

24
230



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

“ PROYECTO MECANICO DE UN BRAZO ROBOT
PARA USO DIDACTICO ”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO
ELECTRICISTA

P R E S E N T A

OSCAR DAVID MONTEALEGRE ARMAS

ASESOR: ING. ROBERTO H. GALICIA SANCHEZ

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES-CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1993

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

	Página
AGRADECIMIENTOS	i
INDICE	ii
INTRODUCCION.	1
Introducción a la robótica.	1
Contenido de este trabajo de tesis.	15
CAPITULO PRIMERO. DEFINICION DEL PROBLEMA.	19
Necesidad.	19
Características deseables.	22
Implicaciones.	26
Carácter del diseño.	30
CAPITULO SEGUNDO. SOLUCION.	33
Alternativas.	33
Análisis.	34
Selección.	53

CAPITULO TERCERO. PRELIMINARES.	57
Esquemas.	57
Estudio funcional.	60
Materiales.	65
CAPITULO CUARTO. PROYECTO.	71
Dibujo de conjunto.	71
Lista de partes.	73
Memoria de cálculo.	78
Dibujo de definición.	178
CONCLUSIONES.	255
BIBLIOGRAFIA.	261
APENDICE.	266
Selección de motorreductores.	266
Selección de los codificadores ópticos de posición.	268
Cableado.	274

INTRODUCCION

Introducción a la robótica

En los últimos años, la robótica ha presentado grandes avances en su desarrollo. Se ha vuelto así, el campo de más rápido desarrollo en el área de manufactura.

Los robots industriales están empezando ahora a revolucionar la industria. Estos robots no se ven o comportan como seres humanos, pero realizan el trabajo de humanos. Los robots son particularmente útiles en una amplia variedad de aplicaciones industriales, tales como la manipulación de material, pintar, soldar, inspección y ensamble.

Es creencia popular que un robot tiene que ser de apariencia casi humana. Dichas máquinas se conocen como androides y solo forman una pequeña parte del amplio panorama de la robótica.

En realidad los diseños de androides son los más restrictivos y menos factibles.

La razón primordial no sólo se debe a su estructura bípeda (bastante complicada), sino a su distribución de peso hacia las secciones media y alta del cuerpo.

Es aquí donde debemos establecer un concepto de robot. Tomaremos entonces la definición aportada por la RIA (Robot Industry Association, antes Robot Institute of America), que ha sido aceptada mundialmente.

Un robot es un manipulador multifuncional reprogramable diseñado para mover material, partes, herramientas, o dispositivos especializados mediante movimientos variables programados para el desempeño de una variedad de tareas.

Un robot es un sistema de automatización avanzado. También puede considerarse como una máquina de altas especificaciones y cuyo proceso de diseño no difiere enormemente del que se seguiría en otro mecanismo.

Por mucho, el tipo más popular de máquina antropomórfica es el brazo manipulador.

La industria es el principal sector que abarca la mayoría de los robots existentes. Es fácil explicarse tal hecho, por las actividades que en ella se realizan.

L. Montano *et al.* mencionan en la obra *Introducción a la robótica industrial* que la manipulación es "...un dominio de aplicación privilegiado para los robots."¹ Citan además las reflexiones de G. C. Devol que no dejan duda sobre la gran importancia de la manipulación en la industria.

- (1) Todo lo que se fabrica se manipula. Cada pieza es manipulada mientras está siendo hecha. Cada pieza es manipulada mientras está siendo montada. Una pieza es manipulada cuando se transporta desde la fabrica. Todo es manipulación.
- (2) "...deberíamos ser conscientes de que el 50% de la gente que trabaja en las fábricas realmente está poniendo o sacando cosas."²

Son tres los elementos que un robot requiere para funcionar:

1. espacio de trabajo;
2. fuente de energía, consumida por las partes de trabajo y la computadora del robot.
3. fuente de información, programada por el hombre, el cual define el trabajo a ser realizadc, ya sea en tiempo real o no, dependiendo de que el robot opere autónomamente o en un modo cooperacional, como puede ser en asociación con el operador humano (por ejemplo adiestramiento, teleoperación, asistencia).

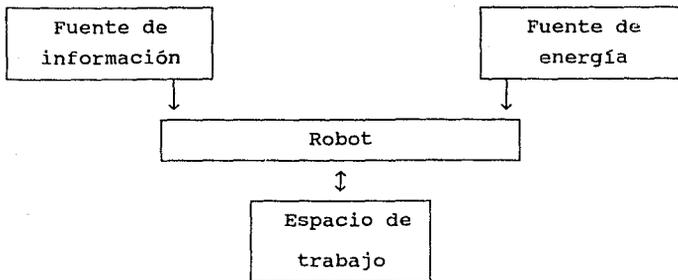


Fig. 1. El robot funcional.

El robot de trabajo consta principalmente de la *unidad central de procesamiento* y de la *unidad operacional* (fig. 2).

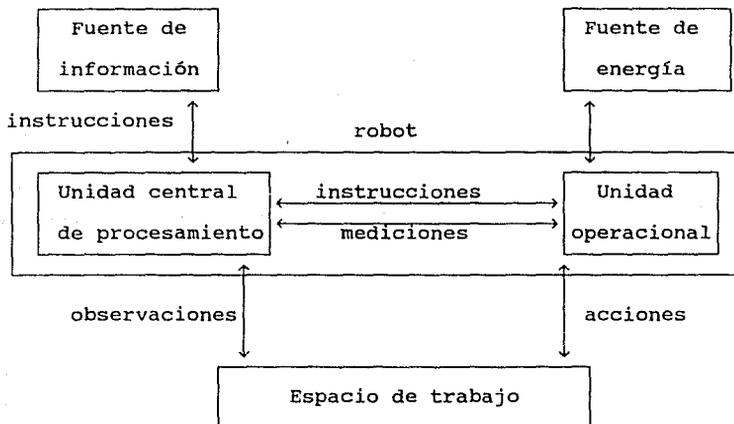


Fig. 2. Funciones de la unidad central de proceso y la unidad operacional.

La *unidad central de procesamiento* provee información de salida (por ejemplo señales) usando los datos de entrada, los cuales pueden caer dentro de tres categorías:

1. *instrucciones* que definen la función a ser realizada (como comandos, objetivos);
2. *mediciones* concernientes al estado de la unidad operacional;
3. *observaciones* sobre el espacio de trabajo.

La *unidad operacional* o el mismo robot físico actúa en el espacio de trabajo mediante el uso y la transformación de energía obtenida de una fuente adecuada, y reacciona a las señales provistas por la unidad central de proceso. Sus componentes son:

- componentes que interactúan con el espacio de trabajo (como actuadores finales);
- partes estructurales (como segmentos, articulaciones);
- moduladores de energía (como amplificadores, circuitos de control);
- convertidores de energía (como motores);
- transmisores de energía mecánica;
- sensores internos.

Podemos clasificar a los robots como sigue:

- (1) **Manipuladores secuenciales**, cuyos movimientos están

definidos de forma discreta, entre situaciones (posición más orientación) predefinidas mediante microinterruptores fin de carrera (sensores de posición), dientes de rueda, etc. Se emplean, esencialmente, en tareas sencillas de carga y descarga. Las secuencias de movimientos suelen mandarse, actualmente, mediante autómatas programables.

Dentro de los manipuladores secuenciales pueden distinguirse dos subcategorías:

1.1) Manipuladores de secuencia fija, en los que las secuencias de pasos y las condiciones de operación son reguladas mecánicamente y difícilmente modificables.

1.2) Manipuladores de secuencia variable (robot "pick and place"), en los que existe una cierta flexibilidad en lo que concierne al cambio de secuencias o de las condiciones de operación.

(2) Robots reproductores, a los que se les enseña por guiado (*teaching by doing*) unos movimientos que repetirán invariablemente tantas veces como se les solicite. Son ampliamente utilizados en aplicaciones tales como pintura.

En esencia un robot reproductor opera análogamente a como opera un equipo de audio: se limita (con pequeñas adaptaciones en función del estado del entorno) a "interpretar" uno o varios "movimientos". En la literatura anglosajona se les suele denominar "*playback robots*".

(3) Robots con control numérico (NC robot), que permiten la realización de trayectorias continuas, definidas por guiado o/y mediante un programa en lenguaje simbólico. Los robots de control numérico pueden realizar las funciones de los otros dos tipos (los anteriores). Básicamente el manipulador recibe las órdenes relativas a su comportamiento en forma numérica a partir de un subsistema capaz de interpretar los deseos plasmados en un programa, normalmente codificado en un lenguaje perteneciente al paradigma de programación imperativa (es decir, tipo BASIC, PASCAL, extendido).

(4) Robots "inteligentes", capaces de analizar el estado de su entorno, tomar decisiones y generar sus propios planes de acción. Este último tipo de robot es, hoy en día, un objetivo científico-técnico más que una clase de producto acabado.

El hecho diferenciador de un robot inteligente frente a uno

numérico lo constituye su complejo sistema de control en el que desempeña un papel primordial su elaborado sistema de percepción (sensores). Este le permite captar el estado de su entorno. Además, el sistema de control ha de comportar una cierta "inteligencia artificial", lo que le permitirá "razonar" sobre su conocimiento previo y la información sensorial, de cara a establecer planes de actuación.

La robótica inteligente, hace que se integren a la automatización disciplinas tales como el reconocimiento de formas o la inteligencia artificial.

Los cuatro incisos anteriores engloban a los robots de tipo industrial.

Existen otras tres categorías de robots que quedan excluidas de los robots industriales:

(a) Los *vehículos autoguiados* (AGV, automatic guided vehicles).

(b) Los *robots andróides*, entre los que con aplicabilidad en medicina se encuentran *prótesis robotizadas* (sustitutivos de partes del cuerpo humano) o *exosqueletos* (esqueletos externos capaces de portar minusválidos o de aumentar la potencia disponible del usuario).

(c) Los *robots zoomórficos*, entre los que están los

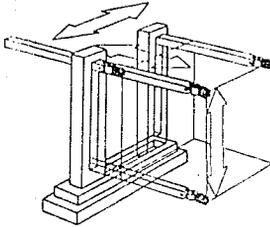
robots múltiplos, posibles precursores de vehículos auténticamente "todo terreno", con aplicabilidad a ambientes espaciales, submarinos o de alto riesgo (contaminación nuclear o química, artificieros).

Aunque existe un sinnúmero de tipos de estructuras de robots, nos enfocaremos ahora a las geometrías correspondientes a "brazos".

Algunas estructuras clásicas derivan, más o menos, directamente, de los tres sistemas básicos de coordenadas: cartesiano, cilíndrico y polar. No obstante, hay que señalar que hoy en día los robots de mayor demanda no pertenecen a las estructuras directamente derivadas de los sistemas básicos de coordenadas.

Coordenadas cartesianas.

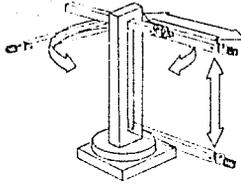
El volumen de trabajo de un brazo de coordenadas cartesianas se parece a una caja. Es el que más difiere del brazo humano y que menos se asemeja a los otros tipos de brazo. No posee partes rotables. La base consiste de una banda transportadora como riel. El transportador mueve la columna elevadora (como la existente en el brazo de coordenadas cilíndricas) hacia atrás y hacia adelante. El antebrazo se desplaza arriba y abajo en la columna, y tiene un brazo interior que varía el alcance haciéndolo más cercano o alejándolo del robot.



Brazo de coordenadas cartesianas.

Coordenadas cilíndricas.

El brazo de coordenadas cilíndricas se parece un poco a una horquilla elevadora robotizada. Su volumen de trabajo semeja un cilindro delgado, de aquí su nombre. La rotación del hombro se consigue mediante una base giratoria, tal como en los robots angulares y de coordenadas polares. El antebrazo está unido a un elevador similar a un montacargas. El antebrazo se mueve hacia arriba y hacia abajo de esta columna para asir objetos de varios pesos. Para permitir que el antebrazo alcance objetos en el espacio tridimensional, el antebrazo es equipado con un mecanismo de extensión, similar al encontrado en un brazo de coordenadas polares.



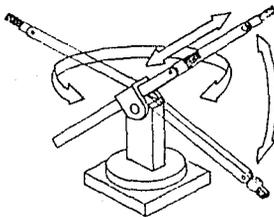
Brazo de coordenadas cilíndricas.

Coordenadas polares.

El volumen de trabajo de un robot de coordenadas polares tiene forma de una media esfera. Cercano al diseño de robot de estructura angular, los brazos de coordenadas polares son los más flexibles en términos de su capacidad de agarrar una variedad de objetos dispersos alrededor del robot.

Una tornamesa rota el brazo entero, tal como se realiza en un robot angular. Esta función es similar a la rotación del hombro. El brazo de coordenadas polares carece de medios para flexionar o doblar el hombro, a pesar de todo. El segundo grado de libertad es el codo, el cual mueve al antebrazo hacia arriba y hacia abajo. El tercer grado de libertad se consigue variando el alcance del antebrazo. Un antebrazo interior se extiende o retrae para atraer o alejar la garra del robot. Sin el antebrazo interior, el brazo sería capaz de asir objetos colocados en un círculo finito bidimensional frente a él, en lugar de una esfera.

El brazo de coordenadas polares a menudo es usado como robot de fábrica, y encuentra su mayor aplicación como un dispositivo estacionario. Puede, sin embargo, ser montado a un robot móvil para incrementar la flexibilidad.



Brazo de coordenadas polares.

Se dijo con anterioridad que los robots más populares son derivaciones de los correspondientes a los sistemas clásicos de coordenadas. Hay que mencionar tres de estos robots pues son de gran utilización. Además una de estas configuraciones será adoptada como la solución al problema tratado en esta tesis.

Estructuras angular y scara.

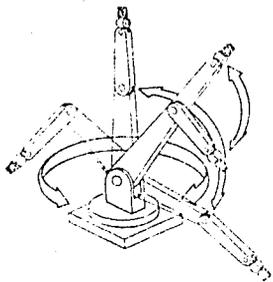
Ambas se obtienen de la sustitución de un par cinemático traslacional telescópico por otro rotacional. Con ello se consigue un aumento de las posibilidades de posicionamiento en un punto.

En la estructura angular, la sustitución del enlace traslacional por el rotacional se realiza en un plano vertical mientras que en la scara se realiza en uno horizontal.

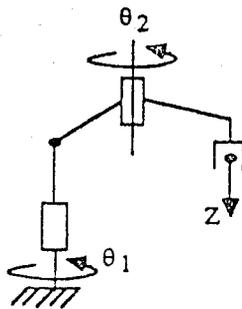
Los robots de estructura angular son modelados para semejar el brazo humano, por lo que tienen muchas capacidades iguales. El diseño típico es un poco diferente, sin embargo, debido a la complejidad de la articulación del hombro humano.

La articulación del hombro del brazo robot es en realidad dos mecanismos diferentes. La rotación del hombro se obtiene mediante el giro del brazo en su base, como si el brazo fuese montado sobre la tornamesa de un tocadiscos. La flexión del hombro se consigue por la inclinación del brazo hacia adelante o hacia atrás. La flexión del codo funciona tal como sucede en el brazo humano. Mueve el antebrazo hacia arriba y abajo.

Los robots de estructura scara poseen dos rotaciones y una traslación. Puede decirse que esta estructura se obtiene a partir de una cilíndrica mediante la sustitución de una traslación por una rotación. Las articulaciones rotacionales, debido a su misma disposición en la estructura, tienen su peso equilibrado mecánicamente. Por ello, presentan una gran disminución en la inercia de la estructura que influye directamente en el aumento de precisión y la posibilidad de efectuar movimientos más rápidos. De aquí que sean muy empleados en tareas de montaje de precisión.



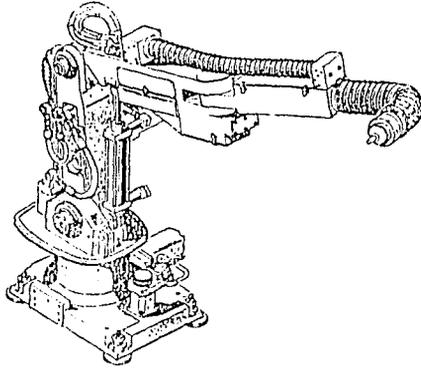
Brazo de configuración angular



Brazo de configuración scara

Estructura "trompa de elefante".

Los robots de estructura "trompa de elefante" se caracterizan por poseer múltiples grados de movimiento (más de seis), lo cual les permite realizar tareas que requieren de gran movilidad o acceso a situaciones en las que hay que salvar obstáculos. Por su gran número de articulaciones, no son muy precisos ya que los errores se van acumulando a lo largo de los eslabones sucesivos. Son muy empleados en aplicaciones como pintura; tarea que no requiere de gran precisión y si de un alto número de grados de movimiento para el seguimiento de superficies complicadas y de difícil accesibilidad.



Robot "trompa de elefante".

Contenido de este trabajo de tesis

La robótica no es una tecnología individual sino una combinación de muchas tecnologías. Algunos de estos campos maduraron mucho antes que otros. En el siglo XVII, la tecnología mecánica ya había avanzado lo suficiente para que un artesano fuera capaz de fabricar robots mecánicos. Algunos de estos robots podrían actualmente realizar bosquejos y hacer otras funciones notablemente complicadas. El factor limitante con estos robots fue la programación. El uso de levas y engranes como medio de programación volvió a dichos dispositivos caprichosos, difíciles de programar, y caros. Adicionalmente, es difícil elaborar funciones sensoras dentro de sistemas puramente mecánicos.

El desarrollo en el área de programación y de la electrónica, incluyendo el área de control y percepción, permitieron la fusión

de estas tecnologías cuyo resultado conocemos como robótica. No obstante, se ha visto un desequilibrio en la cantidad de información necesaria en la elaboración total de un robot. Es mucho más común encontrar grandes cantidades de fuentes relativas a sistemas de control y de programación de robots, que encontrar libros relativos al diseño de la parte mecánica de tan complicados dispositivos. Esto explica el hecho de que muchos robots no se realicen físicamente.

El diseño de un robot industrial es un largo camino, a pesar del gran número de individuos que conforman los grupos de trabajo. Tal proceso puede llevar muchas horas-hombre. La seguridad y desempeño de dichos dispositivos son factores que tienen gran importancia y que son tomados en cuenta por los fabricantes en la creación de nuevos diseños y en la mejora de los ya existentes.

Cada segmento de la industria ha aceptado completamente el despertar de la responsabilidad hacia la gente a medida que la robótica se desarrolla. Este sentido de responsabilidad es una respuesta al "tecnoshock".

El "tecnoshock" se da cuando los robots evolucionan más rápido que la capacidad de los humanos para adaptarse al cambio.

Esa responsabilidad se manifiesta en un proceso de diseño que se debe de efectuar a conciencia, y que consume gran cantidad de recursos y tiempo.

Podemos pensar entonces que el diseño de la parte mecánica de un robot es un proyecto muy ambicioso y difícil de alcanzar por un pequeño grupo de personas. Esto es muy cierto para un robot industrial pues debe de satisfacer un gran número de especificaciones con un inmenso rigor. No obstante, un robot de uso didáctico puede (por su función) ser diseñado con requerimientos menos estrictos que reducen considerablemente su dificultad de realización; lo que no quiere decir que las características de un robot didáctico son fáciles de cubrir.

La presente tesis solo se enfocará en el diseño de la estructura mecánica del robot. La parte de programación y de control deben ser desarrolladas por personas cuyo perfil académico sea más acorde a tales áreas. Dichos temas constituyen, por sí solos, grandes problemas a resolver. Es por su magnitud que pueden conformar otros temas de tesis.

El desarrollo de este trabajo se hizo tomando como modelo el método de diseño.

En el capítulo primero se reconoce la necesidad que hay de robots didácticos y su importancia para la capacitación en el área de robótica. Se realizó, además, un análisis acerca de las características que habrá de poseer el robot y aquellas que son deseables en el proyecto. También se mencionan las implicaciones que dichas características provocan en el mecanismo. Finalmente, se hace notar el carácter iterativo del diseño.

Se presentan, en el capítulo segundo, alternativas de solución al problema mediante una carta matriz. Se analizan las ventajas y desventajas de cada una de ellas. Se hace entonces la selección de las opciones que, combinadas, presenten una buena solución.

El capítulo tercero presenta la etapa preliminar al proyecto con la realización de esquemas y del estudio funcional. Aquí se mencionan los materiales (incluyendo sus propiedades básicas) que habrán de poseer las piezas fabricadas del brazo robot.

En el último capítulo se muestra el proyecto. Se incluyen:

- 1) el dibujo de conjunto;
- 2) la lista de partes;
- 3) la memoria de cálculo;
- 4) y los dibujos de definición.

En el apéndice se describe un poco la cuestión de la selección de los motorreductores. Se habla de los codificadores de posición y del cableado eléctrico del brazo robot.

NOTAS.

¹Ob. cit., cap. 1, pag. 3.

²L. Montano et al., ob. cit., cap. 1, pag. 3.

CAPITULO PRIMERO

DEFINICION DEL PROBLEMA

Necesidad

El número de instalaciones de robots está incrementándose; dicho crecimiento generará más oportunidades de empleo. Existe una amplia variedad de trabajos en los negocios, educación, e industria para los trabajadores capacitados en robótica.

En nuestro país no es tan notorio el aumento en el uso de la robótica. No obstante, la modernización del sector industrial exigirá tarde o temprano una mayor preparación en esta área.

Varios sectores han tomado bajo su tutela la tarea de capacitar al personal que habrá de desempeñarse en algún sitio específico de tal tecnología.

El entrenamiento para profesionales en robótica es conducido por fabricantes de robots, usuarios, instituciones educacionales, sociedades técnicas, y compañías fílmicas que se especializan en la enseñanza de la robótica.

El entrenamiento implica preferentemente, además de los

conocimientos teóricos, la familiarización con dispositivos reales. Sin embargo, los robots industriales no son muy usados para fines didácticos en centros de capacitación en el área de robótica o de enseñanza en ingeniería. Esto obedece a diversos motivos:

- a) dimensiones.- aunque no es una regla general, los robots industriales son, por la naturaleza de las tareas para las que fueron pensados, máquinas que ocupan grandes espacios para funcionar.
- b) capacidades.- realizan tareas a velocidades considerables, situación que en algún momento puede ser de riesgo en la capacitación.
- c) instalaciones especiales.- la gran mayoría requiere un buen anclaje que se refleja en mesas, bases, columnas, etc., algo robustas. Además, por su propio sistema de transmisión, pueden necesitar instalaciones eléctricas especiales o redes hidráulicas o neumáticas.
- d) flexibilidad.- Son máquinas que casi no permiten la investigación y experimentación con sus elementos (estructura, sistemas de control, y programación).
- e) costo.- los robots son bastante caros por la tecnología que llevan consigo.

Por lo anterior, se hizo necesaria la creación de robots especiales para la docencia conocidos como robots didácticos. Presentan la misma forma que algunos robots industriales y sus características son tales que permiten la adquisición de ciertos conocimientos y habilidades en el aprendizaje de la robótica. Además, evitan riesgos pues sus dimensiones y parámetros (como velocidad y potencia) son reducidos. Son mucho más baratos que los robots industriales; aún así, son algo caros.

El alto precio de los robots didácticos se debe en parte al hecho de que se importan de otros países. En México no se fabrican estos dispositivos para satisfacer las necesidades internas. No obstante, varias instituciones han construido sus propios robots.

Con la incorporación de la robótica a los planes de estudio de un número cada vez mayor de instituciones, se hace imprescindible la adquisición de robots didácticos. No es de extrañarse que se busque el desarrollo de este tipo de máquinas dentro del país. Así, diversas entidades concentrarán más recursos en dicha tarea.

La enseñanza de robótica en educación superior fluctúa desde puntos de vista superficiales introductorios en colegios públicos hasta programas doctorales en universidades y centros de investigación. El foco de atención en los robots en todos los niveles está relacionado con la materia a enseñar.

Existen instituciones que se dedican a enseñar sólo alguna parte de la tecnología involucrada en la robótica. Cabe señalar que una institución que se encuentra en tal caso es el Centro de Investigación y de Estudios Avanzados del IPN (CINVESTAV-IPN). Fue ahí, en la Sección de Control Automático, donde realicé el servicio social y percaté la necesidad que tenían de la existencia de la estructura mecánica de un robot. Aunque poseen un alto nivel en el área de programación y desarrollo de sistemas de control, carecen de personal capaz de realizar una estructura mecánica de este tipo. Además de las razones que mencioné con anterioridad para la exclusión de las partes de control y programación, existe otra muy importante: un robot completamente abierto al control facilitará la investigación y experimentación en entidades de enseñanza especializada sin la necesidad de observar la cuestión mecánica, ajena a sus objetivos.

Características deseables

Son varias las características que un diseño de robot didáctico debe poseer. Estas características deseables son:

Posicionamiento: debe ofrecer buena resolución, precisión estática y repetibilidad. La resolución es el desplazamiento incremental más pequeño que puede producirse. La repetibilidad es el error medio cometido en el posicionamiento del robot en un punto cuando se le hace volver repetidamente a la

misma posición. La precisión estática es el error medio cometido en el posicionamiento de un robot con respecto a la posición programada.

Velocidad: para el caso de un robot angular¹ (en especial un manipulador) didáctico, la velocidad no puede ser muy elevada. Gordon McComb² considera que las velocidades de las articulaciones deben encontrarse por debajo de las 20 RPM, y mejor aún, de 5 a 8 RPM. Debe además presentar la posibilidad de cambiar de dirección la velocidad máxima en forma continua.

Inercia: debe ser pequeña para evitar efectos dinámicos desfavorables.

Rigidez: gran rigidez para evitar deformaciones durante la operación debidas a las cargas. La rigidez estructural del robot se puede definir como la relación entre la fuerza estática aplicada en su extremo y el desplazamiento respecto a la posición teórica nominal que experimenta el punto de aplicación de la misma.

Esfuerzo: los actuadores deben ser capaces de proporcionar un esfuerzo en forma ininterrumpida, tanto en reposo como en movimiento. El esfuerzo inmediato máximo debe ser elevado.

Relación esfuerzo/peso [de los actuadores]: debe ser elevada.

Fuente de alimentación: no debe implicar para el uso de la energía un equipo muy especializado. Debe ser de fácil y rápido acceso.

Fabricación: lo menos especializada posible.

Además, se han establecido otros rasgos que deberá de poseer el diseño en función del uso principal para el que es creado. Será un robot didáctico de pequeñas dimensiones con:

Baja capacidad de carga: para un robot didáctico, una capacidad de 200 g como carga máxima es más que suficiente para el desempeño de tareas con fines docentes o ilustrativos.

Fácil ubicación en laboratorios: para su incorporación a cualquier centro de capacitación en robótica o de enseñanza en ingeniería.

Alcance máximo de hasta 45 cm del hombro a la punta de la pinza: aunque lo normal para el diseño de un robot es partir de un volumen de trabajo a cubrir, en este diseño se ha establecido como factor inicial

el alcance máximo que deberá tener el brazo. Con dicho alcance máximo se está estableciendo un área máxima de ocupación que será de aproximadamente 0.91 m^2 . Más adelante, se describirán con más con más detalle el área y volumen de trabajo.

5 grados de libertad (gdl): no obstante que seis grados de libertad son los requeridos para alcanzar un punto arbitrario con una orientación arbitraria, cinco son suficientes para la finalidad y función de este robot.

Constituido, hasta donde sea posible, de piezas comerciales: algunas piezas, como engranes y poleas, mandadas a hacer llegan a costar (no nos adentraremos en costos) mucho más que aquellas que se encuentran en el mercado, con la ventaja adicional que su disponibilidad puede ser inmediata. Al contemplarse este factor, de llegar a realizarse físicamente el proyecto, se facilitará la construcción del robot.

Hay otras características que debemos mencionar aunque no influirán directamente en el diseño mecánico del robot, sino en los demás subsistemas que lo constituyen:

- Control: facilidad de control en posición, velocidad y esfuerzo.

- No linealidades: despreciables.
- Consumo de potencia: bajo.
- Rapidez de respuesta: razonablemente elevada.

Implicaciones

La búsqueda de satisfacción a las características deseables provoca una serie de implicaciones sobre el diseño. Veamos dichos efectos en aquellas características que, de alguna forma, habremos de considerar en la concepción del diseño de la estructura mecánica.

Posicionamiento.

La *buena resolución* depende de las fricciones y las holguras en los elementos de transmisión, por lo que habrá que buscar que no sean considerables. Influye en ella, además, la resolución de los codificadores que permiten la medición de la posición de las articulaciones; así que la resolución de los codificadores será un factor a considerar.

La *precisión estática* depende de muchos factores: la resolución, las holguras de los elementos de transmisión, los servomecanismos de posición, la rigidez de la estructura y la capacidad de carga. De los dos últimos haremos consideraciones

posteriormente.

La *repetibilidad*, está en función de la rigidez, las holguras, la resolución, etc.. En la medida que se cubran las características deseables, se tendrá una mejor repetibilidad.

Velocidad.

Depende fundamentalmente de los accionamientos elegidos, de su localización en la estructura y de la capacidad de carga del robot.

Al preestablecer un valor de la velocidad, se restringe bastante el campo de opciones para la selección del tipo de accionamiento.

Ya que la velocidad de trabajo es baja, se tendrá así poca probabilidad de efectos dinámicos desfavorables.

Inercia.

Para obtener una inercia baja, se requerirá de una estructura bastante ligera. Esto repercute principalmente en la configuración del subsistema mecánico y en los materiales que han de constituirlo.

Rigidez.

Para lograr una estructura rígida, los materiales juegan un papel importante. Tales materiales deberán de ser rígidos (además de ligeros para no contribuir significativamente en la inercia). También habrá que considerarse este factor para la planeación de la forma de unión y fijación de los elementos constitutivos del subsistema mecánico.

Esfuerzo.

Este factor tendrá fuertes implicaciones en la selección de los actuadores.

Fuente de alimentación.

Al igual que el factor esfuerzo, el tipo de alimentación del sistema provocará una disminución en el número de posibles soluciones.

Fabricación.

Habrá que pensar en una estructura cuya fabricación sea factible sin la existencia de máquinas y equipo sumamente especializado.

Baja capacidad de carga.

Aunque en un principio podría pensarse que un robot con baja capacidad de carga es mucho más sencillo de realizar, hay varios factores que le imprimen algunas dificultades particulares:

a) es más limitado el número de fabricantes de actuadores pequeños.

b) los actuadores pueden requerir de capacidades mucho menores a los encontrados en el mercado, por lo que algunos elementos pueden quedar bastante sobrados.

c) por lo regular, el precio de los actuadores pequeños es elevado (no nos adentraremos en costos pero vale la pena mencionar la influencia que puede tener en el diseño);etc..

La capacidad de carga del robot depende del tamaño del robot, de su estructura y de los dispositivos mecánicos que se utilicen para transmitir el movimiento a las articulaciones.

Fácil ubicación en laboratorios.

Hay que pensar que para la facilidad de ubicación en laboratorios deberá usar las fuentes de energía de más uso en tales recintos. Por esta característica, las posibles soluciones al problema se ven nuevamente reducidas.

Alcance máximo.

Al establecer el alcance máximo, se están limitando las dimensiones del brazo y, en consecuencia, de los eslabones. De esta manera se condicionan las dimensiones de algunos elementos de la transmisión y de la estructura en general.

Cinco grados de libertad (gdl).

Al restar un gdl, se está simplificando el problema. Hay que hacer notar que por dicha reducción el mecanismo será menos complejo, especialmente en la muñeca.

Piezas comerciales.

Habrá que establecer contacto con algunos fabricantes y extraer algunas piezas directamente de catálogos. Además, habrá que hacerles consultas para la incorporación de sus productos al diseño del robot.

Carácter del diseño

El diseño mecánico es por naturaleza un proceso que requiere múltiples iteraciones. El proceso para la concepción de un robot no es la excepción. Aunque el proceso de diseño tiene pasos bien definidos, se presentan múltiples modificaciones dependiendo del

dispositivo a diseñar. Así, hay ocasiones que se requiere añadir o quitar pasos.

El carácter iterativo del proceso de diseño de un robot depende en gran medida de la íntima interrelación que guardan todos sus componentes. Cualquier modificación de algún componente se manifiesta en los demás.

Realmente el proceso de diseño no es tan sencillo; puesto que las piezas son interdependientes, las decisiones tomadas que se refieren al proyecto de un elemento dado influirán sobre los demás relacionados con él. Por esta razón el proceso de un proyecto es a menudo un proceso de tanteos sucesivos.

Conviene establecer entonces que el problema de diseñar un robot también radica en la satisfacción de características que guardan interdependencia.

Cabe mencionar que las soluciones obedecen un compromiso. Se busca la solución más adecuada y que concilie todas las características de la mejor manera.

Para la elaboración de este proyecto se tuvieron que hacer un gran número de iteraciones previas para dar lugar al presentado finalmente en esta tesis. Para fines prácticos no se describen las múltiples iteraciones.

NOTAS

¹La solución adoptada será un brazo robot. Posteriormente se explicarán los motivos de tal decisión.

²Gordon McComb. *The robot builder's bonanza: 99 inexpensive robotics projects*, cap. 12, pag. 87.

CAPITULO SEGUNDO

SOLUCION

Alternativas

Una vez definido el problema, es necesario hacer una lista de las posibles opciones para la solución y conciliación de los requerimientos y características del robot didáctico.

El método empleado en la presente tesis para la búsqueda de solución al problema es el método de la carta matriz.

Para la elaboración de la carta matriz se hizo una consideración inicial (de la cual ya hablamos en el capítulo primero¹): entre la gran variedad de configuraciones de robots se adoptará la de un "brazo". La razón de tal decisión es la siguiente:

En la actualidad la robótica es prácticamente una tecnología cuyo desarrollo y avance está centrado en el área industrial y de manufactura, pues constituyen el campo en el que ha encontrado su mayor aplicación.

La incorporación de los robots al sector industrial tiene la finalidad de reemplazar al trabajador humano en operaciones fabriles. Ya mencionamos en la introducción que la manipulación abarca la mayoría de las operaciones en las fábricas.²

No es de extrañarse que el robot antropomórfico más popular sea el brazo manipulador. Con él se trata de reproducir el brazo humano, o al menos sus funciones.

Incluso hay autores que consideran a la robótica como "...una división de la automatización especializada en la que las máquinas automatizadas poseen ciertas características antropomórficas o de semejanza con el humano".³

Resultaría conveniente que el robot, con el que se cuente para la enseñanza, presente una configuración similar a los que mayormente se encuentran en la industria.

Justificada ya la delimitación hecha para la elaboración de la carta matriz, se presenta dicha tabla (página siguiente).

Análisis

Por supuesto que las soluciones posibles, dadas en la carta matriz, tienen ventajas y desventajas. Estas son:

PARAMETROS	SOLUCIONES POSIBLES					
Geometría	Cartesiana	Cilíndrica	Polar	Angular	Scara	Trompa de elefante
Soporte	Endoesqueleto		Exoesqueleto		Combinación	
Actuadores	Motor a pasos	Motor de C.C. con escobillas	Motor de C.C. sin escobillas		Accionamiento directo	
Alimentación	Batería			Fuente de voltaje		
Velocidad	Reductor de engranes			Control electrónico de vel.		
Ubicación de actuadores	Distribuida		Central		Mixta	
Sistema de transmisión	Sinfín-corona	Cadena y catarina	Engranes	Poleas y bandas dentadas		Híbrido
Ligereza y rigidez	Material ligero y rígido		Forma de las piezas		Combinado	
Organo terminal (garra)	Mecánica			Magnética		
Ubicación del control	Integrado a la base			Separado de la base		

Carta matriz para la búsqueda de solución al problema.

Geometría.

La geometría *cartesiana* cuenta con dos tipos mayormente difundidos: p \acute{o} rtico y rectilíneo. El robot p \acute{o} rtico se desplaza en dirección X sobre rieles apoyados en la estructura a diferencia

del robot rectilíneo cuyo soporte se encuentra en el suelo. El volumen de trabajo posible del robot pórtico es mayor que el del rectilíneo, así que puede servir a un gran número de máquinas, situadas a lo largo de toda la estructura. Además los movimientos de las articulaciones se realizan desde la parte superior de la superficie de trabajo sin obstaculizarla. El robot pórtico es ideal para tareas en las que los movimientos principales son verticales, mientras que el robot rectilíneo es adecuado cuando los movimientos principales de aproximación son horizontales. Una desventaja del robot rectilíneo es su incapacidad de acceder a puntos situados en el plano de la base del robot. El robot pórtico posee una capacidad de carga superior a la del rectilíneo pues no depende de la distancia del extremo del robot (donde está situada la carga) al plano horizontal del soporte. Presenta resolución espacial constante en todo el volumen de trabajo, por poseer articulaciones traslacionales, y se pueden conseguir resoluciones del orden de las de una máquina herramienta de control numérico (≈ 0.01 mm). El robot pórtico es más preciso que el rectilíneo, debido a que son menores las flexiones que pueden producirse en el extremo del último eje. En ambos el aumento de carga disminuirá la velocidad máxima, pero más aún en el rectilíneo. El sistema de control para estos robots es el más sencillo debido a que no es necesario realizar transformadas a las coordenadas para el cálculo de desplazamientos, pues se realizan coincidiendo los ejes coordenados con los del robot; además no es necesario el ajuste de los parámetros en función de la zona de trabajo (cerca o lejos de las primeras articulaciones).

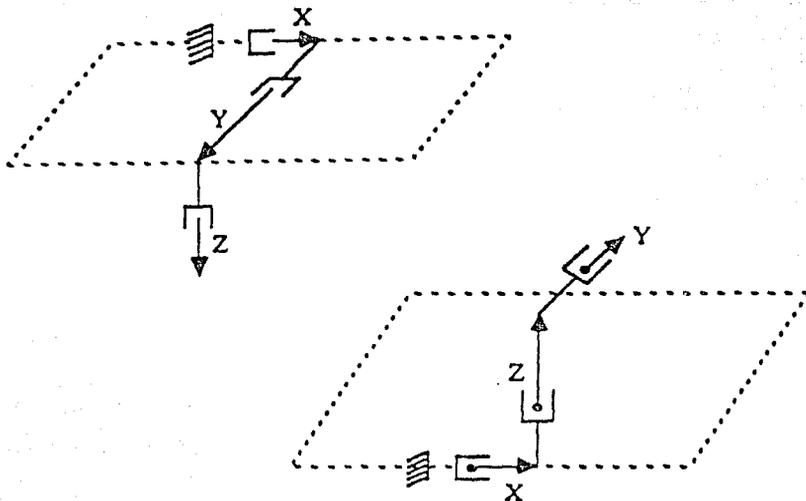


Fig. Robot pórtico y robot rectilíneo.

La geometría cilíndrica posee un movimiento de acercamiento final horizontal mediante una articulación traslacional telescópica. Poseen la ventaja de que los accionamientos pueden estar situados próximos a la base con la consiguiente reducción de inercia en la estructura. Existen algunas variantes que no son de gran interés por tener los accionamientos lejanos a la base y cuyo espacio de trabajo no es propiamente cilíndrico. El espacio teórico de trabajo abarcado por los robots de geometría cilíndrica semeja un toroide o un cilindro anular y es superior al cartesiano. Mediante esta estructura el robot puede trabajar en el espacio situado tanto al frente como detrás de él, lo que no ocurre en el cartesiano. Es la configuración indicada para:

1) carga y descarga horizontal de piezas; y 2) alimentación de varias máquinas en torno a él con la obtención de ciclos reducidos gracias a la posibilidad de realizar los movimientos para el transporte de piezas de manera rápida. Al ser la primera articulación de tipo rotacional, la inercia de la estructura aumenta con la distancia de la carga a la base y con el propio peso de la carga. Por lo tanto, la capacidad de carga del robot depende del alcance máximo por la articulación telescópica, si desean mantenerse las prestaciones (precisión, repetibilidad y velocidad máxima). Por la articulación rotacional, también la resolución espacial varía con la distancia al eje de la base. Con la variación de la inercia y la resolución espacial la precisión disminuye al aumentar la distancia de la carga a la base. La velocidad aumenta al crecer dicha distancia. La velocidad alcanzada es normalmente mayor a la de un robot cartesiano, salvo en los casos en que el movimiento del robot cartesiano coincide con alguno de los ejes coordenados. La transformación de las coordenadas cartesianas (que determinan la posición de un punto) a las coordenadas cilíndricas propias del robot, en las que los actuadores generan los movimientos, eleva la cantidad de cálculos necesarios en comparación a los robots cartesianos. Para mantener las prestaciones, es conveniente que el servomecanismo de posición de las articulaciones adapte sus parámetros a la variación de la inercia.

La estructura polar o esférica puede presentarse más comúnmente con dos variantes: la polar y la pendular. Mientras la

estructura polar se fija al suelo y su movimiento de aproximación es desde un plano inferior, la estructura pendular es una polar suspendida cuyo movimiento de aproximación es desde un plano superior al de trabajo. La polar presenta dos rotaciones en torno a dos ejes perpendiculares que se cortan y en la pendular las rotaciones permiten movimientos pendulares en dos direcciones. En el robot polar los accionamientos están situados sobre el eje de la base por lo que no incrementan la inercia de la estructura. En el robot pendular el peso y la inercia son soportados por la propia estructura que lo mantiene suspendido. El volumen teórico del robot polar es una corona esférica, que es mucho mayor que los de las estructuras cartesiana y cilíndrica. También es superior a la pendular ya que en esta última los giros pendulares no son de gran amplitud (aproximadamente $\pm 30^\circ$). Frente a las estructuras cartesiana y cilíndrica, la estructura polar incrementa la accesibilidad pues posee la capacidad de alcanzar puntos situados en el plano de la base o en zonas más elevadas que el segundo eje del robot. Resulta adecuada, al igual que el robot cilíndrico, para alimentación de máquinas a su alrededor y es ampliamente usada para soldadura, especialmente en el sector automovilístico. La precisión espacial de ambas es variable por la misma razón que en la configuración cilíndrica. Sin embargo la inercia reducida y la precisión espacial (bastante aceptable) hacen que el uso principal de la estructura pendular sea en montaje. Aunque la resolución espacial es teóricamente variable por poseer articulaciones rotacionales, prácticamente es homogénea por los recorridos relativamente cortos que realizan. Las velocidades

obtenidas pueden ser elevadas cuando se trabaja lejos de la base. La baja inercia del robot pendular permite la realización de movimientos rápidos, con elevada aceleración, para la obtención de ciclos cortos. La transformación de coordenadas cartesianas a coordenadas polares, usadas por el robot, implica también un mayor número de cálculos que en un robot cartesiano, lo que conlleva a un mayor consumo de tiempo. El control también habrá de adaptarse a la variación en la inercia en las diferentes zonas del espacio de trabajo.

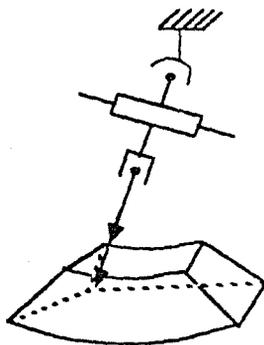


Fig. Robot pendular.

