



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE UNA SONDA ROBOT PARA INSPECCION INTERNA DE TUBERIAS

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO
PRESENTA:
RAMON URIBE RABAGO



DIRECTOR DE LA TESIS: ERNST KUSSUL

MEXICO, D. F.

278315

2000



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

A mis padres

A Edgar, Alan, Karina, Andrea, Raúl, Martha y Abue María, por todo su apoyo y comprensión.

A mis profesores, Luis Martínez, Armando Ortiz, Victor González y Ernst Kussul, por su generosa ayuda.

A la U.N.A.M.

Índice

Símbolos	3
1.Introducción.	5
2. Equipos móviles de inspección interna de tuberías	7
2.1 Equipos de inspección específica	7
2.1.1 Medición de Deformaciones Geométricas	7
2.1.2 Detección de fugas por medio de ultrasonido.	8
2.2 Equipos de Inspección general.....	10
2.2.1 Vehículos de configuración rígida,	10
2.2.2 Vehículos modulares.	14
3. Componentes de un sistema de inspección interna de tuberías.	16
3.1 Sistema de Tracción.	16
3.1.1 Sistemas Mecánicos	18
3.1.2 Sistema de Vacío.....	21
3.1.3 Sistema Magnético.	25
3.2 Sistemas de Recuperación y Alimentación.	27
3.2.1 Depósito del cable a lo largo de la tubería.	27
3.2.2 Sonda compuesta por módulos que llevan el cable.	28
3.2.3 Suministro de cable desde el exterior.....	29
3.3 Sistema de comunicación.	29
3.3.1 Sistemas inalámbricos	29
3.3.2 Sistemas alámbricos.	30
4. Diseño	31
4.1 Justificación de un nuevo diseño.....	31
4.2 Especificaciones de diseño.....	33
4.3 Propuestas	34
4.4 Selección de la propuesta.	38
5.Diseño de detalle	41
5.1 Diseño de eslabones	41
5.1.1 Parámetros de diseño del eslabón.....	41
5.1.2 Limitantes en las medidas del eslabón	42
5.1.3 Relación entre dimensiones de la sonda.	43
5.1.4 Selección de las dimensiones generales.	46
5.2 Diseño de la catarina:	49

5.2.1	Parámetros de la catarina.....	49
5.2.2	Programa de simulación.....	50
5.3	Diseño de la placa de vacío.....	58
5.3.1	Dimensiones generales de la placa.....	58
5.3.2	Cálculo del diámetro de los barrenos.....	59
5.3.3	Cálculo de s	63
5.3.4	Selección de las dimensiones de la placa.....	66
5.3.5	Cálculo de las pérdidas de carga en operación normal.....	68
5.4	Diseño de la Caja de Engranés.....	70
5.4.1	Especificaciones cinemáticas de la sonda.....	71
5.4.2	Cálculo de la potencia del motor.....	72
5.4.3	Dimensiones de la caja de engranes.....	77
5.5	Diseño de la Unión entre Orugas.....	78
5.6	Diseño de la articulación entre módulos.....	80
5.6.1	Primer grado de libertad.....	81
5.6.2	Segundo grado de libertad.....	84
5.7	Configuración.....	86
6.	Microbombas.....	87
6.1	Microbombas peristálticas.....	87
6.2	Microbombas reciprocantes con válvulas.....	87
6.3	Microbomba reciprocante sin válvulas.....	89
6.4	Microbombas rotatorias de desplazamiento positivo.....	89
6.5	Microbombas centrífugas.....	90
6.6	Selección.....	91
7.	Análisis de partes seleccionadas.....	93
7.1	Análisis de esfuerzos en el eslabón.....	93
7.2	Análisis de esfuerzos en el eje de los eslabones.....	93
7.3	Análisis de esfuerzos en la catarina.....	94
7.4	Análisis de esfuerzo en las flechas de salida.....	97
7.5	Corrosión en los materiales utilizados.....	98
7.6	Análisis de la presión del medio.....	99
	Conclusiones.....	100
	Referencias.....	101
	Apéndice A. Planos del Robot.....	105

