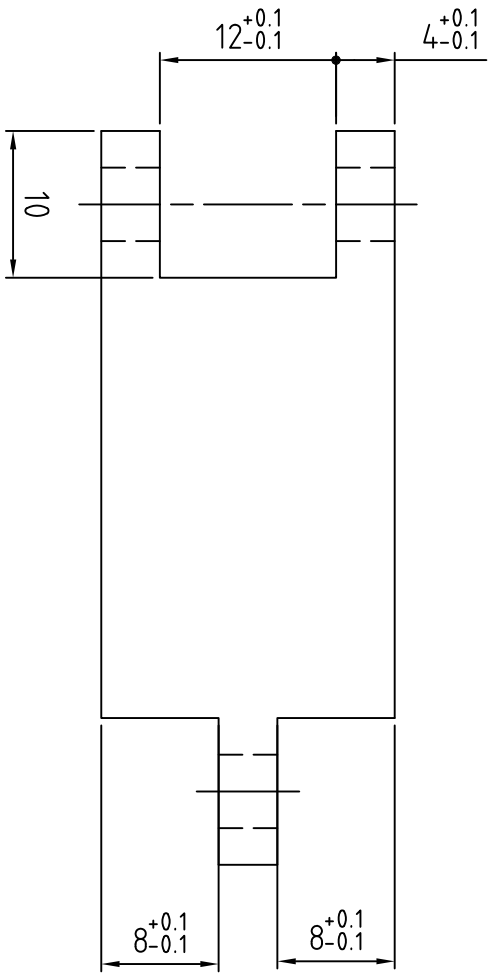


| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | FECHA | REVISÓ | APROBÓ |
|------|-----------------|-------------|-------|--------|--------|
| | PARA APROBACIÓN | | | | |

| | | | |
|--------------------------------|-------------|---------------------------------|--|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA | | UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | |
| MECANICA Y ELECTRICA | | | |
| TÍTULO: ESLABÓN TIPO 4 | | | |
| FECHA: 05 - 11 - 07 | ESC: 21 | TOLERANCIAS GRALES. | |
| DIBUJO: EQUIPO 5 | ACOT: mm | 0.0 ± 0.1 | |
| DISEÑO: EQUIPO 5 | DIB. No.: 5 | 0.00 ± 0.05 | |
| APROB: --- | TAREA: --- | | |