La estructura *angular* es la que más semeja, con ciertas restricciones, el brazo humano. El robot angular posee un volumen de trabajo superior a todas las estructuras mencionadas previamente. Si el accionamiento de la última articulación está situado en la misma, la inercia de la estructura se incrementa al estar alejado del eje del primer movimiento rotacional. No

obstante, una de las mayores ventajas de esta estructura es el gran aumento de la accesibilidad que supone la incorporación de la tercera articulación rotacional. Con el robot angular se tiene la posibilidad de lograr el posicionamiento con diversas opciones. Además, se puede trabajar en zonas muy próximas al eje de la base, lo que no es posible con otras estructuras. Mientras que para otras geometrías la realización de tareas con la existencia de obstáculos es muy difícil de lograr (e imposible en algunos casos), para el robot angular no es ninguna limitante. Por lo anterior el uso de robots con estructura angular es muy extendido en un gran número de tareas. Las demás características y prestaciones del robot en cuestión son similares a las de las estructuras con articulaciones rotacionales (cilíndrica y polar).

Ya nos hemos referido con anterioridad a algunas características y prestaciones de la estructura de robot *scara*.⁴ Podemos añadir que por su equilibrio mecánico de las articulaciones rotacionales sus accionamientos pueden ser de potencia y tamaño reducidos. Todo esto redundando en la disminución de la inercia. Posee también un aumento en la accesibilidad. Su volumen de trabajo teórico es cilíndrico y no puede compararse con el del robot angular por ser más pequeño.

Aunque ya hablamos de la estructura *trompa de elefante*⁵, resumamos sus características: no es muy precisa por su gran número de grados de movimiento, pues al poseer muchos eslabones el error se va acumulando; posee la mejor accesibilidad; su volumen

de trabajo es comparable al de un robot angular. Sin embargo su uso es muy específico (pintura).

Soporte.

En robótica (y en la naturaleza) existen dos tipos generales de estructura de soporte: *endoesqueletas* y *exoesqueletas*. El primer tipo se caracteriza por un esqueleto interior que soporta a los elementos constitutivos del robot (actuadores, elementos de transmisión, cables, mangueras, etc.) localizados en su exterior. El tipo exoesqueleto aloja dichos elementos en su interior. La mayoría de los robots se realizan con estructura exoesqueleta para proteger tanto al usuario como a los componentes del robot. Gordon McComb indica que las estructuras exoesqueletas "...son más baratas de construir, más fuertes, y menos propensas a problemas."⁶ Los robots endoesqueletos están más reservados a proyectos de investigación de alta tecnología y desarrollo y a películas de ciencia ficción.

Actuadores.

Sólo se consideran los actuadores eléctricos por sus características principales: las cargas que manejan pueden ser de pequeñas a medianas; son los menos ruidosos; no presentan goteras o fugas; sus dimensiones son pequeñas; su operación es limpia; son los más eficientes; y su costo inicial es el más bajo. Su desventaja es que no conviene que trabajen en ambientes explosivos

o sucios (cosa que no nos afecta por el uso que tendrá el robot didáctico). Las redes de alimentación de los dispositivos eléctricos son más baratas que las instalaciones hidráulicas y neumáticas, y la energía es fácilmente transportable.

Los *motores a pasos* presentan una correspondencia entre la señal de control y la posición alcanzada sin necesidad de retroalimentación. Su control de posición y velocidad es sencillo y barato. Sus desventajas son:

- El par disponible es función de la posición.
- La alimentación sucesiva de las bobinas durante cortos periodos de tiempo hace que aparezcan fluctuaciones instantáneas de velocidad. Las aceleraciones repentinas que se producen al alimentar sucesivamente las bobinas hacen que estos motores no puedan prácticamente usarse con reductores (los engranes se ven sometidos a continuas tensiones).
- Por el carácter inductivo de las bobinas la corriente no se puede establecer y anular de forma instantánea. Cuando se corta la corriente a una bobina (para alimentar la siguiente), ésta no se anula en tiempo cero, lo que provoca sobretensiones y pares antagonistas.
- Sólo puede alcanzar posiciones discretas (definidas por

el número de pasos por vuelta).

Los *motores de corriente continua con escobillas* tienen la ventaja de que el par que suministran no es dependiente ni de la velocidad ni de la posición. Su control es sencillo, pues el par depende de la corriente en el inducido y la velocidad del voltaje de alimentación. Se puede obtener un sencillo control de posición mediante retroalimentación. Su modelo matemático es fácil de obtener. Sus inconvenientes son: sus velocidades de trabajo son muy altas, pues no pueden transmitir un par alto a baja velocidad, por lo que necesitan "reductores" para elevar el par y obtener una velocidad aceptable para su uso en robots. El uso de reductores aumenta el peso del actuador por lo que normalmente se colocan lo más cercano a la base, con la necesidad de elementos de transmisión hasta la articulación. Las escobillas implican problemas de mantenimiento por desgaste y suciedad en el colector. Las fluctuaciones de corriente sobre el colector afectan al par alejando su comportamiento del ideal.

En la actualidad, la corriente continua domina la robótica pues es la principal fuente de energía para operar la electrónica básica, para abrir y cerrar solenoides y para activar motores. Son pocos los robots que usan motores diseñados para funcionar con corriente alterna.

Sin embargo, existen los *motores de corriente continua sin escobillas* que son en esencia motores síncronos de corriente

alterna. Estos suelen ser usados con un reductor y una transmisión. Presentan algunas ventajas como: no requieren mucho mantenimiento al carecer de escobillas, además de no aparecer ruido de conmutación de intensidad en el par; al presentar el devanado inducido en el estator, disipa el calor con más facilidad. Sin embargo, son caros en comparación a los motores de escobillas por sus circuitos de control y sus alimentadores.

Con los *motores de accionamiento directo*, se eliminan el reductor y la transmisión, con la desaparición de fricciones secas y viscosas, juegos angulares e histéresis mecánicas. Se obtienen así unas mejores prestaciones por un modelo dinámico más sencillo y preciso. No obstante, toda la inercia de la articulación se refleja en el accionamiento. La constante mecánica de tiempo (el tiempo en alcanzar la velocidad de régimen) es mayor al aumentar la inercia, por lo que hay que incrementar la velocidad de respuesta del motor. Así también, la configuración del brazo afecta al robot, por lo que este tipo de accionamientos se han implantado en estructuras tipo "scara", en la que los cambios en la configuración o cargas adicionales no tienen influencia excesiva en las articulaciones anteriores. Para su modelo hay que considerar de forma más precisa perturbaciones por fuerzas centrífugas y de coriolis (pues aumentan al ser accionamientos que funcionan a más velocidad) además de otros factores como pares gravitacionales.

Fuente de alimentación.

Aunque la implementación de baterías como fuente de alimentación para un robot podría darle gran autonomía, su uso es algo restringido por varios motivos: las implicaciones que tiene su empleo, como la atención a periodos para el reemplazo, recarga o de operación; la aplicabilidad a casos particulares (por ejemplo, hay motores que trabajan a voltajes considerables y para usar baterías habría que poner en serie un gran número de ellas o usar convertidores); para algunos usos las baterías son pesadas y estorbosas; etc..

Las fuentes de voltaje tienen la gran ventaja de que transforman la corriente alterna obtenida de cualquier contacto (fácil de encontrar en un laboratorio) a corriente directa, adecuada para la alimentación de motores, electrónica en general, etc.. La desventaja primordial radica en que es un elemento adicional y cuya construcción o adaptación implica más recursos y complejidad.

Velocidad.

Los reductores de engranes son una forma mecánica de adecuar la velocidad de los motores eléctricos para que sean factibles de usar como actuadores, además de que amplifican el torque a la salida. Pero, después de todo, son elementos mecánicos que disminuyen la eficiencia, que reducen la precisión y que aumentan

el volumen de la articulación (de estar localizados ahí). La masa y los momentos de inercia (algo considerables) se añaden a los de la carga. Algunos motores cuentan con reductores integrados a su estructura por lo que el conjunto es relativamente compacto.

Otro método para controlar la velocidad es mediante *tarjetas de control*, es decir, *electrónicamente*. Presentan la ventaja de no contribuir en la inercia; tampoco al deterioro de la precisión (por fricciones, juegos, etc.) pues por lo regular se encuentran fuera de la estructura mecánica. Su principal desventaja es que cuando hay ausencia de energía no se cuenta con soporte para los eslabones, por lo que se hace indispensable un freno.

Ubicación de los actuadores (motricidad).

Una disposición *distribuída* de los actuadores (o accionamientos) implica que su ubicación es directa sobre la articulación. Esto tiene implicación sobre los torques requeridos para mover la estructura y la inercia. Puede influir en forma desfavorable sobre el volumen de la articulación.

El tipo *central* presenta los actuadores en la base del robot. La transmisión de movimiento a cada articulación se hace mediante cadenas cinemáticas apropiadas. Las transmisiones aportan masa e inercia adicionales. En un sistema con geometría altamente variable, la transmisión de movimiento puede ser difícil. Las transmisiones presentan fricción entre sus partes que provocan

pérdidas de energía. La precisión se ve afectada por deslizamientos, deformaciones y desgaste. La elasticidad y holgura de las partes puede dar lugar a vibraciones, sacudidas y juegos.

La ubicación *mixta* es una solución intermedia entre los dos tipos anteriores, pudiéndose establecer la mejor configuración de disposición. En otras palabras, tomando en cuenta la naturaleza del accionamiento se podría poner donde más convenga haciendo un compromiso entre el peso del accionamiento próximo a la base y el acercamiento del mismo hacia la articulación para eliminar elementos de transmisión.

Sistema de transmisión.

El sistema *tornillo sinfín-corona* es adecuado, por su irreversibilidad, cuando se desea que la estructura quede estática cuando no hay energía de alimentación. Presenta gran fricción y no es recomendable cuando el accionamiento está muy alejado de la articulación, pues incrementa la inercia por su disposición en la estructura. Es un sistema pesado, no solo por los materiales que lo constituyen. Implica algunas dificultades técnicas su incorporación a brazos manipuladores como podrían ser la exactitud en el ensamble y los soportes de las flechas.

El sistema *cadena-catarina* es adecuado cuando se quiere transmitir movimiento de rotación entre ruedas dentadas sin contacto y cuando no hay espacio suficiente para el uso de

engranajes. No presentan deslizamiento y pueden trabajar con grandes variaciones de temperatura.

Sólo operan satisfactoriamente a bajas velocidades (de ser altas se producen vibraciones) produciendo un nivel de ruido bajo. Las cadenas y catarinas son pesadas por lo que no se recomiendan para articulaciones muy separadas del accionamiento, por el notable incremento de la inercia. Requieren engrase, por lo que hay que establecer vigilancia sobre este factor.

Los engranes producen movimientos de rotación y se usan cuando el eje o articulación está cerca del actuador. Pueden reducir la velocidad del accionamiento y amplificar el par aplicado. Reducen el efecto de las inercias y fricciones de la carga sobre el eje motor. Como inconveniente introducen fricciones y holguras mecánicas no consideradas normalmente en el control del movimiento. Existen algunas variantes: 1) los hay con ejes fijos; 2) los de ejes móviles se conocen como trenes epicicloidales que optimizan la relación entre el coeficiente de reducción y el tamaño del reductor; 3) Harmonic-Drive que incorpora una dentadura satélite deformable, consiguiendo una relación de reducción muy elevada con la transmisión de un par alto. El Harmonic-Drive es un elemento ligero y de reducido tamaño con ejes de entrada y salida coaxiales, por lo que es de fácil colocación en la articulación junto con el accionamiento, constituyendo un conjunto ligero en comparación a los que poseen otro tipo de reductor; y 4) piñon-cremallera que se emplea en robots cartesianos, y que transforma

el movimiento de traslación a rotación (y viceversa).

Las *poleas* y *bandas* usadas en robótica son las del tipo *dentado* ya que otros tipos presentan deslizamientos que provocan disturbios en el control, sobretodo cuando los sensores de posición se encuentran en la transmisión. Este tipo de estructura proporciona la transmisión de fuerzas considerables con una tensión inicial pequeña sobre la banda con la consecuente eliminación de sobrecargas en los elementos de guía (como pueden ser los rodamientos), cosa que no sucede con otros sistemas. Puede funcionar perfectamente tanto a baja como alta velocidad. La rigidez y eficiencia de dicha transmisión (mayor del 95 por ciento) y su muy baja inercia de la unidad (con poleas hechas de aleación o material ligero) hacen de este sistema una muy buena opción.

Ligereza y rigidez.

La ligereza y rigidez son dos rasgos íntimamente ligados en robótica. Se busca entre ellos la mejor combinación. Una de las formas de obtener estas características en los robots es mediante el empleo (tanto como sea posible) de *materiales ligeros* y *rígidos*. La ciencia de materiales ha avanzado enormemente y se tiene constantemente un número cada vez mayor de aleaciones y de nuevos materiales (polímeros principalmente). El metal más usado para este propósito es el aluminio, debido principalmente a la excepcional fortaleza que posee para su bajo peso. Existen

plásticos que son bastante adecuados para usarse en la fabricación de robots pues son sumamente ligeros y su resistencia puede ser incluso mayor que la de muchos metales.

Otra manera de aligerar la estructura manteniendo la rigidez es mediante el empleo de materiales típicamente rígidos (como el acero) para la elaboración de partes (a) realizándoles extracción de material (como podría ser el uso de ejes huecos) de manera tal que la estructura siga siendo rígida, y/o (b) usando láminas de dichos materiales (por ejemplo, algunos robots didácticos poseen una estructura de lámina delgada de acero).

Organo terminal (garra).

El órgano terminal para la manipulación se conoce comúnmente como garra. Tal dispositivo puede ser realizado, para nuestro caso, de las siguientes maneras:

a) *Magnético*, que es especialmente útil para la manipulación de ciertos objetos metálicos. Su empleo para soportar altas cargas es de bajo a moderado, siendo ampliamente usado para cargas frágiles; para cargas irregulares o burdas su empleo es de bajo a moderado. Su velocidad de respuesta es alta. No se recomienda para ambientes sucios o explosivos. No es ruidoso y su operación no es complicada. Sus dimensiones pueden ser de pequeñas a medianas. Es altamente eficiente. Su costo es alto. El arreglo (disposición) no es tan simple y puede llegar a ser muy complejo. Se emplea

ampliamente con retroalimentación. No es muy empleado pues tiende a llenarse de viruta, sobretodo en líneas de maquinado de metales y manufactura, además de que a veces acarrea más partes de las necesarias.

b) *Mecánico*, que se usa ampliamente en la manipulación de objetos pesados. No es muy adecuado para cargas frágiles. Puede trabajar con cargas irregulares y burdas y en ambientes sucios y explosivos. Su velocidad de respuesta es moderada. El nivel de ruido que provoca puede ser de moderado a alto. Su operación sí es complicada. Su tamaño llega a ser relativamente grande. Su eficiencia y costo varían de moderados a altos. Su arreglo es de simple a moderado. Su uso con retroalimentación es amplio.

Ubicación del control (hardware).

Se puede ubicar el hardware del control en la base del robot constituyendo ambos la misma estructura. El peso y dimensión adicional contribuye a una mayor estabilidad del robot para evitar que se vuelque sin la necesidad de fijarlo a la mesa. Se tienen así, redes más cortas (cableado a motores, sensores, etc.). Se aprovecha algún espacio de la base.

Hay robots que poseen la unidad de control *separada de la base*. Esto le confiere cierta autonomía entre los sistemas. Cualquier accidente o descompostura difícilmente afecta el delicado hardware del control. Es más fácil el mantenimiento en

cualquiera de los sistemas mecánico o de control.

Se habrá notado que algunas de las soluciones pueden ser combinación de las ya abordadas y no tiene caso redundar en ellas. De tomarse alguna solución combinada se explicarán los motivos en la siguiente sección, junto a las soluciones directas.

Selección

Después de haber analizado cada una de las posibilidades para solución del problema, se realiza la selección de la serie de combinaciones que mejor satisfagan los requerimientos ya definidos. Como ya se mencionó en el capítulo anterior⁷, sólo se darán las opciones que constituyen el diseño final.

1) La geometría más adecuada para el robot didáctico corresponde a la de tipo angular. Es la que ofrece mayor versatilidad en cuanto a las tareas que puede realizar. Su volumen de trabajo es el más grande. Otra buena razón es su accesibilidad. No posee enlaces traslacionales que, a pesar de ser más fáciles de controlar, son más difíciles de construir mecánicamente y suponen un incremento de flexibilidad y vibraciones. No son los más precisos, pero para fines didácticos son adecuados. Su control es difícil y constituye uno de los temas más atractivos para el aprendizaje y la investigación.

Los sistemas articulados son difíciles de estudiar debido a que poseen múltiples grados de libertad y además porque son esencialmente de carácter no-lineal. Para el investigador interesado en el control automático estos sistemas son tan importantes como los procesos físicoquímicos y sistemas aeronáuticos los cuales han sido la materia de tantos estudios detallados.

2) En esencia será de soporte exoesqueleto. Sin embargo habrá secciones donde algunos componentes salgan de la estructura. Los motores, por ejemplo, son bastante largos y, por la ubicación que habrán de tener para la generación del movimiento de las articulaciones, de querer cubrirlos completamente con la estructura se daría lugar a un robot más voluminoso.

3) De todos los actuadores el más indicado es el de corriente continua con escobillas. No sólo por las características ya mencionadas (como facilidad de control, el par independiente de la posición y velocidad, su modelo sencillo, etc.), sino también por su precio razonable en comparación a los otros motores.

4) Sin duda la mejor opción para alimentar al robot es mediante una fuente de voltaje. Sin embargo, no la contemplaremos en el diseño porque se encontrará separada de la estructura mecánica.

5) Los reductores de engranes se imponen al control

electrónico de velocidad por su costo, además de que se pueden encontrar integrados a motores con los que conforman conjuntos razonablemente compactos (motorreductores). A determinadas relaciones de velocidad ayudan a evitar que la estructura caiga al desenergizarse y amortiguan algunos efectos de la inercia sobre la transmisión o el motor.

6) El robot tendrá los accionamientos localizados en el eslabón siguiente a la base (torso). Aquí sus efectos no serán muy desfavorables por encontrarse dicho eslabón sobre el mismo eje de la base.

7) El sistema de transmisión será mayormente de poleas y bandas dentadas. No obstante, se tendrán engranes en la muñeca para proporcionar el giro de la garra y, en la base, para la rotación del brazo en el eje Z.

8) Gran parte de la estructura estará hecha con materiales plásticos. Tendrá algunas partes de acero (como poleas y ejes). Se hará, además, extracción de material en algunos elementos.

9) El órgano terminal (o garra) será mecánica. Su activación será hecha a distancia desde la articulación inmediata a la base (torso) mediante un hilo de nylon por la acción de un tirador magnético.

10) Se dispondrá el control en una unidad separada a la base.

Se buscará la estabilidad (para evitar que el robot se vuelque) mediante la forma y peso de la base.

NOTAS

¹Cf. Capítulo primero, nota 1, proveniente de la pag. 23.

²Cf. Introducción, pags. 2-3.

³The New Encyclopædia Britannica. "Automation". Vol. 1, pag. 529.

⁴Cf. Introducción, pags. 12-13.

⁵Cf. Introducción, pag. 14.

⁶Gordon McComb. *The robot builder's bonanza: 99 inexpensive robotics projects*. Pag. 8.

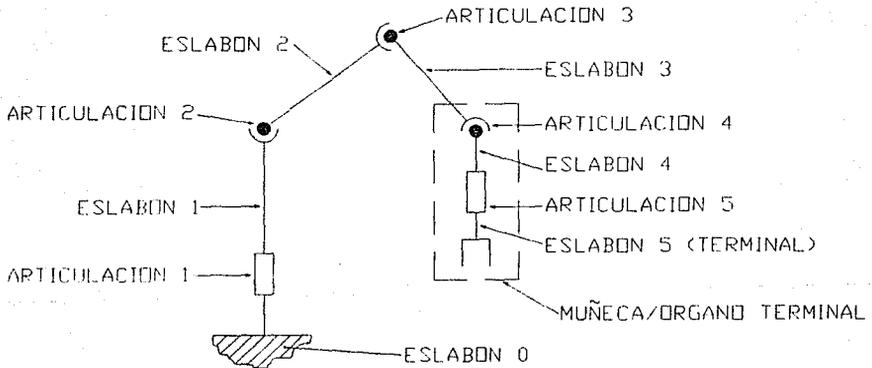
⁷Cf. Capítulo primero, pag. 31.

CAPITULO TERCERO

PRELIMINARES

Esquemas

a) Partes básicas.



donde:



rotacional alineado.



rotacional transversal.

art. 1 proporciona el giro en el eje de la base (que es uno de los grados de movimiento del hombro).

art. 2 que proporciona el otro grado de movimiento del hombro.

art. 3 también llamada "codo".

art. 4 proporciona el movimiento de "cabeceo".

art. 5 que proporciona el movimiento de giro de muñeca.

arts. 4 y 5 que constituyen la "muñeca".

órgano terminal o pinza.

eslabón 0 llamado "base".

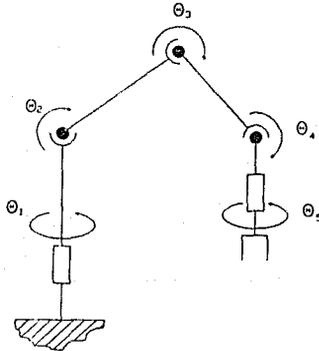
eslabón 1 que en ocasiones se denomina "torso".

eslabón 2 o "brazo".

eslabón 3 correspondiente al "antebrazo".

eslabones 4 y 5, que forman parte del subsistema muñeca/órgano terminal

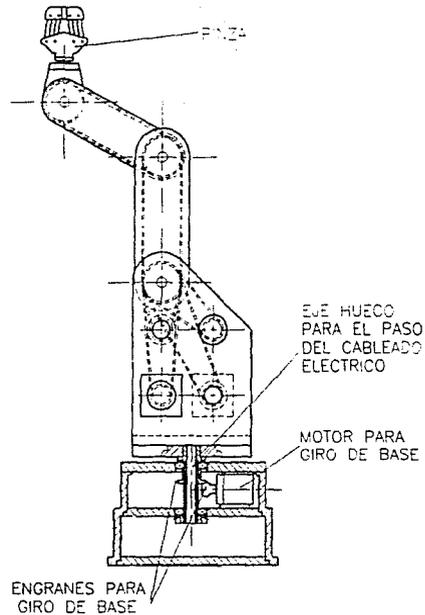
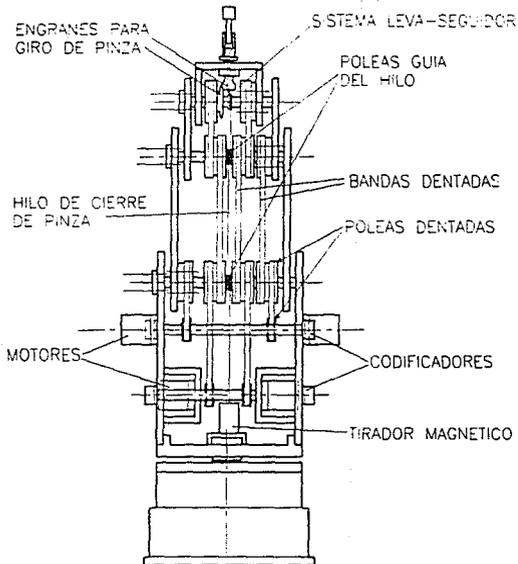
b) Esquema cinemático.

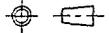


Nota: cada θ representa un grado de movimiento.

c) Croquis.

Adelante se anexa una hoja con el croquis.



No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escola :	---	Acolaciones en:mm	Fecha: dic-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		CROQUIS		Dibujó: O. Montealegre ROBOT DIDACTICO
ESTUDIO FUNCIONAL				Lámina No.

Estudio funcional

A continuación se presenta el estudio funcional del brazo robot. Dicho estudio se realizó por segmentos de la siguiente manera:

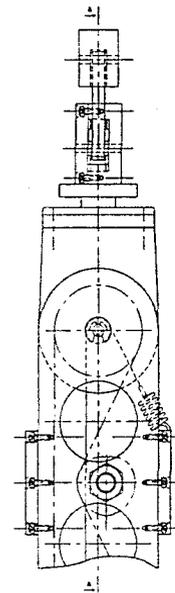
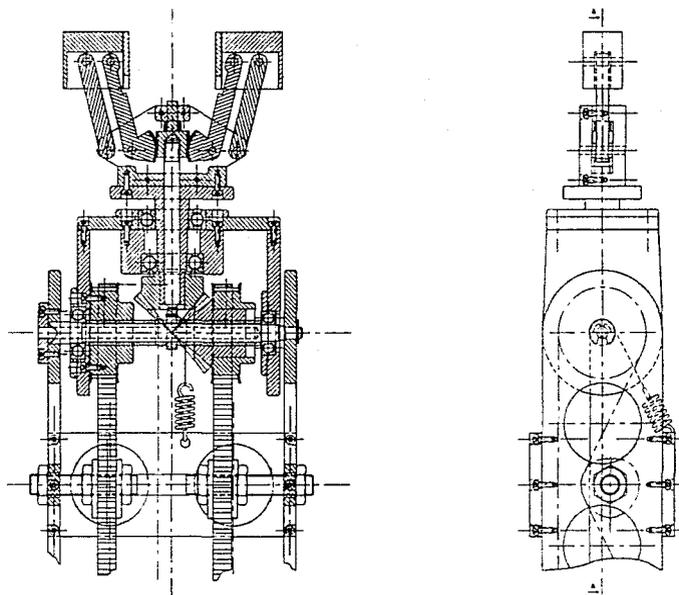
Lámina 1.- que incluye al sistema muñeca-órgano terminal y gran parte del eslabón 3 (o antebrazo).

Lámina 2.- donde se observa el resto del eslabón 3, el eslabón 2 (brazo) completo y las articulaciones 2 y 3.

Lámina 3.- se encuentra el eslabón 1 completo, que incluye nuevamente la articulación 2. Se observan el corte C-C (vista frontal), el corte B-B (vista lateral derecha) y el corte A-A (vista lateral izquierda).

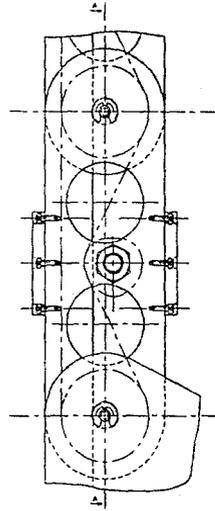
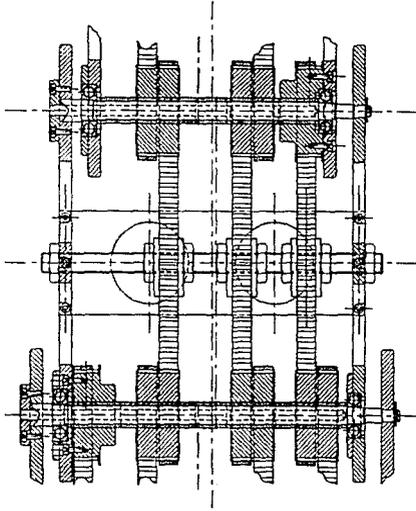
Lámina 4.- donde se presentan la base con la articulación 1. Se muestran las vistas frontal y lateral izquierda, además de la vista superior.

CORTE A-A

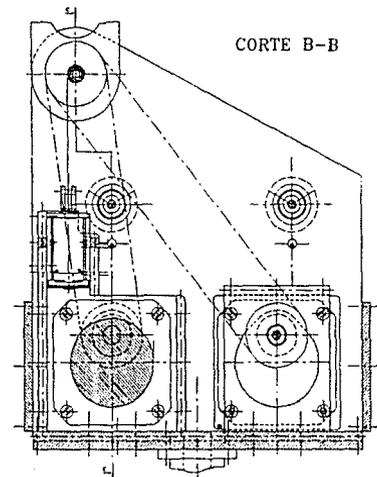
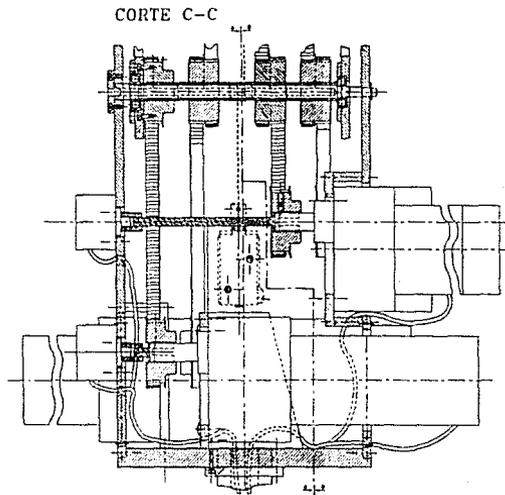
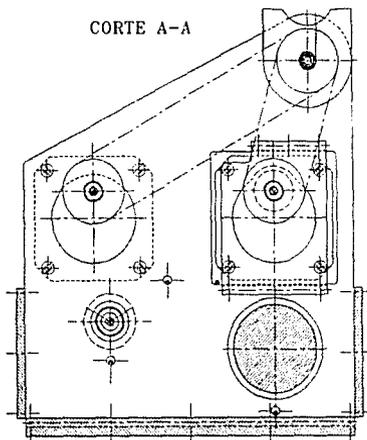


No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala: 1:1		Acab. clones en mm		Fecha: Julio-1992
 ESTUDIO FUNCIONAL		LAMINA 1		Dibujó: P. Colfio
				Dibujó: M. Montenegro
				RSOT DIDACTICO
				Lamina No.

CORTE A-A

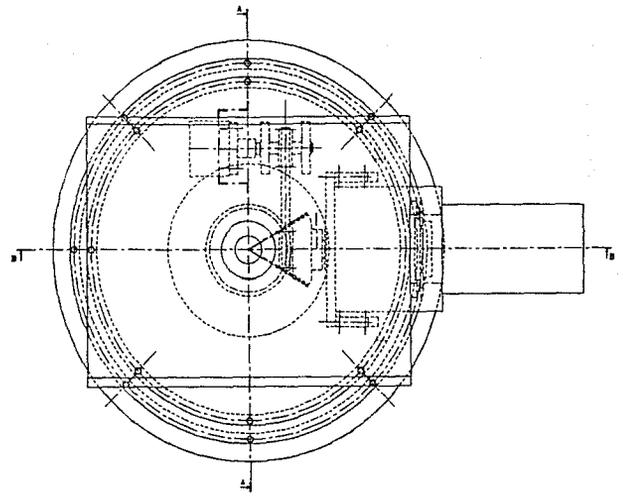


No.	Cantidad	Designación	Materiales	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN-UNAM				
Escales :	1:1	Acetalones antrm/1	Fecha: Julio-1992	Revisión: R. Gudiño Dibujó: D. Montenegro
		LAMINA 2		ROBOT DIDACTICO
ESTUDIO FUNCIONAL				Lámina No.

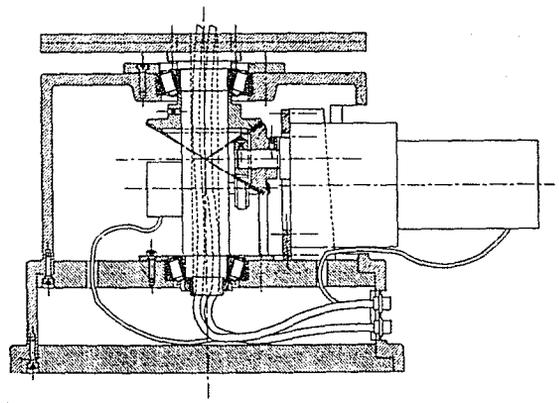


No.	Component	Designation	Material	Quantity
1	1	1	1	1
2	2	2	2	2
3	3	3	3	3
4	4	4	4	4
5	5	5	5	5
6	6	6	6	6
7	7	7	7	7
8	8	8	8	8
9	9	9	9	9
10	10	10	10	10
11	11	11	11	11
12	12	12	12	12
13	13	13	13	13
14	14	14	14	14
15	15	15	15	15
16	16	16	16	16
17	17	17	17	17
18	18	18	18	18
19	19	19	19	19
20	20	20	20	20
21	21	21	21	21
22	22	22	22	22
23	23	23	23	23
24	24	24	24	24
25	25	25	25	25
26	26	26	26	26
27	27	27	27	27
28	28	28	28	28
29	29	29	29	29
30	30	30	30	30
31	31	31	31	31
32	32	32	32	32
33	33	33	33	33
34	34	34	34	34
35	35	35	35	35
36	36	36	36	36
37	37	37	37	37
38	38	38	38	38
39	39	39	39	39
40	40	40	40	40
41	41	41	41	41
42	42	42	42	42
43	43	43	43	43
44	44	44	44	44
45	45	45	45	45
46	46	46	46	46
47	47	47	47	47
48	48	48	48	48
49	49	49	49	49
50	50	50	50	50
51	51	51	51	51
52	52	52	52	52
53	53	53	53	53
54	54	54	54	54
55	55	55	55	55
56	56	56	56	56
57	57	57	57	57
58	58	58	58	58
59	59	59	59	59
60	60	60	60	60
61	61	61	61	61
62	62	62	62	62
63	63	63	63	63
64	64	64	64	64
65	65	65	65	65
66	66	66	66	66
67	67	67	67	67
68	68	68	68	68
69	69	69	69	69
70	70	70	70	70
71	71	71	71	71
72	72	72	72	72
73	73	73	73	73
74	74	74	74	74
75	75	75	75	75
76	76	76	76	76
77	77	77	77	77
78	78	78	78	78
79	79	79	79	79
80	80	80	80	80
81	81	81	81	81
82	82	82	82	82
83	83	83	83	83
84	84	84	84	84
85	85	85	85	85
86	86	86	86	86
87	87	87	87	87
88	88	88	88	88
89	89	89	89	89
90	90	90	90	90
91	91	91	91	91
92	92	92	92	92
93	93	93	93	93
94	94	94	94	94
95	95	95	95	95
96	96	96	96	96
97	97	97	97	97
98	98	98	98	98
99	99	99	99	99
100	100	100	100	100

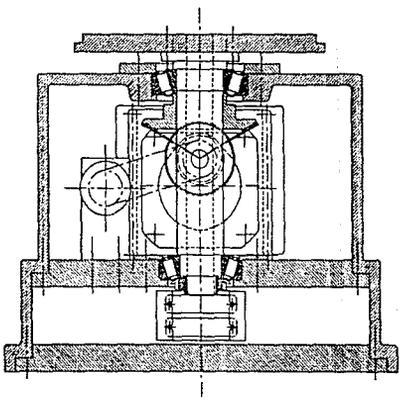
LAMINA 3



CORTE A-A



CORTE A-A



No.	Contenido	Responsable	Fecha	Observaciones
1	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
2	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
3	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
4	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
5	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
6	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
7	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
8	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
9	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO
10	REVISIÓN	INGENIERO	19/11/2010	REVISIÓN DE DISEÑO

LANEVA 4

Materiales

En esta sección se pretende dar las características y propiedades primordiales de los materiales propuestos para las piezas del proyecto que no serán adquiridas y tendrán que ser fabricadas. Algunos de los valores listados serán tomados para los cálculos presentados en el siguiente capítulo.

Nylamid.

Existen materiales plásticos en el mercado, que poseen propiedades excelentes que igualan (y en ocasiones superan) a las propiedades de los materiales tradicionales. Los plásticos son incorporados a los robots por su gran ligereza y buenas propiedades mecánicas y químicas.

El *Nylamid* es un nylon para maquinado. Es un plástico para múltiples aplicaciones en la industria en general, siendo el sustituto ideal de metales suaves para hacer partes industriales.

Sus características le permiten operar en las condiciones más severas de uso, desgaste y abrasión; cuenta además con una excelente resistencia química y mecánica.

El *Nylamid* posee las siguientes ventajas:

Reducción de peso: es de 2 a 8 veces más ligero que los metales, proporcionando una economía sustancial en los costos de fabricación. Exige, por su ligereza, un menor trabajo a los motores.

Material	Veces mas pesado por dm ³
Nylamid	1
Bronce	8
Aluminio	2.5
Acero	7

Autolubricado: *Nylamid SL* elimina la necesidad de lubricantes por su bajo coeficiente de fricción. Es más resistente a la abrasión que el bronce fosforado y el acero.

Resistencia al impacto: absorbe cargas de impacto que pueden deteriorar la pieza (como podría ser en dientes de engranes).

Reducción de ruido: las partes hechas con este nylon son silenciosas y absorben además el ruido producido por piezas metálicas.

Comparado con otros metales, es fácil de maquinar y es más resistente a la corrosión.

Sus aplicaciones típicas son en: engranes, rodillos,

amortiguadores, sinfines, bujes, chumaceras, catarinas, poleas, etc.

Por lo tanto se propone el *Nylamid* como material para los bujes, poleas, tensores y estructura de soporte en general.

PROPIEDADES PRINCIPALES DEL NYLAMID

PROPIEDADES	SIST. METRICO	SIST. INGLES
FISICAS		
Densidad	1.14 g/cm ³	-----
Dureza Shore D	80	-----
MECANICAS		
Resistencia a la tensión	720 Kg/cm ²	10200 psi
Resistencia a la flexión	1200 --	17000 psi
Elongación	15-30%	15-30%
Resistencia al esfuerzo cortante	570 Kg/cm ²	8100 psi
Resistencia a la compresión	850 --	12000 psi
Módulo de elasticidad	24000 Kg/cm ²	340000 psi

VARIAS	Nylamid M*	Nylamid SL**
Coefficiente de fricción estática en seco	0.3 a 0.4	0.07 a 0.15
Coefficiente de fricción dinámica en seco	0.15 a 0.3	0.06 a 0.1

*Mecánico normal.

**Autolubricado.

Acero de mediano carbono.

Los aceros de mediano carbono (1035 a 1055) son endurecibles por tratamiento térmico. No obstante, su endurecimiento está limitado a secciones delgadas o a una capa exterior delgada. Los aceros de mediano carbono en condiciones de templado y revenido

proporcionan un buen balance de resistencia y ductilidad. Su resistencia puede ser incrementada por trabajo en frío. Debido a su buena combinación de propiedades, son los aceros más ampliamente usados para aplicaciones estructurales, donde se requiere de propiedades mecánicas moderadas. Por lo anterior, se propone un acero 1045 para los ejes del robot y para los engranes de giro de base.

PROPIEDADES BASICAS DEL ACERO 1045

Resistencia a la tensión Kg/cm ² (psi)	Resistencia al punto de cedencia Kg/cm ² (psi)	Dureza Brinell
6,333.3 - 8,092.6 (90-115,000)	5,629.6 - 7,037 (80-100,000)	187-241

Aleación de aluminio fundido en arena.

Las fundiciones en arena son generalmente las indicadas cuando el número de unidades no es suficientemente grande para justificar el uso de moldes metálicos; donde los detalles finos superficiales no se requieren; y donde el grueso de sección necesita ser de no menos de 3/16 de pulgada. Las fundiciones en arena son unos de los medios más flexibles para dar forma al aluminio, siendo que tiene muy pocas limitaciones no superables tanto en forma como dimensiones máximas.

Se propone una aleación 112 para el cuerpo de la base. Este tipo de aleación tiene las siguientes características:

PROPIEDADES BASICAS DE LA ALEACION 112

Aleación	Composición Nominal, % Remanente: Aluminio	Características Especiales	Usos típicos
112	7.0 Cu 1.7 Zn	Buenas características de moldeo y propiedades para maquinado	Cajas de transmisión, placas para cubierta, múltiples, diversas fundiciones con múltiples propósitos en máquinas

Neopreno.

Es un policloropreno cuyas propiedades son similares a las de la goma natural, aunque es enormemente superior en resitencia a la luz solar, al oxígeno atmosférico y al ozono, al calor, químicos, lubricantes, solventes, etc.

Soporta la acción de impactos constantes, flexión continua, vibraciones, abrasión y la acción destructiva de otros agentes.

Se usan los compuestos de neopreno en: mangueras resistentes a lubricantes, bandas, juntas, empaques, conductos, cintas, cilindros de impresión, cubiertas para cable y alambre eléctrico, tuberías, etc.

Se requiere para el proyecto de acoplamientos flexibles que absorban cualquier desviación en los alineamientos entre los motores y los delicados codificadores. Por sus características, se propone el neopreno como material de dichos acoplamientos. Además, se considera adecuado para la cinta antiderrapante de los dedos de la pinza.

CAPITULO CUARTO

PROYECTO

En este capítulo se presenta finalmente el proyecto mecánico del brazo robot. Para la definición de dicho dispositivo se realizaron:

a) *Dibujo de conjunto.*- en él se presenta una vista frontal en corte y la vista lateral derecha. Se asignaron números a las piezas que constituyen al robot didáctico.

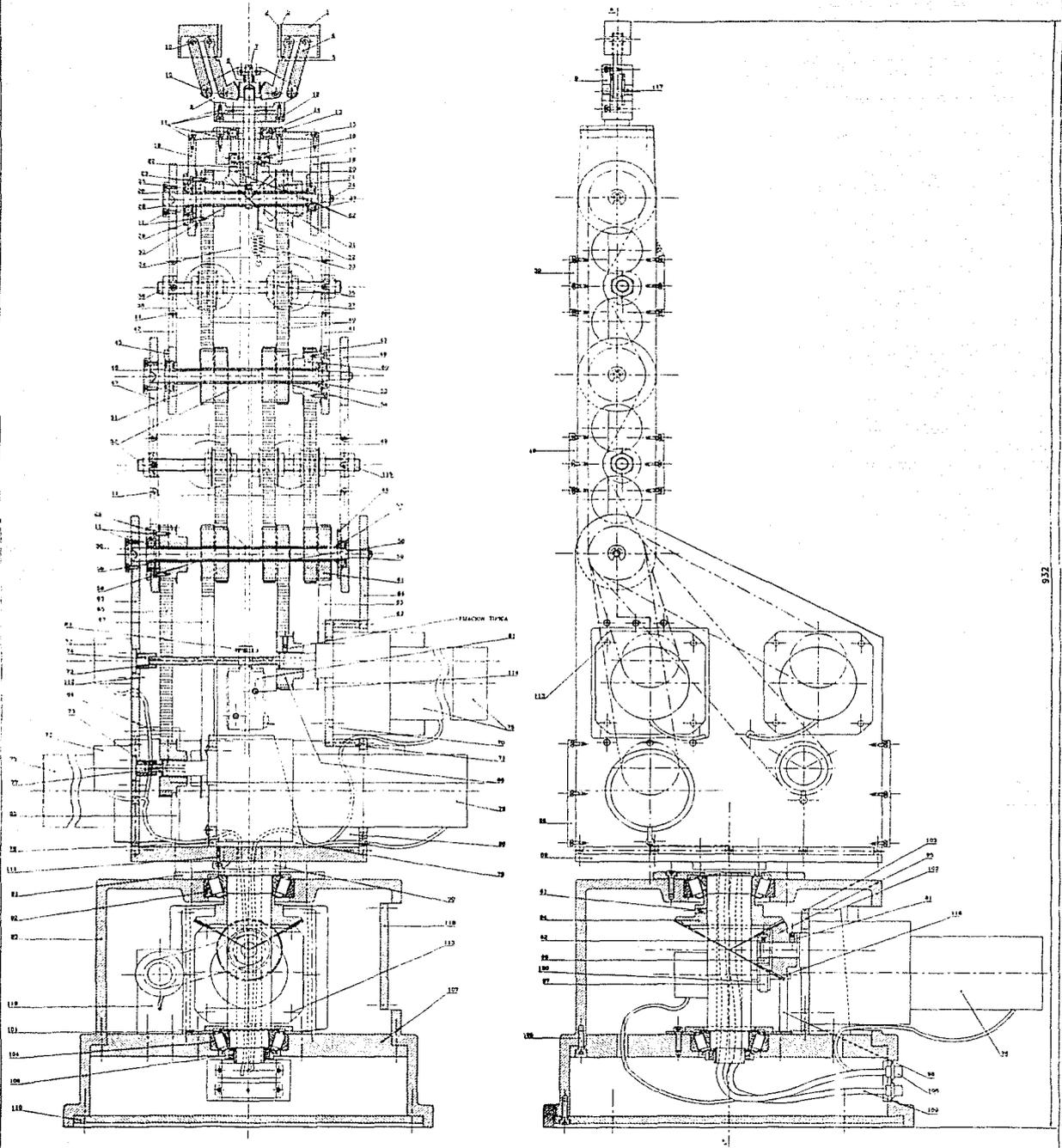
b) *Lista de partes.*- que incluyen las piezas normalizadas y comerciales que se incorporarán al robot, así como las piezas que habrán de ser fabricadas.

c) *Memoria de cálculo.*- aquí se resumen los cálculos realizados a los componentes que así lo requirieron.

d) *Dibujo de definición.*- se detallan las dimensiones, tolerancias, materiales y cantidades de aquellas piezas que tendrán que fabricarse. Algunas piezas comerciales habrán de ser modificadas por lo que se dan también las características finales que deberán poseer.