Símbolos

- a, Addendum del engrane.
- a_e , Distancia horizontal entre un módulo y el centro de giro de la articulación 2.
- a_v , Distancia vertical entre la parte más alta del módulo y el centro de giro de la articulación 2.
- A_s , Área de la sección arriba del eje neutro.
- A_e , Área de los ejes de los eslabones.
- A_v , Área de Vacío de un eslabón.
- A_{TV} , Área total de vacío en la sonda.
- A_{SC} , Área de la sección crítica de los eslabones.
- AD, Ancho del diente
- AES, Altura del eslabón.
- d, distancia del peso del módulo al centro de giro de la articulación.
- D_{cp} , Diámetro de la circunferencia primitiva del engrane.
- D_e , Diámetro externo del engrane.
- DC, Distancia de avance de la catarina donde EC es mínimo.
- DE, *Distancia entre ejes.*
- DHP, Distancia horizontal del centro de la catarina a la placa.
- EC, Número de eslabones permanentemente conectados al vacío.
- ED, Espacio entre dientes.
- F_i , Diámetro de los barrenos de la placa.
- F_d , Fuerza ejercida en el diente.
- F_e , Fuerza en los ejes de los eslabones.
- F_f , Fuerza de fricción en la placa.
- F_{NP} , Fuerza normal de presión.
- F_{NT} , Fuerza normal total.
- F S, Factor de seguridad.
- h_p , Altura de la placa.
- h_s , Altura de la sonda.
- I_z , Momento de inercia de la sección respecto al eje neutro.
- J, Momento polar de inercia
- Lcc, Longitud entre centros de catarinas.
- L_{ts} , Longitud total de la sonda.
- LC, Longitud de la cavidad de vacío.
- LD, *Largo del diente.*
- LP, Longitud de la placa de vacío.
- M_x , Momento flexionante en el eje x.
- ne, Número de engranes.
- N, Número de dientes en el engrane.
- NB, Número de barrenos en la placa.
- ND, Número de dientes
- P_d , Paso diámetro de los engranes.
- P_{Tn} , Potencia teórica necesaria en la articulación.
- P_{Ms} , Potencia del motor de la articulación.
- P_{ra} , Potencia real en la articulación.
- Q, Momento de área respecto al eje neutro.
- r, reducción necesaria en la caja de engranes.
- r_e , Radio exterior de la flecha
- R_{ec} , Radio externo de la catarina con dientes.

R_s , Radio de seguridad.
 RC , Radio base de la catarina.
 s , Distancia entre los barrenos de la placa.
 t , Espesor de la catarina.
 T_a , Par en la articulación 2.
 T_{ma} , Par en el motor de la articulación 2
 T_c , Par en la catarina.
 T_m , Par del motor.
 V , Fuerza cortante.
 W , Peso de la sonda.
 WE , Ancho del eslabón.
 \bar{y} , Distancia del centroide de área al eje neutro.
 α , Ángulo entre orugas.
 β , Ángulo entre cajas de engranes
 θ_a , Ángulo máximo que girará la articulación.
 θ_c , Velocidad angular de la catarina.
 θ_v , Velocidad angular del motor.
 μ_e , Coeficiente de fricción estático entre placa y eslabones.
 η_r , Eficiencia en el reductor de la articulación 2.
 σ_1, σ_2 , Esfuerzos principales.
 σ_e , Esfuerzo normal en los ejes de los eslabones.
 σ_f , Esfuerzo de fluencia.
 σ_x , Esfuerzo normal en dirección X.
 σ_y , Esfuerzo normal en dirección Y
 τ_c , Esfuerzo cortante en los ejes del eslabón.
 τ_{seg} , Esfuerzo cortante máximo permitido.
 τ_v , Esfuerzo cortante.
 ω_a , Velocidad de la articulación 2.
 ω_{ma} , Velocidad en el motor de la articulación 2.
 SR_n , Sección recta.
 CD_n , Cambio de dirección en el flujo.
 CS , Cambio de sección en los conductos.
 EF , Entrada de flujo a un conducto.
 SF , Salida de flujo de un conducto.
 ϕ_s , Diámetro de seguridad para los barrenos de la placa.

I. Introducción.

En la actualidad el uso de tuberías se ha extendido a prácticamente cualquier proceso industrial. De ahí surge la necesidad de llevar a cabo un mantenimiento correctivo y preventivo de las secciones que componen a las redes de tuberías.

La inspección y mantenimiento de redes de tuberías en industrias tales como la petrolera, la química, la nuclear y otras, prevén accidentes como incendios, explosiones etc. Los trabajos de inspección y mantenimiento habían sido hechos tradicionalmente por operadores humanos. Estas tareas son arduas y se llevan a cabo en ambientes peligrosos tales como espacios reducidos, de contaminación radioactiva y desechos tóxicos entre otros.

Debido a las condiciones geométricas el mantenimiento en muchos casos se lleva a cabo después de que ocurre una falla en la tubería y esta comienza a presentar fugas. En algunos lugares es imposible esperar a que se presente la falla para proceder a corregir o cambiar una parte, por ejemplo en las centrales nucleoelectricas. Es aquí donde nace la idea de crear equipos capaces de desplazarse dentro de las tuberías para llevar a cabo el monitoreo de parámetros de interés en las tuberías. En esta tesis se expone el diseño de una sonda de inspección interna para tuberías teleoperada capaz de llevar a cabo una exploración en diferentes condiciones de la tubería.