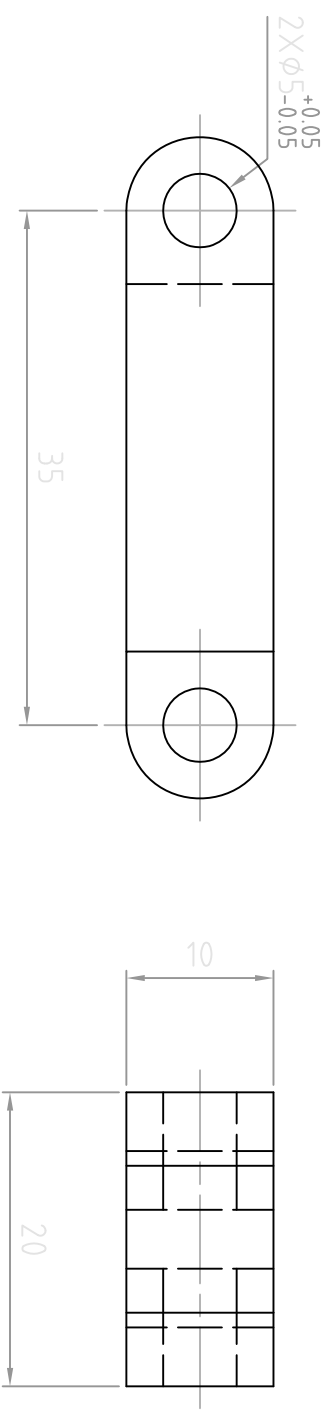
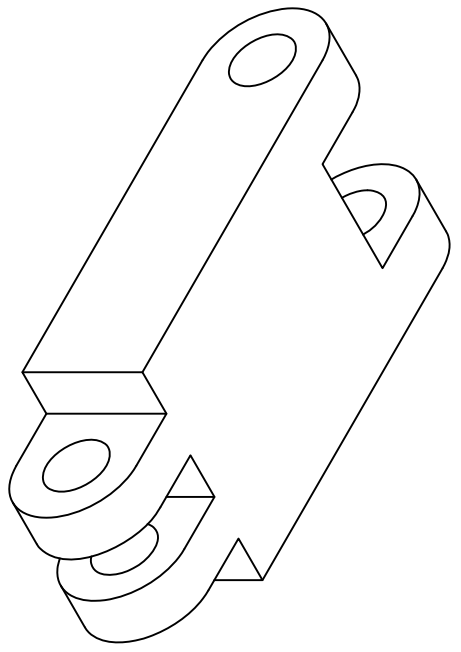
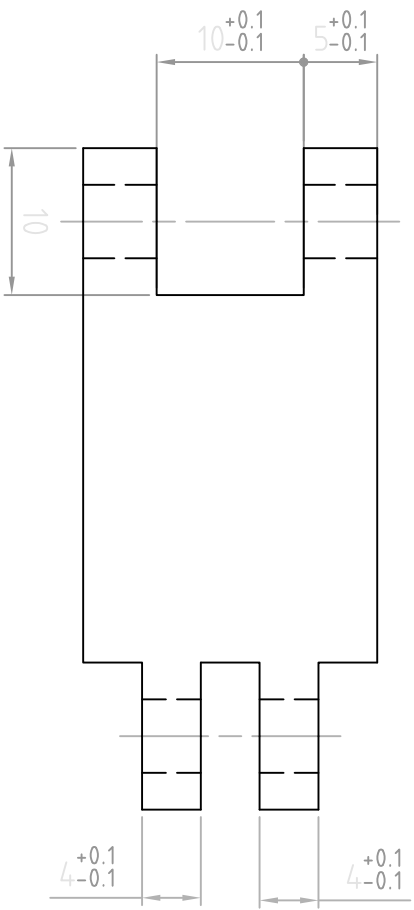


| | | | |
|--------------------------------|----------------|---------------------------------|----------------------|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA | | UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | |
| MÉCANICA Y ELÉCTRICA | | ESLABÓN TIPO 3 | |
| TÍTULO: | ESLABÓN TIPO 3 | FECHA: | 05 - 11 - 07 |
| DIBUJO: | EQUIPO 5 | ESC: | 1:51 |
| DISEÑO: | EQUIPO 5 | ACOT: | mm |
| APROB: | --- | DB. No.: | 4 |
| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | TOLERANCIAS GERALES: |
| | | | 0.3 ± 0.1 |
| | | | 0.00 ± 0.05 |



| REV. | REVISIÓN | DESCRIPCIÓN | FECHA | REVISÓ | APROBÓ |
|------|----------|-----------------|-------|--------|--------|
| | | PARA APROBACIÓN | | | |

| | | | |
|--------------------------------|------------|---------------------------------|--|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA | | UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO | |
| MECÁNICA Y ELÉCTRICA | | | |
| TÍTULO: ESLABÓN TIPO 2 | | | |
| FECHA: 05 - 11 - 07 | ESC: 21 | TOLERANCIAS GRALES. | |
| DBUJO: EQUIPO 5 | ACOT: mm | 0.0 ± 0.1 | |
| DISEÑO: EQUIPO 5 | DB. No.: 3 | 0.00 ± 0.05 | |
| APROB: --- | TAREA: --- | | |



| | | | |
|--------------------------------|-----------------|---------------------------------|--------|
| MATERIA: | | PROYECTO TERMINAL | |
| ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA | | UNIDAD PROFESIONAL: ACAPOTZALCO | |
| MECANICA Y ELECTRICA | | | |
| TÍTULO: ESLABÓN TIPO 1 | | | |
| FECHA: 05 - 11 - 07 | ESC: 21 | TOLERANCIAS GRALES: | |
| DIBUJO: EQUIPO 5 | ACOT: mm | 0.0 ± 0.1 | |
| DISEÑO: EQUIPO 5 | DIB. No.: 2 | 0.00 ± 0.05 | |
| APROB: - - - | TAREA: - - - | | |
| REV. | PARA APROBACIÓN | FECHA | REVISÓ |
| | REVISIÓN | | APROBO |
| | DESCRIPCIÓN | | |