Dibujo de conjunto

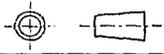
CORTE A-A

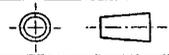


Nota: todas las poleas comerciales para banda de tiempo son suministradas por el fabricante con dos tornillos de fijación.

No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
1	1	FRASCO TIPIKA		
113	1	PPR 113		
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTLA DE HUEHUACAS FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA DIBUJO DE CONJUNTO				

Lista de partes

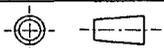
32	1 m	hilo para cierre de pinza	hilo nylon con capacidad de carga mínima de 1.916 Kg	
31	1	buje	barra de nylamid SL ø 12.7 (1/2") x 41	
30	1	buje	barra de nylamid SL ø 12.7 (1/2") x 39	
29	2	aumento para superficie de contacto de rodamiento	barra de nylamid SL ø 45 (1 3/4") x 6	
28	1	eje	barra de acero 1045 ø 32 (1 1/4") x 138	escalonado
27	3	rodamiento de una hilera de bolas y contacto radial	marca SKF, No. 608-22 (d = 8, serie dim. 10)	
26	3	rodamiento de una hilera de bolas y contacto radial	marca SKF, No. 6000-22 (d = 10, serie dim. 10)	
25	2	polea de tiempo comercial 28 dien., paso XL, ancho .375"	marca Gates, No. 7823-0178 acero no especificado	se harán adaptaciones leves
24	1	polea de tiempo comercial 28 dien., paso XL, ancho .375"	marca Gates, No. 7823-0178 acero no especificado	se harán adaptaciones leves
23	1	leva	barra de nylamid SL ø 25.4 (1") x 18	maquinar según indicaciones
22	1	seguidor	barra de acero 1045 ø 9.54 (3/8") x 84	
21	1	engrane cónico comercial S12M18N Pd=12, No. dien=18	marca Charles Bond, acero no especificado	se harán adaptaciones leves
20	1	engrane cónico comercial S12M18N Pd=12, No. dien=18	marca Charles Bond, acero no especificado	se harán adaptaciones leves
19	1	cara lateral derecha de pinza	placa de nylamid SL, espesor 6.4 (1/4"), 84 x 64	
18	1	cara lateral izquierda de pinza	placa de nylamid SL, espesor 6.4 (1/4"), 84 x 64	
17	1	alojamiento de rodamiento	barra de nylamid SL ø 57 (2 1/4") x 24	
16	1	rodamiento de una hilera de bolas y contacto radial	marca SKF, No. 6002-22 (d = 15, serie dim. 10)	
15	1	placa de soporte de rodamiento	placa de nylamid SL, espesor 6.4 (1/4"), 106 x 61	
14	1	rodamiento de una hilera de bolas y contacto radial	marca SKF, No. 6003-22 (d = 17, serie dim. 10)	
13	1	aumento para superficie de contacto de rodamiento	barra de nylamid SL ø 64 (2 1/2") x 6	
12	1	eje de giro y soporte de pinza	placa de nylamid SL, espesor 25.4 (1"), 61 x 58	escalonado
11	139	ornillo cabe. allen de rosca métrica ø 2.5 y long. 8	acero comercial	
10	8	pasador cilíndrico	barra de acero 1045 ø 6.4 (1/4") x 23	
9	1	tapa de cuerpo de pinza	placa de nylamid SL, espesor 6.4 (1/4"), 79 x 43	
8	1	cuerpo de pinza	placa de nylamid SL, espesor 19 (3/4"), 79 x 43	
7	1	guía - cremallera	acero 1045, 30 x 13 x 18	
6	1	resorte cilínd. de compresión con extremas aplanadas	cuerda de piano calibre No. 21	diam. ext. = 10, paso = 2.57, No. de espiras = 6.53
5	2	barra con arco dentado	placa de nylamid SL, espesor 6.4 (1/4"), 56 x 20	
4	2	barra	placa de nylamid SL, espesor 6.4 (1/4"), 56 x 11	
3	2	lámina de soporte de cinta antiderrapante	lámina de aluminio de 1/16", 31 x 23	
2	2	cinta antiderrapante	cinta de neopreno espesor 2.5, 31 x 23	
1	2	cuerpo principal de mordaza	nylamid SL, 33 x 23 x 31	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1 : 1	Acotaciones en: mm	Fecha: 7-mayo-92	Revisó: Ing. R. Galicia
		LISTA DE PARTES		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
PROYECTO				Lámina No.

64	1	cara lateral izquierda de eslabón 1	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 290 x 246	
63	1	cara lateral derecha de eslabón 1	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 290 x 246	
62	8	tornillo de fijación sin cabeza con hexágono Interior, extremo achafalado y rosca métrica Ø3 y long. 4		
61	14	tornillo de fijación sin cabeza con hexágono Interior, extremo achafalado y rosca métrica Ø4 y longitud 6		
60	1	polea de tiempo comercial 28 dñen.paso XL.ancho .375"	marca Gates, No.7823-3176	se harán adaptaciones
59	3	arandela elástica para eje ø 6 (7 133-6 [Truorc E])	acero comercial	
58	1	buje	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 29	
57	1	buje	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 41	
56	1	buje	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 43	
55	1	buje	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 32	
54	1	buje	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 30	
53	1	buje	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 25	
52	2	buje	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 29	
51	1	buje	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 55	
50	1	eje	barra de acero 1045 ø 32 (1 1/4") x 198	escalonado
49	2	cara de unión para los laterales del brazo	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 161 x 54	
48	1	cara lateral izquierda del brazo	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 216 x 65	
47	1	cara lateral derecho del brazo	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 216 x 65	
46	1	eje	barra de acero 1045 ø 32 (1 1/4") x 168	escalonado
45	1	aumento para superficie de contacto de rodamiento	barra de nylonid SL ø 45 (1 3/4") x 6	
44	2	aumento para superficie de contacto de rodamiento	barra de nylonid SL ø 45 (1 3/4") x 5	
43	5	polea de tiempo: 28 dientes, paso XL, ancho de 7/8"	barra de nylonid SL ø 45 (1 3/4") x 25	
42	1	cara lateral derecha de antebrazo	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 216 x 65	
41	1	cara lateral izquierda de antebrazo	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 216 x 65	
40	5	banda de tiempo marca Gates, No. 180XL037	neopreno armada con fibra de vidrio	
39	1	cara delantera	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 130 x 54	
38	1	cara trasera	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 130 x 54	
37	5	lentez	barra de nylonid SL ø 38 (1 1/2") x 18	
36	1	soporte de lentez	barra de nylonid SL ø 12.7 (1/2") x 148	
35	14	luera rebajada con rosca métrica ø 10, paso 1.5	acero comercial	
34	2 m	hilo para apertura de pinza	hilo de nylon con capacidad de carga mínima 1,916 Kg	
33	1	resorte cilíndrico de traccion	cuerda de plano calibre No. 22	diam. int.= 10, paso= 0.655 No. de espiras= 11.53
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1 : 1	Aotaciones en:mm	Fecha: 7-mayo-92	Revisó:Ing.R.Galicia
		LISTA DE PARTES		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
PROYECTO				Lámina No.

96	1	placa de tiempo, No. dien=16, paso XL ancho=10	barra de nylonid SL ø 25.4 (1") x 13	
95	1	piñón cónico, Pd=25.4 No. dientes= 50	barra de acero 1045 ø 57 (2 1/4") x 25	dureza Brinell BHN = 241
94	1	engranes cónico, Pd=25.4 No. dientes= 87	barra de acero 1045 ø 89 (3 1/2") x 31	dureza Brinell BHN = 241
93	1	cuerpo de la base	fundición en arena de aleación de aluminio 112	
92	1	rodamiento de rodillos cónicos	marca SKF, No. 30207 (d= 35, serie alm. 02)	
91	1	tapa	barra de nylonid SL ø 127 (5") x 10	
90	1	eje hueco	barra de acero 1045 ø 64 (2 1/2") x 186	escalonado
89	1	placa inferior de eslabón 1	placa de nylonid SL espesor 12.7 (1/2"), 246 x 190	
88	2	placa de unión para caras laterales de eslabón 1	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 190 x 93	
87	1	extensión de eje de motor, o codificador	barra de acero 1045 ø 15.9 (5/8") x 129	no ilustrado
86	1	extensión de eje de motor, o codificador	barra de acero 1045 ø 15.9 (5/8") x 158	no ilustrado
85	1	soporte frontal de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 104 x 81	
84	1	soporte superior de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 81 x 28	
83	1	pasador de aleas para agujero de paso ø 3.2, diámetro 2.7 y longitud 22		
82	1	soporte lateral de solenoide	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 48 x 46	no ilustrado
81	1	solenoides P&P serie S11H, CA, 120 V, trabajo continuo		
80	1	soporte lateral de solenoide y de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 156 x 73	no ilustrado
79	1	soporte lateral de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 97 x 73	
78	1	soporte frontal de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 156 x 112	
77	1	extensión de eje de motor, o codificador	barra de acero 1045 ø 15.9 (5/8") x 52	
76	2	motorreductor Badine tipo 24D8BPM-24 (modelo 163)		vel.=14 RPM, pot.=1/17 HP torque= 100 lb-in
75	3	motorreductor Badine tipo 24D2BPM-D5 (modelo 198)		vel.=8.3 RPM, pot.=1/29 HP torque= 40 lb-in
74	1	extensión de eje de motor, o codificador	barra de acero 1045 ø 15.9 (5/8") x 125	
73	5	acoplamiento flexible	manguera de neopreno, ø ext 12.7, ñnt 3.175, lon. 18	
72	5	codificador óptico EPC, modelo 755A		2500 pulsos por revolución
71	1	soporte inferior de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 81 x 24	
70	1	soporte frontal de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 110 x 81	
69	1	soporte superior de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 58 x 24	
68	1	banda de tiempo marca Gates, No. 130XL037	neopreno armado con fibra de vidrio	
67	1	banda de tiempo marca Gates, No. 240XL037	neopreno armado con fibra de vidrio	
66	4	placa de tiempo comercial 28 dien., paso XL ancho .375"	marca Gates, No. 7823-0176 acero no especificado	
65	2	banda de tiempo marca Gates, No. 200XL037	neopreno armado con fibra de vidrio	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM

Escala : 1 : 1 Acotaciones en:mm Fecha: 7-mayo-92 Revisó: Ing.R.Galicia



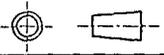
PROYECTO

LISTA DE PARTES

Dibujó: O. Montealegre

ROBOT DIDACTICO

Lámina No.

120	1	polea de tiempo No.dien=16, paso XL, ancho=10	barra de nylonid SL, ø 25.4 (1") x 13	
119	1	base para codificador	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 74 x 39	
118	1	lapa de cuerpo	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 119 x 92	
117	8	arandela ø Int.= 4, ø ext.= 7, espesor= 1.5	barra de nylonid SL, ø 6.4 (1/4") x 5	
116	1	eje	barra de acero 1045, ø 12.7 (1/2") x 48	
115	1	soporte de tensor	barra de nylonid SL, ø 12.7 (1/2") x 174	
114	4	lornillo allen # 8 - 32 longitud 1/2"	acero comercial	
113	20	lornillo allen # 10 - 32 - UNF - 28, longitud 3/8"	acero comercial	
112	15	lornillo allen con rasca métrica ø 3 y long. 12	acero comercial	
111	6	lornillo allen con rasca métrica ø 2.5 y long. 12	acero comercial	
110	1	lapa inferior	barra de nylonid, ø 280 (11") x 11	
109	4 m	cable plano (multifilo) 28 AWG	alambre de cobre con cubierta de PVC	trenzado
108	2	conector DB-25 hembra		
107	1	placa de soporte de rodamiento	barra de nylonid, ø 254 (10") x 24	
106	1	arandela frano y tuerca entallada No. 5	acero comercial	
105	24	lornillo allen con rasca métrica ø 4 y long. 16	acero comercial	
104	1	rodamiento de rodillos cónicos	marca SKF, No. 30206 (d= 30, serie dim. 02)	
103	1	soporte frontal de motor.	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 110 x 109	
102	2	soporte lateral de motor.	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 109 x 36	
101	1	lapa	barra de nylonid SL, ø 102 (4") x 10	
100				
99	2	rodamiento de una hilera de bolas y contacto radial	marca SKF, No. 626-22 (d= 6, serie dim. 02)	no se observa en el dibujo
98	1	base para eje	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 74 x 39	
97	1	banda de tiempo marca Gates, No. 90XL025	neopreno armado con fibra de vidrio	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1 : 1	Acotaciones en: mm	Fecha: 7-mayo-92	Revisó: Ing. R. Galicia
	LISTA DE PARTES			Dibujó: O. Montealegre
				PROYECTO
				Lámina No.

Memoria de cálculo

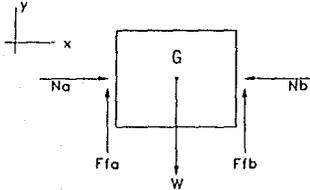
Cálculo de la fuerza mínima necesaria en el resorte cilíndrico de compresión para soportar la carga de trabajo (200 g).

La manera con la que habrá de soportarse la carga de trabajo durante su transporte será mediante la aplicación de una fuerza por la pinza que genere una fuerza de fricción tal que evite su caída.

Dicha fuerza será proporcionada por un resorte cilíndrico de compresión que actuará sobre una cremallera, y esta a su vez provocará el cierre de la pinza al actuar sobre el arco dentado de la mordaza.

Calculemos primero la fuerza normal necesaria para que la carga no caiga.

Diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) de la carga de trabajo.



Ffa= fuerza de fricción a

Ffb= fuerza de fricción b

m=masa de la c. de trab.=0.2 Kg

W= peso de la carga de trabajo

Ffa=Ffb por ser el mismo material

G=centro de masa

La fuerza de fricción está dada por:

$F_f = \mu_s N$, donde: μ_s es el coeficiente de fricción estática de los materiales (en este caso neopreno sobre sólidos, cuyo valor es de 1 a 4). Usaremos el valor mínimo (1).
N es la fuerza normal.

El peso es:

$$W = m g = (0.2 \text{ Kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 1.962 \text{ N}$$

Para el equilibrio:

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

$$\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$N_a - N_b = 0$$

$$N_a = N_b \dots\dots\dots(1)$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$F_{fa} + F_{fb} - W = 0$$

$$F_{fa} + F_{fb} = W \dots\dots\dots(2)$$

Tenemos que las fuerzas de fricción son:

$$F_{fa} = \mu N_a \dots\dots\dots(3)$$

$$F_{fb} = \mu N_b \dots\dots\dots(4)$$

Tratándose de los mismos materiales y por la ec. (1):

$$F_{fa} = F_{fb} = F_f$$

por lo que (2) es:

$$2 F_f = W$$

$$F_f = \frac{W}{2} \dots\dots\dots(5)$$

Sustituyendo valores en (5) obtenemos F_f :

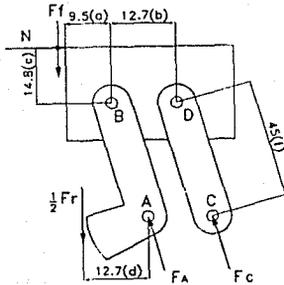
$$F_f = \frac{1.962}{2} = 0.981 \text{ N}$$

Despejando N de (3) o de (4) y sustituyendo F_f :

$$N = \frac{F_f}{\mu} = \frac{0.981}{1} = 0.981 \text{ N}$$

Una vez calculada la fuerza normal N , determinemos la fuerza del resorte analizando la mordaza:

D.C.L. de la mordaza.

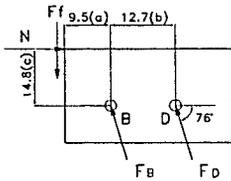


En el dibujo de conjunto se puede observar que es un mecanismo simétrico. Podemos simplificar el análisis considerando solo media pinza. De esta forma habrá que considerar solo la mitad de la fuerza ejercida por el resorte

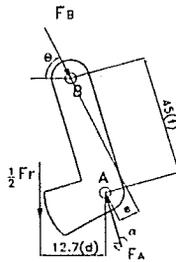
para soportar la mitad del peso de la carga de trabajo.

Como hay tres incógnitas se elabora un D.C.L. de cada uno de sus elementos.

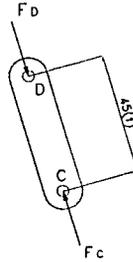
D.C.L. 1



D.C.L. 2



D.C.L. 3



Del D.C.L. 1 calculamos F_D y F_B .

Para el equilibrio:

$$+ \sum M_B = 0 \quad ; \quad \text{tenemos que:}$$

$$- N c + F_f a + F_D (b \cos (90^\circ - 76^\circ)) = 0$$

Nota: se consideró que la posición de la fuerza normal es en la punta de la pinza, ya que de estar ahí el torque que la fuerza N genera con respecto al punto B es máximo.

Despejando F_D y sustituyendo N , F_f , a , b y c , calculamos:

$$F_D = \frac{N c - F_f a}{b \cos (90^\circ - 76^\circ)} = \frac{(0.981 \times 14.8) - (0.981 \times 9.5)}{12.7 \cos 14^\circ}$$

$$F_D = 0.422 N$$

Ahora por $\rightarrow \Sigma F_x = 0$; tenemos:

$$N - F_{Bx} - F_{Dx} = 0$$

Despejando F_{Bx} :

$$F_{Bx} = N - F_{Dx}$$

Calculamos la componente F_{Dx} . Sustituyéndola junto con N :

$$F_{Bx} = 0.981 - 0.422 \cos 76^\circ = 0.879 \text{ N}$$

Ahora por $\uparrow \Sigma F_y = 0$ tenemos:

$$- F_f + F_{By} + F_{Dy} = 0$$

Despejando F_{By} :

$$F_{By} = F_f - F_{Dy}$$

Calculamos la componente F_{Dy} . Sustituyéndola junto con F_f :

$$F_{By} = 0.981 - 0.422 \sin 76^\circ = 0.572 \text{ N}$$

$$FB = \sqrt{FBx^2 + FBy^2} = \sqrt{(0.879)^2 + (0.572)^2}$$

$$FB = 1.048 \text{ N}$$

Cuyo ángulo θ es:

$$\theta = \text{ang tan } \frac{FBy}{FBx} = \text{ang tan } \frac{0.572}{0.879}$$

$$\theta = 33.04^\circ$$

Para el D.C.L. 3 podemos decir que:

$$FD = FC = 0.422 \text{ N}$$

Para el D.C.L. 2 calculamos FA y Fr .

Por $+\sum MA=0$; tenemos que:

$$\frac{1}{2} Fr d - FB e = 0 ; \text{ donde } e = f \text{ sen } (76^\circ - \theta)$$

Despejando Fr y sustituyendo FB y f :

$$Fr = \frac{2 FB (f \text{ sen } (76^\circ - \theta))}{d} = \frac{2(1.048)(45 \text{ sen } (76^\circ - 33.04^\circ))}{12.7}$$

$$Fr = 5.063 \text{ N} = 0.516 \text{ Kg}$$

Aunque ya conocemos F_r , completemos el conocimiento de las fuerzas determinando F_A .

Por $\rightarrow \Sigma F_x = 0$; tenemos que:

$$- F_{Ax} + F_{Bx} = 0$$

$$F_{Bx} = F_{Ax} = 0.879 \text{ N}$$

Por $+\uparrow \Sigma F_y = 0$; tenemos que:

$$- \frac{1}{2} F_r - F_{By} + F_{Ay} = 0$$

Despejando F_{Ay} y sustituyendo F_r y F_{By} :

$$F_{Ay} = \frac{1}{2} F_r + F_{By} = \frac{5.063}{2} + 0.572$$

$$F_{Ay} = 3.103 \text{ N}$$

F_A queda definida por:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(0.879)^2 + (3.103)^2}$$

$$F_A = 3.230 \text{ N}$$

Determinamos su dirección:

$$\alpha = \text{ang tan } \frac{F_{AY}}{F_{AX}} = \text{ang tan } \frac{3.103}{0.879} = 74.19^\circ$$

Apliquemos al valor obtenido de la fuerza mínima del resorte un coeficiente de seguridad de 1.323 .

Por lo tanto:

$$F_{rs} = F_r \times CS = 5.063 \times 1.323$$

$$F_{rs} = P_1 = 6.698 \text{ N} = 0.683 \text{ Kg}$$

Calculemos las características del resorte con esta fuerza F_{rs} .

Por tratarse de un resorte que habrá de estar sometido a cargas variables, el cálculo para la fatiga es importante.

El diseño, en este caso, está regido por las dimensiones de la pinza. Se requiere de un resorte que tenga:

Diámetro exterior (Dext) de: 10 mm máx.

Diámetro interior del resorte (Dint)

con valor de: 7 mm mín.

En su compresión máxima alcanzará

una longitud (L2) de: 6 mm

La longitud (L1) a la que habrá de

ejercer la fuerza mínima es de:

12 mm

A pesar de los datos anteriores, siguen existiendo variables (diámetro del alambre d , número de espiras N y la longitud sin carga L_i) que no nos permiten definir completamente el resorte. Dicha multiplicidad de variables hace que el problema del proyecto de un resorte sea un método de tanteo, con la posibilidad de utilización de más material del necesario.

Tanteo con el alambre calibre No. 21.

De la tabla 4.1¹ encontramos que:

Calibre No.	Diámetro cm	Resistencia última Sult Cuerda de piano (Kg/cm^2)
21	0.0805	23 000

De la tabla 4.6² tenemos que el punto de fluencia en cortadura S_{sp} y el límite en cortadura S' se son:

$$S_{syp} = 0.4 S_{ult} = 9200 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S'_{se} = 0.23 S_{ult} = 5290 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Tenemos la ec.:

$$S_{sav} = \frac{16 P_{med} R}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0.615}{c_1} \right) \dots \dots \dots (6)$$

- donde: S_{sav} es la tensión media (Kg/cm²)
- P_{med} es la carga media (Kg)
- R es el radio medio de la hélice (cm)
- d es el diámetro del alambre (cm)
- c_1 es el índice del resorte

Calculamos los valores de los conceptos listados.

Carga media P_{med} :

Para el resorte óptimo tenemos que la carga máxima debe ser el doble de la carga mínima (que es F_{rs}), por lo que:

$$P_{med} = \frac{\text{carga máxima} + \text{carga mínima}}{2}$$

Expresando la carga máxima como 2 veces la carga mínima tenemos:

$$P_{med} = \frac{3 \times \text{carga mínima}}{2} = 1.024 \text{ Kg}$$

Nota: más adelante se mencionan las consideraciones con las que se logra el resorte óptimo.

Radio medio de la hélice R:

$$R = \frac{1}{2} (D_{ext} - d) = 0.45975 \text{ cm}$$

Índice del resorte c1:

$$c1 = 2 R / d = 11.42$$

Sustituyendo valores en la ec. (6):

$$S_{sav} = 4844.547 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Se hace el cálculo de la tensión variable Ssr con la siguiente ecuación:

$$S_{sr} = \frac{\frac{1}{2} S'_{se} \left(\frac{S_{syp}}{CS} - S_{sav} \right)}{\left(S_{syp} - \frac{1}{2} S'_{se} \right) K_c}$$

donde: K_c es el coeficiente de concentración de tensiones por curvatura.

C_S es un coeficiente de seguridad. En este caso se le da un valor de 1 pues ya se aplicó un coeficiente a la fuerza de seguridad F_{rs} del resorte.

K_c esta definido por:

$$K_c = \frac{4 c_1 - 1}{4 c_1 - 4} = 1.072$$

Sustituyendo valores:

$$S_{sr} = 1639.485 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Las cargas máxima P_2 y mínima P_1 se obtienen:

$$\text{Con la carga variable} \quad P_r = \frac{S_{sr}}{S_{sav}} P_{med}$$

$$P_r = 0.347 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga máxima } P_2 = P_{med} + P_r = 1.371 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga mínima } P_1 = P_{med} - P_r = 0.678 \text{ Kg}$$

Si se proyecta el resorte a fin de que la carga, tensión y deformación mínimas sean exactamente la mitad de sus respectivos

valores máximos, el resorte tendrá la cantidad mínima posible de material. La tensión cortante transversal es pequeña por lo que se desprecia pudiéndose obtener el resorte óptimo.

La tensión máxima S_{s2} es:

$$S_{s2} = \frac{16 \text{ (carga máxima) } R}{\pi d^3}$$

Sustituyendo valores:

$$S_{s2} = 6129.380 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Comparamos el esfuerzo cortante debido al momento torsor S_{s2} con la tensión de fluencia en cortadura S_{syp} y vemos que es satisfactorio.

Para el resorte óptimo la tensión mínima S_{s1} es:

$$S_{s1} = 0.5 S_{s2} = 3064.497 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Comparando el esfuerzo cortante debido al momento torsor S_{s1} con S_{syp} vemos que también es satisfactorio.

De la ec.:

$$K = \frac{G d^4}{64 R^3 N} \dots\dots\dots(7)$$

donde: G es el módulo de elasticidad en cortadura cuyo valor es de 805 000 Kg/cm²

N es el número de espiras activas.

K es la razón del resorte.

Calculamos K y despejamos N:

La razón del resorte esta dada por:

$$K = \frac{\text{carga máxima} - \text{carga mínima}}{\delta_2 - \delta_1} = \frac{\text{carga máxima} - \text{carga mínima}}{L_1 - L_2} \dots(8)$$

$$K = \frac{1.366 - 0.683}{1.2 - 0.6} = 1.138 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$

Despejando N de (7) y sustituyendo valores:

$$N = 4.78 \text{ espiras activas.}$$

El número de espiras n para resortes de extremos rectos rectificadados es:

$$n = N + 1.75 = 6.53 \text{ espiras}$$

Es necesario ver si para tal número de espiras el resorte se puede

contraer a 6 mm o menos.

$$L_{\min} = n \times d = 0.525 \text{ cm}$$

Calculamos la longitud sin carga L_{tot} :

$$L_{\text{tot}} = L_1 + \text{deformación} = L_1 + (\delta_1 - \delta_0)$$

De la ec. (8) calculamos $\delta_1 - \delta_0$ (deformación) del estado sin carga ($P_0 = 0$) hasta la carga mínima P_1 :

$$\delta_1 - \delta_0 = \frac{P_1 - P_0}{K} = \frac{0.683 - 0}{1.138} = 0.6 \text{ cm}$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$L_{\text{tot}} = 1.8 \text{ cm}$$

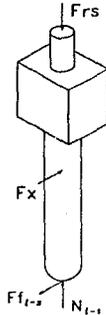
El paso esta dado por:

$$\text{Paso} = \frac{L_{\text{tot}} - 1.5 d}{n} = 0.257 \frac{\text{cm}}{\text{espira}}$$

Fuerza de fricción entre la leva y el seguidor (F_{f1-s}).

La fuerza del resorte se aplica directamente sobre la guía-cremallera. Se empleó un resorte de extremos rectos rectificadas

para asegurar que la carga sea aproximadamente axial. Elaborando el D.C.L. del sistema cremallera seguidor, tenemos:



donde: F_{rs} es la máxima fuerza que alcanzará el resorte.

F_{fl-s} es la fuerza de fricción estática entre la leva y el seguidor.

N_{i-s} es la fuerza normal aplicada por la superficie de contacto de la leva.

F_x es una fuerza aplicada por otros elementos de la pinza para contrarestar el efecto de la fuerza F_{fl-s} (en este caso tal fuerza no es de gran importancia por lo que no la determinaremos).

Se presentan dos casos: N_{i-s} es máxima cuando el resorte de cierre de pinza está comprimido completamente; y N_{i-s} es mínima cuando el resorte de compresión está extendido para su carga mínima.

Para el equilibrio tenemos:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$N_{i-s} - F_{rs} = 0$$

$$N_{i-s} = F_{rs}$$

Determinamos entonces $Nl-s$ máx y $Nl-s$ mín:

$$Nl-s \text{ máx} = Frs \text{ máx} = 13.396 \text{ N}$$

$$Nl-s \text{ mín} = Frs \text{ mín} = 6.698 \text{ N}$$

Nota: se están despreciando las pérdidas por fricción de la guía-cremallera con la tapa y cuerpo de la pinza; y la del seguidor con el eje de giro y soporte de la pinza. Sin considerar tales fricciones el análisis es más sencillo.

La $Ffl-s$ está dada por:

$$Ffl-s = \mu l-s Nl-s$$

donde: $\mu l-s$ es el coeficiente de fricción estática entre la leva y el seguidor. En este caso se trata de Nylamid SL sobre acero cuyo valor es de 0.07 a 0.15 . Tomaremos el valor promedio (0.11).

Sustituyendo valores, obtenemos $Ffl-s$ máx y $Ffl-s$ mín:

$$Ffl-s \text{ máx} = 0.11 (13.396 \text{ N})$$

$$Ffl-s \text{ máx} = 1.474 \text{ N} = 0.150 \text{ Kg}$$

$$F_{fl-s} \text{ mín} = 0.11 \text{ (} 6.698 \text{ N)}$$

$$F_{fl-s} \text{ mín} = 0.737 \text{ N} = 0.075 \text{ Kg}$$

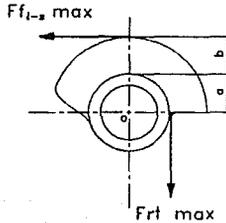
Fuerza de cierre y cálculo de dimensiones del resorte de tracción.

El resorte de tracción deberá mantener la leva en su posición original (que corresponde al cierre de pinza) cuando el solenoide no esté actuando; también deberá regresarla desde la posición de apertura a la de cierre al desactivar el solenoide.

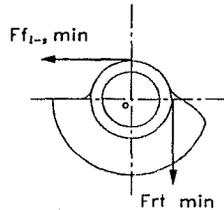
En el inciso anterior se mencionó la existencia de dos casos para la fuerza normal N_{l-s} : cuando es máximo y cuando es mínimo. De igual forma, se presentan fuerzas de fricción máxima $F_{fl-s} \text{ máx}$ y mínima $F_{fl-s} \text{ mín}$ (ver la sig. figura). La primera se ubicaría a una distancia mayor del centro de giro de la leva en comparación a la fuerza del resorte de tracción $F_{rt} \text{ máx}$. La $F_{fl-s} \text{ mín}$ y $F_{rt} \text{ mín}$ se aplican a la misma distancia del eje de giro O.

Hagamos el análisis de la leva para ambas posiciones:

D.C.L. de la leva para la posición de apertura de pinza.



D.C.L. de la leva para la posición de cierre de pinza.



$F_{rt} \text{ máx}$ es la máxima fuerza aplicada por el resorte de tracción.

$F_{rt} \text{ mín}$ es la mínima fuerza aplicada por el resorte de tracción.

"a" tiene valor de 6.35 mm.

"b" tiene valor de 6 mm.

Para el equilibrio, en el primer diagrama:

$$+ \sum \mathcal{M}_O = 0$$

$$F_{fi-s} \text{ máx} (a + b) - F_{rt} \text{ máx} (a) = 0$$

Despejando $F_{rt} \text{ máx}$ y sustituyendo valores:

$$\text{Frt máx} = \frac{\text{Ffl-s máx} (a + b)}{a}$$

$$\text{Frt máx} = \frac{1.474 (6.35 + 6)}{6.35}$$

$$\text{Frt máx} = 2.866 \text{ N} = 0.292 \text{ Kg}$$

Para el segundo diagrama, tenemos:

$$\text{Ffl-s mín} (a) - \text{Frt mín} (a) = 0$$

$$\text{Frt mín} = \text{Ffl-s mín}$$

$$\text{Frt mín} = 0.737 \text{ N}$$

$$\text{Frt mín} = 0.075 \text{ Kg}$$

El cálculo de un resorte helicoidal de tracción es similar al de un resorte helicoidal de compresión. Sin embargo, se hacen algunas consideraciones dentro del cálculo:

a) Según el tipo del gancho usado, deben contarse cierta cantidad extra de vueltas. Para el tipo más económico (el de una espira doblada) se considera 0.1 vueltas por gancho.

b) Poseen una tensión inicial producida al enrollar el resorte. Tales resortes se enrollan con las espiras tocándose y no se deforman hasta que se supera esta tracción inicial. Después de que empieza la deformación de las espiras, la inclinación del diagrama carga-deformación es el mismo que podría ser obtenido para un

resorte con ninguna tensión inicial.

c) Las tensiones de trabajo son en general aproximadamente el 75% de las correspondientes a resortes de compresión.

Apliquemos un factor de seguridad de 1.2 a Frt máx y Frt mín:

$$\text{Frts máx} = 1.2 \text{ Frt máx} = 3.439 \text{ N}$$

$$\text{Frts máx} = 0.351 \text{ Kg}$$

$$\text{Frts mín} = 1.2 \text{ Frt mín} = 0.884 \text{ N}$$

$$\text{Frts mín} = 0.090 \text{ Kg}$$

La leva girará 180° para la apertura de las mordazas. Por lo tanto, la deformación δ del resorte será:

$$\delta = 0.5 \pi \text{ dext}$$

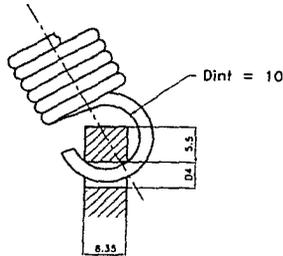
donde: dext es el doble de la distancia "a" dada en el D.C.L. de la leva para la posición de cierre de pinza.

Sustituyendo valores:

$$\delta = 0.5 \pi (1.27 \text{ cm}) = 1.99 \text{ cm} = 0.785 \text{ pulg}$$

Para el diseño del resorte de tracción las dimensiones juegan

un papel importante: se busca que el resorte pueda ser enganchado a la cara trasera sin necesidad de hacer maquinados múltiples (lo cual podría lograrse con un sólo barrenado). El espesor de la placa es de 6.35 mm . Podemos pensar en un enganche como el que se muestra en la figura:



Proponemos un diámetro del alambre del resorte:

$$d = 0.0655 \text{ cm}$$

De la tabla 4.1³, para este diámetro (calibre 23) corresponde un Sult de:

$$\text{Sult} = 23700 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Calculamos el radio de la hélice medio R:

$$R = 0.5 (D_{int} + d) = 0.5 (1 + 0.0655)$$

$$R = 0.53275 \text{ cm}$$

Determinamos el índice del resorte c_1 :

$$c_1 = 2 R / d = 2 (0.53275) / 0.0655$$

$$c_1 = 16.27$$

Para tal índice c_1 extrapolamos de la tabla 4.10⁴ para obtener el valor de la tensión cortante S_s producida por la tracción inicial (suponemos que la tabla sigue la misma tendencia de los últimos tres valores):

$$S_s = 743.25 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Determinamos la carga inicial sustituyendo valores en la siguiente ecuación:

$$P = \frac{S_s \pi d^3}{16 R} \left(1 + \frac{0.615}{c_1} \right)$$

$$P = 0.0799 \text{ Kg}$$

La razón del resorte es:

$$K = \frac{\text{Frts máx} - \text{Frts mín}}{\delta}$$

$$K = \frac{0.351 - 0.090}{1.99} = 0.1306 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$

Hacemos el cálculo de las cargas máxima P2 y mínima P1 para realizar el estudio de fatiga del resorte sin carga inicial:

$$P2 = P \text{ máx} - P = 0.351 - 0.0799 = 0.2707 \text{ Kg}$$

$$P1 = P \text{ mín} - P = 0.090 - 0.0799 = 0.0102 \text{ Kg}$$

El coeficiente de concentración de tensiones por curvatura Kc está definido por la siguiente ecuación:

$$Kc = \frac{4 c1 - 1}{4 c1 - 4} = \frac{4(16.27) - 1}{4(16.27) - 4} = 1.049$$

La carga media Pmed:

$$Pmed = \frac{P2 + P1}{2} = \frac{0.2707 + 0.0102}{2} = 0.140 \text{ Kg}$$

La tensión cortante total en el interior del resorte Ssav debida a la carga media Pmed es:

$$Ssav = \frac{16 Pmed R}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0.615}{c1} \right) = \frac{16(0.140)(0.53275)}{\pi (0.0655)^3} \left(1 + \frac{0.615}{16.27} \right)$$

$$Ssav = 1407.462 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

La resistencia última para el resorte de tracción Sultt es el 75% de la Sult de la tabla 4.1⁵:

$$Sultt = 0.75 (Sult) = 0.75 (23\ 700) = 17\ 775 \frac{Kg}{cm^2}$$

De la tabla 4.6⁶ obtenemos el punto de fluencia en cortadura S_{sy} y la resistencia máxima en cortadura S'_{se}:

$$S_{sy} = 0.40 Sultt = 7110 \frac{Kg}{cm^2} ; S'_{se} = 0.23 Sultt = 4088.25 \frac{Kg}{cm^2}$$

La tensión variable S_{sr} es:

$$S_{sr} = \frac{\frac{1}{2} S'_{se} \left(\frac{S_{syp}}{CS} - S_{sav} \right)}{\left(S_{sy} - \frac{1}{2} S'_{se} \right) Kc} = \frac{\frac{1}{2} (4088.25) (7110 - 1407.462)}{(7110 - \frac{1}{2} 4088.25) (1.049)}$$

$$S_{sr} = 2193.28 \frac{Kg}{cm^2}$$

La carga variable P_r:

$$P_r = \frac{S_{sr}}{S_{sav}} P_{med} = \frac{2193.28}{1407.462} 0.140 = 0.219 Kg$$

Las cargas mayor y menor de seguridad:

$$P_{may} = P_{med} + P_r = 0.140 + 0.219 = 0.359 Kg$$

$$P_{men} = P_{med} - P_r = 0.140 - 0.219 = - 0.078 Kg$$

Nota : el signo negativo de la carga menor implica que su límite inferior para la fatiga es menor a la carga inicial por enrollamiento.

El número de espiras activas N puede ser deducido mediante la siguiente ecuación:

$$N = \frac{G d^4}{64 R^3 K} = \frac{805\ 000 (0.0655)^4}{64 (0.53275)^3 (0.1306)} = 11.73$$

El número de espiras total para un resorte de tracción de este tipo es:

$$n = N - 0.1 (2 \text{ ganchos}) = 11.73 - 0.1 (2) = 11.53$$

La longitud del segmento de espiras Le sin carga es:

$$Le = n d = 11.53 (0.0655) = 0.755 \text{ cm}$$

La longitud sin carga L es aproximadamente:

$$L = Le + 2 D_{int} = 0.755 + 2 (1) = 2.755 \text{ cm}$$

La deformación δ_1 que tendrá el resorte debido a la carga mínima P_1 es:

$$\delta_1 = \frac{64 P_1 R^3 N}{d^4 G} = \frac{64 (0.0102) (0.53275)^3 (11.73)}{(0.0655)^4 (805\ 000)} = 0.078 \text{ cm}$$

La longitud máxima $L_{m\acute{a}x}$ será:

$$L_{\text{máx}} = \delta_1 + L + \delta = 0.078 + 2.755 + 1.99 = 4.828 \text{ cm}$$

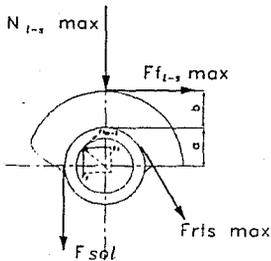
La longitud mínima $L_{\text{mín}}$ será:

$$L_{\text{mín}} = \delta_1 + L = 0.078 + 2.755 = 2.834 \text{ cm}$$

Fuerza de tiro del solenoide y largo de la carrera.

El solenoide deberá aplicar una fuerza tal que se logre deformar el resorte de tracción hasta su apertura máxima y que además supere la fuerza de fricción máxima entre la leva y el seguidor. El análisis de la leva se realiza como sigue:

D.C.L. de la leva



donde: F_{f-l-s} máx es la fuerza de fricción estática máxima entre la leva y el seguidor.

F_{r-l-s} máx es la fuerza de tracción máxima del resorte al que se le aplicó un factor de seguridad.

F_{sol} es la fuerza aplicada por el solenoide.

F_x y F_y son las componentes de una fuerza aplicada por el eje para

contrarestar las componentes en los ejes x y y de las demás fuerzas y que provocarán fuerza de fricción entre la leva y el eje Ffe-1.

Nl-s max es la fuerza normal máxima aplicada sobre la leva por el seguidor.

Para simplificar el análisis solo se considerarán las fuerzas Ffl-s máx, Frts máx y por supuesto Fsol. Se aplicará un factor en Fsol para contrarestar el efecto de tal acción, además de las fricciones que hay desde el solenoide hasta el otro extremo del hilo.

Para el equilibrio:

$$+ \sum \text{MO} = 0$$

$$- \text{Ffl-s máx} (a + b) - \text{Frts máx} (a) + \text{Fsol} (a) = 0$$

Despejando Fsol tenemos:

$$\text{Fsol} = \frac{\text{Ffl-s máx} (a + b) + \text{Frts máx} (a)}{a}$$

Sustituyendo valores:

$$\text{Fsol} = \frac{1.474 (6.35 + 6) + 3.439 (6.35)}{6.35} = 6.305 \text{ N}$$

$$\text{Fsol} = 0.643 \text{ Kg} = 22.653 \text{ onzas}$$

Aplicando un factor de seguridad de 1.15 al valor obtenido:

$$F_{sol\ s} = 1.15 F_{sol} = 7.251\ N = 0.739\ Kg = 26.048\ onzas$$

El largo de la carrera es igual a la deformación δ del resorte de tracción (que a su vez es la distancia requerida para que el hilo gire 180° a la leva).

$$carrera = \delta = 1.99\ cm = 0.785\ pulg$$

El hilo para la apertura de la pinza deberá resistir la $F_{sol\ s}$. Sin embargo, estará sometido a súbitos accionamientos por lo que su capacidad de carga C_c deberá ser superior. Proponemos que su capacidad C_c sea 3 veces la $F_{sol\ s}$.

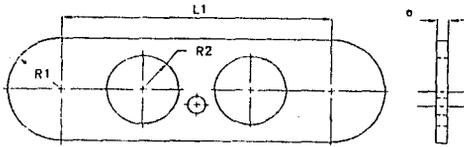
$$C_c = 3 F_{sol\ s} = 3 (7.251) = 21.752\ N = 2.217\ Kg = 78.144\ onzas$$

Cálculo de las masas de los eslabones.