Después de analizar los equipos de inspección existentes, se puede observar que su capacidad de exploración es muy limitada. El objetivo de este trabajo es desarrollar el diseño mecánico de una sonda robot, capaz de moverse en el interior de una red de tuberías, que presenta diversas características como secciones curvas o codos, inclinadas o verticales, tubería llenas, uniones o bifurcaciones, etc. El radio mínimo de la tubería donde será utilizada la sonda debe ser mayor o igual a 0.125m.

Con el siguiente texto se tratará de demostrar la posibilidad de diseñar un nuevo equipo de inspección capaz de explorar redes de tuberías con las características antes mencionadas.

En la primera parte de la tesis se exponen los sistemas de inspección interna de tuberías que se utilizan actualmente. En el segundo capítulo se presentan los sistemas, así como las condiciones de la tubería donde puede operar cada uno de éstos equipos. En el capítulo siguiente se exponen las partes que componen a los equipos de inspección de tuberías, con el fin de examinar posteriormente las ventajas y desventajas de cada opción posible para los subsistemas.

Después de haber presentado las soluciones que se han dado a este problema a lo largo del tiempo, se procede a presentar una comparación entre los sistemas de tracción utilizados en las sondas; con el fin de desarrollar cinco propuestas. Las cinco propuestas son evaluadas a través de una tabla donde se vierten los resultados de un análisis general de funcionamiento para varias condiciones. De ahí se selecciona la mejor opción.

Al tener seleccionada, de forma general, una configuración para la sonda se procede al diseño de ésta. Uno de los limitantes de la sonda son sus dimensiones, las cuales dependen de varios factores, relacionados entre sí. Esto lleva como consecuencia que el diseño no sea lineal, es decir que se tengan que desarrollar paralelamente el diseño de varias piezas con diversas opciones con el fin de escoger la propuesta que pueda contar con las mejores características.

La primer parte en ser diseñada fue el eslabón. Aquí es donde se presentan algunos resultados que se obtienen de análisis posteriores, sin embargo se presentan en ésta sección para dar claridad a las decisiones tomadas en el diseño. A continuación se presenta el diseño de detalle de cada parte de la sonda. Al terminar el diseño se presenta la configuración final de la sonda, con la ubicación específica de todos los sistemas que la conforman.

2. Equipos móviles de inspección interna de tuberías .

Los sistemas de inspección que existen en la actualidad están diseñados para cubrir necesidades muy específicas, en cuanto al tipo de inspección que llevan a cabo, y las condiciones de la tubería donde éstas se realizan. Si se requiere hacer una exploración en un ambiente o condiciones diferentes, es necesario adquirir otro dispositivo de inspección o *modificar la configuración de el que ya fue utilizado*[1,2].

A continuación se presenta una serie de aparatos que existen en el mercado o que están siendo desarrollados con el fin de tener un panorama general de lo que existe en este momento.

2.1 Equipos de inspección específica.

Entre los dispositivos actuales existen equipos diseñados para realizar inspecciones en tuberías donde los parámetros a medir son muy específicos, y las mediciones deben ser sumamente precisas. *Es por ésta razón que el tipo de sonda utilizada debe ser diseñada dentro de rangos dimensionales y geométricos muy limitados, de acuerdo a las condiciones de la tubería donde se va a llevar a cabo la inspección.*

Existen varios ejemplos de industrias donde es utilizado este tipo de sondas. La industria petrolera es una de ellas, aquí son usadas extensas redes de tuberías que cuentan con varios kilómetros de longitud, para el transporte de combustible. Es de suma importancia poder detectar los defectos de las tuberías en este tipo de instalaciones, ya que el riesgo que se corre al transportar ese tipo de sustancias es muy alto. El costo económico que implica no solo la pérdida de fluido, sino la detención del flujo para la reparación es muy alto, esto sin mencionar el daño ambiental.

Las mediciones que se llevan a cabo en éstas redes, abarcan desde deficiencias geométricas de la tubería, medición de espesores, trazo de rutas, hasta análisis de flujo magnético para detección de fallas en los materiales[37].

2.1.1 Medición de Deformaciones Geométricas

Las causas de deformación de las tuberías son muy variadas y se deben , entre otras cosas, al incorrecto manejo de la tubería en la transportación e instalación, a la colocación de secciones sobre superficies inadecuadas, así como por el daño ocasionado por el flujo.

Para detectar este tipo de deformaciones geométricas existen los llamados Diablos-Caliper. La empresa *Pipetronix* ha desarrollado sistemas de inspección de tuberías[37], entre los que se encuentran el *Calscan*. (fig. 2-1a).

Este tipo de sondas cuentan con una serie de ruedas orientadas de forma radial. Cada rueda está conectada a un mecanismo que es capaz de medir la distancia entre el centro de la sonda y un extremo, en cualquier instante. Con base en esto es posible obtener el diámetro de la tubería en ese instante para varios puntos. El aparato cuenta con un odómetro independiente que va midiendo el desplazamiento del caliper respecto al tiempo. Con esta información es posible construir una representación espacial de la tubería y observar las deformaciones.

La manera de hacer circular éstos dispositivos es a través del flujo, este empuja al caliper haciendo que se desplace por las secciones que conforman a la tubería.

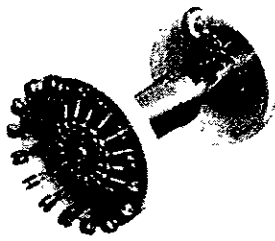
Es posible conectar en serie los dispositivos con el fin de que tuberías con diámetros más pequeños puedan ser inspeccionadas. Generalmente éstos dispositivos pueden trabajar, en conductos circulares que van desde 0.15 hasta 1.52 m de diámetro. Sin embargo, para cada diámetro base, la configuración es establecida y un equipo para 0.8 m sólo debe trabajar en una tubería cuyo diámetro interno se encuentre entre .78m y .82m[37].

Las limitaciones de este tipo de dispositivos de inspección es que no pueden utilizarse en tuberías que presentan uniones o bifurcaciones. Así mismo el diámetro nominal debe ser constante en toda la sección, ya que el Caliper solo puede desplazarse mientras las variaciones del diámetro de la tubería se encuentren dentro de un rango extremadamente limitado.

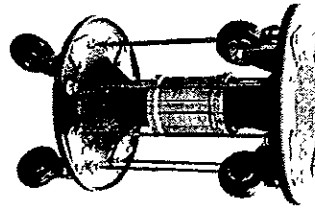
2.1.2 Detección de fugas por medio de ultrasonido.

Existen otros equipos que cuentan con un diseño estructural similar, pero cuentan con otro tipo de sensores. En la fig. 2-1b se muestra un dispositivo desarrollado por *Pipetronix* y que se utiliza para detectar fugas en las tuberías por medio de ultrasonido[37], a través de las ondas generadas por la vibración causada por las fugas. El dispositivo es capaz de grabar, por medio de un odómetro, la posición de éstas fugas para que puedan ser ubicadas y posteriormente reparadas.

Este equipo al igual que el anterior, se mueve a través de la tubería arrastrado por el flujo.



a)



b)

Fig. 2-1 a) Caliper para la caracterización de las deformaciones geométricas.
b) sistema para detección de fugas presentes en tuberías[37].

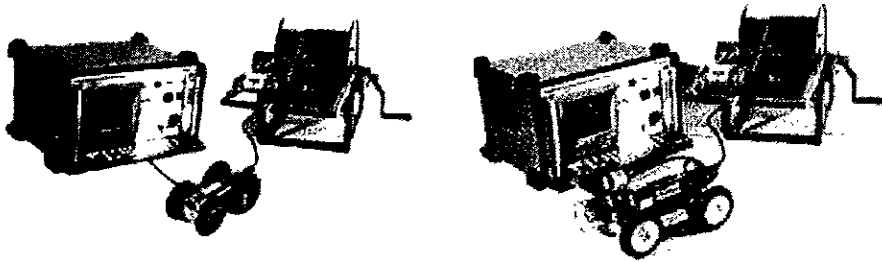


Fig. 2-2 Sistemas de inspección visual[4].

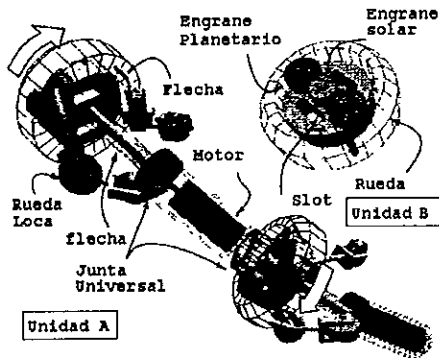


Fig. 2-3 Theseus I[2]

2.2 Equipos de Inspección general.

Los equipos que tienen como fin principal llevar a cabo una inspección general de la tubería, están generalmente constituidos por un vehículo que se desplaza a través de las secciones. Éstos equipos llevan consigo un sistema de visión que puede o no estar colocado sobre algún tipo de manipulador. Una de las principales diferencias con los sistemas antes mencionados de inspección detallada, es que al constar de un vehículo son capaces de desplazarse a voluntad sobre la tubería, y no dependen del flujo para el movimiento de la sonda. Algunos llevan otro tipo de instrumentación, además de cámaras, para detectar otros parámetros de importancia.

Existen dos clases de arreglos para este tipo de inspección. Aquellos arreglos en los cuales el vehículo está diseñado para ciertas características de la tubería, y no puede tener variaciones más que en las cámaras o dispositivos de iluminación que transporta; y aquellos arreglos que constan de diferentes módulos, los cuales pueden ser ensamblados entre sí para formar varias configuraciones, que se adaptan a diversos medios de operación.