Para la selección de los motores es necesario determinar los torques requeridos para mover cada eslabón. Por lo tanto se requieren conocer las masas aproximadas de dichos eslabones. Para estimar la masa primero calcularemos los volúmenes de los elementos principales que los constituyen. Conociendo los

volúmenes y las densidades ρ de los materiales con los que serán fabricados, obtendremos sus masas.

Cara lateral (nylamid):



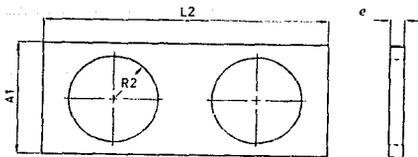
donde: $R_1 = 3.1$ cm
 $R_2 = 2$ cm
 $L_1 = 15$ cm
 $e = 0.635$ cm
 $\rho_1 = 1.14 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$

$$\text{volumen 1} = e (\pi R_1^2 + L_1 2 R_1 - 2 \pi R_2^2) = 62.267 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa 1} = \rho_1 \times \text{volumen 1} = 70.984 \text{ g}$$

Cara trasera o delantera de antebrazo (nylamid):



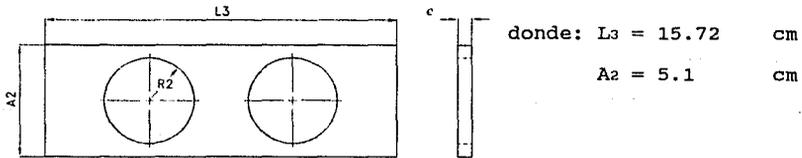
donde: $L_2 = 12.73$ cm
 $A_1 = 5.1$ cm

$$\text{volumen 2} = e (L_2 A_1 - 2 \pi R_2^2) = 25.267 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa } 2 = \rho_1 \times \text{volumen } 2 = 28.804 \text{ g}$$

Cara de unión de brazo (nylamid):

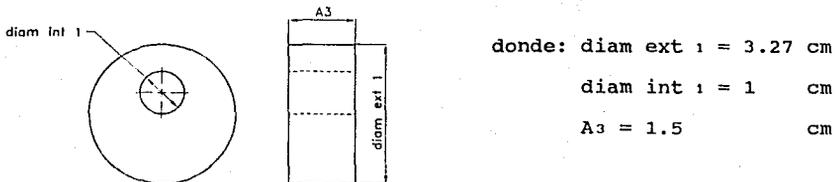


$$\text{volumen } 3 = e (L_3 A_2 - 2 \pi R_2^2) = 34.95 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa } 3 = \rho_1 \times \text{volumen } 3 = 39.843 \text{ g}$$

Tensor (nylamid):

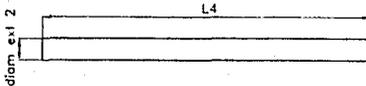


$$\text{volumen 4} = \frac{A_3 \pi}{4} (\text{diam ext } 1^2 - \text{diam int } 1^2) = 11.419 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa 4} = \rho_1 \times \text{volumen 4} = 13.018 \text{ g}$$

Soporte de tensor para antebrazo (nylamid):



donde: $\text{diam ext } 2 = 1 \text{ cm}$

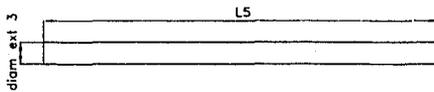
$L_4 = 14.5 \text{ cm}$

$$\text{volumen 5} = L_4 \left(\frac{\pi \text{ diam ext } 2^2}{4} \right) = 11.388 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa 5} = \rho_1 \times \text{volumen 5} = 12.983 \text{ g}$$

Soporte de tensor para brazo (nylamid):



donde: diam ext 3 = 1 cm

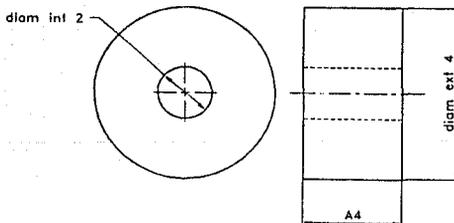
L5 = 17.1 cm

$$\text{volumen } 6 = L5 \left(\frac{\pi \text{ diam ext } 3^2}{4} \right) = 13.430 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa } 6 = \rho_1 \times \text{volumen } 6 = 15.311 \text{ g}$$

Polea fabricada (nylamid):



donde: diam ext 4 = 4.48 cm

diam int 2 = 1.27 cm

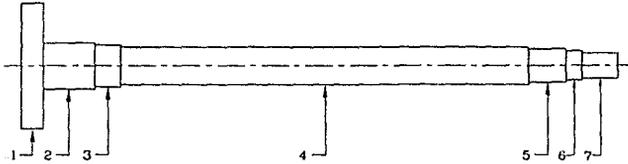
A4 = 2.2 cm

$$\text{volumen } 7 = \frac{A4 \pi}{4} (\text{diam ext } 4^2 - \text{diam int } 2^2) = 31.892 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa } \gamma = \rho_1 \times \text{volumen } \gamma = 36.357 \text{ g}$$

Eje de muñeca (acero 1045):



$$\text{donde: } \rho_2 = 7.85 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$$

Hacemos el cálculo del volumen del eje mediante la siguiente tabla, obteniendo los valores de cada segmento y sumándolos.

Segmento	Diámetro (cm)	Longitud (cm)	Volumen (cm ³)
1	3	0.48	3.3929200659
2	1.1	1.15	1.0928815444
3	1	0.6	0.47123889804
4	0.9	9.2	5.8527871136
5	0.8	0.85	0.42725660089
6	0.7	0.35	0.13469578502
7	0.6	0.8	0.22619467106
VOLUMEN TOTAL			11.597974679

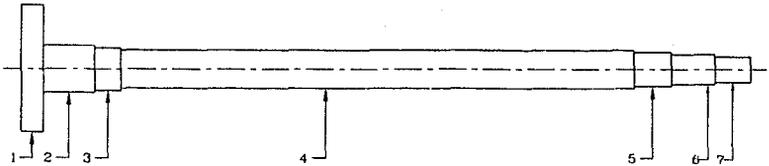
El volumen total es:

$$\text{volumen s total} = 11.598 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa s} = \rho \times \text{volumen s} = 90.992 \text{ g}$$

Eje de codo (acero 1045):



El procedimiento es el mismo al del eje de la muñeca. Los únicos segmentos que difieren de los que posee la tabla anterior son el segmento 4 y el segmento 6, cuyas características son:

Segmento 4:

diámetro = 0.9 cm; longitud = 11.56 cm

Por lo que dicho segmento tiene un volumen de:

$$\text{volumen} = 7.354 \text{ cm}^3$$

Segmento 6:

diámetro = 0.7 cm; longitud = 0.983 cm

Por lo que su volumen es:

$$\text{volumen} = 0.378 \text{ cm}^3$$

Tenemos entonces que el volumen total es:

$$\text{volumen } g = \text{volumen total} = 13.336 \text{ cm}^3$$

Su masa es:

$$\text{masa } g = \rho_2 \times \text{volumen } g = 104.690 \text{ g}$$

Eje del hombro (acero 1045):

Se siguió el mismo método para obtener la masa del hombro. El volumen es:

$$\text{volumen eh} = 15.238 \text{ cm}^3$$

La masa es:

$$\text{masa eh} = \rho_2 \times \text{volumen eh} = 119.622 \text{ g}$$

Las masas de los demás elementos principales son:

Polea adquirida:

$$\text{masa } 10 = 154.36 \text{ g}$$

Engranés:

$$\text{masa } 11 = 200 \text{ g}$$

Banda:

$$\text{masa } 12 = 15 \text{ g}$$

Masa del antebrazo.

El antebrazo está constituido básicamente por: dos caras laterales; dos caras de antebrazo, trasera y delantera; dos tensores; un soporte de tensor para antebrazo; y dos bandas.

$$Ma = 2 \text{ masa } 1 + 2 \text{ masa } 2 + 2 \text{ masa } 4 + \text{ masa } 5 + 2 \text{ masa } 12$$

$$Ma = 268.595 \text{ g}$$

Masa del brazo.

El brazo posee: dos caras laterales; dos caras de brazo, trasera y delantera; tres tensores; un soporte de tensor para brazo; y tres bandas.

$$Mb = 2 \text{ masa } 1 + 2 \text{ masa } 3 + 3 \text{ masa } 4 + \text{ masa } 6 + 3 \text{ masa } 12$$

$$Mb = 321.018 \text{ g}$$

Masa de la pinza.

Se estima que la masa de la pinza no sobrepasará:

$$Mp = 400 \text{ g}$$

Masa de trabajo.

La masa de trabajo máxima es:

$$M_t = 200 \text{ g}$$

Masa en la muñeca.

En la muñeca tendremos los siguientes elementos: dos poleas adquiridas; el eje de muñeca; y los engranes.

$$M_m = 2 \text{ masa } 10 + \text{masa } 8 + \text{masa } 11 = 599.712 \text{ g}$$

Masa en el codo.

La masa total en el codo será por: 2 poleas fabricadas; una polea adquirida; y el eje de codo.

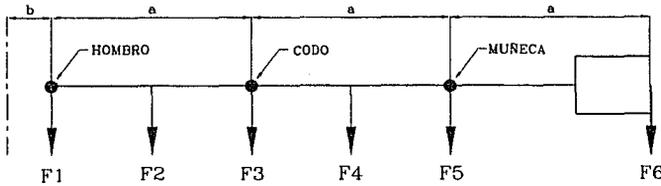
$$M_c = 2 \text{ masa } 7 + \text{masa } 10 + \text{masa } 9 = 331.764 \text{ g}$$

Masa en el hombro.

En el hombro hay: tres poleas fabricadas; una polea adquirida; y el eje del hombro.

$$M_h = 3 \text{ masa } 7 + \text{masa } 10 + \text{masa } e_h = 383.053 \text{ g}$$

Cálculo de los torques requeridos en las articulaciones.



donde: a = 15 cm ; F3 = Mc
 b = 8.86 cm ; F4 = Ma
 F1 = Mh ; F5 = Mm
 F2 = Mb ; F6 = Mp + Mt

Mediante el D.C.L. anterior, y para el equilibrio (sumatoria de momentos en las articulaciones igual a cero), tenemos:

para la muñeca, su torque $F_m z$:

$$- F_6 a + F_m z = 0$$

$$F_m z = F_6 a = (400 \text{ g} + 200 \text{ g})(15 \text{ cm}) = 9000 \text{ g-cm}$$

$$F_m z = 7.805 \text{ lb-pulg}$$

para el codo, su torque $F_c z$:

$$- F_6 2a - F_5 a - F_4 (0.5a) + F_c z = 0$$

$$F_c z = F_6 2a + F_5 a + F_4 (0.5a)$$

$$F_c z = (400 + 200) (30) + 599.712 (15) + 268.595 (7.5)$$

$$F_c z = 29010.141 \text{ g-cm} = 25.157 \text{ lb-pulg}$$

para el hombro, su torque $F_h z$:

$$- F_6 3a - F_5 2a - F_4 (1.5a) - F_3 a - F_2 (0.5a) + F_h z = 0$$

$$F_h z = F_6 3a + F_5 2a + F_4 (1.5a) + F_3 a + F_2 (0.5a)$$

$$F_h z = (400 + 200) (45) + 599.712 (30) + 268.595 (22.5)$$

$$+ 331.764 (15) + 321.018 (7.5)$$

$$F_h z = 58418.846 \text{ g-cm} = 50.660 \text{ lb-pulg}$$

Los torques anteriores son los necesarios para el equilibrio. Apliquemos un factor para asegurar que los motores logren mover los eslabones. Este factor compensará los elementos menores no considerados. Tal factor puede ser de 1.25:

$$F_m z \text{ seguro} = 1.25 F_m z = 9.756 \text{ lb-pulg}$$

$$F_c z \text{ seguro} = 1.25 F_c z = 31.446 \text{ lb-pulg}$$

$$F_h z \text{ seguro} = 1.25 F_h z = 63.325 \text{ lb-pulg}$$

Con estos valores se seleccionan los motores (los primeros 4). Se considerará que el torque de giro de muñeca es igual que el torque para el cabeceo.

Cálculo del torque requerido en el motor de giro de base.

Una vez seleccionados los primeros 4 motores, se usan las masas y sus distancias al centro de giro de los elementos más importantes para calcular el torque del motor de la base.

Elemento	Distancia (pulg)	Masa (lb)	Momento (lb-pulg)
M1	6.7455	2.9	19.56195
M2	8.0224	2.9	23.26496
M3	6.5888	3.4	22.40192
M4	4.7435	2.9	13.75615
C1	5.0847	0.22	1.118634
C2	4.9277	0.22	1.084094
C3	4.9277	0.22	1.084094
C4	4.8323	0.22	1.063106
R1	4.0741	1.1	4.48151
R2	5.3217	1.1	5.85387
R3	4.2784	1.6	6.84544
R4	2.474	1.1	2.7214
Sol	3.728	0.38	1.41664
TOTAL (Mom b)-----104.654 lb-pulg			

Aparecen en la tabla los motores (M_n), los codificadores ópticos (C_n), los reductores (R_n) y el solenoide (Sol).

Todavía faltan los torques por los elementos en los eslabones superiores:

Para el equilibrio, por sumatoria de momentos con respecto al centro de giro en la base, tenemos:

$$-F_6(3a+b) - F_5(2a+b) - F_4(1.5a+b) - F_3(a+b) - F_2(0.5a+b) - F_1b + F_h(z+b) = 0$$

Lo que es igual a:

$$\begin{aligned} F_h(z+b) &= F_h z + F_6 b + F_5 b + F_4 b + F_3 b + F_2 b + F_1 b \\ F_h(z+b) &= 58418.846 + 8.86 ((400+200) + 599.712 + 268.595 \\ &\quad + 331.764 + 321.018 + 383.053) \\ F_h(z+b) &= 80605.552 \text{ g-cm} = 69.900 \text{ lb-pulg} \end{aligned}$$

Por lo que el momento total ser la suma de:

$$M_{tot} = F_h(z+b) + Mom b = 174.553 \text{ lb-pulg}$$

Este torque será obtenido mediante el uso de engranes que reduzcan la velocidad y aumenten el torque proporcionado por el motorreductor en la base.

Cálculo de poleas y bandas.

La velocidad adecuada de las primeras cuatro transmisiones será obtenida directamente de sus motorreductores. Por lo tanto sus poleas deberán ser iguales a lo largo de las transmisiones. A mayor diámetro de la polea, el ancho de la banda es menor. Sin embargo, al aumentar el diámetro de la polea, algunas de sus dimensiones y su peso (del robot) también aumentan.

Las dimensiones del robot limitan el tamaño de la polea. Se propone un ancho de los eslabones para el robot de 6.2 cm. En algunos cálculos previos se empleó la polea de 28 dientes para darles un punto de partida. De igual forma, tomaremos ésta como inicio.

Para calcular las poleas y las bandas es necesario conocer la potencia requerida en cada una de las articulaciones.

Para determinar la potencia requerida en el hombro se tienen como datos:

$$\text{velocidad angular } (\omega) = 8.3 \text{ RPM}$$

$$\text{radio de la polea } (r) = 0.8915 \text{ in} = 0.0226441 \text{ m}$$

$$\text{torque requerido en el hombro } (F_h \text{ z seguro}) = 63.325 \text{ lb-pulg}$$

$$F_h \text{ z seguro} = 7.164 \text{ N-m}$$

La velocidad lineal se determina con la siguiente ecuación:

$$\text{velocidad lineal (v)} = \frac{\omega 2 \pi r}{60}$$

Sustituyendo valores para el hombro:

$$v = \frac{8.3 (2) \pi (0.02264)}{60} = 0.0197 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$
$$v = 3.874 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

A partir del torque requerido en el hombro, determinamos la fuerza aplicada F:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{7.164 \text{ N-m}}{0.0226 \text{ m}} = 316.357 \text{ N} = 71.032 \text{ lb}$$

La potencia Pot es:

$$\text{Pot} = F \cdot v$$

Sustituyendo valores:

$$\text{Pot} = (316.357 \text{ N}) (0.0197 \frac{\text{m}}{\text{s}}) = 6.226 \text{ W} = 0.008 \text{ HP}$$

De la misma forma se realizan los cálculos para las demás articulaciones. La velocidad angular ω y el radio de la polea r son los mismos. Dichos cálculos se resumen en la siguiente tabla:

TIPO	TORQUE REQUERIDO N-m (LB-PULG)	FUERZA N (LB)	POTENCIA W (HP)
giro de hombro	7.164 (63.325)	316.357 (71.032)	6.228 (0.008)
giro de codo	3.557 (31.446)	157.099 (35.274)	3.092 (0.004)
giro de muñeca	1.104 (9.756)	48.738 (10.943)	0.959 (0.001)
cabeceo de muñeca	1.104 (9.756)	48.738 (10.943)	0.959 (0.001)

Nota: se supondrá que el torque requerido para el cabeceo de la muñeca es igual que el torque requerido para giro de muñeca.

Se determina la potencia de diseño mediante el factor de servicio. El factor de servicio se obtiene de la tabla 1⁷, considerando servicio intermitente (3-5 horas diariamente o eventual), donde la máquina impulsora es un motorreductor de imán permanente. La máquina impulsada es una máquina de trabajo ligero. El valor utilizado es de 1.2⁸. Tenemos que:

$$\text{Factor de servicio} = 1.2$$

$$\text{Potencia de diseño} = \text{Factor de servicio} \times \text{potencia}$$

Sustituyendo valores para el hombro:

$$\text{Potencia de diseño} = 1.2 \times 6.226 = 7.472 \text{ N} = 0.010 \text{ HP}$$

De igual forma se calculan las potencias de diseño de las demás articulaciones. Tales valores se encuentran en la siguiente tabla:

TIPO	POTENCIA DE SERVICIO W (HP)
giro de hombro	7.472 (0.010)
giro de codo	3.710 (0.005)
giro de muñeca	1.151 (0.0015)
cabeceo de muñeca	1.151 (0.0015)

Se selecciona el paso de banda. Lo normal es emplear el "gráfico para selección de paso de banda"⁹, empleando la potencia de diseño y la velocidad del eje más rápido (la velocidad a la salida del motorreductor se conserva en todas las poleas). Sin embargo, el punto obtenido con estos dos valores se encuentra fuera de la gráfica. Por lo anterior fue necesario consultar directamente con Gates Rubber de México quien sugirió para las transmisiones un paso XL (0.200 pulg) o uno L (0.378 pulg). Lo anterior obedece a que el punto se encuentra cercano a las líneas de separación de las áreas XL y L, por lo que se puede diseñar la

transmisión con cualquiera de los dos pasos. La selección se hace en base a los demás requerimientos. Como es deseable que el robot sea lo más compacto posible , la banda XL es más adecuada pues sus anchos pueden ser de 0.25 o 0.375 pulg, mientras que en la de paso L el ancho mínimo es de 0.5 pulg.

Se busca ahora la combinación de poleas, longitud de bandas y distancias entre centros. Para el eslabón 1 este paso implica el acomodar los motores con sus bandas y poleas de manera que el conjunto sea compacto y que no haya interferencia entre los elementos, ajustándose a la limitante que hay con respecto a las distancias entre centros para las bandas estándar.

De la tabla 2¹⁰, para poleas impulsora e impulsada de igual número de muescas (28) y a la que corresponde una relación de velocidades de 1, se obtuvieron las siguientes combinaciones:

TIPO	LONGITUD DE BANDA (PULG)	DISTANCIA ENTRE CENTROS (PULG)
giro de hombro	20	7.2
giro de codo	20	7.2
giro de muñeca	13	3.7
cabeceo de muñeca	24	9.2

Para estas combinaciones corresponde un factor de corrección Fc de 1.0 que usaremos más tarde para determinar el ancho de

banda.

En los casos del antebrazo y brazo, la distancia entre centros es fija (15 cm). Como no hay una combinación de poleas de 28 muescas con alguna banda que dé tal distancia entre centros, se tomó la banda más próxima por el límite superior (esto implica que habrán de emplearse tensores para las bandas del antebrazo y brazo) que es la de 18 pulg y a la que corresponde una distancia entre centros de 6.2 pulg.

El siguiente paso consiste en seleccionar el ancho de la banda. En las tablas 8 y 9¹¹ se dan las potencias para bandas de paso XL de 0.25 y 0.38 pulg de ancho, respectivamente. Sabiendo la velocidad del eje más rápido y el número de dientes de la polea, se obtiene la potencia básica. Esta potencia se multiplica por el factor de corrección F_c (anteriormente mencionado y cuyo valor es de 1) y se obtiene la potencia corregida. Si el valor obtenido es igual o excede la potencia de diseño, entonces el ancho es el adecuado.

Las tablas 8 y 9 no contemplan velocidades inferiores a 100 RPM. Por tal motivo se consultó con Gates Rubber de México para la selección del ancho de la banda, siendo sugerida la de 0.38 pulg.

Se emplearán dos poleas y una banda para la codificación de giro de base. La potencia exigida es muy baja para tales elementos

pues sólo servirán para seguir el movimiento del eje. Se seleccionó paso XL y ancho de banda de 0.25 pulg. Por encontrarse en un espacio muy limitado algunas dimensiones de las poleas son especiales. Estos elementos no ameritan ser calculados.

Tensiones de las bandas.

Las tensiones en las bandas, para el cálculo de cargas en los ejes, se determinan por el siguiente método:

La tensión que provoca la banda es la suma de los vectores T_r y T_s , que son las tensiones del lado apretado y del lado relajado respectivamente. Su cálculo para bandas de tiempo es mediante las siguientes fórmulas:

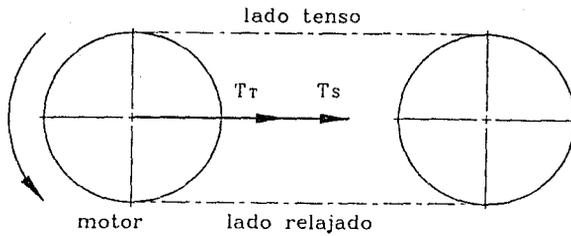
$$T_r = 41,250 \frac{HP}{V} \quad ; \quad y \quad T_s = 8,250 \frac{HP}{V}$$

donde: HP es la potencia de diseño en HP

v es la velocidad de la banda en $\frac{\text{pies}}{\text{min}}$

Los vectores T_r y T_s son paralelos a sus respectivos segmentos de banda. Dentro del proyecto existen dos tipos de configuraciones: bandas sin tensor y bandas con tensor.

Para las bandas sin tensor, el diagrama queda:



Para el giro del hombro tenemos:

$$T_r = 41,250 \frac{0.0100}{3.874} = 106.637 \text{ lb}; \quad T_s = 8,250 \frac{0.100}{3.874} = 21.327 \text{ lb}$$

$$T_r = 474.932 \text{ N}; \quad T_s = 94.986 \text{ N}$$

La tensión total T_{tot} es:

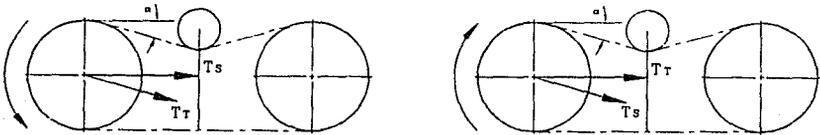
$$T_{\text{tot}} = T_r + T_s = 106.637 + 21.327 = 127.964 \text{ lb}$$

$$T_{\text{tot}} = 569.919 \text{ N}$$

El cálculo es igual para las demás articulaciones. En la siguiente tabla se observan los valores:

TIPO	TENSION T_r N (LB)	TENSION T_s N (LB)	TENSION TOTAL N (LB)
giro de hombro	474.932 (106.637)	94.986 (21.327)	569.919 (127.964)
giro de codo	235.846 (52.955)	47.169 (10.591)	283.015 (63.546)
giro de muñeca	73.168 (16.428)	14.634 (3.286)	87.802 (19.714)
cabeceo de muñeca	73.168 (16.428)	14.634 (3.286)	87.802 (19.714)

Para las bandas con tensor se presentan dos casos mostrados en los siguientes diagramas:



Donde el ángulo α es de 27° .

La suma vectorial se hace con las componentes de las tensiones:

Para el giro del codo con T_r en el tensor:

$$T_x = T_r \cos \alpha + T_s$$

$$T_y = T_r \sin \alpha$$

Sustituyendo valores:

$$T_x = 235.846 \cos 27^\circ + 47.169 = 257.313 \text{ N}$$

$$T_y = 235.846 \sin 27^\circ = 107.065 \text{ N}$$

La resultante es:

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2} = \sqrt{(257.313)^2 + (107.065)^2} = 278.699 \text{ N}$$

El ángulo β es:

$$\beta = \tan^{-1} \frac{T_y}{T_x} = \tan^{-1} \frac{107.065}{257.313} = 22.59^\circ$$

Los cálculos para las tensiones de las bandas de las otras articulaciones se presentan en la siguiente tabla:

TIPO	Tr x N (LB)	Tr y N (LB)	T x N (LB)	T N (LB)	DIRECCION °
giro de codo	210.145 (47.184)	107.065 (24.039)	257.313 (57.775)	278.699 (62.576)	22.59
giro de muñeca	65.194 (14.638)	33.215 (7.458)	79.828 (17.924)	86.462 (19.413)	22.59
cabeceo de muñeca	65.194 (14.638)	33.215 (7.458)	79.828 (17.924)	86.462 (19.413)	22.59

Para el giro del codo con Ts en el tensor:

$$T_x = T_s x + T_r = T_s \cos \alpha + T_r$$

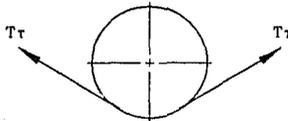
$$T_y = T_s y = T_s \sin \alpha$$

El método es similar al empleado para Tr en el tensor. Los resultados se presentan en la siguiente tabla:

TIPO	Ts x N (LB)	Ts y N (LB)	T x N (LB)	T N (LB)	DIRECCION °
giro de codo	42.029 (9.437)	21.413 (4.808)	277.875 (62.391)	278.699 (62.576)	4.407
giro de muñeca	13.039 (2.928)	6.643 (1.492)	86.207 (19.356)	86.462 (19.413)	4.407
cabeceo de muñeca	13.039 (2.928)	6.643 (1.492)	86.207 (19.356)	86.462 (19.413)	4.407

Cálculo de la fuerza en el tensor.

El caso crítico en el tensor es cuando T_r está actuando sobre él. La tensión en la banda es la misma a cada lado del tensor (el tensor tiene similitud a una polea simple).



Podemos observar del diagrama que la componente x de la fuerza sobre el tensor debida a las tensiones T_r es nula pues son simétricas. Sin embargo existirá una fuerza en x debida a la fricción y que actuará sobre el tensor. Tal componente en x es:

$$F_x = \mu F_y$$

donde: μ es el coeficiente de fricción estática entre el tensor y la banda, cuyo valor máximo es de 0.15.

Obtenemos la resultante en y:

$$Tr_y = Tr \sin 27^\circ = 235.846 \sin 27^\circ = 107.065 \text{ N}$$

La fuerza sobre el tensor en el eje y (F_y) es:

$$F_y = 2 Tr_y$$
$$F_y = 2 (107.065) = 214.129 \text{ N}$$

La F_x es:

$$F_x = 0.15 (214.129) = 32.119 \text{ N} = 7.212 \text{ lb}$$

La componente es:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(32.119)^2 + (214.129)^2} = 216.525 \text{ N}$$
$$\gamma = \tan^{-1} \frac{F_y}{F_x} = \tan^{-1} \frac{214.129}{32.119} = 81.48^\circ$$

El cálculo para los tensores de las demás transmisiones se encuentran en la siguiente tabla:

TIPO	Tr y N (LB)	F y N (LB)	F x N (LB)	F N (LB)	γ °
giro de codo	107.065 (24.039)	214.129 (48.079)	32.119 (7.212)	216.525 (48.616)	81.48
giro de muñeca	33.215 (7.458)	66.431 (14.916)	9.965 (2.237)	67.174 (15.083)	81.48
cabeceo de muñeca	33.215 (7.458)	66.431 (14.916)	9.965 (2.237)	67.174 (15.083)	81.48

El tensor y su soporte deberán resistir las fuerzas calculadas.

Resolución y codificación.

Se proponen codificadores de 2500 pulsos por revolución. Para este valor se puede tener en el extremo del brazo completamente estirado, la siguiente resolución:

$$\text{resolución} = \frac{2 \text{ (alcance máximo)} \pi}{2500} = \frac{2 \text{ (450)} \pi}{2500} = 1.131 \text{ mm}$$

La precisión en estos valores está entre ± 0.1 grados, lo que representa:

$$\text{precisión} = \pm \frac{0.1 (2) (\text{alcance máximo}) \pi}{360} = \pm \frac{0.1 (2) (450) \pi}{360}$$

$$\text{precisión} = \pm 0.785 \text{ mm}$$

Esto quiere decir que en el peor de los casos, y con el brazo extendido a su máximo alcance, podrá existir una variación (debida únicamente a los codificadores) en el posicionamiento de la punta de la pinza de 0.785 mm hacia cualquier lado.

Cálculo de los ejes.

Los ejes serán estacionarios. Sobre ellos girarán poleas y otros elementos. Aunque existirá un momento torsionante debido a las fuerzas de fricción entre el eje y los bujes, tales fuerzas son tan pequeñas que las consideraremos despreciables.

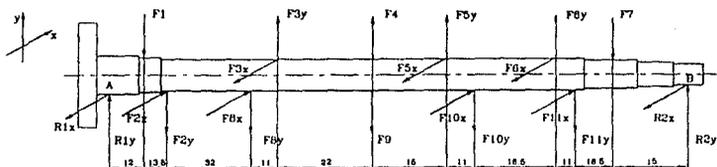
El análisis para los ejes se realiza considerandolos como vigas con flexión pura.

Para el cálculo de los ejes consideraremos un caso crítico, en el cual todas las transmisiones están funcionando (proporcionando así todas las tensiones por las bandas) y el peso de los eslabones superiores se presenta en el eje.

Como se mencionó en el cálculo de las tensiones de las

bandas, existen dos situaciones (según el sentido de giro de las transmisiones sincrónicas) en las cuales las fuerzas de las bandas con tensor son diferentes. A continuación se presenta el cálculo de los ejes para el caso en que T_r se encuentra en el tensor.

Iniciemos el cálculo para el eje del hombro. A continuación se presenta su diagrama de cuerpo libre:



F_1 es la mitad del peso de los elementos que se encuentran encima del hombro (carga de trabajo, pinza, muñeca, antebrazo, codo y brazo).

F_2 , F_8 , F_{10} y F_{11} son tensiones de las bandas conectadas a sus respectivos motores de activación de la transmisión. F_2 = tensión total T para giro de hombro; F_8 = tensión total T para cabeceo de muñeca; F_{10} = tensión total T para giro de muñeca; y F_{11} = tensión total T para giro de codo.

F_3 , F_5 , y F_6 son las tensiones de las bandas de los eslabones superiores.

F_4 y F_9 son la tensión del hilo para apertura de pinza.

F_7 es la mitad del peso de los elementos superiores.

R_1 y R_2 son las reacciones en los puntos A y B respectivamente.

Obtenemos la resultante R_2 con la sumatoria de momentos con respecto al punto A. Las distancias y las componentes de las fuerzas se dan en la siguiente tabla:

Fuerza	Compon. en x (N)	Compon. en y (N)	Distan. de A (m)	Momento y (N-m)	Momento x (N-m)
F ₁	-----	10.404	0.012	0.125	0
F ₂	79.317	564.373	0.0255	14.392	2.023
F ₃	33.215	79.828	0.0685	5.468	2.275
F ₄	-----	7.251	0.0905	0.656	0
F ₅	33.215	79.828	0.1055	8.422	3.504
F ₆	107.065	257.313	0.139	35.767	14.882
F ₇	-----	10.404	0.1665	1.732	0
F ₈	55.255	68.235	0.0575	3.923	3.177
F ₉	-----	7.251	0.0905	0.656	0
F ₁₀	24.201	84.400	0.1165	9.833	2.819
F ₁₁	245.098	141.508	0.150	21.226	36.764
momentos totales				1.574*	24.123*

* Nota: los momentos totales se obtienen sumando o restando los momentos en x o en y de acuerdo a sus sentidos.

** Los ángulos de las fuerzas F_2 , F_8 , F_{10} y F_{11} (para la obtención de sus componentes) son 82, 51, 74 y 30° respectivamente.

$$R_{2y} = \frac{\text{momento total en y}}{0.1815} = 8.674 \text{ N}$$

$$R_{2x} = \frac{\text{momento total en x}}{0.1815} = 132.907 \text{ N}$$

Por sumatoria de fuerzas en x y sumatoria de fuerzas en y tenemos que las componentes de R_1 son:

$$R_{1y} = F_{1y} + F_{2y} - F_{3y} - F_{4y} - F_{5y} - F_{6y} + F_{7y} + F_{8y} + F_{9y} + F_{10y} + F_{11y} - R_{2y} = 453.680 \text{ N}$$

$$R_{1x} = F_{2x} - F_{3x} - F_{5x} - F_{6x} + F_{8x} + F_{10x} + F_{11x} - R_{2x} = 97.471 \text{ N}$$

Elaboramos los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para cada uno de los planos (horizontal y vertical):

Diagrama de fuerzas cortantes verticales:

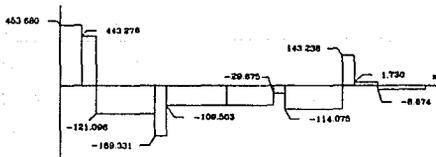


Diagrama de momentos flexionantes verticales:

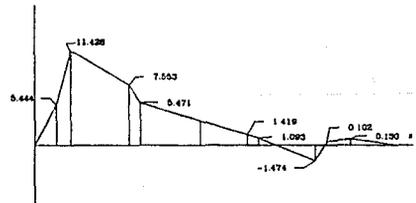


Diagrama de fuerzas cortantes horizontales:

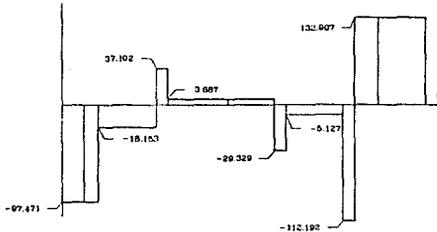
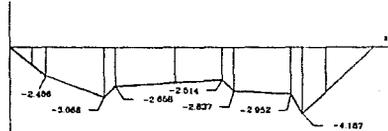


Diagrama de momentos flexionantes horizontales:



Nota: Los momentos flexionantes en el plano vertical (Mv) y en el plano horizontal (Mh) se deducen del diagrama de fuerzas cortantes mediante la suma o resta de las áreas formadas.

Los momentos en cada uno de los puntos de aplicación de las fuerzas se resumen en la siguiente tabla. Calculamos los esfuerzos en cada uno de los puntos considerando las dimensiones de su sección transversal correspondiente mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma \text{ (esfuerzo)} = \frac{\text{momento flexionante}}{\text{módulo de sección}} = \frac{M}{Z}$$

El módulo de sección de un eje macizo es:

$$Z = \frac{\pi d_{ext}^3}{32}$$

PUNTO	Momento flexion. vertical N-m	Momento flexion. horizon. N-m	Momento flexio. total N-m	d.e.x.t (m)	Módulo de sección m ³
F ₁	5.444	-1.170	5.568	0.01	9.817x10 ⁻⁸
F ₂	11.428	-2.486	11.696	0.009	7.157x10 ⁻⁸
F ₃	5.471	-2.658	6.082	0.009	7.157x10 ⁻⁸
F ₄	3.062	-2.573	3.999	0.009	7.157x10 ⁻⁸
F ₅	1.419	-2.514	2.887	0.009	7.157x10 ⁻⁸
F ₆	-1.474	-2.952	3.300	0.009	7.157x10 ⁻⁸
F ₇	0.130	-1.994	1.998	0.008	5.027x10 ⁻⁸
F ₈	7.553	-3.066	8.152	0.009	7.157x10 ⁻⁸
F ₉	3.062	-2.573	3.999	0.009	7.157x10 ⁻⁸
F ₁₀	1.093	-2.837	3.040	0.009	7.157x10 ⁻⁸
F ₁₁	0.102	-4.187	4.188	0.009	7.157x10 ⁻⁸

Calculamos los esfuerzos en cada uno de los puntos de aplicación de las fuerzas:

PUNTO	Esfuerzo N/m ²
F1	56 719 172
F2	163 415 489
F3	84 985 036
F4	55 876 884
F5	40 342 212
F6	46 108 726
F7	39 745 791
F8	113 903 650
F9	55 876 884
F10	42 479 304
F11	58 513 724

El esfuerzo máximo de tensión S puede ser tomado como el 60% del límite elástico en tensión, pero no mayor al 36% de la resistencia última a la tensión¹².

$$S = 0.6 (80\ 000) = 48\ 000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} = 331\ 358\ 918.72 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

no mayor a:

$$S = 0.36 (90\ 000) = 32\ 400 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} = 223\ 667\ 270.13 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

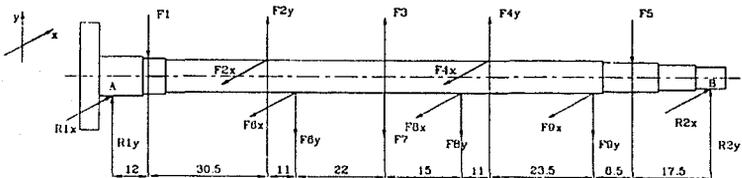
Como S calculado a partir del límite elástico de tensión es

mayor a S calculado a partir de la resistencia última a la tensión, tomamos el valor de $S = 223\ 667\ 270.13 \frac{N}{m^2}$.

Observamos en la tabla y ningún valor excede el esfuerzo permisible de flexión por lo que el eje propuesto es seguro.

Para el eje del codo:

El diagrama de cuerpo libre del eje del codo es:



Las fuerzas del diagrama se dan en la siguiente tabla:

PUNTO	Compon. x (N)	Compon. y (N)	Distanc. de A (m)	Momento y (N-m)	Momento x (N-m)
F1	-----	7.202	0.012	0.086	0
F2	33.215	79.828	0.0425	3.393	1.412
F3	-----	7.251	0.0755	0.547	0
F4	33.215	79.828	0.1015	8.103	3.371
F5	-----	7.202	0.1335	0.961	0
F6	33.215	79.828	0.0535	4.271	1.777
F7	-----	7.251	0.0755	0.547	0
F8	33.215	79.828	0.0905	7.224	3.006
F9	107.065	257.313	0.125	32.164	13.383
Momentos totales				33.212*	22.949*

* Nota: los momentos totales se obtienen sumando o restando los momentos en x o en y de acuerdo a sus sentidos.

La reacción R₂ es:

$$R_{2x} = 151.981 \text{ N}$$

$$R_{2y} = 219.947 \text{ N}$$

Por suma de fuerzas en x y en y, la reacción R₁ es:

$$R_{ix} = 87.945 \text{ N}$$

$$R_{iy} = 51.770 \text{ N}$$

Elaboramos los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para cada uno de los planos (horizontal y vertical):

Diagrama de fuerzas cortantes verticales:

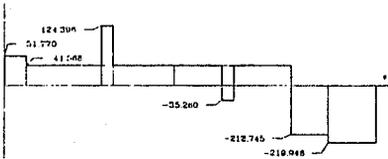


Diagrama de momentos flexionantes verticales:

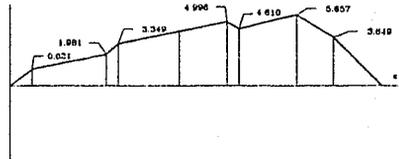


Diagrama de fuerzas cortantes horizontales:

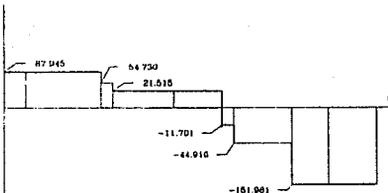
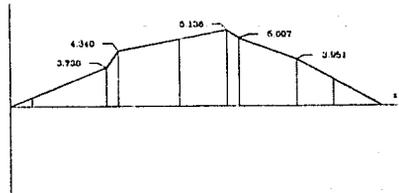


Diagrama de momentos flexionantes horizontales:



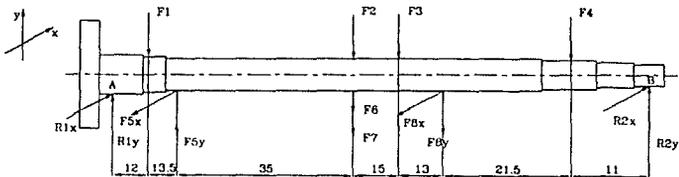
Los momentos flexionantes, los módulos de sección y los esfuerzos se resumen en la siguiente tabla:

PUNTO	Momento flexion. vertical N-m	Momento flexion. horizon. N-m	Momento flexio. total N-m	Módulo de sección m^3	Esfuerzo N/m^2
F ₁	0.621	1.055	1.225	9.817×10^{-8}	12 473 845
F ₂	1.981	3.738	4.230	7.157×10^{-8}	59 103 314
F ₃	4.329	4.813	6.474	7.157×10^{-8}	90 453 630
F ₄	4.610	5.007	6.806	7.157×10^{-8}	95 097 980
F ₅	3.849	2.660	4.679	5.027×10^{-8}	93 077 645
F ₆	3.349	4.340	5.482	7.157×10^{-8}	76 591 761
F ₇	4.329	4.813	6.474	7.157×10^{-8}	90 453 630
F ₈	4.998	5.136	7.166	7.157×10^{-8}	100 130 040
F ₉	5.657	3.951	6.901	7.157×10^{-8}	96 420 754

Observamos en la tabla y ningún valor excede el esfuerzo permisible de flexión por lo que el eje propuesto es seguro.

Para el eje de la muñeca:

Diagrama de cuerpo libre del eje de la muñeca:



Algunas de las fuerzas que actúan sobre este eje no se han determinado o mencionado hasta este momento dentro del cálculo. Tales fuerzas son:

F_2 es la fuerza máxima de seguridad del resorte de compresión, y que a su vez es 2 veces la carga mínima de seguridad de dicho resorte; por lo tanto:

$$F_2 = 2 (6.698 \text{ N}) = 13.395 \text{ N}$$

F_3 es la fuerza de empuje del piñon F_p cuyo cálculo es:

$$F_3 = F_p = F_t \tan\phi \cos\beta$$

donde: F_t es la fuerza tangencial (se considera que esta fuerza actúa en el radio primitivo medio, r). F_t es:

$$F_t = \frac{\text{momento de torsión del piñon}}{\text{radio medio}} = \frac{M_t}{r}$$

Mt tiene el valor de 1.104 N-m (se obtuvo para el cálculo de los torques de los motores).

El valor de r es de aproximadamente 0.015 m. Entonces Ft es:

$$F_t = \frac{1.104}{0.015} = 73.576 \text{ N}$$

ϕ es el ángulo de presión (20°).

β es el ángulo del cono primitivo del piñon (45°).

Sustituyendo valores:

$$F_3 = F_p = 73.576 (\tan 20^\circ) (\cos 45^\circ) = 18.936 \text{ N}$$

F6 es la fuerza máxima de seguridad del resorte de tracción:

$$F_6 = 3.439 \text{ N}$$

F7 es la fuerza máxima de seguridad del solenoide:

$$F_7 = 7.251 \text{ N}$$

Resumimos las fuerzas en la siguiente tabla:

PUNTO	Compon. x (N)	Compon. y (N)	Distanc. de A (m)	Momento y (N-m)	Momento x (N-m)
F1	-----	2.943	0.012	0.035	0
F2	-----	13.395	0.0605	0.810	0
F3	-----	18.936	0.0755	1.430	0
F4	-----	2.943	0.11	0.324	0
F5	33.215	79.828	0.0255	2.036	0.847
F6	-----	3.439	0.0605	0.208	0
F7	-----	7.251	0.0605	0.439	0
F8	33.215	79.828	0.0885	7.065	2.940
Momentos totales				12.346*	3.787*

* Nota: los momentos totales se obtienen sumando o restando los momentos en x o en y de acuerdo a sus sentidos.