2.2.1 Vehículos de configuración rígida.

Constan de un vehículo, generalmente con ruedas, que lleva montada una cámara y una lámpara para iluminar el camino. Éstos dispositivos pueden ser multidireccionales con un sistema de dirección implementado por medio del control independiente de velocidad en sus ruedas. No pueden desplazarse si existe flujo o si la tubería está llena. Su movimiento en pendientes está limitado por muchos factores, entre los que se encuentran la superficie del tubo y la cantidad de líquido remanente en la parte inferior de éste.

Este tipo de vehículos pueden desplazarse a través de la tubería sin importar el diámetro de ésta, el cual solo está limitado por: las características del equipo de visualización instalado en la sonda, las pendientes de la tubería, y las condiciones de la superficie. En la fig. 2-2 se ilustran dos vehículos característicos de este tipo desarrollados por *Hydrotec*[4]. Éstos vehículos no son del tipo multidireccional, es decir solo se pueden mover hacia atrás y hacia adelante. En la figura se ilustra también el equipo necesario para operar las sondas y llevar a cabo la visualización.

Para la inspección de tuberías de gas de pequeños diámetros, se han desarrollado diversos vehículos de inspección denominados *Theseus*. [2,5]

Para la inspección de tuberías con diámetro de 25mm, se desarrolló el *Theseus I*, el cual consta de un mecanismo que a través de un movimiento en espiral logra desplazarse dentro

de la tubería. Está compuesto de dos unidades, cada unidad gira impulsada por un motor de DC, a través de una junta universal y engranes planetarios. En cada unidad se encuentran 3 ruedas locas unidas a través de flechas elásticas, las cuales se mantienen oprimidas contra la pared. Al mover la unidad A en un sentido y la B en el sentido inverso provocan que las ruedas giren, mientras el centro de la sonda no lo hace. Este principio provoca que el *Theseus I* se desplace al moverse en espiral como lo hace un tornillo.

El *Theseus II* fue desarrollado con el fin de llevar a cabo inspección en tuberías de gas de 50mm de diámetro[2]. Consta de dos partes, la unidad de transmisión y la unidad de dirección. La unidad de transmisión (Fig. 2-4 (a)) consta de dos motores de DC conectados a ruedas de gran diámetro. Entre las diferentes unidades de dirección se encuentra una flecha de material elástico. La unidad de dirección es la que se ilustra en la fig. 2-4 (b). Es un elemento con forma semiesférica en la punta colocado con una determinada inclinación, este puede girar para encontrar la dirección correcta. Aquí se puede colocar un pequeño CCD para obtener imágenes de la tubería.[2]

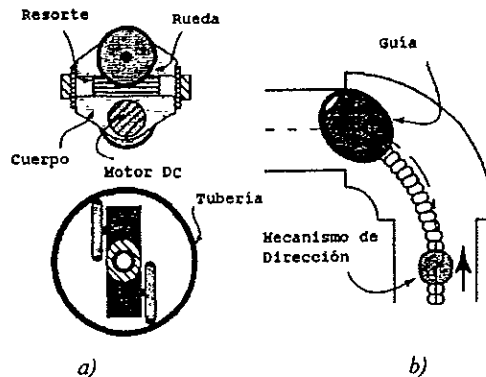


Fig. 2-4 *Theseus II*, sistema motriz y guía[2].

Theseus III es un vehículo para tuberías de gas cuyo diámetro puede encontrarse entre 100 y 200mm. Cuenta con cuatro ruedas colocadas en cruz, cada una está montada en un mecanismo como el que se ilustra en el fig. 3-6; El mecanismo mantiene a las ruedas en permanente contacto con la pared de la tubería, asegurando la tracción necesaria. Cada rueda es accionada por un pequeño motor de DC. [6]

El equipo multidireccional que se muestra en la figura 3-2 cuenta con un mecanismo en la parte superior que , por medio de una rueda, le permite ejercer presión sobre la parte superior de la tubería. De ésta forma mantiene en todo momento las ruedas del vehículo adheridas al suelo[4]. Un arreglo de éstas características es ideal cuando se requiere hacer

la inspección sin flujo, ni fluido en el sistema, en una red de tuberías donde todas éstas se encuentran de forma horizontal, o con una pequeña pendiente y además existen bifurcaciones.

Otro tipo de sondas de inspección tienen una configuración tal que les permite trabajar como submarinos. F. Nickols y S. Harrold desarrollaron un robot sumergible que consiste en un cuerpo de flotación variable con dos propulsores y patas, para proveer movilidad en un espacio confinado de túneles llenos de agua, drenaje, tuberías etc.[7]. La inspección se puede llevar a cabo en tuberías cuyo diámetro mínimo sea de por lo menos 900mm. El vehículo es capaz de impulsarse después de ser liberado a través de la tubería hasta el punto de inspección. Ahí puede caminar en el fondo de la tubería, o desplazarse flotando a través de la parte superior de ésta. Lleva cámaras que transmiten imágenes en tiempo real de la superficie del túnel, lo que permite al operador conocer el estado de la tubería, así como la ubicación del robot.