La reacción R_2 es:

$$R_{2x} = 31.294 \text{ N}$$

$$R_{2y} = 102.035 \text{ N}$$

Por suma de fuerzas en x y en y, la reacción R_1 es:

$$R_{1x} = 35.137 \text{ N}$$

$$R_{1y} = 106.528 \text{ N}$$

Elaboramos los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para cada uno de los planos (horizontal y vertical):

Diagrama de fuerzas cortantes verticales:

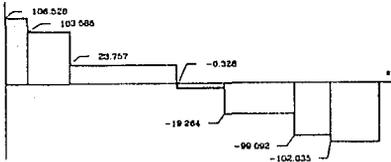


Diagrama de momentos flexionantes verticales:

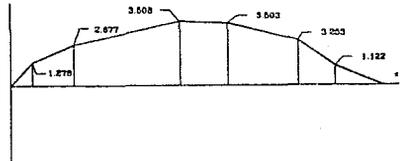


Diagrama de fuerzas cortantes horizontales:

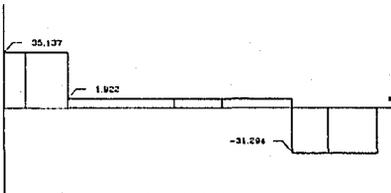
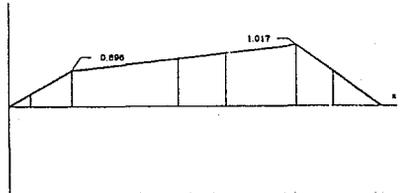


Diagrama de momentos flexionantes horizontales:



Los momentos flexionantes, los módulos de sección y los esfuerzos se dan en la siguiente tabla:

PUNTO	Momento flexion. vertical N-m	Momento flexion. horizon. N-m	Momento flexio. total N-m	Módulo de sección m^3	Esfuerzo N/m^2
F1	1.278	0.422	1.346	9.817×10^{-8}	13 711 041
F2	3.508	0.963	3.638	7.157×10^{-8}	50 832 723
F3	3.503	0.992	3.641	7.157×10^{-8}	50 874 634
F4	1.122	0.344	1.174	5.027×10^{-8}	23 355 774
F5	2.677	0.896	2.823	7.157×10^{-8}	39 440 215
F6	3.508	0.963	3.638	7.157×10^{-8}	50 832 723
F7	3.508	0.963	3.638	7.157×10^{-8}	50 832 723
F8	3.253	1.017	3.408	7.157×10^{-8}	47 620 371

Observamos en la tabla y ningún valor excede el esfuerzo permisible de flexión por lo que el eje propuesto es seguro.

Para el caso en que T_s está en el tensor, el método para la determinación de los esfuerzos es el mismo al presentado en páginas anteriores. A continuación se dan únicamente los valores de los esfuerzos a los que los ejes estarían sometidos.

Para el eje del hombro:

PUNTO	Esfuerzo N/m ²
F1	56 892 377
F2	163 975 144
F3	105 575 732
F4	93 177 701
F5	91 961 033
F6	101 073 641
F7	66 953 819
F8	125 983 487
F9	93 177 701
F10	95 442 723
F11	98 919 972

Para el eje del codo:

PUNTO	Esfuerzo N/m ²
F1	7 094 257.4
F2	31 554 522
F3	66 580 419
F4	70 830 764
F5	83 176 918
F6	51 857 503
F7	66 580 419
F8	76 646 278
F9	85 943 835

Para el eje de la muñeca:

PUNTO	Esfuerzo N/m ²
F1	13 872 460
F2	51 673 523
F3	51 686 315
F4	23 684 040
F5	39 883 502
F6	51 673 523
F7	51 673 523
F8	48 263 489

Cálculo de los ejes de los tensores.

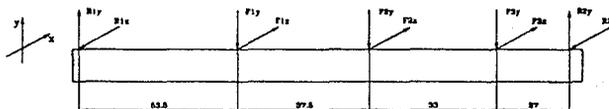
Tomamos los cálculos hechos previamente de las tensiones:

TIPO	TTy N	TTy tot Compon.x N	Tx Compon.y N	T Result. N	dirección °
giro de codo (F3)	107.065	214.129	32.119	216.525	81.475
giro de muñe. (F2)	33.215	66.431	9.965	67.174	81.475
cabeceo de muñ. (F1)	33.215	66.431	9.965	67.174	81.475

El análisis se realiza para el peor de los casos, en el que todos los movimientos se están efectuando y el segmento de banda en contacto con el tensor es Tr.

Para el tensor del brazo:

Diagrama de cuerpo libre del tensor del brazo:



Calculamos las reacciones:

$$R_{2x} = \frac{F_{1x}(0.0535) + F_{2x}(0.091) + F_{3x}(0.124)}{0.151} = 239.412 \text{ N}$$

$$R_{2y} = \frac{F_{1y}(0.0535) + F_{2y}(0.091) + F_{3y}(0.124)}{0.151} = 35.912 \text{ N}$$

La reacción R_1 , por suma de fuerzas, es:

$$R_{1x} = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} - R_{2x} = 107.578 \text{ N}$$

$$R_{1y} = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} - R_{2y} = 16.137 \text{ N}$$

Elaboramos los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para cada uno de los planos (horizontal y vertical):

Diagrama de fuerzas cortantes horizontales:

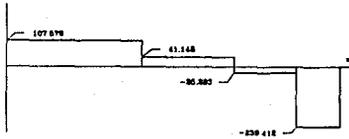


Diagrama de momentos flexionantes horizontales:

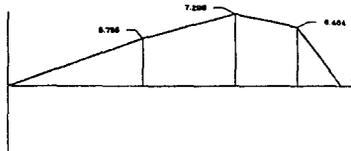


Diagrama de fuerzas cortantes verticales:

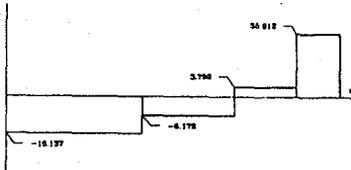
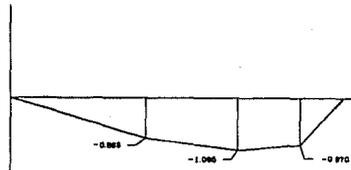


Diagrama de momentos flexionantes verticales:



Los momentos flexionantes se resumen en la siguiente tabla:

PUNTO	Momento horizon. N-m	Momento vertical N-m	Momento total N-m
F ₃	6.464	-0.970	6.536
F ₂	7.298	-1.095	7.380
F ₁	5.755	-0.863	5.820

El módulo de sección para el eje propuesto (eje macizo), de 0.01 m de diámetro es:

$$Z = \frac{\pi d^3}{32} = 9.817 \times 10^{-8} \text{ m}^3$$

Tomamos el momento flexionante máximo y calculamos el esfuerzo σ :

$$\sigma = \frac{7.380}{9.817 \times 10^{-8}} = 75\,173\,319 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

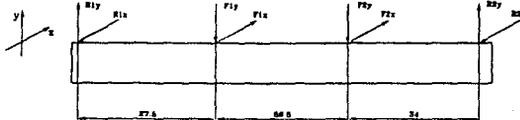
El esfuerzo máximo de flexión S del Nylamid es:

$$S = 1\,200 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 117\,720\,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Vemos que el momento flexionante máximo no excede el esfuerzo permisible por lo que el eje es seguro.

Para el tensor del antebrazo el método es similar al usado para el cálculo del tensor del brazo. Tenemos entonces:

Diagrama de cuerpo libre del tensor del antebrazo.



Los valores de F_1 y F_2 son las mismas a las dadas para el tensor del brazo.

Calculamos las reacciones:

$$R_{2x} = \frac{F_{1x}(0.0275) + F_{2x}(0.087)}{0.121} = 62.862 \text{ N}$$

$$R_{2y} = \frac{F_{1y}(0.0275) + F_{2y}(0.087)}{0.121} = 9.429 \text{ N}$$

La reacción R_1 , por suma de fuerzas, es:

$$R_{1x} = F_{1x} + F_{2x} - R_{2x} = 69.999 \text{ N}$$

$$R_{1y} = F_{1y} + F_{2y} - R_{2y} = 10.500 \text{ N}$$

Elaboramos los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para cada uno de los planos (horizontal y vertical):

Diagrama de fuerzas
cortantes horizontales:

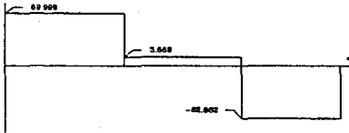


Diagrama de momentos
flexionantes horizontales:

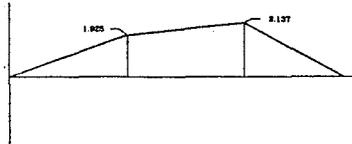


Diagrama de fuerzas
cortantes verticales:

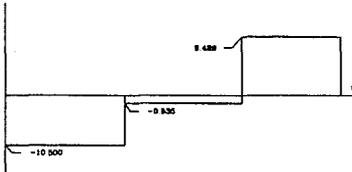
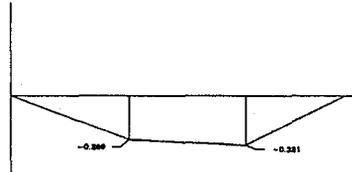


Diagrama de momentos
flexionantes verticales:



Los momentos flexionantes se resumen en la siguiente tabla:

PUNTO	Momento horizon. N-m	Momento vertical N-m	Momento total N-m
F2	2.137	-0.321	2.161
F1	1.925	-0.289	1.947

El valor de Z y de S son los mismos. Calculamos el esfuerzo con el momento de flexión máximo:

$$\sigma = \frac{2.161}{9.817 \times 10^{-8}} = 22\ 012\ 835 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Vemos que el momento flexionante máximo no excede el esfuerzo permisible por lo que el eje es seguro.

Cálculo del engranaje para cierre de pinza.

Mediante la ecuación de Lewis, determinemos el esfuerzo de flexión producido S:

$$F = S b P_c y \dots\dots\dots(1)$$

donde: F es la fuerza transmitida.

S es el esfuerzo de flexión producido.

b es el ancho del diente.

P_c es el paso circular.

y es el factor de forma.

Despejando S de (1):

$$S = \frac{F}{b P_c y} \dots\dots\dots(2)$$

Sabemos que b es igual a 0.25 pulg. Proponemos el paso diametral normalizado más grande comúnmente usado que es de 40¹³.

Para este valor corresponde:

$$P_c = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{40} = 0.0785$$

Obtenemos el valor del factor de forma y de tablas (en este caso, interpolamos para determinar su valor) que es:

$$y = 0.1068$$

Cuando la pinza abre, los dedos no presentan resistencia al movimiento. El momento más crítico para el dentado se presenta cuando el resorte empuja para aprisionar algún objeto cuya dimensión corresponde al de apertura máxima. Para dicha condición, el resorte proporciona una carga máxima de 1.366 N o 0.307 lb, que se divide en los dos arcos dentados. Por lo tanto:

$$F = \frac{1}{2} (0.307 \text{ lb}) = 0.1535 \text{ lb}$$

Sustituimos valores en (2):

$$S = \frac{0.1535}{(0.25)(0.0785)(0.1068)} = 73.199 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Para engranes rectos, el esfuerzo máximo permisible está dado por la siguiente ecuación:

$$S \text{ permisible} = S_o \left(\frac{78}{78 + \sqrt{V}} \right) \begin{array}{l} \text{para velocidades mayores} \\ \text{de 4000 pies/min.....(3)} \end{array}$$

donde: S_o es el coeficiente estático unitario corregido por los valores de la concentración media de esfuerzos del

material del engranaje (lb/pulg²).

V es la velocidad en la línea primitiva (pies/min).

En general, se puede tomar S_o como una tercera parte de la resistencia al fallar del material (para el nylon, S_o tiene valor de 6000 lb/pulg²). Así:

$$S_o = \frac{1}{3} (6000) = 2000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Si el esfuerzo de flexión fuese igual al esfuerzo permisible podemos obtener de la ecuación (3) el valor de la velocidad al cual fallaría el dentado. Despejamos entonces V:

$$V = \left(\frac{S_o (78)}{S \text{ permisible}} - 78 \right)^2$$

Sustituyendo valores:

$$V = \left(\frac{2000 (78)}{73.199} - 78 \right)^2 = 4\,215\,492.3 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

La velocidad obtenida es sumamente grande. Aunque el fabricante no proporciona la velocidad de actuación del solenoide, para poder determinar la velocidad máxima del seguidor, es casi imposible que sea comparable a la aquí calculada. Podemos decir entonces que los dientes del engrane resistirán las condiciones a las que estarán sometidos.¹⁴

A continuación se presentan las dimensiones básicas del dentado para el cierre de pinza:

DIMENSIONES DE LOS DIENTES DEL ENGRANAJE DE CIERRE DE PINZA
(EVOLVENTE DE PROFUNDIDAD COMPLETA, $14 \frac{1}{2}^\circ$)

Paso diametral Pd	40
Paso circular Pc	0.0785 pulg
Número de dientes Z	Z _A = 40* ; Z _B = cremallera
Anchura de los dientes b	b _A = 0.25 pulg ; b _B = 11 mm
Diámetro primitivo d	d _A = 1 pulg ; d _B = infinito
Altura de la cabeza h _a	h _a = 1/Pd = 0.025 pulg
Altura del pie h _r	h _r = 1.157/Pd = 0.029 pulg
Altura del diente h	h = h _a + h _r = 0.054 pulg
Diámetro de cabeza d _a	d _{aA} = d + 2 h _a = 1.05 pulg**
Diámetro de pie d _r	d _{rA} = d - 2 h _r = 0.942 pulg**
Angulo de presión ϕ	$14 \frac{1}{2}^\circ$

* Para la circunferencia completa.

** Estos valores corresponden únicamente al arco dentado.

Cálculo de los engranes para giro de muñeca.

En un principio se mencionó que se incorporarán al diseño, donde sea posible, piezas comerciales¹⁵. Los engranes para giro de muñeca pueden ser adquiridos en el mercado. Se encontraron engranes cónicos fabricados por la Charles Bond Co. que cubren las normas de la AGMA (American Gear Manufacturers Association).

Probemos el engrane S12M18N:

El fabricante proporciona los siguientes datos:

Paso diametral (Pd) = 12

Diámetro primitivo (Dp) = 1.5 pulg

Longitud del diente (b) = 0.375 pulg

Angulo de presión (ϕ) = 20°

Número de dientes (Z) = 18

Con estos datos podemos determinar la distancia de cono (L):

$$L = \frac{D_p}{2 \operatorname{sen} \delta_A}$$

donde: δ_A es el ángulo primitivo. Como se requiere que la relación de velocidades sea 1:1, los engranes son iguales (por lo que δ_A vale 45°).

Sustituyendo valores:

$$L = \frac{1.5}{2 \operatorname{sen} 45^\circ} = 1.061 \text{ pulg}$$

Se sabe que el material de los engranes es acero, sin especificar el tipo. Tomemos entonces el acero de menor dureza encontrado en tablas¹⁶. Sus características son las siguientes:

Número de dureza Brinell (BHN) = 160

Esfuerzo permisible de flexión = resistencia al punto de cedencia

$$\text{Esfuerzo permisible de flexión (S)} = 40,000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\text{Módulo de elasticidad (E)} = 30 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\text{Límite de fatiga del material (So)} = \frac{1}{3} S$$

$$S_o = \frac{1}{3} (40,000) = 13,333.333 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

La carga de desgaste límite F_w se determina con la siguiente ecuación:

$$F_w = \frac{0.75 D_p b K Q}{\cos \delta_A}$$

donde : K es el factor de esfuerzo por fatiga.

Q es el factor de relación basado en el número formativo de dientes.

El factor de esfuerzo por fatiga K se define por:

$$K = \frac{S_{se}^2 (\sin \phi) (1/E_p + 1/E_g)}{1.4}$$

En la que:

S_{se} es el límite de fatiga de las superficies de los engranes y su valor es de

$$Ses = 400 \text{ (BHN)} - 10,000 = 400 \text{ (160)} - 10,000 = 54,000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

E_p es el módulo de elasticidad del material del piñon.

E_g es el módulo de elasticidad del material del engrane.

Como se usarán dos engranes iguales, los módulos de elasticidad son del mismo valor ($30 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2$).

Sustituyendo valores para encontrar K:

$$K = \frac{54,000^2 (\text{sen } 20^\circ) \{1/(30 \times 10^6) + 1/(30 \times 10^6)\}}{1.4} = 47.492$$

El factor de relación Q es:

$$Q = \frac{2 N_g}{(N_p + N_g)}$$

N_p y N_g son los números formativos de dientes del piñon y del engrane respectivamente. Como los engranes son iguales, los números formativos de dientes son iguales. En este caso, Q tiene valor de:

$$Q = 1$$

Ahora podemos calcular F_w :

$$F_w = \frac{0.75(1.5)(0.375)(47.492)(1)}{\cos 45^\circ} = 28.333 \text{ lb}$$

La carga de fatiga límite F_o es:

$$F_o = \frac{S_o b y \pi}{P_d} \left(\frac{L - b}{L} \right)$$

En la ecuación anterior y es el factor de forma. Tomamos su valor de tablas¹⁷:

$$y = 0.078$$

Sustituimos valores y determinamos F_o :

$$F_o = \frac{13,333.333 (0.375) (0.078) (\pi)}{12} \left(\frac{1.061 - 0.375}{1.061} \right)$$

$$F_o = 66.003 \text{ lb}$$

La carga dinámica F_d se determina con la siguiente ecuación:

$$F_d = F + \frac{0.05 V (b C + F)}{0.05 V + \sqrt{b C + F}}$$

donde: F es la fuerza en el diámetro de paso, calculada como

$$F = \frac{2 T}{D_p}$$

siendo T el torque aplicado por el motorreductor.

V es la velocidad en el diámetro de paso en pies/min:

$$V = \frac{\omega \pi D_p}{12}$$

siendo la velocidad angular ω de 8.3 RPM.

C es la constante de forma del diente. Su valor es obtenido de tablas¹⁸:

$$C = 4980$$

El torque máximo que aplicará el motorreductor en la muñeca se obtuvo con anterioridad¹⁹ y es:

$$T = 9.756 \text{ lb-pulg}$$

Por lo que F es:

$$F = \frac{2 (9.756)}{1.5} = 13.008 \text{ lb}$$

La V es:

$$V = \frac{8.3 (\pi) 1.5}{12} = 3.259 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Ya podemos calcular la Fd:

$$F_d = 13.008 + \frac{0.05 (3.259) ((0.375)(4980) + 13.008)}{0.05 (3.259) + \sqrt{(0.375)(4980) + 13.008}}$$
$$F_d = 20.049 \text{ lb}$$

Para el diseño seguro, se debe de cumplir:

$$F_o \geq F_d \leq F_w$$

Verificamos:

$$66.003 > 20.049 < 28.333$$

Sí se cumple, por lo que podemos usar estos engranes para el giro de muñeca.

Cálculo de los engranes de la base.

Algunas de las ecuaciones utilizadas en el cálculo de los engranes de la base son las ya empleadas en el punto anterior, por lo que sólo se darán los valores obtenidos.

Se sabe que el motorreductor empleado para hacer girar el robot tiene las siguientes características:

velocidad del motorreductor (ω_A) = 14 RPM

torque máximo obtenible ($T_{\text{máx}}$) = 115 lb-pulg = 13.009 N-m

Se buscan lograr las siguientes características:

la velocidad deseable para el giro de base (ω_B) = 8 RPM

torque requerido para el giro (T) = 174.553 lb-pulg

$T = 19.746 \text{ N-m}$

Se proponen:

Diámetro primitivo del piñón d_a : 50 mm = 1.969 pulg

Módulo m : 1

Material:

acero 1045

Angulo de presión ϕ :

20°

Podemos determinar el número de dientes del piñón Z_A :

$$Z_A = \frac{d_A}{m} = \frac{50}{1} = 50 \text{ dientes}$$

El factor de forma y para 50 dientes es:

$$y = 0.13$$

El número de dientes del engrane Z_B es:

$$Z_B = Z_A \frac{\omega_A}{\omega_B} = 50 \frac{14}{8} = 87.5 \text{ dientes}$$

Este número debe de ser entero. Probemos con 87 dientes:

$$Z_B = 87 \text{ dientes}$$

La velocidad corregida de giro de base es:

$$\omega_B = \omega_A \frac{Z_A}{Z_B} = 14 \frac{50}{87} = 8.046 \text{ RPM}$$

El diámetro primitivo del engrane d_B es:

$$d_B = m Z_B = 1(87) = 87 \text{ mm} = 3.425 \text{ pulg}$$

El paso diametral P_d es:

$$P_d = \frac{Z_A}{d_A} = \frac{Z_B}{d_B} = 25.4$$

Los ángulos primitivos del piñón (δ_A) y del engrane (δ_B) son:

$$\delta_A = \tan^{-1} \frac{Z_A}{Z_B} = 29.887^\circ$$

$$\delta_B = \tan^{-1} \frac{Z_B}{Z_A} = 60.113^\circ$$

La distancia de cono L es:

$$L = \frac{d_A}{2 \sin \delta_A} \quad \text{o} \quad L = \frac{d_B}{2 \sin \delta_B}$$

$$L = 50.172 \text{ mm} = 1.975 \text{ pulg}$$

El ancho del diente b debe ser:

$$\frac{1}{4} L \leq b \leq \frac{1}{3} L$$

Proponemos un valor de:

$$b = \frac{1}{4} L = 12.543 \text{ mm} = 0.494 \text{ pulg}$$

El acero 1045 posee las siguientes características:

Número de dureza Brinell (BHN):	de	187 a 241
Módulo de elasticidad (E):		30 000 000
Resistencia al punto de cedencia (Sn):	de	80 000 a 100 000
Resistencia a la tracción:		de 90 000 a 115 000

Determinamos la carga de desgaste límite Fw:

El límite de fatiga de las superficies de los engranes Ses es:

$$Ses = 400 \text{ (BHN)} - 10,000 = 86\,400 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Nota: para este cálculo consideraremos la dureza máxima dada (241).

El factor de esfuerzo por fatiga K es:

$$K = \frac{86,400^2 (\text{sen } 20^\circ) \left(\frac{2}{30\,000\,000} \right)}{1.4} = 121.579$$

El número formativo de dientes del piñon y el del engrane (N_p y N_g respectivamente) son:

$$N_p = \frac{Z_A}{\cos \delta_A} = 57.669 \quad ; \quad N_g = \frac{Z_B}{\cos \delta_B} = 174.599$$

Por lo que Q es:

$$Q = \frac{2 N_g}{N_p + N_g} = 1.503$$

La carga de desgaste límite es:

$$F_w = 153.703 \text{ lb}$$

Ahora la carga de fatiga límite F_o :

El límite de fatiga del material S_o es:

$$S_o = \frac{1}{3} S_n = 33\,333.333 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Nota: se usará la resistencia máxima dada para el acero 1045.

Por lo que F_o es:

$$F_o = 198.504 \text{ lb}$$

Para la carga dinámica F_d :

La velocidad en la línea de paso V es:

$$V = 7.215 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

La fuerza en el diente F es:

$$F = \frac{2 T_{\text{máx}}}{d_A} = 116.84 \text{ lb}$$

La constante de forma C se obtiene de tablas y es:

$$C = 3320$$

Por lo que la F_d es:

$$F_d = 131.829 \text{ lb}$$

Se debe de cumplir que:

$$F_w \geq F_d \leq F_o$$

Verificamos:

$$153.703 > 131.829 < 198.504$$

Sí se cumple por lo que es un diseño seguro.

El torque que se obtendrá T_{obt} es:

$$T_{obt} = T_{m\acute{a}x} \frac{Z_B}{Z_A} = 115 \frac{87}{50} = 200.1 \text{ lb-pulg}$$

Que cumple con el requerimiento.

A continuaci3n se dan las dimensiones de los engranes para el giro de base:

DIMENSIONES DE ENGRANES CONICOS (SISTEMA MODULO)

Módulo sobre el cono complementario	$m = 1$
Número de dientes	$Z_A = 50$; $Z_B = 87$
Anchura de los dientes b	$0.25L < b < 0.333L$ $b = 12.543 \text{ mm}$
Diámetros primitivos d	$d_A = m \cdot Z_A = 50 \text{ mm}$ $d_B = m \cdot Z_B = 87 \text{ mm}$
Angulos primitivos δ	$\delta_A = \tan^{-1} \frac{Z_A}{Z_B} = 29.89^\circ$ $\delta_B = 60.11^\circ$
Altura de la cabeza h_a	$h_a = m = 1 \text{ mm}$
Altura del pie h_r	$h_r = 1.25 m = 1.25 \text{ mm}$
Altura del diente h	$h = h_a + h_r = 2.25 \text{ mm}$
Diám. de cabeza d_a	$d_{aA} = d_A + 2m \cos \delta_A = 51.734 \text{ mm}$ $d_{aB} = 87.997 \text{ mm}$
Diámetro de pie d_r	$d_{rA} = d_A - 2.5m \cos \delta_A = 47.832 \text{ mm}$ $d_{rB} = 85.754 \text{ mm}$
Longitud del cono primitivo L	$L = d_A / 2 \sin \delta_A = 50.172 \text{ mm}$
Angulo de altura de cabeza θ_a	$\theta_a = \tan^{-1} m/L = 1.142^\circ$
Angulo de altura de pie θ_r	$\theta_r = \tan^{-1} 1.25 m/L = 1.427^\circ$
Angulo de cabeza δ_a	$\delta_{aA} = \delta_A + \theta_a = 31.031^\circ$ $\delta_{aB} = 61.260^\circ$
Angulo de pie δ_r	$\delta_{rA} = \delta_A - \theta_r = 28.461^\circ$ $\delta_{rB} = 58.691^\circ$
Angulo de presión ϕ	20°

NOTAS

¹Spotts, M. F.. *Proyecto de elementos de máquinas*. Cap. 4, pag. 193.

²*Ibid.*, pag. 196.

³*Ibid.*, pag. 193.

⁴*Ibid.*, pag. 209.

⁵*Ibid.*, pag. 193.

⁶*Ibid.*, pag. 196.

⁷The Gates Rubber Company. *PowerGrip Timing Belt Systems for Industrial Drives*. Pag. 4.

⁸Gates Rubber sugirió este valor.

⁹The Gates Rubber Company. *Ob. cit.*, pag. 5.

¹⁰*Ibid.*, pag. 10.

¹¹*Ibid.*, pags. 29-30.

¹²Carmichael, Colin (ed.). *Mechanical Engineers' Handbook: design and power*. Cap. 15, pag. 3.

¹³Hall, Allen S. Jr. et al. *Teoría y problemas de diseño de máquinas*. Cap. 18, pag. 224.

¹⁴Aunque se hubiese deseado realizar un análisis mayor para el diseño del arco dentado para el cierre de pinza (que incluyera el cálculo de la carga dinámica F_d , la carga permisible de fatiga F_o y la carga de desgaste F_w), no fue posible. Esto obedece al hecho de que los libros de diseño prácticamente excluyen a los materiales no metálicos; bastantes fuentes mencionan a los plásticos como materiales típicos para engranes, pero no proporcionan todos los datos requeridos (como el límite de fatiga de las superficies S_e) para la aplicación de las fórmulas.

¹⁵Capítulo primero, pag. 30.

¹⁶Carmichael, Colin (ed.). *Ob. cit.*, cap. 14, Tabla 22, pag. 33.

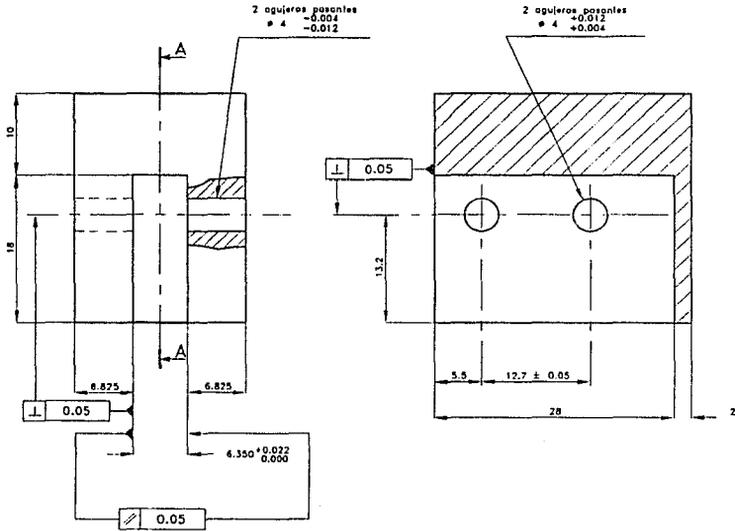
¹⁷Hall, Allen S. Jr. et al. *Ob. cit.*, cap. 18, tabla I, pag. 227.

¹⁸*Ibid.*. Cap. 18, Tabla II, pag. 228.

¹⁹En el apartado para el cálculo de los torques requeridos.

Dibujo de definición

CORTE A-A

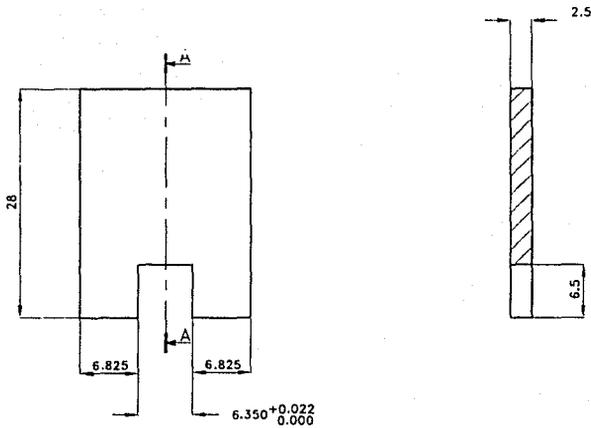


tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.1

rugosidad general: 3.2

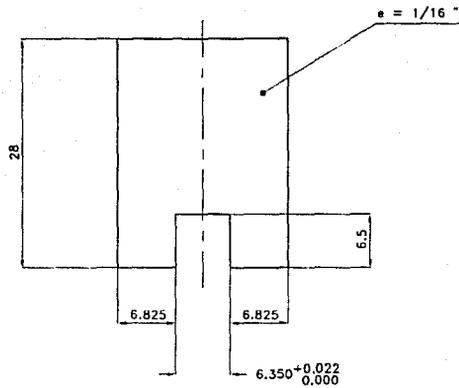
1	2	cuerpo principal de mordaza	nylamid SL, 33 x 23 x 31	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 1 (CUERPO PRINCIPAL DE MORDAZA)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

CORTE A-A



tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.1

2	2	cinta antiderrapante	cinta de neopreno espesor 2.5, 31 x 23	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acofaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 2 (CINTA ANTIDERRAPANTE)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

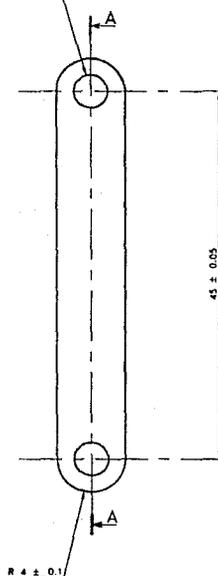


tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.1

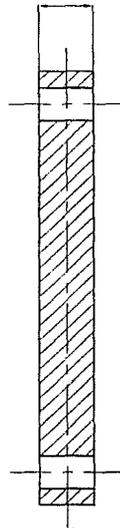
3	2	lámina de soporte de cinta antiderrapante	lámina de aluminio de 1/16", 31 x 23	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 3 (LAMINA DE SOPORTE DE CINTA ANTIDERRAPANTE)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A

2 agujeros pasantes
 $\phi 4 \begin{smallmatrix} -0.004 \\ -0.012 \end{smallmatrix}$

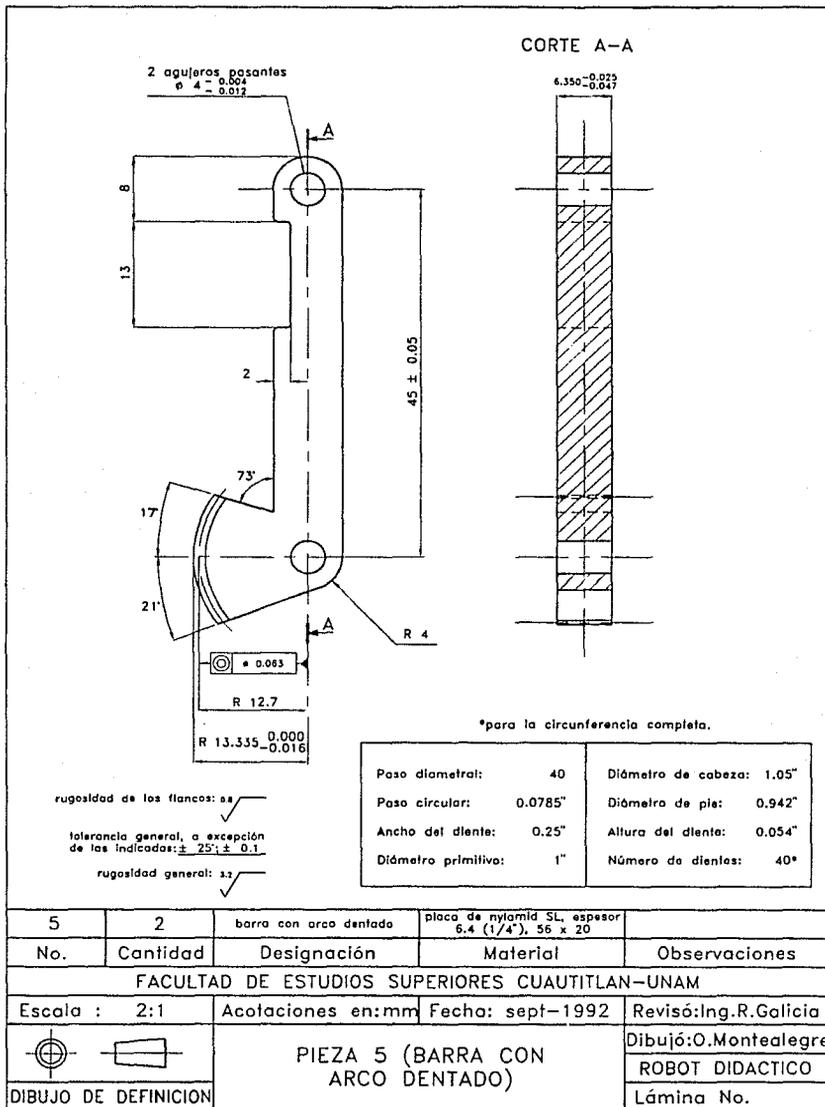


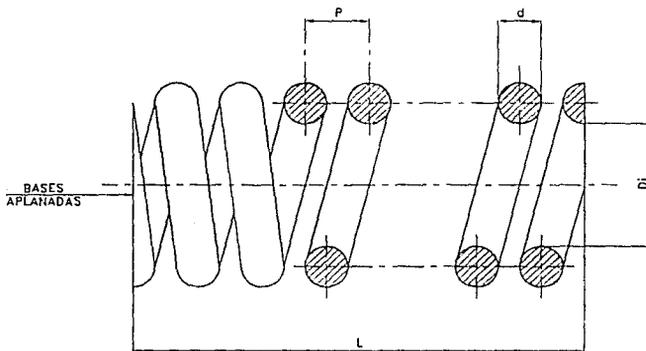
$6.350 \begin{smallmatrix} -0.025 \\ -0.047 \end{smallmatrix}$



rugosidad general: 3.2

4	2	barra	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4"), 55 x 11	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 4 (BARRA)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.





Diámetro del alambre $d = 0.805$

Diámetro interior $Di = 8.39$

Altura $L_1 = 12$, con carga $P_1 = 0.683$ Kg

Altura $L_2 = 6$, con carga $P_2 = 1.366$ Kg

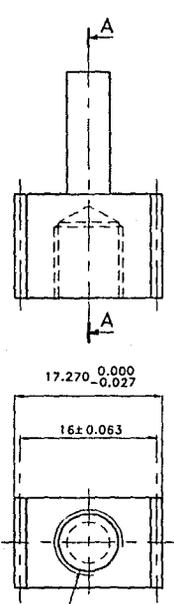
Paso $P = 2.57$

Número de espiras $n = 6.53$

Longitud sin carga $L = 18$

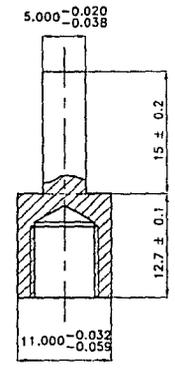
Material: cuerda de piano

6	1	resorte cilínd. de compresión con extremos aplanados	cuerda de piano calibre No. 21	diám. ext.= 10, paso= 2.57, No. de espiras= 6.53
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	----	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 6 (RESORTE CILINDRICO DE COMPRESION)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.
DIBUJO DE DEFINICION				



agujero con rosca
ø 8, paso 1.25, prof.
roscada 9

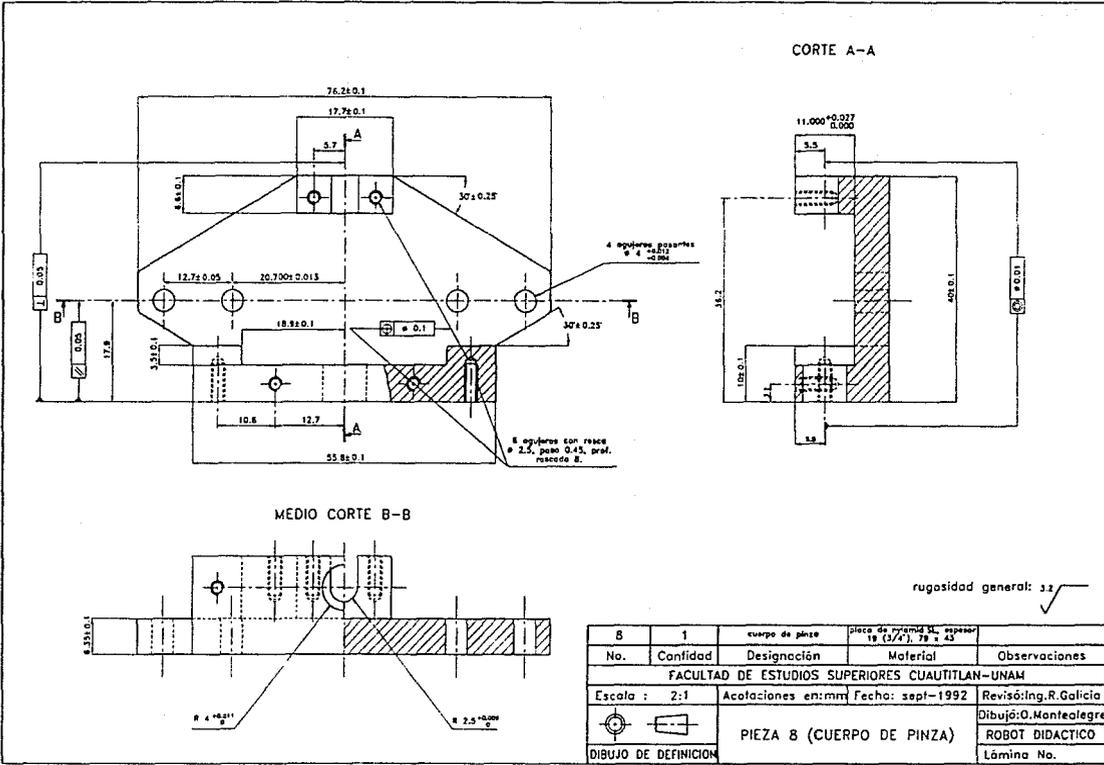
CORTE A-A

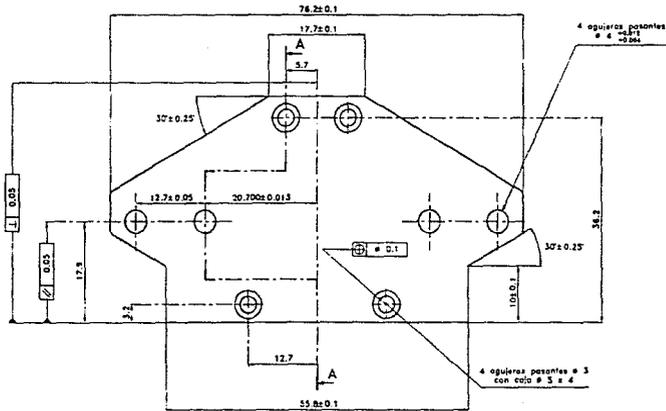


rugosidad de los flancos: 0.8 ✓
rugosidad general: 3.2 ✓

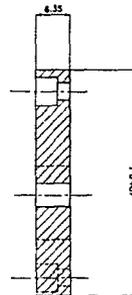
Paso diametral:	40	Altura de pie:	0.029"
Paso circular:	0.0785"	Altura del diente:	0.054"
Ancho del diente:	11 mm	Número de dlan.:cremallera	
Altura de cabeza:	0.025"	Angulo de presión:	14.5

7	1	guía - cremallera	acero 1045, 30 x 13 x 18	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 7 (GUIA-CREMAILERA)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