El submarino cuenta con dos cámaras de flotación que pueden variar su volumen, colocadas en la punta y la cola del submarino; Controladas independientemente es posible accionarlas de manera conjunta cambiando la elevación del submarino, así mismo es posible lograr que el submarino se incline al manipular cada una de éstas cámaras. Dos propelas impulsan al submarino, mientras este se encuentra con flotación neutra en la tubería completamente llena. El robot cuenta con cuatro patas inspiradas en piernas humanas, cada una de ellas cuenta con dos grados de libertad actuados por servomotores. El control del submarino se realiza por ultrasonido. La sonda es inteligente por lo que puede actuar independientemente si hay algún problema como pérdida de la comunicación.[8]

Robicen III es un robot que escala paredes diseñado para la inspección de tanques cilíndricos en plantas nucleares[9]. Su peso es de 3 kg. y puede viajar a velocidades de 0.11m/s en paredes planas, tanques y tuberías de gran diámetro. Aire comprimido es utilizado primero para generar un vacío en cuatro ventosas, las cuales proveen adherencia a la pared y después para accionar a varios cilindros neumáticos que producen el movimiento en el subsistema de locomoción. La sonda cuenta con un microprocesador controlado de forma remota por una PC, que conjuntamente acciona las electroválvulas y recoge la información de los sensores.

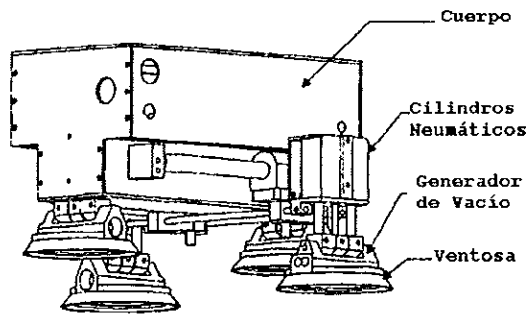


Fig. 2-5 Robicen III[9]



Fig. 2-6 Orugas utilizadas para la configuración de sondas modulares[39]

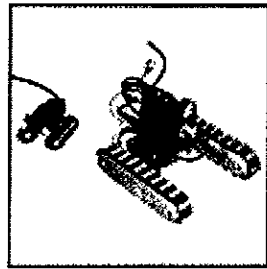
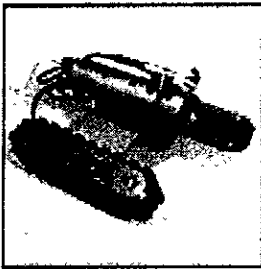


Fig. 2-7 Arreglos con orugas modulares para tuberías horizontales[38]

Existe otro tipo de sondas que utilizan sistemas de vacío, para mantenerse sujetas a la tubería y poder llevar a cabo la inspección. Este es el caso de un robot escalador desarrollado en la Universidad de Portsmouth para la inspección de soldadura en tuberías de gas en plantas nucleares.[10] El robot puede moverse en cualquier orientación y a través

de curvas, camina al fijarse a la tubería a través de sujetadores de vacío y moverlos alternadamente. El sujetador es de hule y cuenta con un cuerpo de aluminio. Además de succionar puede soplar con el fin de limpiar las impurezas, que pudieran tapar los conductos en las ventosas.

2.2.2 Vehículos modulares.

Los sistemas modulares son aquellos que constan de diferentes partes, que pueden ser ensambladas de varias formas, con el fin de tener distintas configuraciones, de acuerdo a las condiciones donde se va a llevar a cabo la inspección.

Éstos dispositivos modulares son de orugas, las cuales se producen en el mercado en dos tamaños diferentes(Fig. 2-6)[38][39]. El control de cada oruga es independiente, lo que permite tener una configuración multidireccional.

Las configuraciones que se pueden lograr con este tipo de sistemas son muy variadas. Es posible encontrar arreglos que se utilizan para tuberías con diámetros muy pequeños; en éstos casos las orugas y los sistemas de inspección van colocados uno tras otro con el fin de ocupar el menor espacio posible. En ésta configuración no es posible tener dirección en la sonda, es decir su movimiento se limita a ser unidireccional.

Otros arreglos que pueden construirse con los sistemas modulares son los mostrados en la figura 2-7, éstos dispositivos fueron armados para una inspección sobre un tramo horizontal[38]. Se observa como las orugas están sujetas al cuerpo del vehículo, donde se coloca tanto la cámara como los sistemas de iluminación. Cabe mencionar que la forma de conectar las orugas al cuerpo es variable, lo que permite que la distancia entre la cámara y la pared de la tubería sea también variable.

En éstos equipos la configuración es fijada antes de que el sistema entre a la tubería y no puede modificarse mientras el vehículo está dentro de ella. Es necesario retirar el vehículo para realizar la modificación de la configuración de forma manual, para luego introducir la sonda nuevamente en la sección donde se pretende hacer la inspección.