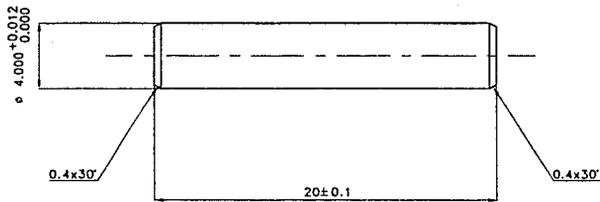


CORTE A-A

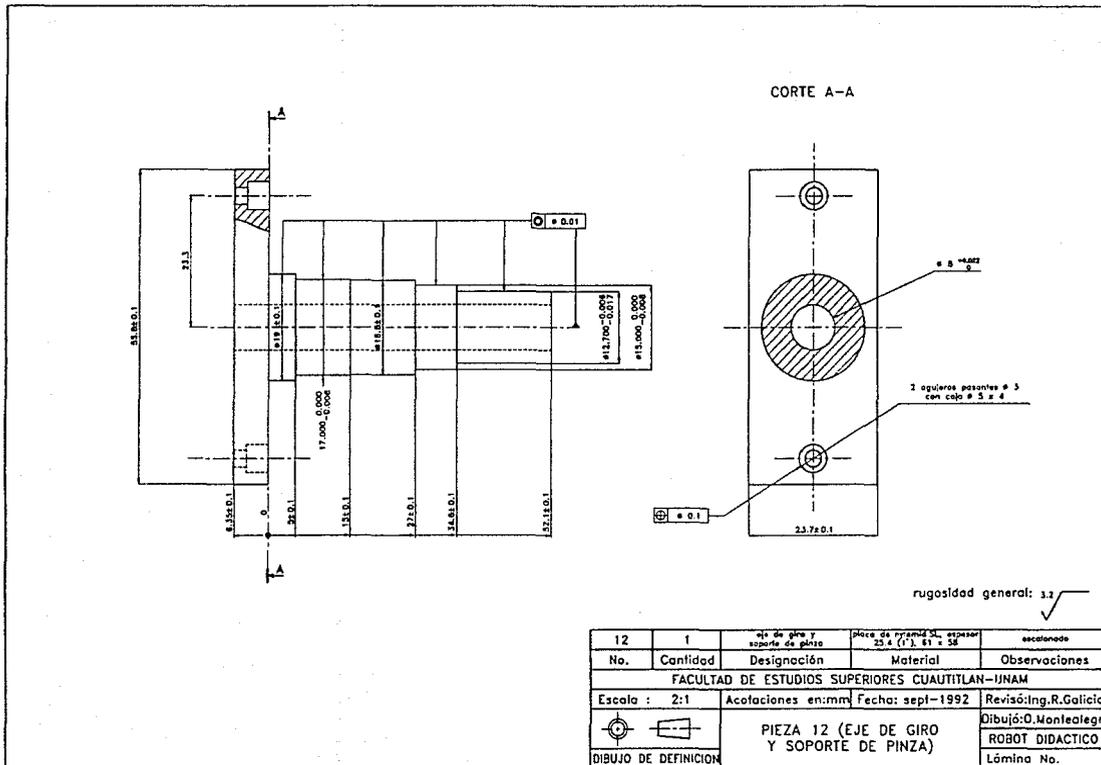


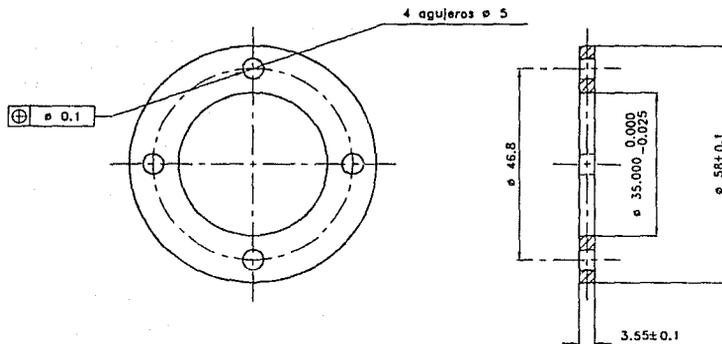
rugosidad general: 12 ✓

9	1	tapa de cuerpo de pinza	Placa de Pyromid S.L. espesor 6.4 (1/8"), 78 x 43	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acolaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
 		PIEZA 9 (TAPA DE CUERPO DE PINZA)		Dibujó: O. Mantealegre ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



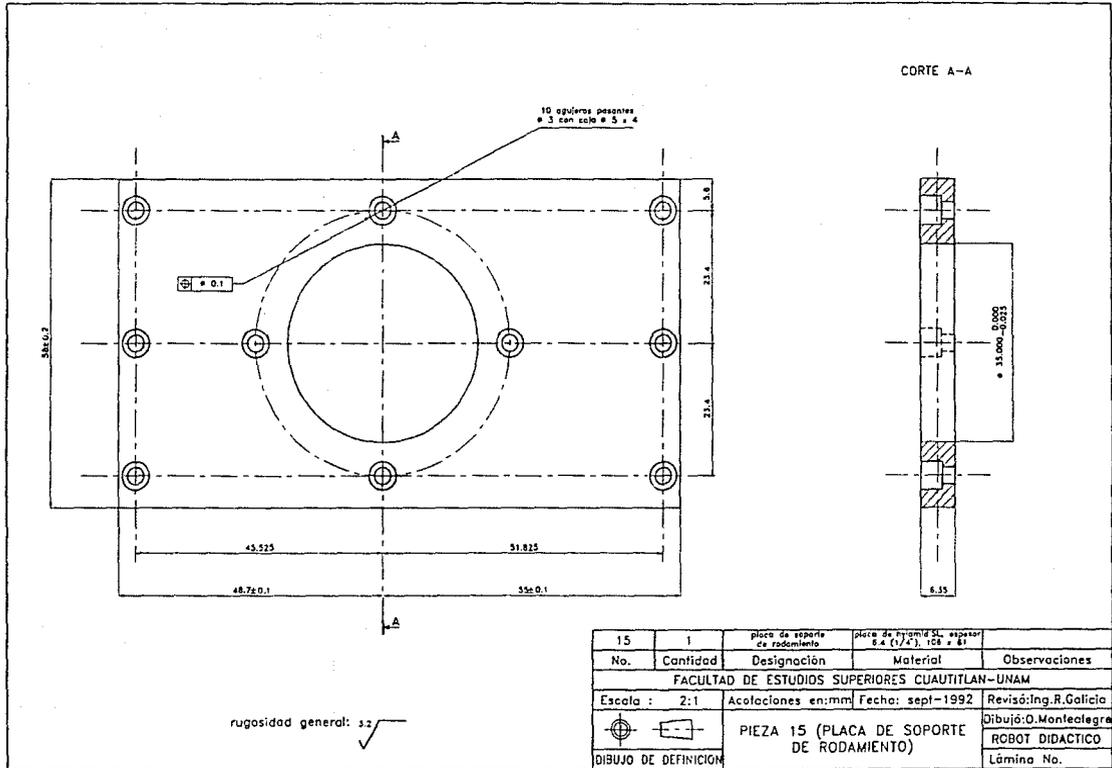
10	8	pasador cilíndrico	barro de acero 1045 ø 6.4 (1/4") x 23	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 10 (PASADOR CILINDRICO)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

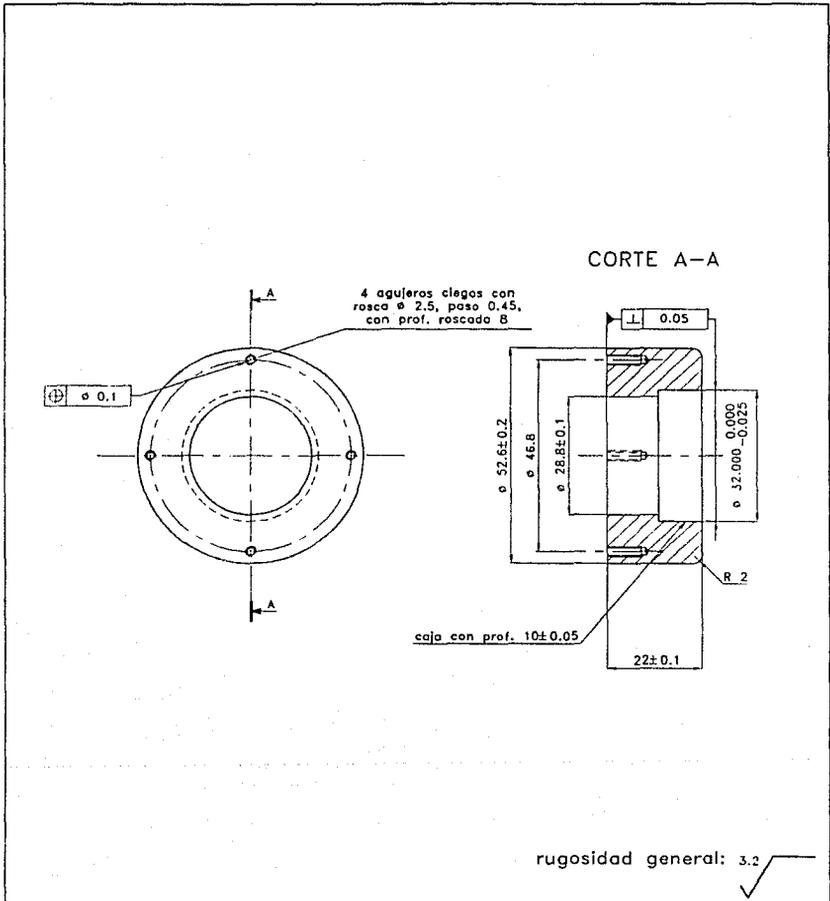




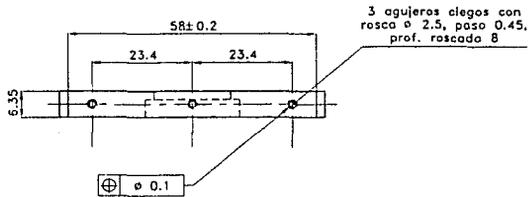
rugosidad general: 3.2

13	1	aumento para superficie de contacto de rodamiento	barra de nylonid SL ø 64 (2 1/2") x 6		
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM					
Escala : 2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia		
		PIEZA 13 (AUMENTO PARA SUPERFICIE DE CONTACTO)		Dibujó:O.Montealegre	
DIBUJO DE DEFINICION				ROBOT DIDACTICO	
				Lámina No.	

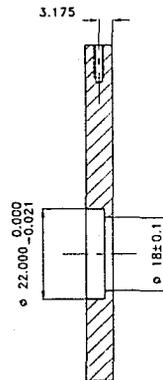
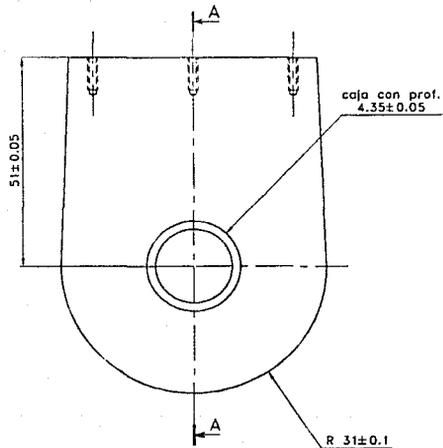




17	1	alojamiento de rodamiento	barra de nylonid SL ϕ 57 (2 1/4") x 24	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 17 (ALojAMIENTO DE RODAMIENTO)		Dibujó: O. Montealegre
DIBUJO DE DEFINICION				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

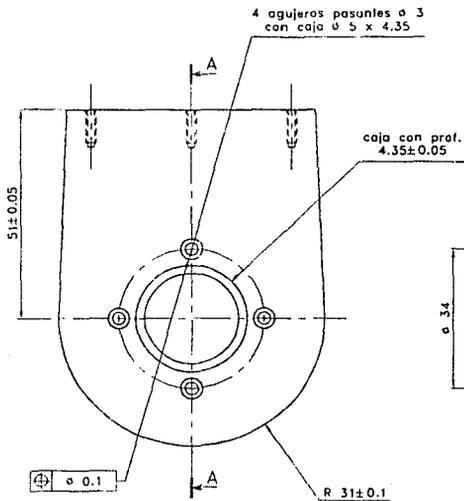
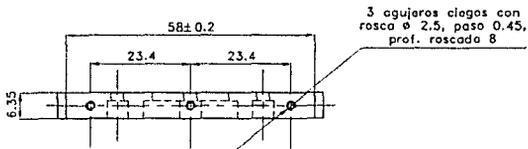


CORTE A-A

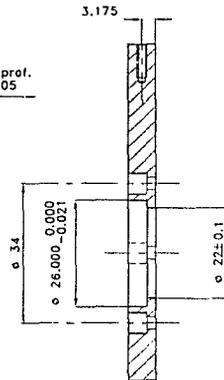


rugosidad general: 3.2

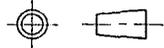
18	1	cara lateral izquierda de pinza	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4"), 84 x 64	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 1:1		Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 18 (CARA LATERAL IZQUIERDA DE PINZA)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



CORTE A-A

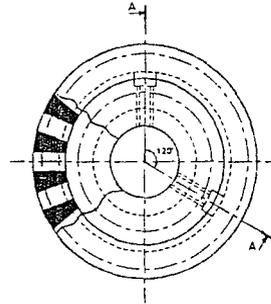
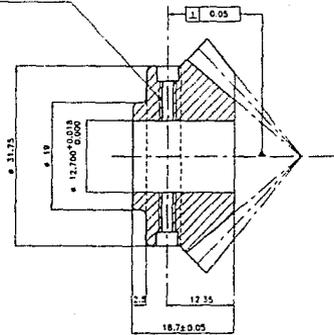


rugosidad general: 3.2 ✓

19	1	cara lateral derecha de pinza	placa de nylonida SL, espesor 6.4 (1/4"), 84 x 64	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala : 1:1		Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 19 (CARA LATERAL DERECHA DE PINZA)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A

2 agujeros pasantes con
roscas # 3 y paso 0.5,
con cdia. # 4 y 2.5.



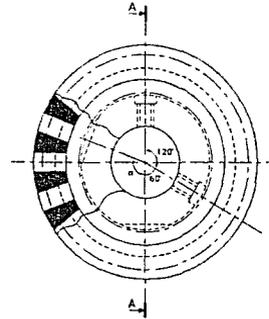
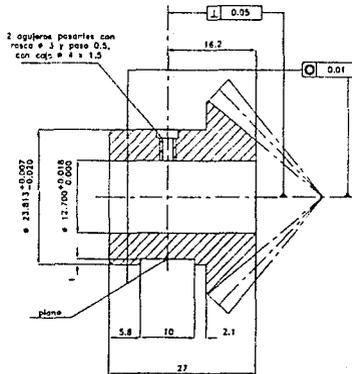
NUMERO DE DIENTES: 18
DIAMETRO PRIMITIVO: 1.5"
PASO DIAMETRAL: 12
ANCHO DE DIENTE: 3/8"
ANGULO PRIMITIVO: 45°

tolerancia general, a excepción
de los indicados: ± 0.1

rugosidad general: 3.2

20	1	engrane cónico comercial S131818 Rpt.12 Mod.1992	marca (Hartes Band, oera no especificado)	se harán adaptaciones leves
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acolaciones en:mm Fecha: sept-1992		Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 20 (ENGRANE CONICO COMERCIAL)		Dibujó: O. Monteclegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A

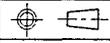


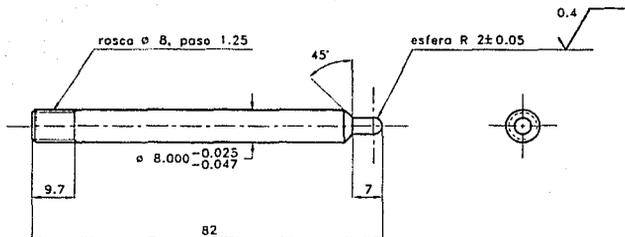
NUMERO DE DIENTES:	18
DIAMETRO PRIMITIVO:	1.5"
PASO DIAMETRAL:	12
ANCHO DE DIENTE:	3/8"
ANGULO PRIMITIVO:	45°

Nota: α sera el mismo ángulo que tengan los pernos de sujeción de la polea de tiempo comercial (pieza 24).

tolerancia general, a excepción de los indicados: ± 0.1

rugosidad general: $\sqrt{32}$

21	1	engrane cónico comercial 5/16" x 1/8" Paso: 12 Mo. Galicia	marca Charles Bomb, arena no especificada	se harán adaptaciones leves
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 21 (ENGRANE CONICO COMERCIAL)		Dibujó: O. Montealegre ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.1

No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
22	1	seguidor	barro de acero 1045 ϕ 9.54 (3/8") x 84	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 22 (SEGUIDOR)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION		Lámina No.		

POSICION	DESPLAZAMIENTO DEL SEGUIDOR
0	0
1	0.18
2	0.7
3	1.5
4	2.48
5	3.52
6	4.5
7	5.3
8	5.82
9	6

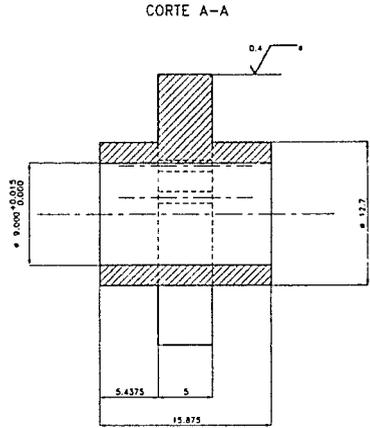
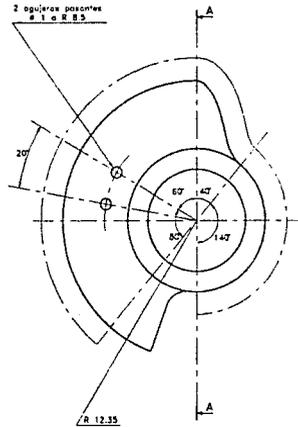
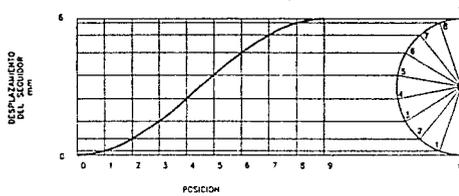


DIAGRAMA DE DESPLAZAMIENTO (MOVIMIENTO ARMONICO)



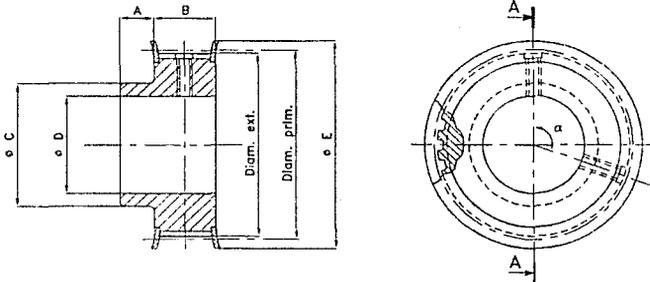
*rugosidad para toda la superficie de contacto con el seguidor.

tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.05 ; ± 0.25

rugosidad general: $\sqrt{32}$

23	1	lewa	barra de aluminio AL ø 25.4 (1") x 18	maquinar según indicaciones
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN-UNAM				
Escala :	4:1	Acolaciones en: mm	Fecha: oct-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
			Dibuja: O. Montealegre ROBOT DIDACTICO Lámina No.	
DIBUJO DE DEFINICIÓN			PIEZA 23 (LEVA)	

CORTE A-A



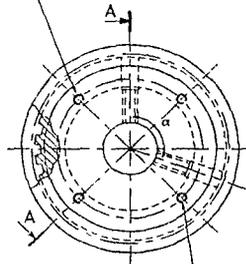
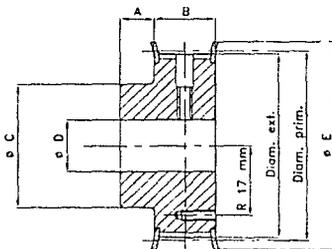
Designación:	28XL037
Número de dientes:	28
A:	5/16"
B:	9/16"
ø C:	1 3/16"
ø D:	15/16" *
Diam. ext.:	1.763"
Diam. prim.:	1.783"
ø E:	2"
α: el fabricante no proporciona el ángulo.	

*Nota: tolerancia $\begin{matrix} +0.0008 \\ 0 \end{matrix}$ pulg.

24	1	polea de tiempo comercial 28 dlen.,pasa XL,ancho .375"	marca Gates, No. 7823-0176 acero no especificado	se harán adaptaciones leves
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:pulg.	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 24 (POLEA DE TIEMPO COMERCIAL)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A

4 agujeros ciegos con rosca
 ϕ 2.5, paso 0.45 y prof.
 rosca mínima 8.**



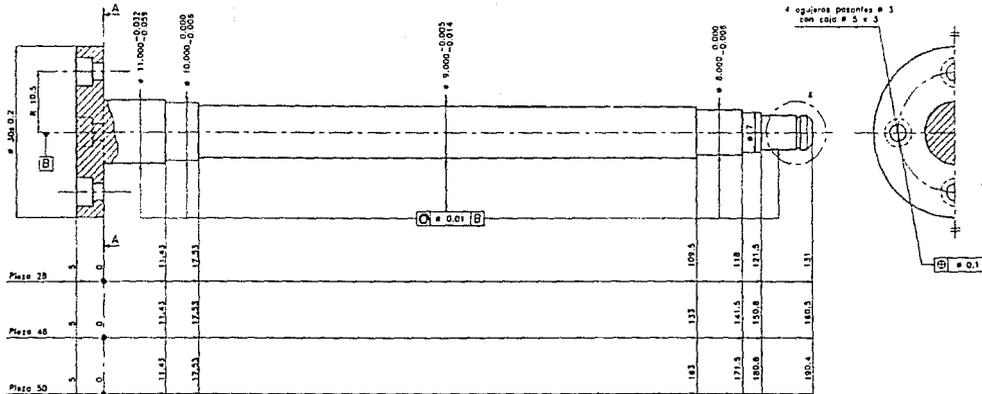
Designación:	28XL037
Número de dientes:	28
A:	5/16"
B:	9/16"
ϕ C:	1 3/16 "
ϕ D:	1/2 " *
Diam. ext.:	1.763"
Diam. prim.:	1.783"
ϕ E:	2 "
α :	el fabricante no proporciona el ángulo.

*Nota: tolerancia $+0.0007$
 0 pulg.

**Cuidar que los agujeros no se realicen
 interfiriendo con los pernos de sujeción.

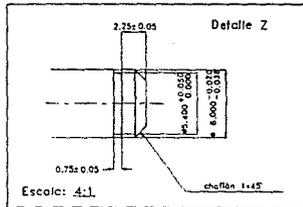
25	2	polea de tiempo comercial 28 dlen.,paso XL, ancho .375	marca Gates, No. 7823-0176 acero no especificado	se harán adaptaciones leves
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:pulg.	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 25 (POLEA DE TIEMPO COMERCIAL)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A



tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.1

rugosidad general: 3.2



50	1	***	barra de acero 1045 # 32 (1 1/4") x 198	estacionado
46	1	***	barra de acero 1045 # 32 (1 1/4") x 168	estacionado
28	1	***	barra de acero 1045 # 32 (1 1/4") x 138	estacionado
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM

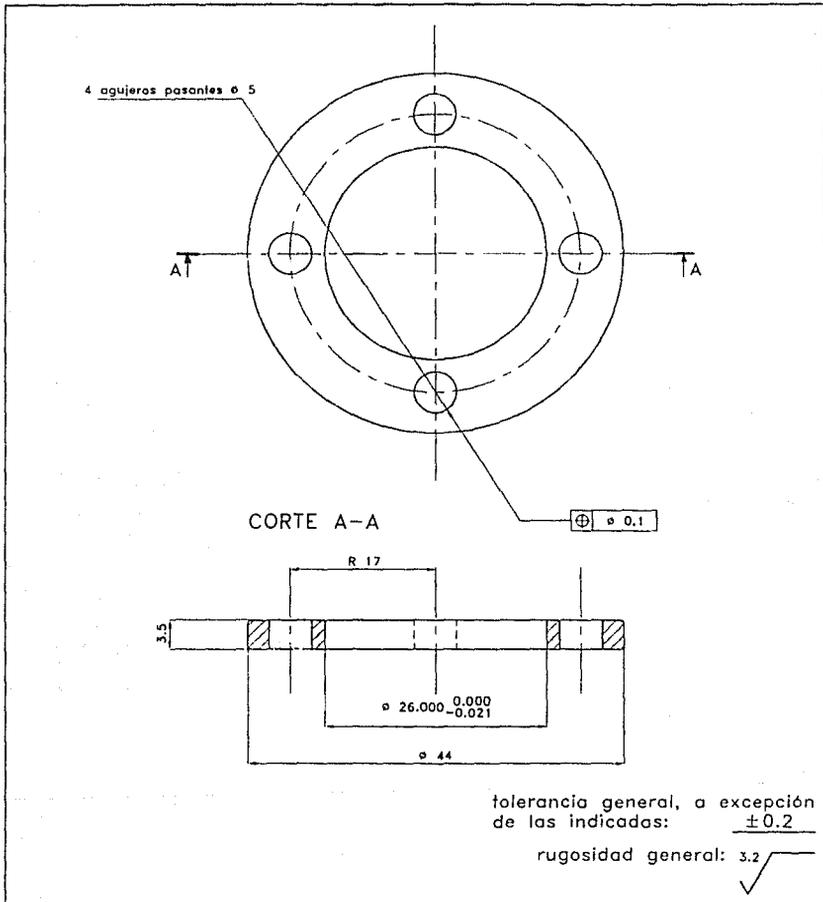
Escala : ----- Acolaciones en: mm Fecha: sept-1992 Revisó: Ing. R. Galicia

DIBUJO DE DEFINICIÓN DIBUJÓ: O. Montealegre

PIEZAS 28, 46 Y 50 (EJES)

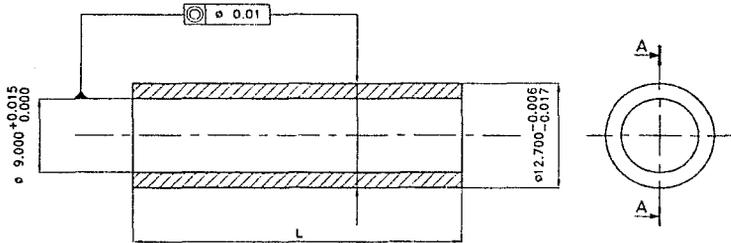
ROBOT DIDACTICO

Lámina No.



29	2	aumento para superficie de contacto de rodamiento	barra de nylonid SL ø 45 (1 3/4") x 6	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 29 (AUMENTO PARA SUPERFICIE DE CONTACTO)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A



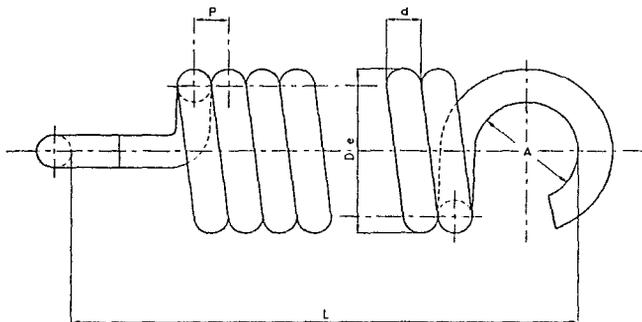
rugosidad general: 3.2

Nota: tolerancia sobre la longitud L ± 0.05

PIEZA No.	LONGITUD L
30	36
31	38.3
51	51
52	16
53	20.5
54	26.5
55	27.5
56	39
57	37
58	25

58	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 29	
57	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 41	
56	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 43	
55	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 32	
54	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 30	
53	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 25	
52	2	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 20	
51	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 55	
31	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 41	
30	1	buje	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 39	

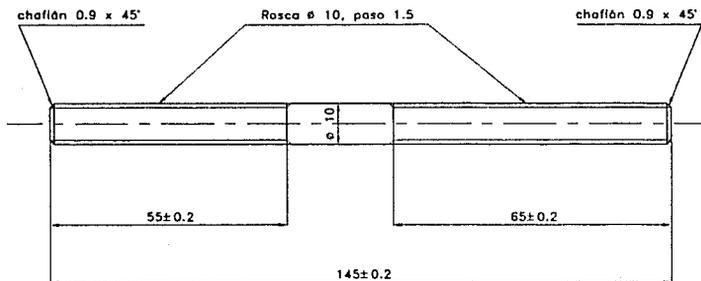
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZAS 30, 31, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57 Y 58 (BUJES)		Dibujó:O.Montealegre ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

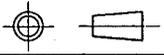


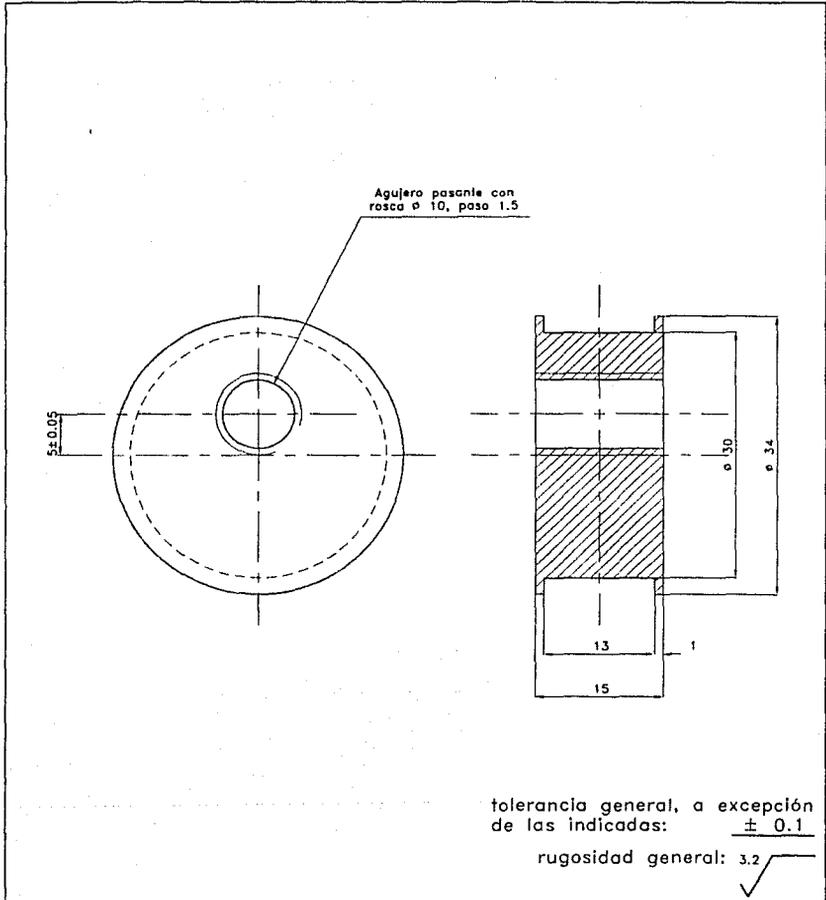
Diámetro del alambre	$d =$	0.655
Diámetro exterior	$De =$	11.31
Altura L_1	$= 28.34$, con carga $P_1 = 0.090$ Kg	
Altura L_2	$= 48.28$, con carga $P_2 = 0.351$ Kg	
Paso	$P =$	0.655
Número de espiras	$n =$	11.53
Longitud sin carga	$L =$	27.55
Material:	cuerda de piano calibre 22	

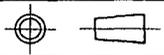
Nota: generalmente $A = De - 2 d$

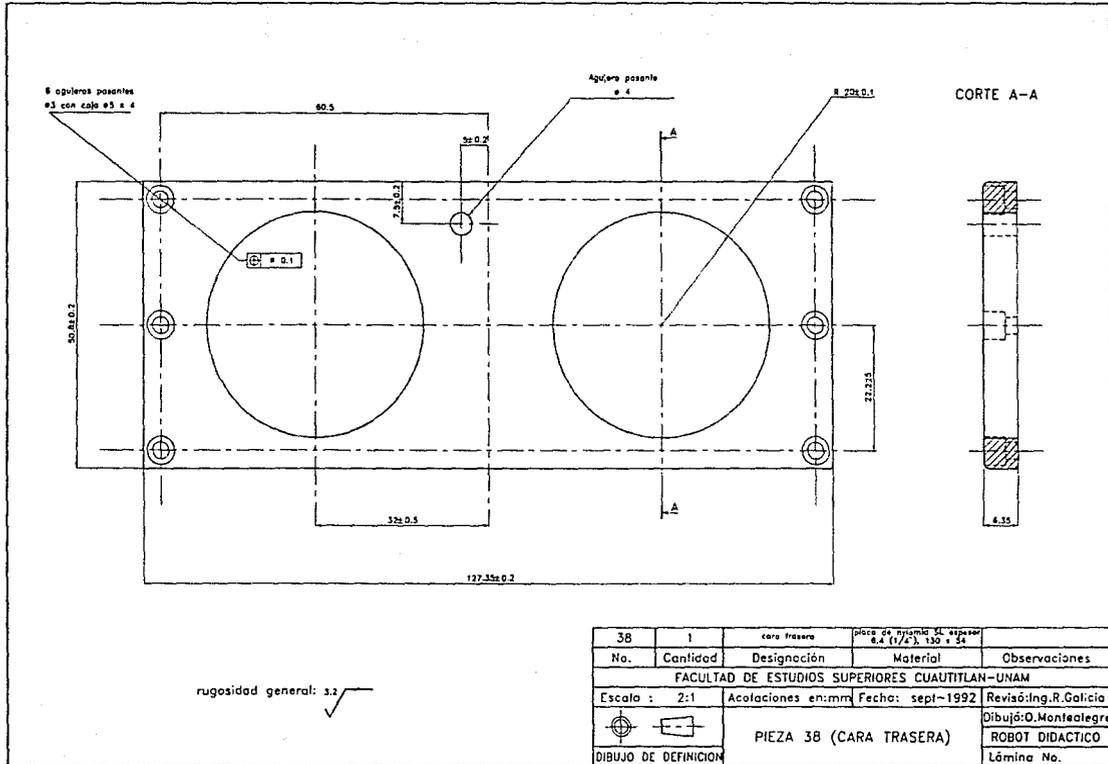
33	1	resorte cilíndrico de tracción	cuerda de piano calibre No. 22	diam. int. = 10, paso = 0.555 No. de espiras = 11.53
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	----	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 33 (RESORTE CILINDRICO DE TRACCION)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

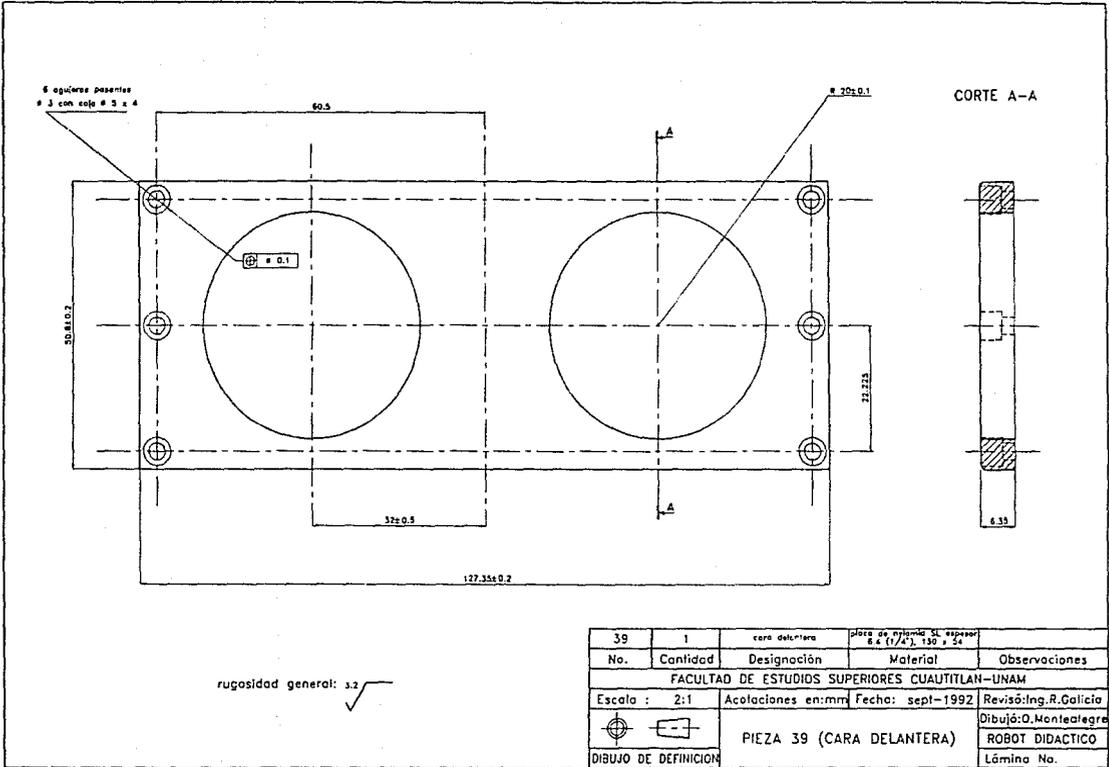


36	1	soporte de tensor	barra de nylonid SL ϕ 12.7 (1/2") x 148	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION	PIEZA 36 (SOPORTE DE TENSOR)			Dibujó:O.Montelegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

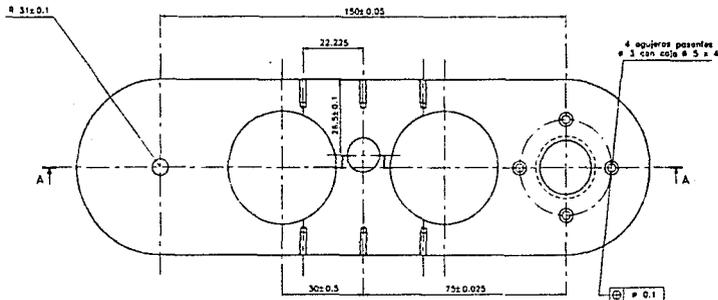


37	5	tensor	barra de nylonid SL ϕ 38 (1 1/2") x 18	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 37 (TENSOR)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

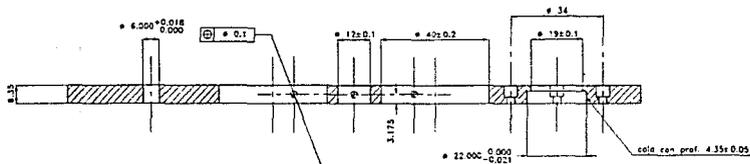




39	1	cara delantera	placa de aluminio SL espesor 6.4 (1/4") 130 x 54	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acolaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 39 (CARA DELANTERA)		Dibujó: O. Montealegre
DIBUJO DE DEFINICION				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

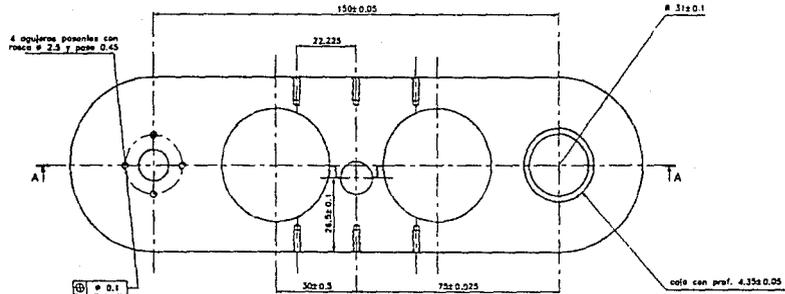


CORTE A-A

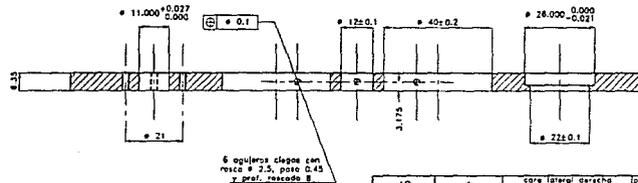


rugosidad general: 3.2

41	1	cara lateral izquierda de antebrazo	placa de aluminio SL espesor 8.4 (1/4"), 218 x 65	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acolaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:ing.R.Galicio
		PIEZA 41 (CARA LATERAL IZQUIERDA DE ANTEBRAZO)		Dibujó:O.Montealegre
DIBUJO DE DEFINICIÓN				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.



CORTE A-A

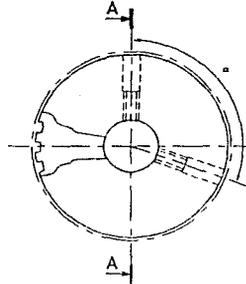
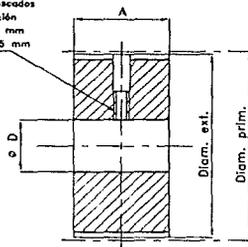


rugosidad general: 3.2

42	1	parte lateral derecha de antebrazo	placa de aluminio 30 espesor 6.4 (1/4"), 216 x 85	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 1:1		Acolaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 42 (CARA LATERAL DERECHA DE ANTEBRAZO)		Dibujó: O. Monteclegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

CORTE A-A

2 agujeros pasantes roscados para perno de fijación
 ø 4 mm y paso 0.7 mm
 con caja ø 3 mm x 5 mm



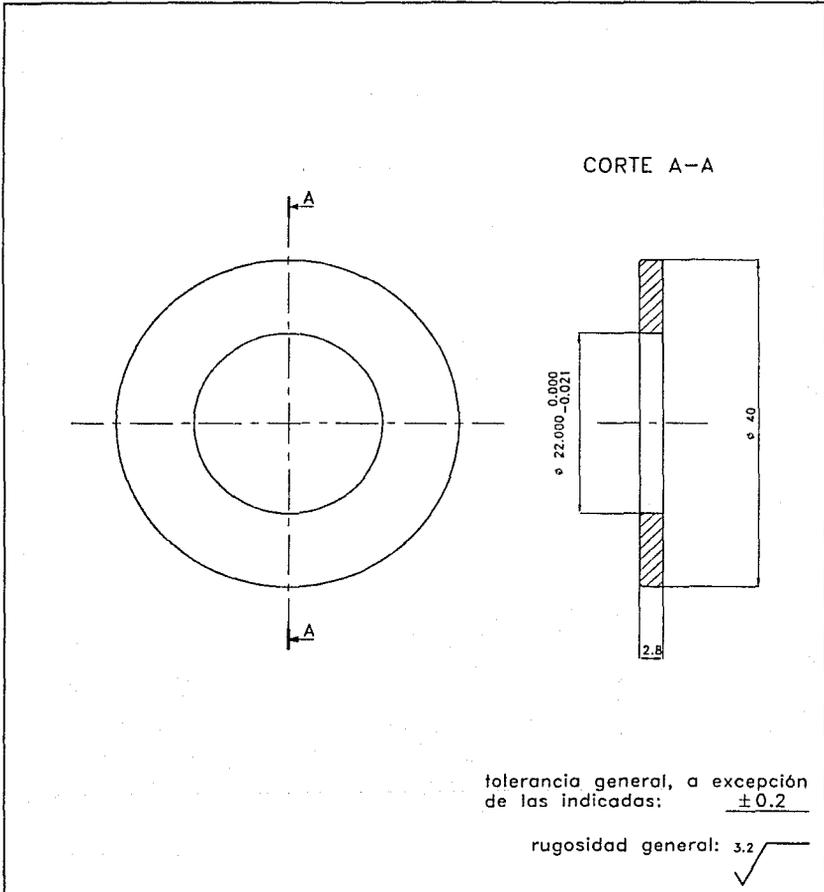
Designación:	28XL037
Número de dientes:	28
A:	7/8 "
ø D:	1/2 " *
Diam. ext.:	1.763"
Diam. prim.:	1.783"
α: sólo taladrar los agujeros en medio de las hendiduras (aproximadamente a 115.7°)	

tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.002

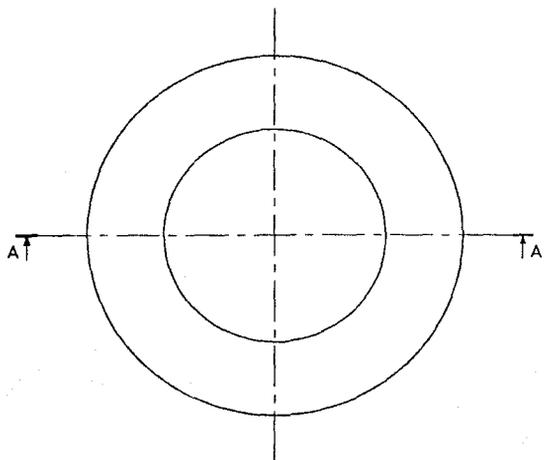
*Nota: tolerancia $^{+0.0007}_0$ pulg.

rugosidad general: 3.2

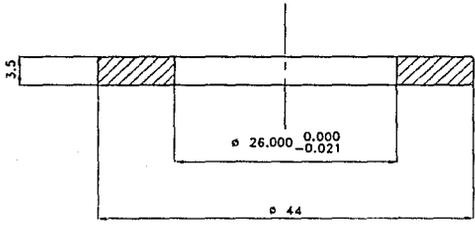
43	5	polea de tiempo: 28 dientes, paso XL, ancho de 7/8"	barra de nylonid SL ø45 mm (1 3/4") x 25 mm	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:pulg.	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 43 (POLEA DE TIEMPO)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
Lámina No.				