Otra de las configuraciones que se puede obtener con los sistemas modulares es aquella que permite una inspección en tramos verticales[13]. En este caso el vehículo cuenta con tres orugas, éstas se unen por medio de un mecanismo al cuerpo de la sonda donde se localizan

la cámara y demás sistemas de inspección. En este caso es necesario presionar las orugas contra la tubería con el fin de proporcionar suficiente agarre para que la sonda se desplace. Esto se logra con mecanismos que se adaptan a diferentes diámetros de la tubería aunque la variación del diámetro debe ser muy pequeña, del orden de 2 a 3cm en diámetros de alrededor de 40cm. Fig. (3-5,3-6).

3. Componentes de un sistema de inspección interna de tuberías.

Después de analizar los equipos móviles de inspección en el capítulo anterior, se puede concluir que todos éstos cuentan con varios sistemas que integran el equipo y con los que les es posible llevar a cabo las tareas de inspección para las cuales fueron diseñados.

Los sistemas que componen un equipo de inspección interna de tuberías son los siguientes:

Sistema de Tracción.

Sistema de Recuperación y Alimentación.

Sistema de Comunicación y Control.

3.1 Sistema de Tracción.

Existen varios mecanismos que pueden ser considerados para desplazarse dentro de una tubería. Si no son tomados en cuenta aquellos sistemas que cuentan con rieles o guías dentro de la tubería para llevar a cabo su locomoción, se pueden mencionar tres principios utilizados para moverse dentro de la tubería Fig.3-1[2].

1) Configuraciones que utilizan la presión del fluido. Fig. 3-1(1)

2) Configuraciones que transfieren la propulsión a través de una flecha flexible. Fig. 3-1(2)

3) Configuraciones con mecanismos de transmisión en el cuerpo. Fig.3-1(a,b,c,d)

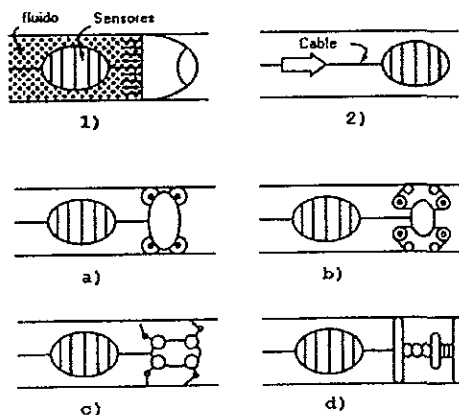


Fig. 3-1 Principios de movimiento a través de tuberías.

El primer principio es una estructura simple y económica, sin embargo presenta varios problemas para su uso práctico: si la presión en el fluido no es suficientemente grande no se puede disponer de propulsión, no es posible detener la sonda en un punto arbitrario, y la

movilidad en los codos es limitada. Este principio se utiliza en equipos de inspección de tuberías de gran longitud, principalmente oleoductos. Su gran desventaja es que no funcionan cuando la tubería presenta grandes variaciones de diámetro.

La segunda configuración es muy simple y un claro ejemplo de ella son los endoscopios industriales, sin embargo presenta problemas cuando es necesario llevar a cabo una inspección en una tubería delgada con muchas curvas. La flecha debe ser suficientemente flexible para doblarse fácilmente en los codos y a la vez suficientemente rígida para transmitir la propulsión al mismo tiempo. En este caso este principio es desechado ya que la longitud y dimensiones de la tubería no permiten el uso de sistemas semirígidos de propulsión.

El tercer principio puede subdividirse en varios tipos, que se ilustran en la fig. 3-1.

a)Sondas con ruedas.

b)Sondas con orugas.

c)Sondas con patas.

d)Sondas con desplazamiento de gusano.

En los dos primeros casos es necesario oprimir de alguna forma las ruedas u orugas contra las paredes para lograr la generación de la propulsión. En el caso tres son las mismas patas las que se encargan de apoyarse en ambos lados para obtener la tracción necesaria.

En este trabajo nos enfocaremos en las configuraciones que llevan en el cuerpo los mecanismos de transmisión, debido a las ventajas que presentan.

El sistema de locomoción es el que se encarga de proporcionar al vehículo, tanto la potencia necesaria para desplazarse dentro del medio, como la forma de apoyarse sobre la superficie .

La fuerza de tracción en un vehículo de éstas características depende principalmente de tres factores: El coeficiente de fricción entre las ruedas u orugas y la pared de la tubería, la fuerza de presión que se ejerce entre las ruedas y la pared, y por último la superficie de contacto de las ruedas u orugas y la pared[2]. De ahí que para el diseño del sistema de tracción se consideren dos factores críticos: como se apoyará el robot sobre la superficie cilíndrica e inclinada y cuales son los elementos que estarán en contacto directo con la superficie.