44	2	aumento para superficie de contacto de rodamiento	barra de nylamid SL ø 45 (1 3/4") x 5	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 44 (AUMENTO PARA SUPERFICIE DE CONTACTO)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.



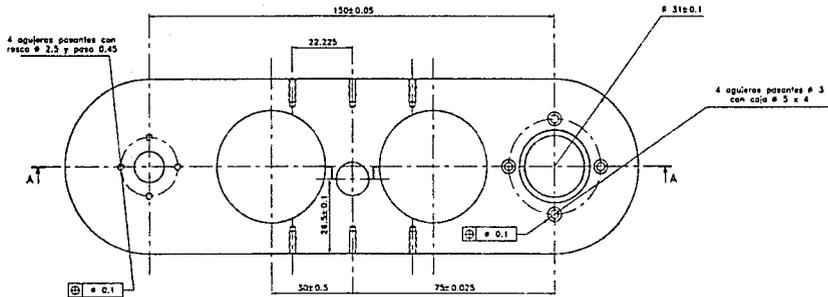
CORTE A-A



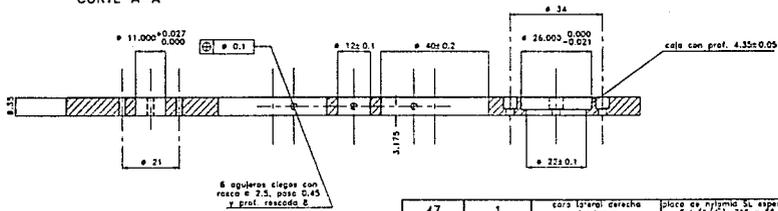
tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.2

rugosidad general: 3.2

45	1	aumento para superficie de contacto de rodamiento	barra de nylonid SL ϕ 45 (1 3/4") x 6	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acolaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 45 (AUMENTO PARA SUPERFICIE DE CONTACTO)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

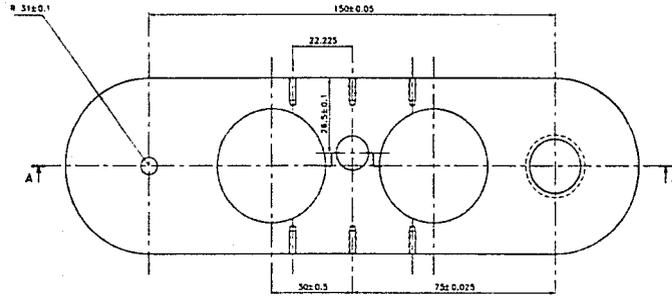


CORTE A-A

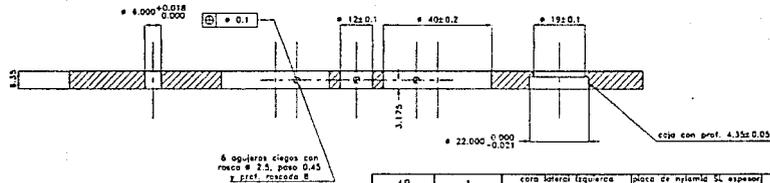


rugosidad general: 3.2

47	1	cara lateral derecha del brazo	placa de aluminio 5052	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 47 (CARA LATERAL DERECHA DE BRAZO)		Dibujó: O. Montealegre
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

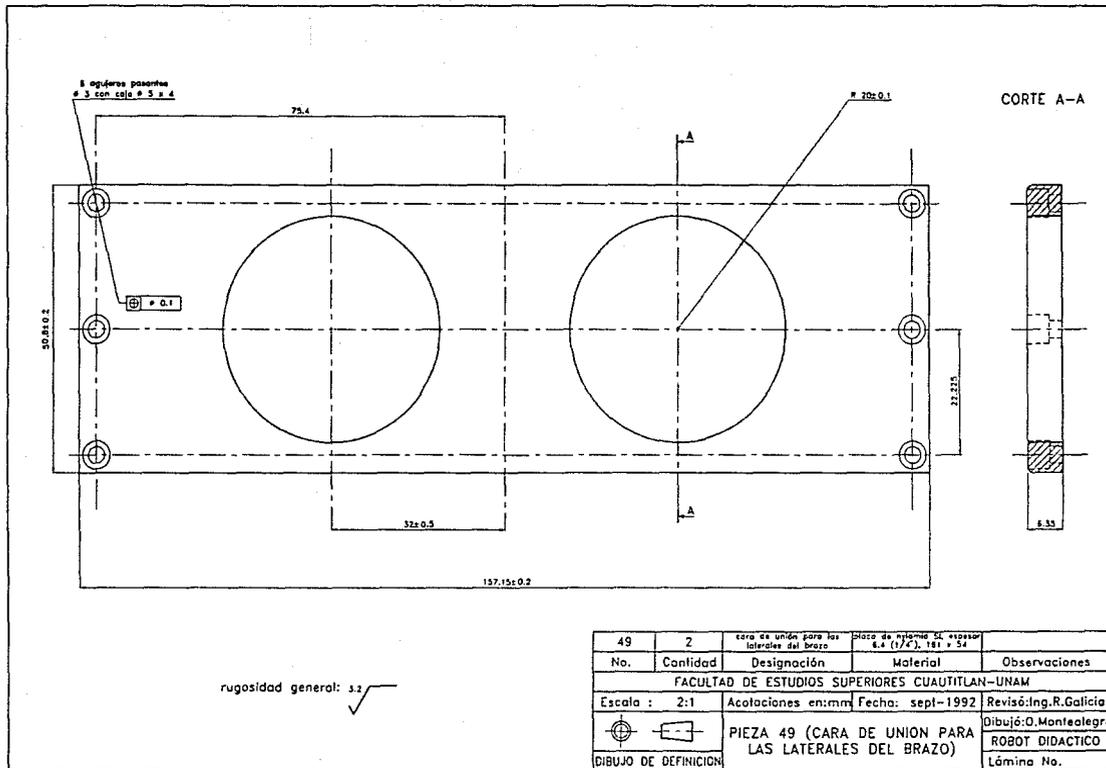


CORTE A-A

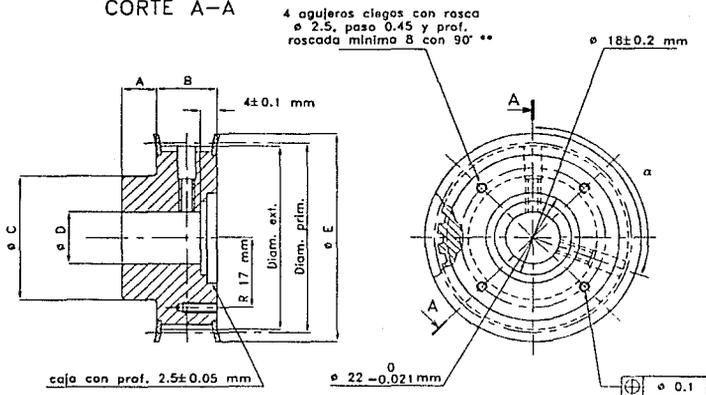


rugosidad general: 3.2

48	1	cara lateral izquierda del brazo	placa de aluminio SL espesor 8.4 (1/2") 218 x 65	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala : 1:1		Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 48 (CARA LATERAL IZQUIERDA DE BRAZO)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



CORTE A-A



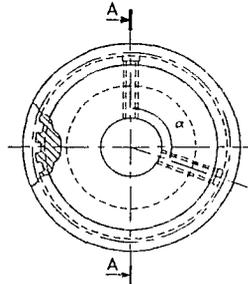
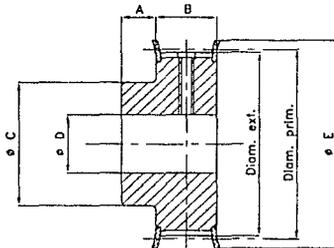
Designación:	28XL037
Número de dientes:	28
A:	5/16"
B:	9/16"
ϕC :	1 3/16"
ϕD :	1/2" *
Diam. ext.:	1.763"
Diam. prim.:	1.783"
ϕE :	2"
α : el fabricante no proporciona el ángulo.	

*Nota: tolerancia $\frac{+0.0007}{0}$ pulg.

**Cuidar que los agujeros no se realicen interfiriendo con los pernos de sujeción.

60	1	polea de tiempo comercial 28 dien., paso XL, ancho .375"	marca Gates, No. 7823-0176 acero no especificado	se harán adaptaciones
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:pulg.	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 60 (POLEA DE TIEMPO COMERCIAL)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

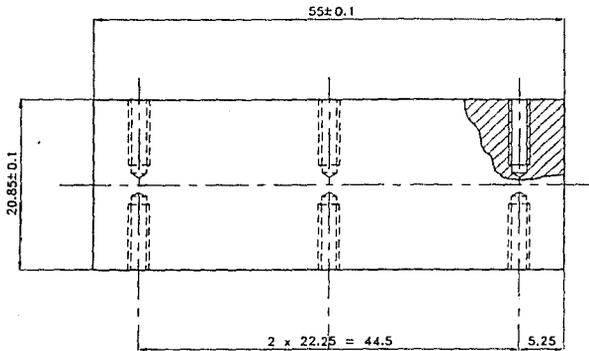
CORTE A-A



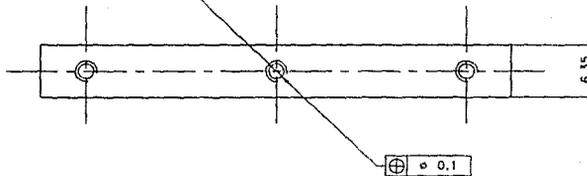
Designación:	28XL037
Número de dientes:	28
A:	5/16"
B:	9/16"
ϕC :	1 3/16 "
ϕD :	9/16" *
Diam. ext.:	1.763"
Diam. prim.:	1.783"
ϕE :	2"
α : el fabricante no proporciona el ángulo.	

*Nota: tolerancia $\begin{matrix} +0.0007 \\ 0 \end{matrix}$ pulg.

66	4	polea de tiempo comercial 28 dím.paso XAncho .375	marca Gates, No.7823-0176 acero no especificado	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:pulg.	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 66 (POLEA DE TIEMPO COMERCIAL)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

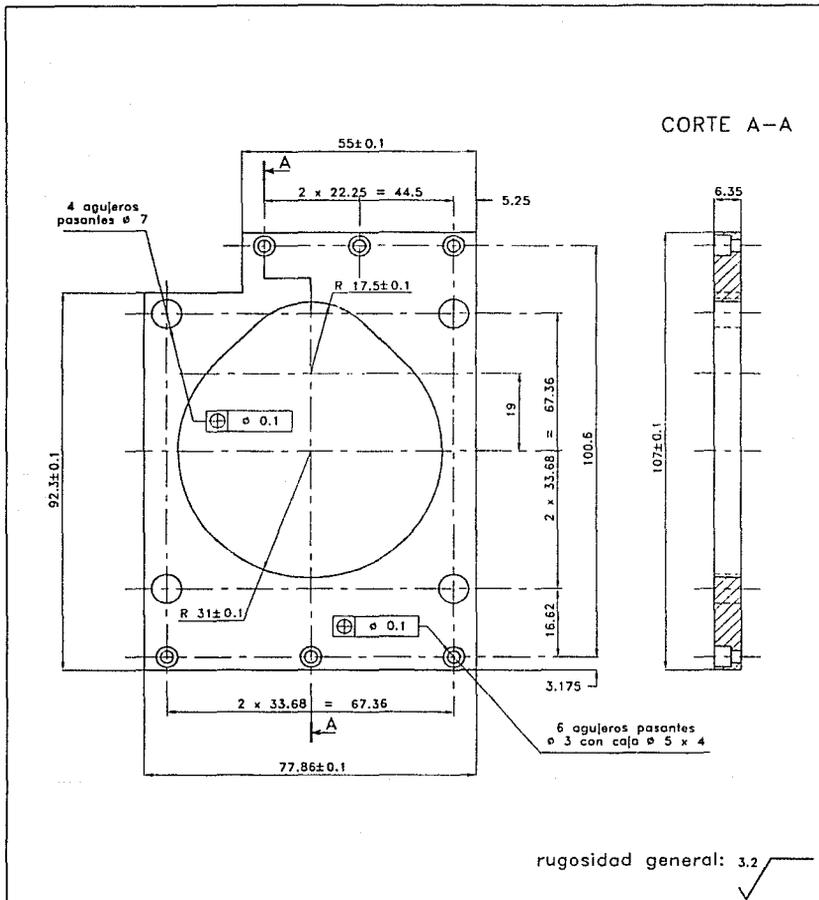


6 agujeros ciegos con
rosca ϕ 2.5, paso 0.45
y prof. roscada 8

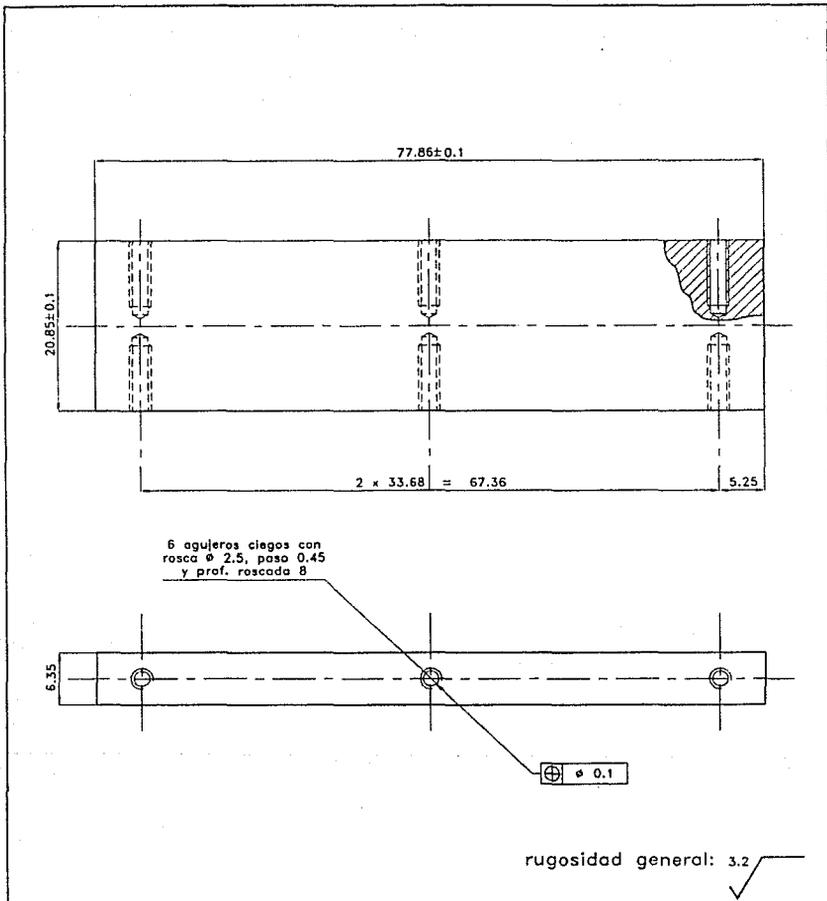


rugosidad general: 3.2 ✓

69	1	soporte superior de motorreductor	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4"), 58 x 24	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 69 (SOPORTE SUPERIOR DE MOTORREDUCTOR)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

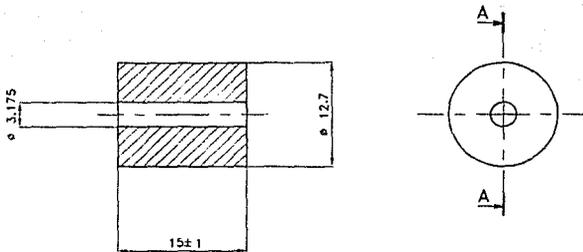


70	1	soporte frontal de motorreductor	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4"), 110 x 81	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 70 (SOPORTE FRONTAL DE MOTORREDUCTOR)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

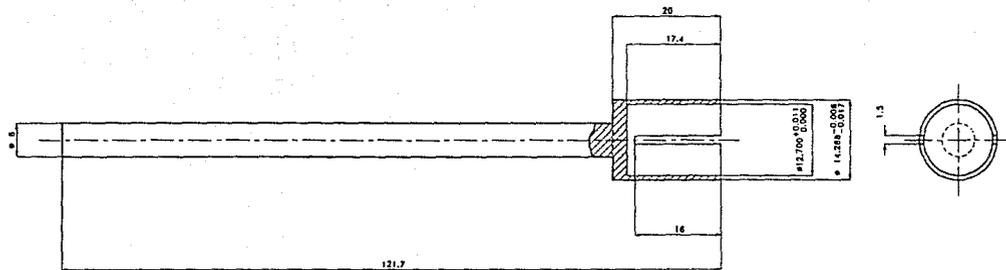


71	1	sopORTE inferior de motorreductor	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 81 x 24	
No.	Cantidad	Designación	MATERIAL	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 71 (SOPORTE INFERIOR DE MOTORREDUCTOR)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A



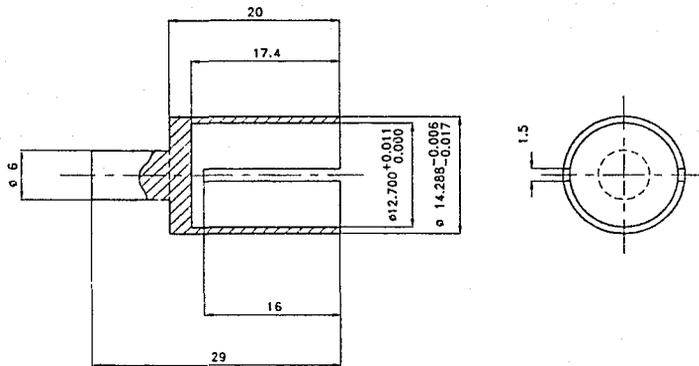
73	5	acoplamiento flexible	manguera de neopreno, ϕ ext 12.7, ϕ int 3.175, lon. 18	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept- 1992	Revisó: Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 73 (ACOPLAMIENTO FLEXIBLE)		Dibujó: O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.



tolerancia general, a excepción
de las indicadas: ± 0.1

rugosidad general: 3.2

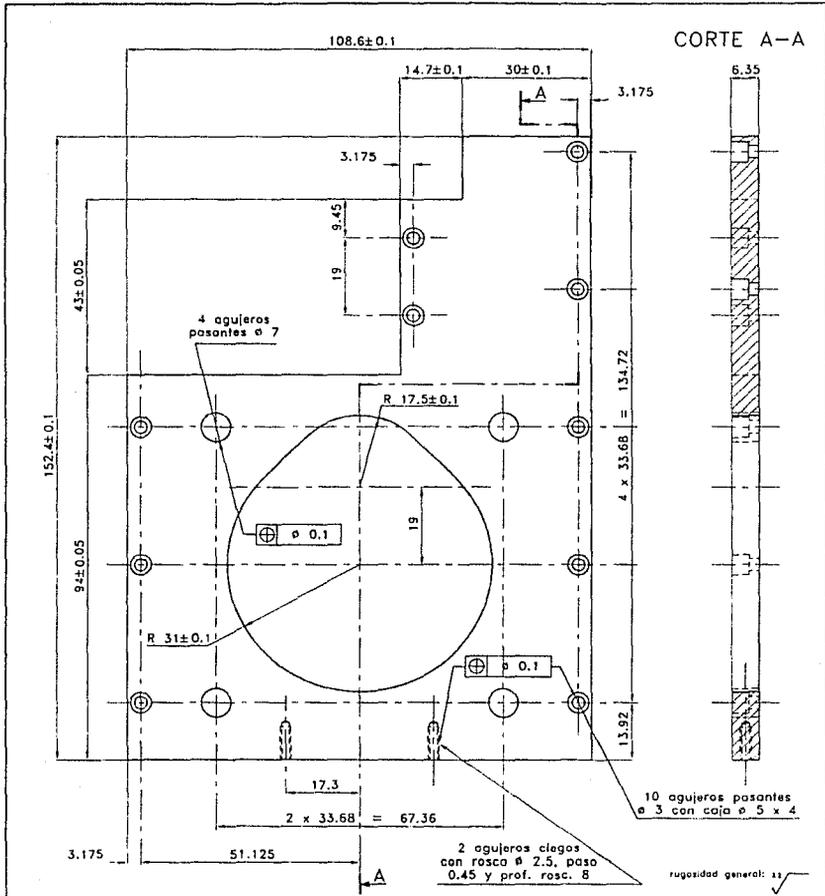
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
74	1	extensión de eje de motor, a codificación	Acero 1045 # 15.8 (3/16") x 125	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUHTILAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acofaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 74 (EXTENSION DE EJE DE MOTOR. A CODIFICADOR)		Dibujó: O. Montenegro
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.1

rugosidad general: 3.2

77	1	extensión de eje de motor. a codificador	barra de acero 1045 ϕ 15.9 (5/8") x 32	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 77 (EXTENSION DE EJE DE MOTORR. A CODIFICADOR)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



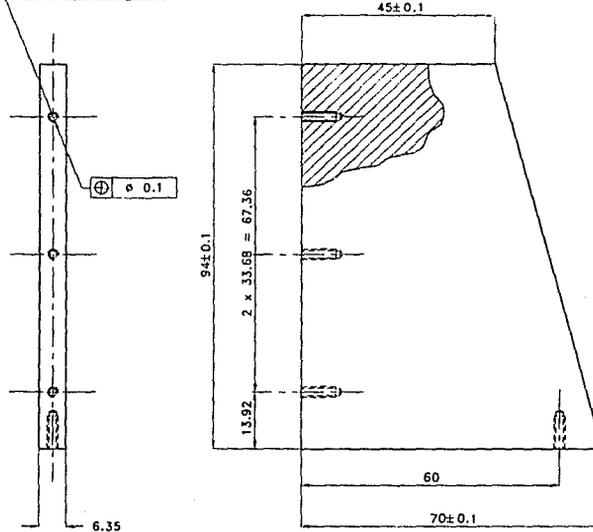
78	1	soporte frontal de motorreductor	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4), 156 x 112	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM

Escala : 1:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
--------------	-------------------	------------------	----------------------

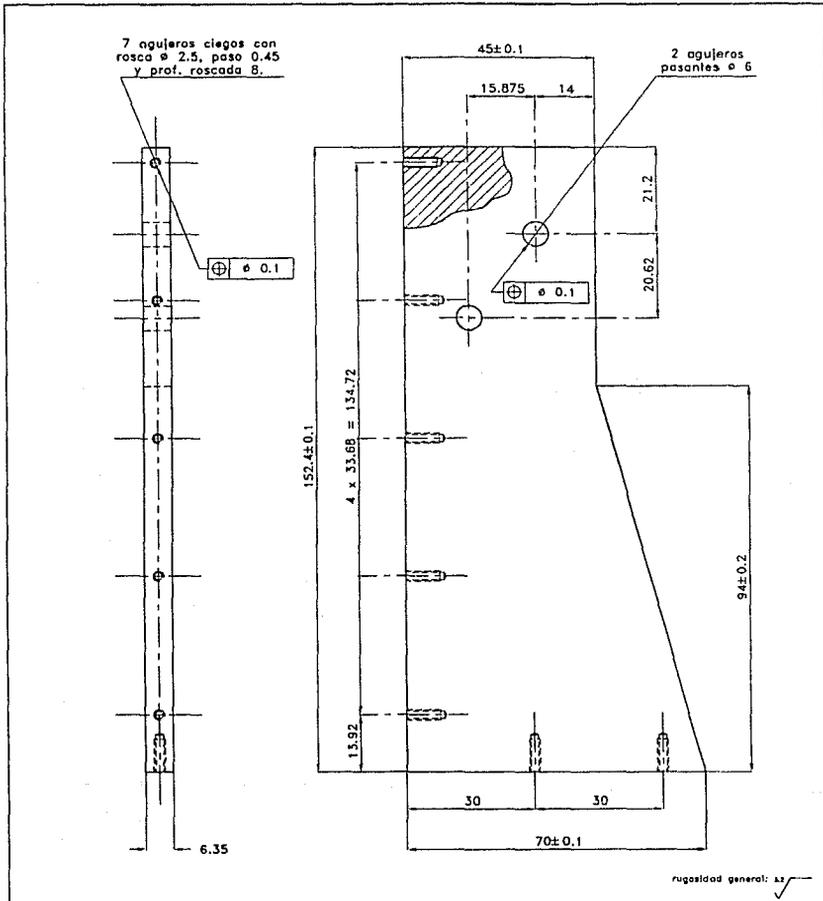
	PIEZA 78 (SOPORTE FRONTAL DE MOTORREDUCTOR)	Dibujó:O.Montealegre
		ROBOT DIDACTICO
		Lámina No.

4 agujeros ciegos con
rosca ϕ 2.5, paso 0.45
y prof. roscada 8.



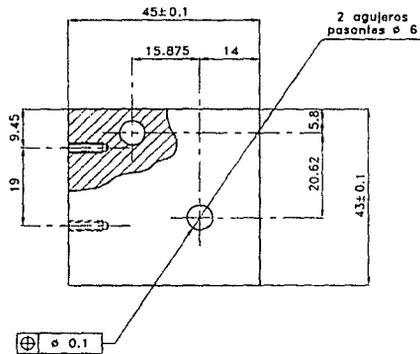
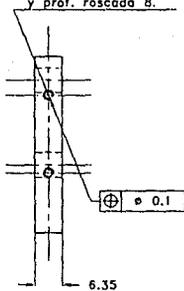
rugosidad general: 3.2

79	1	soporte lateral de motorreductor	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4"), 97 x 73	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing.R.Galicia
		PIEZA 79 (SOPORTE LATERAL DE MOTORREDUCTOR)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.
DIBUJO DE DEFINICION				



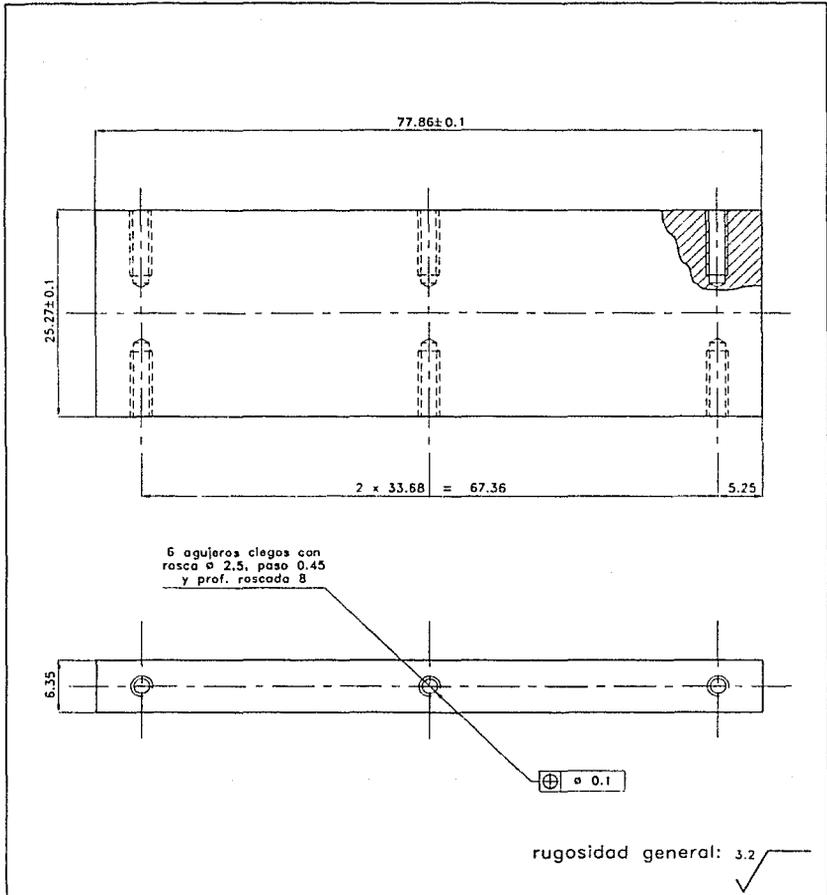
80	1	soporte lateral de solenoide y de motorreductor	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4"), 156 x 73	no ilustrado
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 80 (SOPORTE LATERAL DE SOLENOIDE Y DE MOTORREDUCTOR)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.
DIBUJO DE DEFINICION				

2 agujeros ciegos con rosco ϕ 2.5, paso 0.45 y prof. roscada 8.

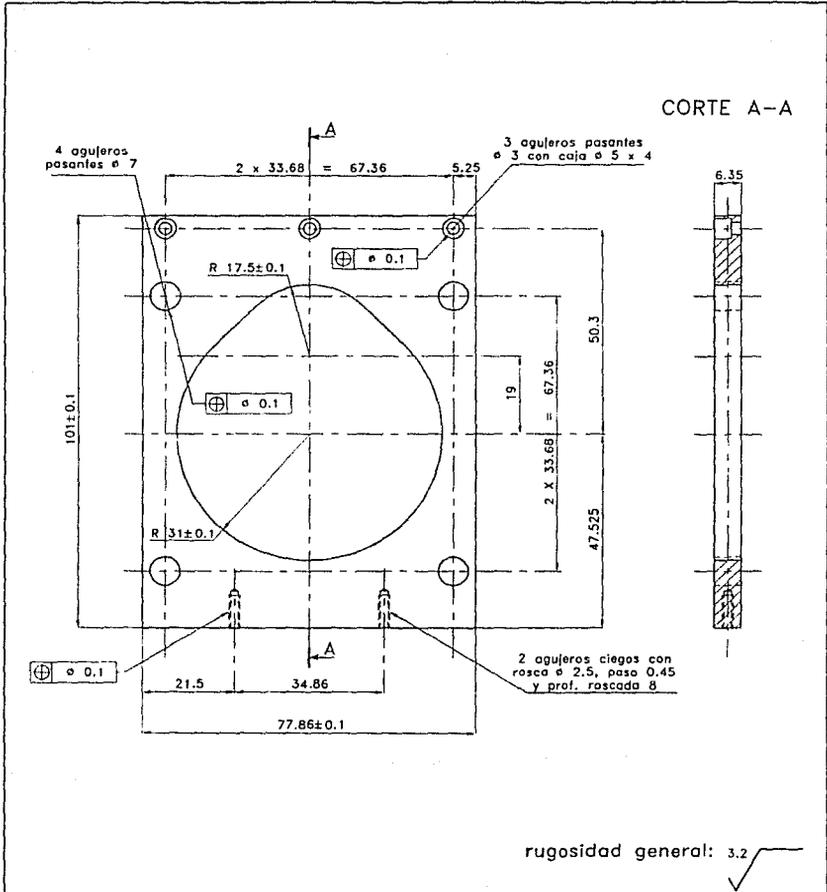


rugosidad general: 3.2 ✓

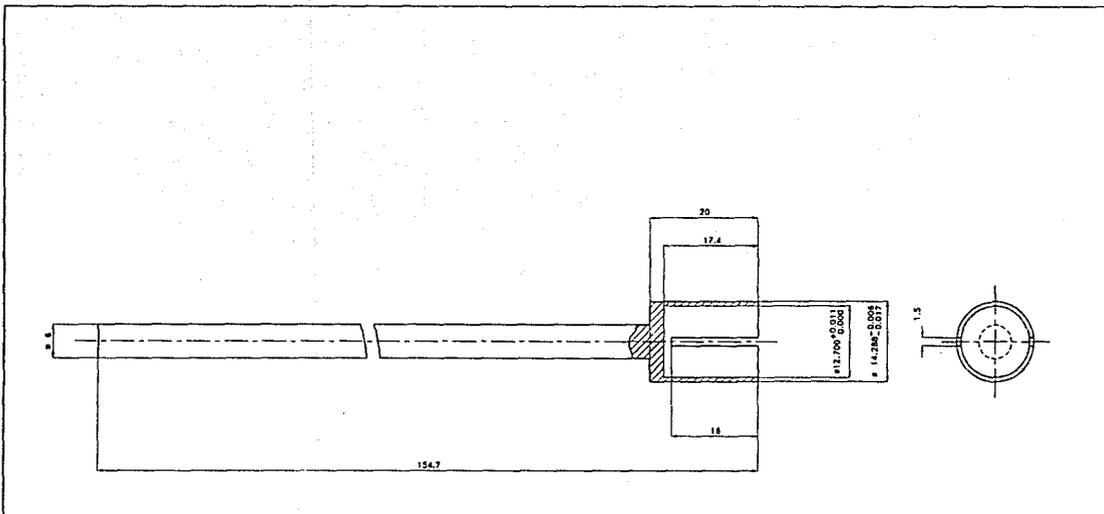
82	1	soporte lateral de solenoide	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4"), 48 x 46	no ilustrado
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 1:1		Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing.R.Galicia
		PIEZA 82 (SOPORTE LATERAL DE SOLENOIDE)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



84	1	soporte superior de motorreductor	placa de nylonid SL, espesor 5.4 (1/4"), 81 x 28	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 	PIEZA 84 (SOPORTE SUPERIOR DE MOTORREDUCTOR)			Dibujó:O.Montealegre
				DIBUJO DE DEFINICION
				Lámina No.



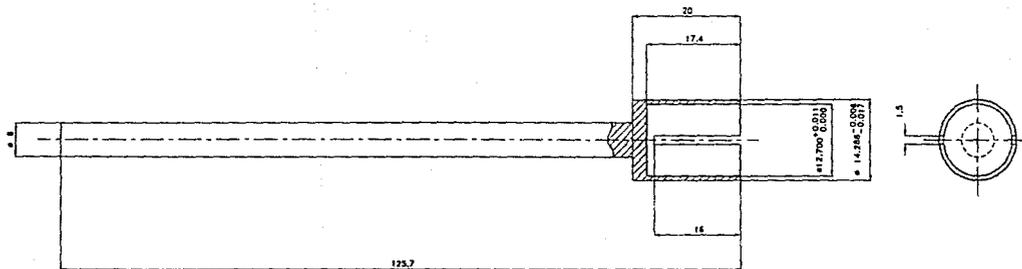
85	1	sopORTE frontal de motorreductor	placa de nylonid SL, espesor 6.4 (1/4"), 104 x 81	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 85 (SOPORTE FRONTAL DE MOTORREDUCTOR)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.



tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.1

rugosidad general: $\sqrt{3.2}$

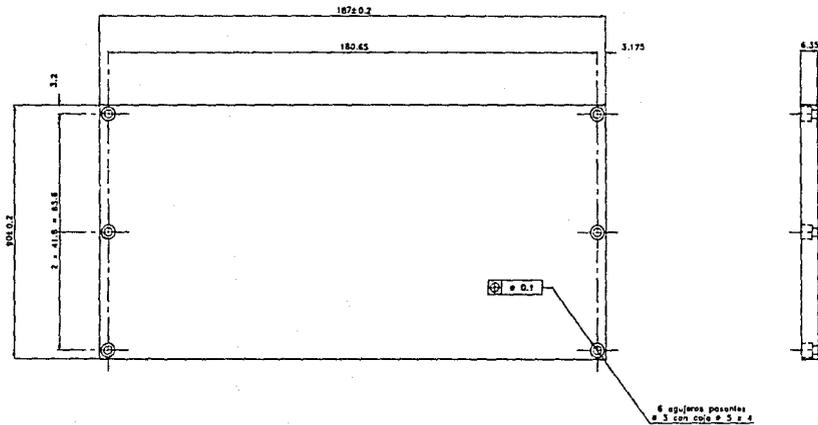
86	1	extensión de eje de motor, a codificar	Lana de acero 1515 # 13 W (5/8") x 154	no sustrae
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN-UNAM				
Escala : 2:1		Acolaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 86 (EXTENSION DE EJE DE MOTOR, A CODIFICADOR)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



tolerancia general, a excepción
de las indicadas: ± 0.1

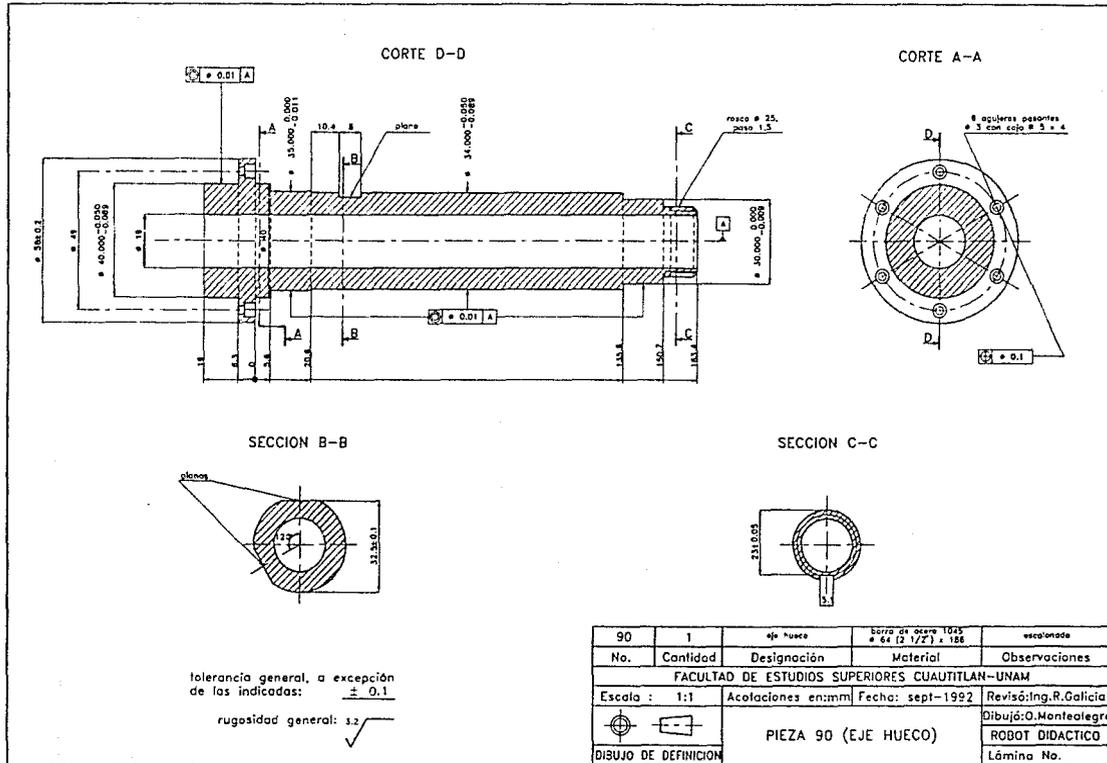
rugosidad general: 1.2

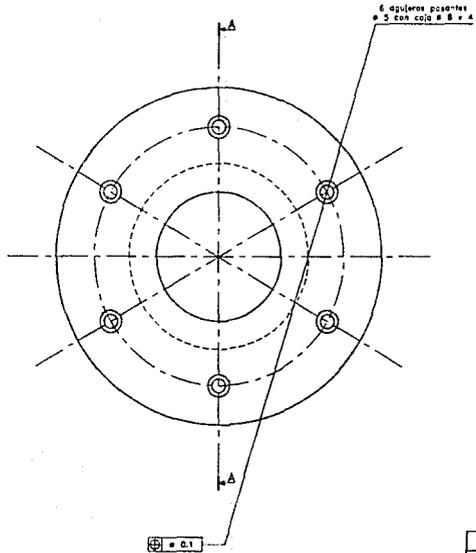
87	1	extensión de eje de motorr. a codificador	Acero de acero 1045 ϕ 15.9 (5/8") x 129	no Rustrado
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 2:1		Anotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 87 (EXTENSION DE EJE DE MOTORR. A CODIFICADOR)		Dibujó:O.Montcallegre ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



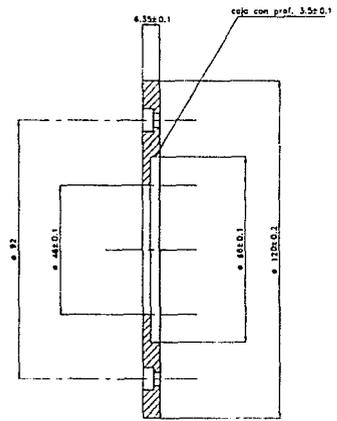
rugosidad general: 3.2 $\sqrt{\quad}$

88	2	placa de unión para caras laterales de eslabón 1	placa de aluminio 6061-T6, 190 x 85	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acolaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 88 (PLACA DE UNION PARA CARAS LATERALES DE ESLABON 1)		Dibujó: O. Montealegre
DIBUJO DE DEFINICION				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.



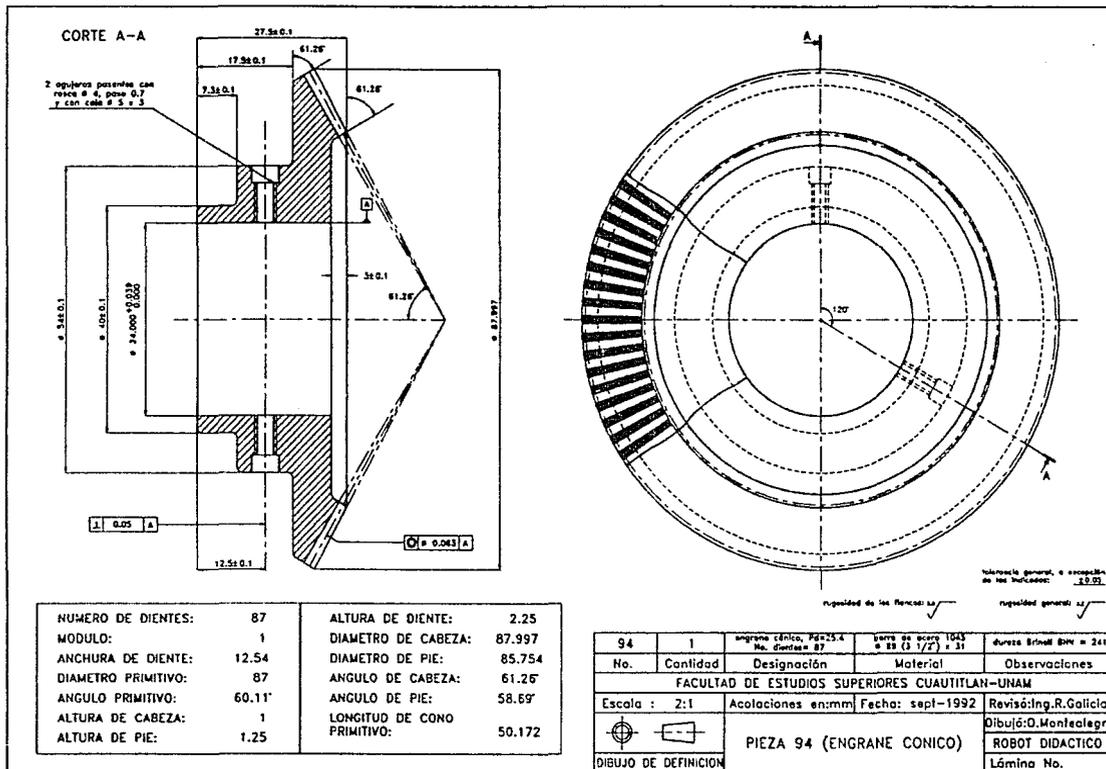


CORTE A-A

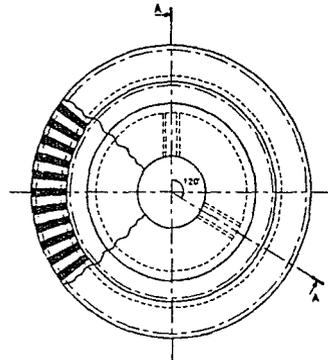
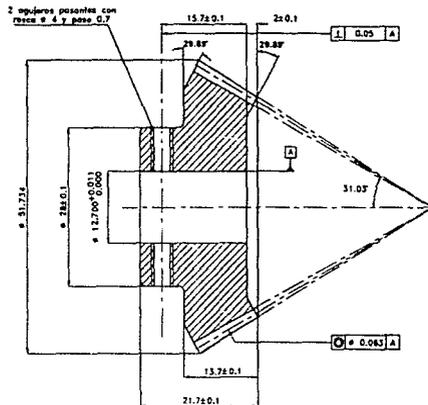


rugosidad general: 3.2 $\sqrt{\text{ }}$

91	1	lape	barro de nylon SL # 127 (37) x 10	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acolaciones en: mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 91 (TAPA)		Dibujó: O. Mantecogre
DIBUJO DE DEFINICION				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.



CORTE A-A



NÚMERO DE DIENTES:	50	ALTURA DEL DIENTE:	2.25
MÓDULO:	1	DIÁMETRO DE CABEZA:	51.734
ANCHO DE DIENTE:	12.543	DIÁMETRO DE PIE:	47.832
DIÁMETRO PRIMITIVO:	50	ÁNGULO DE CABEZA:	31.03'
ÁNGULO PRIMITIVO:	29.89'	ÁNGULO DE PIE:	28.46'
ALTURA DE LA CABEZA:	1	LONGITUD DEL CONO PRIMITIVO:	50.172
ALTURA DE PIE:	1.25		

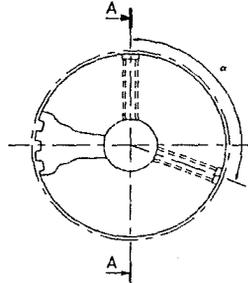
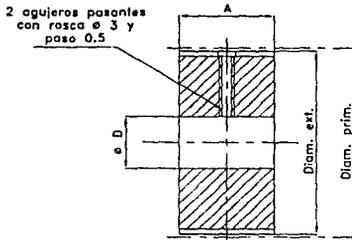
tolerancia general, a excepción
de las indicadas: ±0.02

rugosidad de las superficies: √

rugosidad general: √

95	1	piñón cónico, Vd=25.4 No. dientes 50	borra de acero 1045 # 57 (2 1/2") x 25	kurze Brind BHK # 241
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 2:1		Acolaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 95 (PIÑÓN CONICO)		Dibujó: O. Montenegro
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A



Paso: XL(0.2")
 Número de dientes: 16
 A: 0.394" (10 mm)
 ϕ D: 1/2 "**
 Diam. ext.: 0.999"
 Diam. prim.: 1.019"

α : solo taladrar los agujeros en medio de las hendiduras (aproximadamente a 112.5°)

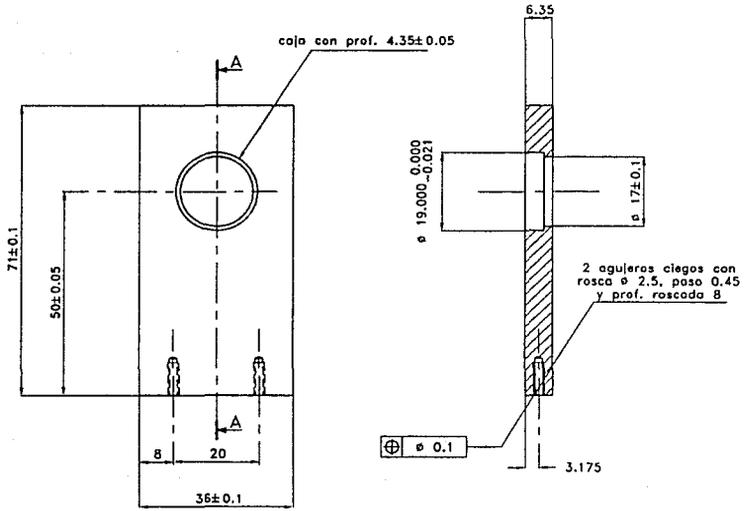
*Nota: tolerancia $\begin{matrix} +0.0004 \\ 0 \end{matrix}$ pulg.
 ** milésimas de pulgada.

tolerancia general, o excención de las indicadas: ± 0.002 **

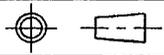
rugosidad general: 0.125 $\sqrt{\text{R}}$

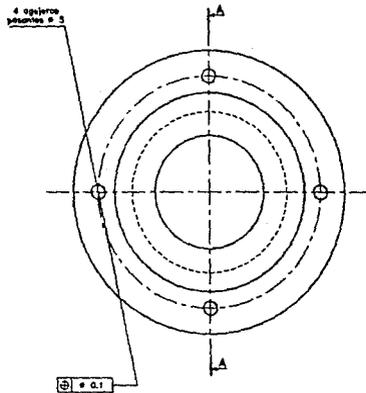
96	1	polea de tiempo, No.dien=16,paso XL, ancho=10	barra de nylonid SL ϕ 25.4 (1") x 13	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala :	---	Acotaciones en:pulg.	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 96 (POLEA DE TIEMPO)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

CORTE A-A

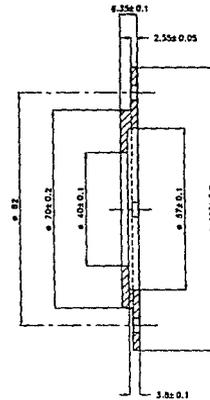


rugosidad general: 3.2 

98	1	base para eje	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 74 x 39	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 1:1		Acotaciones en:mm	Fecha: oct-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 98 (BASE PARA EJE)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.



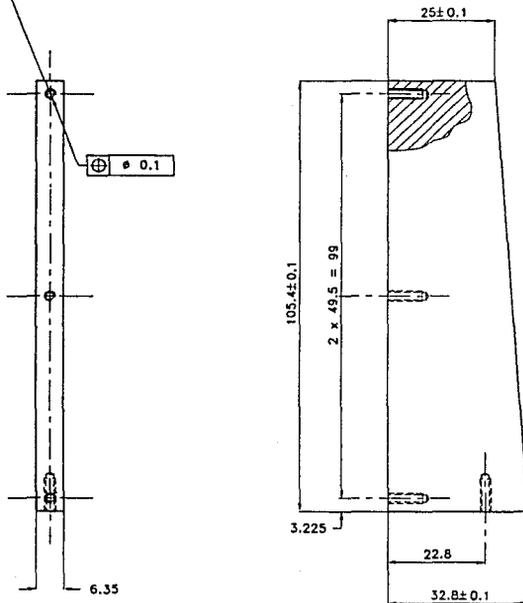
CORTE A-A



rugosidad general: 3.2 ✓

101	1	Tapa	Botón de nylon nº 1	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acolaciones en mm	Fecha: oct-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
	PIEZA 101 (TAPA)			Dibujó: O. Montealegre
				DIBUJO DE DEFINICION
				Lámina No.

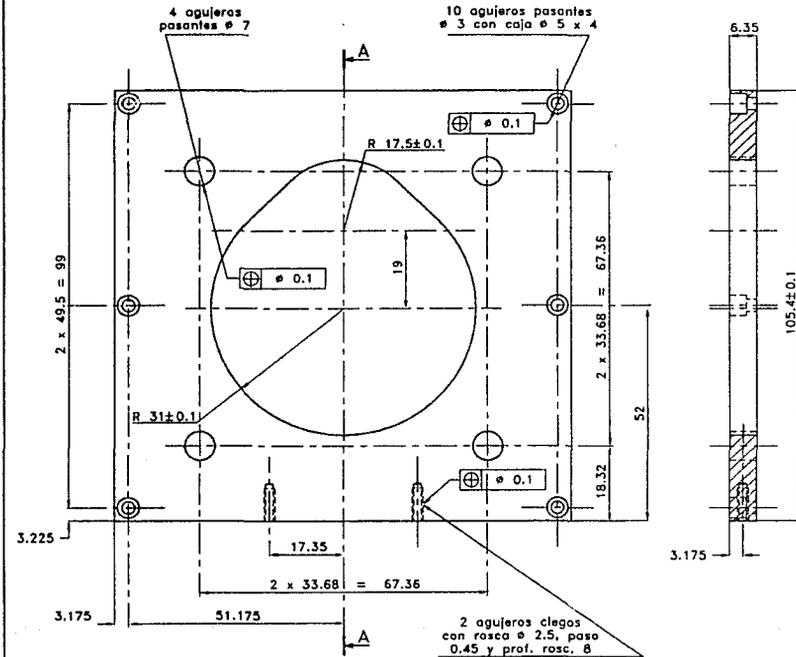
4 agujeros ciegos con
rosca ϕ 2.5, paso 0.45
y prof. roscada 8.



rugosidad general: 3.2 ✓

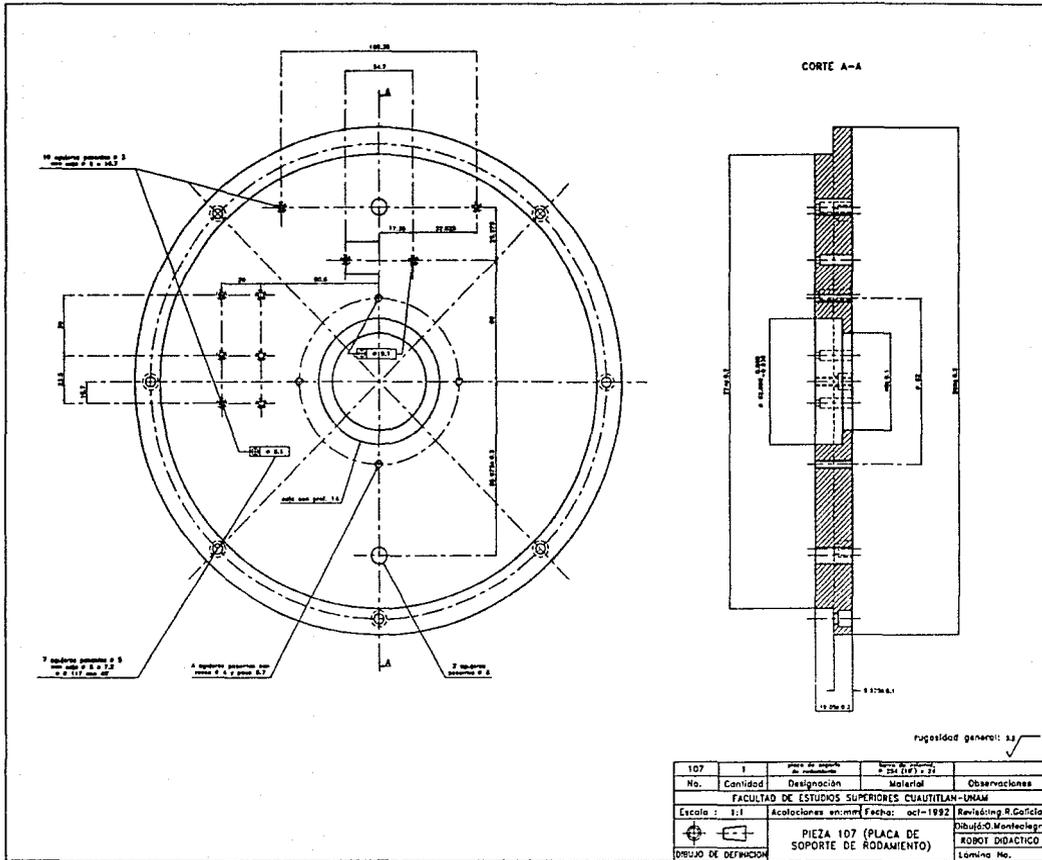
102	2	soporte lateral de motarr.	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 109 x 36	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 1:1		Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 102 (SOPORTE LATERAL DE MOTORREDUCTOR)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CORTE A-A

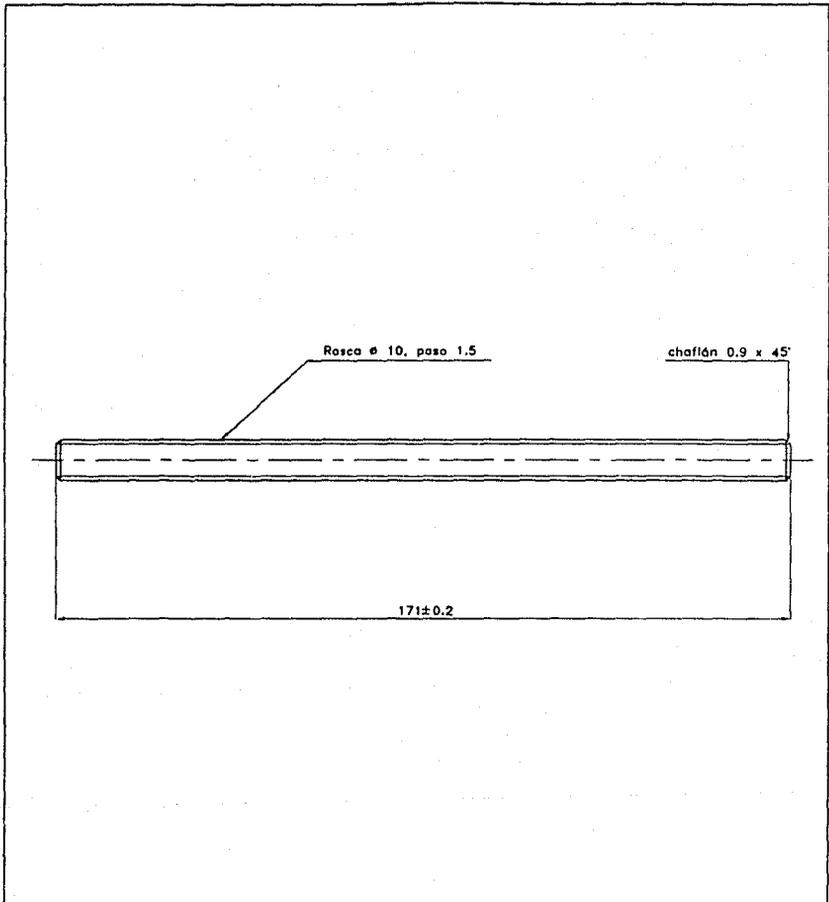


rugosidad general: 3.2 $\sqrt{\quad}$

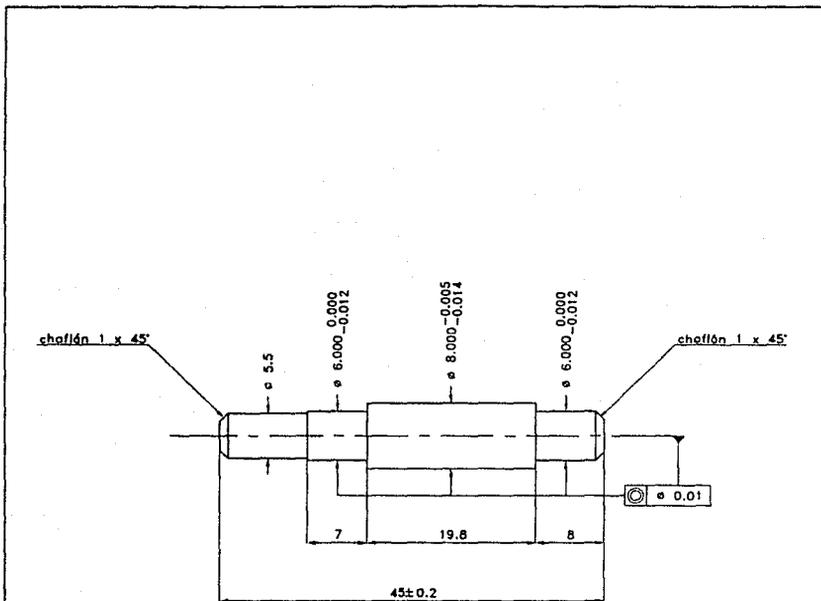
103	1	soporte frontal de motorr.	placa de nylamid SL espesor 6.4 (1/4"), 110 x 109	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 103 (SOPORTE FRONTAL DE MOTORREDUCTOR)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.



107	1	Placa de soporte	Acero 1010	2.50 (10/32) x 21	
No.	Cantidad	Designación	Materia	Observaciones	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM					
Escala:	1:1	Acolaciones en mm	Fecha:	oct-1992	Revisión: R. García
		PIEZA 107 (PLACA DE SOPORTE DE RODAMIENTO)			Dibujó: Montecarlo ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION					Lamina No.



115	1	soporte de tensor	barra de nylonid SL, $\varnothing 12.7 (1/2") \times 174$	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:mm	Fecha: sept-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 115 (SOPORTE DE TENSOR)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

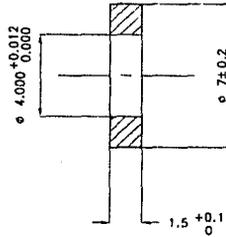
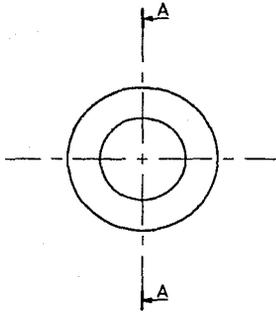


tolerancia general, a excepción de las indicadas: ± 0.05

rugosidad general: 3.2

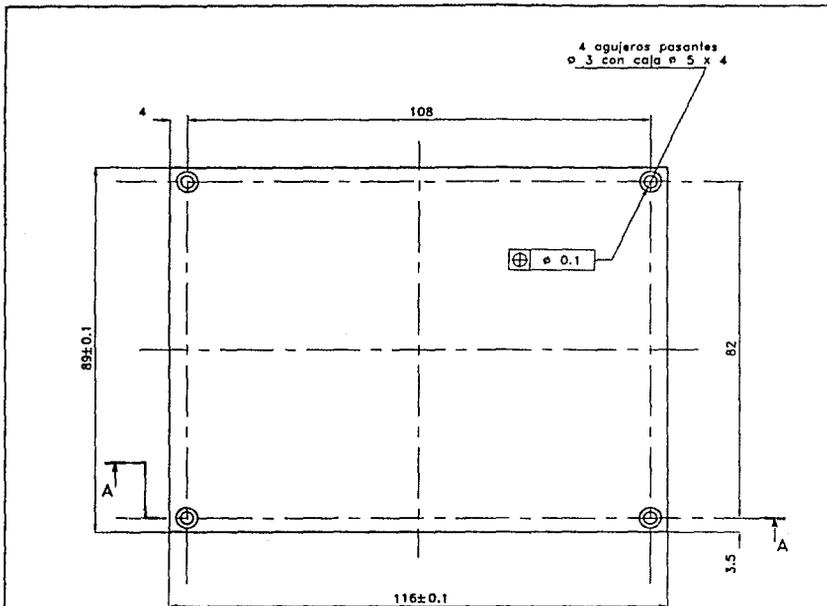
116	1	eje	barra de acero 1045, ø 12.7 (1/2") x 48	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN-UNAM				
Escala :	2:1	Acotaciones en:mm	Fecha: oct-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION	PIEZA 116 (EJE)			Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

CORTE A-A

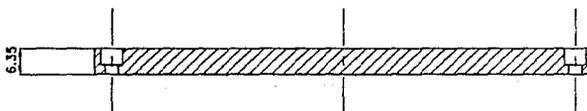


rugosidad general: 3.2

117	8	arandela ϕ int.= 4, ϕ ext.= 7, espesor= 1.5	barra de nylonid SL, ϕ 6.4 (1/4") x 5	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	5:1	Acotaciones en:mm	Fecha: oct-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
	PIEZA 117 (ARANDELA)			Dibujó:O.Montealegre
				DIBUJO DE DEFINICION
				Lámina No.



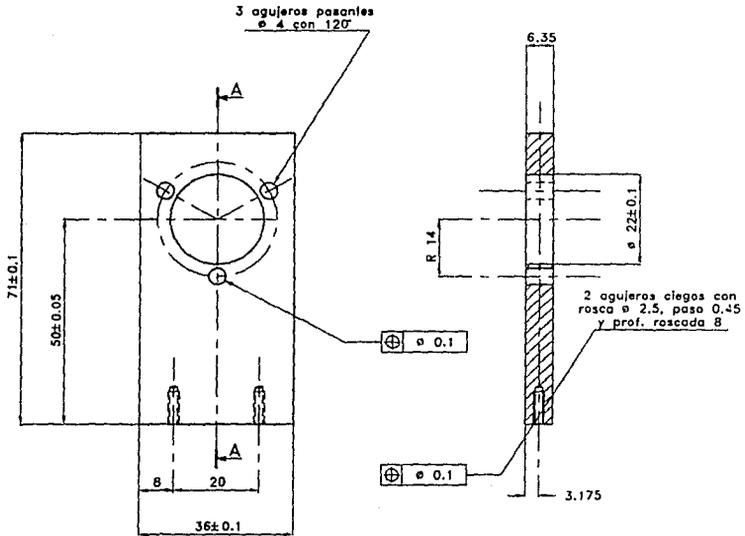
CORTE A-A



rugosidad general: 3.2

118	1	tapa de cuerpo	placa de nylamid SL espesor 6.4 (1/4"), 119 x 92	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala : 1:1		Acotaciones en:mm	Fecha: oct-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
		PIEZA 118 (TAPA DE CUERPO)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.
DIBUJO DE DEFINICION				

CORTE A-A

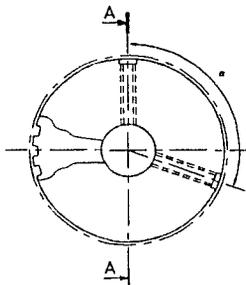
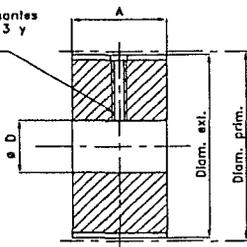


rugosidad general: 3.2

119	1	base para codificador	placa de nylonid SL espesor 6.4 (1/4"), 74 x 39	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	1:1	Acotaciones en:mm	Fecha: oct-1992	Revisó:Ing.R.Galicia
 DIBUJO DE DEFINICION		PIEZA 119 (BASE PARA CODIFICADOR)		Dibujó:O.Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
				Lámina No.

CORTE A-A

2 agujeros pasantes
con rosca # 3 y
paso 0.5



Paso:	XL(0.2")
Número de dientes:	16
A:	0.394"(10 mm)
ø D:	0.315"(8 mm)*
Diam. ext.:	0.999"
Diam. prim.:	1.019"
α: solo taladrar los agujeros en medio de las hendiduras (aproximadamente a 112.5°)	

*Nota: tolerancia $\begin{matrix} +0.0006 \\ 0 \end{matrix}$ pulg.
 **: milésimas de pulgada.

tolerancia general, a excepción de las indicadas: $\pm 0.002^*$

rugosidad general: 0.125 $\sqrt{\text{---}}$ **

120	1	polea de tiempo No. d. en = 16, paso XL, ancho = 10	barra de nylon SL, ø 25.4 (1") x 13	
No.	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM				
Escala :	---	Acotaciones en: pulg.	Fecha: sept-1992	Revisó: Ing. R. Galicia
		PIEZA 120 (POLEA DE TIEMPO)		Dibujó: O. Montealegre
				ROBOT DIDACTICO
DIBUJO DE DEFINICION				Lámina No.

CONCLUSIONES

La robótica es la resultante de la fusión de varios campos tecnológicos, entre los que se encuentran la programación, la electrónica y la mecánica.

La robótica está viviendo un momento de gran desarrollo. Su incorporación a los planes de estudio de diversas instituciones es un hecho. Por lo anterior se requieren de robots didácticos que apoyen la capacitación.

En el presente trabajo se diseñó la parte mecánica de un robot para la docencia. Sus características generales son:

- Robot de configuración angular.
- Velocidad máxima: para el giro de base, $48^{\circ}/s$ aproximadamente; para los demás movimientos, $49.8^{\circ}/s$.
- Capacidad de carga: 200 g.
- Actuadores: motorreductores de C.C.; para la activación de

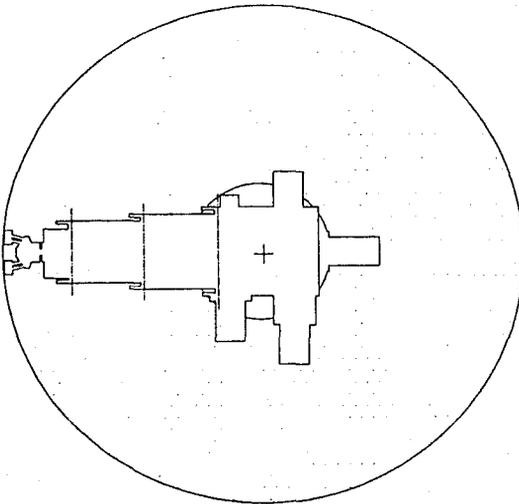
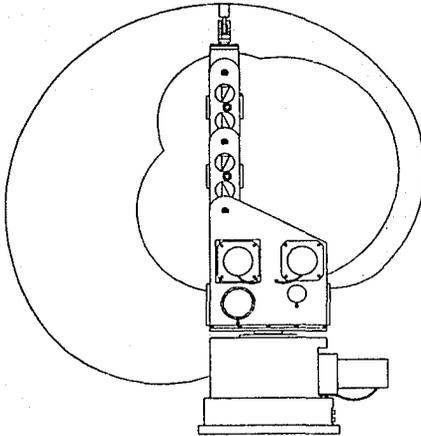
la pinza, se emplea un solenoide.

- Transmisión: sistema solenoide-leva-seguidor (para apertura de pinza), engranes cónicos, además de poleas y bandas de tiempo.
- Alcance máximo: 450 mm (del hombro al extremo de la pinza).
- 5 grados de libertad.
- De fácil instalación en laboratorios (por su tamaño y tipo de energía de alimentación).
- Resolución: 1.131 mm en giro de base con el brazo completamente extendido.
- Retroalimentado por: codificadores ópticos de posición.

Su volumen de trabajo queda definido en el cuadro:

Base:	360° (no infinito)
Hombro:	175°
Codo:	200°
Cabeceo de muñeca:	140°
Rotación de pinza:	infinito
Apertura de pinza:	44.5 mm (en uso normal)

Dicho volumen se observa gráficamente en la siguiente página.



Volumen de trabajo del robot definido por sus desplazamientos máximos.

Este diseño posee un gran porcentaje de materiales ligeros (Nylamid SL y aluminio) que permiten un ahorro de peso sin alterar la rigidez del brazo. Además se le incorporaron algunas partes comerciales (como engranes y poleas de tiempo).

Se observó que el "método del diseño" es aplicable para la concepción de este tipo de máquinas y que requiere de un gran número de iteraciones para llegar a una solución aceptable.

Las computadoras son herramientas sumamente poderosas. Su papel en la presentación de este trabajo ha sido de gran importancia. Gracias a su utilización se pudo lograr una significativa disminución en el tiempo de desarrollo del proyecto. Mediante ellas se realizaron los cálculos de manera más rápida y precisa, permitiendo múltiples iteraciones hasta conseguir una solución admisible. Hay que hacer notar que por cuestión de tiempo no se pudieron explotar al máximo las capacidades de estas máquinas.

Cabe mencionar que la mayoría de las piezas aquí descritas fueron pensadas para su realización en máquinas herramientas convencionales, lo que hace que este proyecto mecánico sea completamente factible de realizar en nuestro país.

Hay que hacer notar que el costo de un prototipo es elevado. Sin embargo, se podrían reducir los costos con la fabricación de

un número mayor de unidades. Algunos ensambles podrían ser sustituidos por un número menor de piezas elaboradas mediante otros procesos de fabricación tales como inyección o fundición. Se podrían ahorrar tiempos de maquinado si algunas piezas fuesen moldeadas (los ejes, por ejemplo). Se estima que los motorreductores y codificadores representan un gran porcentaje del costo de esta máquina. Podría pensarse en la obtención de mejores precios a mayores volúmenes solicitados a los fabricantes. Por supuesto que todo esto sería posible después de un estudio profundo de manufacturabilidad y costos.

Para que el mecanismo presentado sea un robot completo se requiere del desarrollo e implementación de otros elementos como: circuitos de control, la programación y la fuente de alimentación. Para poder llegar a la conclusión de que el robot didáctico puede competir con aquellos que se encuentran en el mercado sería indispensable el desarrollo de los subsistemas antes mencionados, por lo que se harán necesarios otros estudios y análisis de esta estructura (como el análisis dinámico, indispensable para la implementación del control). Vemos así que esta tesis puede ser el punto de partida a otros muchos proyectos e investigaciones.

Aunque el objetivo de esta tesis fue el diseñar un robot para uso didáctico sin manejar en un momento dado su fabricación masiva, de obtenerse el apoyo económico adecuado este trabajo podría dar inicio al camino para alcanzar el desarrollo de robots

didácticos propios. Se cubriría así la necesidad interna por parte de instituciones educativas de poseer dichas máquinas, reduciendo su importación al país.

BIBLIOGRAFIA

"Automation". *The New Enciclopædia Britannica*, 15th. Edition, 32 V. (Chicago, Enciclopædia Britannica, Inc., 1990) Volume 14, pp. 529-538.

Bodine Electric Company. *Small motors, gearmotors, & electronic motion controls*. [Stock catalog S-11]. Chicago, ©1991.

Cardoza, Anne & Vlk, Suzee J.. *Robotics*. 1st. edition. USA, TAB Books, c1985. 150 pp.

Carmichael, Colin (ed.). *Mechanical engineers' handbook: design and production volume*. 12th. edition. USA, Wiley, 1961. 2V.

Clauser, Henry R. (editor). *Encyclopedia/Handbook of materials, parts and finishes*. USA, Technomic, 1976. 564 pp.

Coiffet, Philippe. *Robot technology; volume 1: modelling and control*. (Pref. Jean-Françoise Le Maître). Great Britain, Kogan Page, 1985. 160 pp..

Condumex. *Cables para alambrado de equipo eléctrico y electrónico 80°C o 105°C, 300 V*. [Hoja técnica 7208]. Enero 1987.

Coordinación: Dibujo y Diseño. *Notas y normas para el curso de dibujo técnico 1*. 1980.

Charles Bond, Co. *The Bond® stock gear line*. [Price catalog No. 112-TC]. Philadelphia, PA, USA.

Chevalier, A.. *Dibujo industrial*. (Trad. Mariano Domingo Padrol). España, Montaner y Simón, c1979. 320 pp.

Doughtie, Venton Levy y James, Walter H.. *Elementos de mecanismos*. 5a. impresión. México, C.E.C.S.A., 1978. 538 pp.

Encoder Products Company. *Shaft or shaftless encoder*. [Hoja técnica].

Fouch, Brenda L.. *AutoCAD: manual de bolsillo*. (Trad. Miguel Angel Guzmán López). Argentina, Addison-Wesley Iberoamericana, (s.a.). 193 pp.

Galicia, Roberto H. *Proyecto mecánico III* [apuntes].

Garrido Moctezuma, Rubén A.. "Elementos de actuación en robots manipuladores". *Comunicaciones y electrónica: revista trimestral de telecomunicaciones de Petróleos Mexicanos*. (México, D.F.: otoño-invierno, 1990) Año 1, núm. 3-4, pp 37-38.

The Gates Rubber Company. *PowerGrip[®] timing belt systems for industrial drives*. [Catálogo] 1990 edition. Denver, Colorado, USA.

Gates Rubber de México. *Alta tecnología en transmisiones sincrónicas*. [Catálogo] 1990, México.

Hall, Allen S. Jr, Hollowenko, Alfred R. y Laughlin, Herman G. *Teoría y problemas de diseño de máquinas* [Trads. Diego López Arango y Guillermo Sánchez Bolívar] México, McGraw-Hill, 1982.

Holland, John M.. *Basic robotics concepts*. USA, Howard W. Sams & Co., 1983.

Johnson, Nelson. *AutoCAD: manual de referencia*. (Trad. José Rafael García Lázaro et al). España, Osborne/McGraw-Hill, 1991. 774 pp.

Koren, Yoram. *Robotics for engineers*. 1st. printing. Singapore, McGraw-Hill, 1987.

L'Hote, Francois et al.. *Robot technology; volume 4: robot componentes and systems*. USA, Prentice-Hall, c1983. 346 pp.

Luzadder, Warren J.. *Fundamentos de dibujo en ingeniería*. 2a. impresión. México, C.E.C.S.A., 1984. 653 PP.

McComb, Gordon. *The robot builders bonanza: 99 inexpensive robotics projects*. USA, TAB Books, 1982.

Miner, Douglas F. and Seastone, John B. [editors]. *Handbook of engineering materials*. 1st. edition. USA, John Wiley & Sons, Inc., 1955.

Montano L. et al.. *Introducción a la robótica industrial*. España, Universidad de Zaragoza, 1989.

Nnaji, Bartholomew O.. *Computer-aided design, selection and evaluation of robots*. Amsterdam, Elsevier, 1986.

P & P Industries. *Solenoid catalog*. Morrison, Illinois, USA.

Plásticos de Mantenimiento, S.A. de C.V.. *Nylamid[®]*. [Hoja de datos técnicos].

Plásticos de mantenimiento, S.A. de C.V.. *Piense en Nylamid...* [Tríptico informativo].

Plásticos de Mantenimiento, S.A. de C.V.. *Propiedades del Nylamid M, 6 y SL.* [Anexo al boletín técnico].

Platiglas de México, S.A. de C.V.. *Nylamid[®] : nylon para maquinado.* [Hoja informativa].

SKF. *Manual de mantenimiento y recambio de rodamientos.* [Catálogo 3014 Sp]. Inglaterra, ©1977.

Snyder, Wesley E.. *Industrial robots: computer interfacing and control.* USA, Prentice-Hall, 1985.

Spotts, M. F.. *Proyecto de elementos de máquinas.* 4a. edición. España, Reverté, 1982. 684 pp.

APENDICE

SELECCION DE MOTORREDUCTORES

La selección de un motorreductor se realiza en base al rango de velocidad y al rango del torque obtenidos en el eje de salida. No se selecciona en función de la potencia del motor debido a la existencia de ineficiencias en el reductor.

Ya hemos mencionado que se emplearán motores de corriente directa de imán permanente como actuadores del robot. Deberán transmitir el movimiento entre ejes paralelos.

Los torques requeridos se muestran en la memoria de cálculo del capítulo cuarto. La velocidad deberá ser de aproximadamente 8 RPM.

Para todos los movimientos del robot se emplearán motores fabricados por Bodine Electric Co..

Los motores seleccionados para el movimiento del codo, el giro y cabeceo de muñeca son del tipo 24D2BEPM-D5 (modelo 198). Para el giro del hombro y el giro de la base se emplearán motores tipo 24D4BEPM-Z4 (modelo 163). Las características de dichos modelos se presentan en la siguiente tabla:

Rango de velocidad RPM	Torque de Salida lb-pulg	Potencia del motor HP	Razón de reducción a 1	Bodine tipo (modelo)	Torque obtenible lb-pulg
0.17-8.3	40	1/29	300	24D2BEPM-D5 (198)	55
0.22-14	100	1/17	180	24D4BEPM-Z4 (163)	115

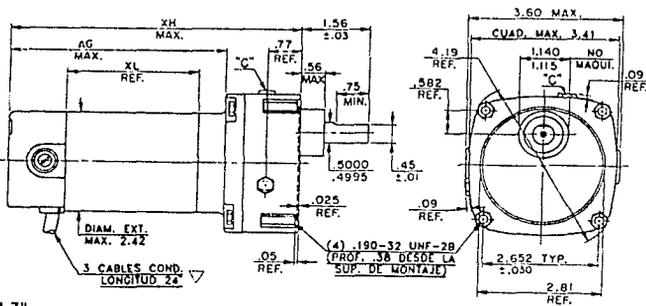
Nota: el torque obtenible está basado en cargas que provocan un ligero exceso en la potencia normal del motor.

Las dimensiones y pesos se dan a continuación:

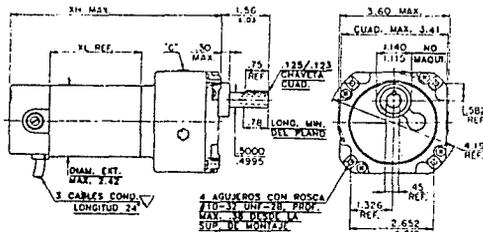
Dimensiones(pulgadas)

Bodine tipo (modelo)	Montaje	XH pulg	AG pulg	XL pulg	Peso aproximado de envío lb
24D2BEPM-D5 (198)	Frontal	5.97	4.20	2.25	4
24D4BEPM-Z4 (163)	Frontal	7.82	----	3.00	5

"24D-D"



"24D4-Z"



ACOTACIONES EN PULG.

SELECCION DE LOS CODIFICADORES OPTICOS DE POSICION

El empleo de estos sensores en robótica surge de la necesidad de determinar la posición del robot. Para medir los desplazamientos (posición) estos codificadores se basan, como su nombre lo indica, en fenómenos ópticos.

En estos transductores la posición se obtiene a partir de las salidas que suministran unos fotoemisores-fotoreceptores en función de marcas impresas mediante técnicas fotográficas sobre

una regla (transductor lineal) o disco (transductor angular).

Existen dos tipos de codificadores ópticos: los digitales (que pueden ser absolutos o incrementales) y los analógicos (franjas de Moiré).

En los absolutos se cuenta con un conjunto de pistas (normalmente 10, 12 o 14) impresas con marcas codificadas e igual número de pares fotoemisor-fotoreceptor como pistas. El código impreso en las pistas es tal que la salida de los fotoemisores-fotoreceptores permite determinar directamente la posición absoluta.

Los codificadores ópticos incrementales tienen impresas únicamente dos pistas defasadas 90° . Son más sencillos ya que sólo llevan dos conjuntos fotoemisor-fotoreceptor pero necesitan lógica adicional que permita contar los pulsos que se generan con el movimiento, para proporcionar la posición angular. Las dos señales defasadas 90° permiten determinar el sentido de giro. Estos codificadores llevan una marca que permite determinar una posición de referencia para inicializar el circuito de conteo.

Los codificadores analógicos, denominados franjas de Moiré, consisten en una regla fija con un conjunto de franjas impresas verticalmente y una regla móvil con franjas impresas con el mismo paso, pero inclinadas un ángulo δ respecto de las de la regla

fija. El desplazamiento relativo de ambas genera dos ondas senoidales de luminosidad que se desplazan según el sentido de giro.

Los codificadores ópticos digitales son de los sensores más ampliamente usados en robótica. Lo anterior obedece a que poseen alta resolución y no requieren conversión analógica-digital (conversión que significa un problema adicional) que hace más lento el proceso de determinar la posición.

Los codificadores ópticos incrementales, por ser más sencillos que los absolutos, son más económicos. Dan además la posibilidad de medir la velocidad del eslabón.

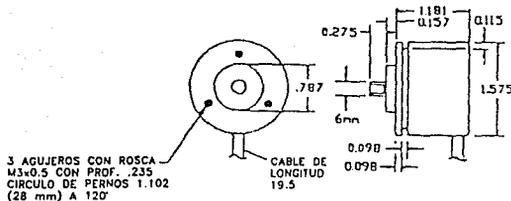
Los puntos primordiales para seleccionar un codificador óptico de posición son la resolución requerida y las dimensiones. El costo y la precisión juegan también un papel importante.

Para un robot didáctico, la precisión puede ser no muy grande. Se seleccionó un codificador óptico incremental fabricado por Encoder Products Co.. Sus características principales son:

CODIFICADOR OPTICO INCREMENTAL MODELO 755A.

Tipo de montaje:	" Servo ".
Resolución:	2500 pulsos por revolución.
Precisión:	± 0.1 grados de un pulso a cualquier otro.
Rotación del eje:	bidireccional.
Peso:	3.1 onzas

Sus dimensiones se muestran en el siguiente dibujo:



SELECCION DEL SOLENOIDE

Existen en el mercado varios tipos de solenoides. Sin embargo, centremos nuestra atención en los de actuación lineal, los cuales pueden ser de acción de tiro o de acción de empuje. Los tipos de estructuras que normalmente presentan son: caja, que poseen mejor eficiencia y mayor tiempo de vida; y de forma "C",

que son de menor precio. Se dispone de unidades de accionamiento por corriente alterna y unidades de corriente directa.

Los parámetros que se consideran para la selección de solenoides son: (1) la carrera necesaria; (2) el ciclo de trabajo (continuo o intermitente); (3) tipo de corriente de alimentación (corriente alterna o directa); y (4) voltaje. Para la selección del solenoide del proyecto presentado en esta tesis, se consideró además su peso.

La fuerza de tiro requerida del solenoide y la carrera se presentan en el capítulo cuarto, en la memoria de cálculo. El solenoide estará trabajando intermitentemente. Los modelos considerados en la selección son los fabricados por P&P Products.

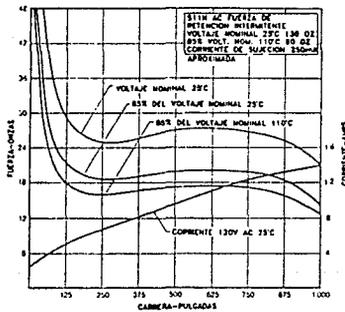
El mismo solenoide se fabrica tanto para corriente directa como para corriente alterna. Por sus gráficas de operación pudimos ver que el mismo modelo de solenoide dá mayor fuerza de tiro para el segundo tipo de corriente. Por tal motivo se seleccionará un solenoide que funcione con corriente alterna.

El voltaje seleccionado es de 120 V, que es sencillo de implementar para la alimentación.

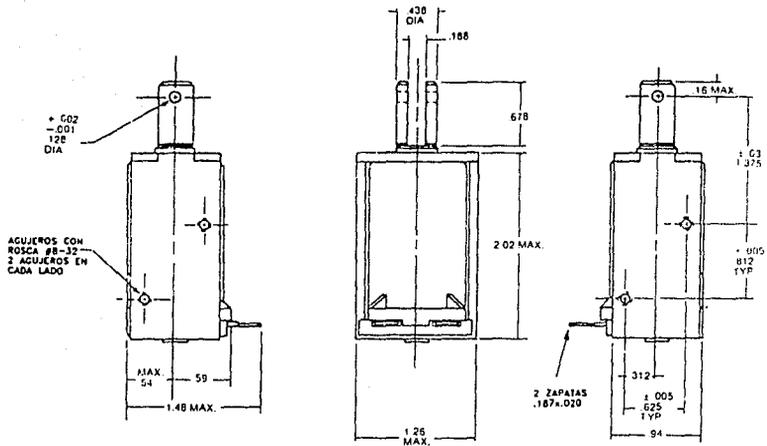
Las características del solenoide seleccionado se dan a continuación:

SERIE BASICA:	S11H
TIPO DE ESTRUCTURA:	Caja
CICLO DE TRABAJO:	intermitente
CORRIENTE DE ALIMENTACION:	alterna
VOLTAJE:	120 V
POTENCIA APROXIMADA:	30 VA
TIEMPO MAXIMO DE ENERGIZADO:	4 minutos
PESO:	Unidad - 4.9 oz(138 g) Embolo - 1.3 oz(36 g)

Curva de fuerza típica.



Dimensiones.



ACOTACIONES EN PULG.

CABLEADO

Los diagramas del cableado eléctrico del brazo robot se presentan en las siguientes páginas.

Cable aislado con PVC 105°C, 300 V. Características constructivas.

CALIBRE AWG	CONSTRUCCION No.hilos/AWG	DIAMETRO EXT. mm	PESO APROX. Kg/Km	CAPACIDAD Amperes
28	7/36	1.3	2.33	4