Al mecanismo que se encarga de mantener esa presión entre las ruedas u orugas y la pared de la tubería le denominaremos sistema de contacto.

El sistema de contacto es el encargado de que en todo momento las ruedas u orugas se encuentren adheridas a la superficie. Las ventajas de un buen mecanismo de contacto es que al contar en todo momento con tracción en las ruedas es posible que la sonda se mueva en superficies inclinadas, mojadas, o incluso verticales. Algunos de los sistemas de contacto permiten que la sonda se mueva en diferentes direcciones.

A continuación se presentan los mecanismos de contacto que son o pueden ser utilizados en una sonda de inspección.

3.1.1 Sistemas Mecánicos

Mecanismos extensibles de una sola barra.

Éstos mecanismos cuentan con una sola barra, que mediante un movimiento lineal o angular se desplazan para compensar las variaciones de diámetro presentes en la tubería y proporcionar de ésta forma un contacto permanente con la superficie en su parte inferior, sin importar las variaciones de diámetro. En la figura 3-2 se puede observar como a través de un desplazamiento angular de uno de los extremos de la barra, el otro se mueve hacia arriba proporcionando la variación en longitud necesaria, para cubrir el rango de diámetros presentes en la red y establecer la presión necesaria para un correcto apoyo de las ruedas u orugas.

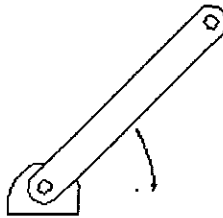


Fig.3-2 Mecanismo de una sola barra.

Existen algunas sondas ya desarrolladas, con este tipo de mecanismo. El cuerpo de la sonda se encuentra en la pared inferior de la tubería y un mecanismo se extiende hasta el otro extremo asegurando la adherencia de las llantas al suelo.

La sonda de la figura 3-3 es multidireccional[4]. La capacidad del vehículo para poder recorrer uno u otro camino en una intersección se logra al colocar ruedas u orugas con un sistema de dirección o con control independiente para la velocidad de las ruedas.

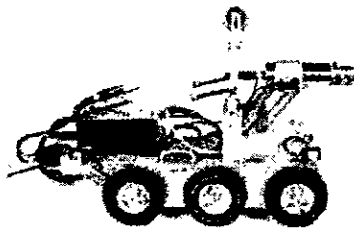


Fig 3-3 Sonda con un mecanismo extensible de una sola barra, accionado por pistones.

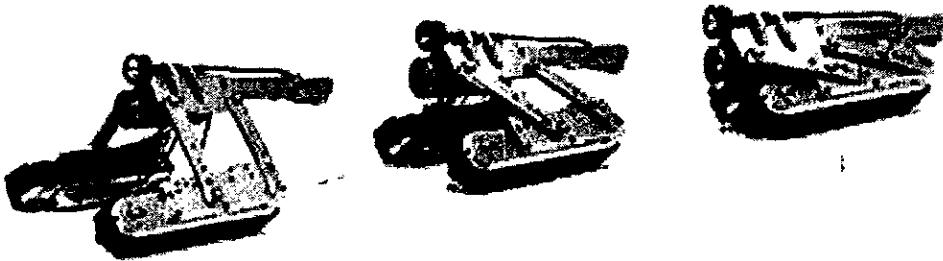


Fig. 3-4 Equipo Versatrax para inspección de tuberías[39].



Fig. 3-5 Equipo de inspección de tuberías de Inuktun, de tres mecanismos de contacto[39].

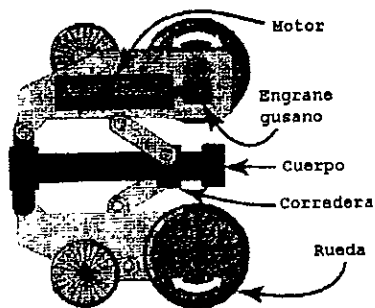


Fig. 3-6 Theseus III, [2]

Uno de los problemas de ésta configuración, es que para abarcar grandes variaciones de diámetro es necesario tener barras muy largas. Esto se convierte en un problema cuando la sonda se desplaza en codos o curvas.

Es posible tener más de un mecanismo de contacto. En este caso los mecanismos de apoyo son los encargados de mover al vehículo y no solo de proporcionar un contacto con la superficie de la tubería. Esto lleva a pensar en un robot cuyo cuerpo se ubica en el centro de la tubería, mientras los mecanismos de contacto se extienden hasta la pared de la tubería. Al tener el cuerpo en el centro de la tubería, se evita el contacto con materia depositada en el fondo, lo que es imposible con la configuración de un mecanismo de una sola barra.

Un robot que utiliza dos mecanismos de apoyo y el cuerpo de la sonda se encuentra en el centro es el utilizado en el sistema de inspección Versatrax desarrollado por *Inuktun Services Ltd.*[39] y que se muestra en la Fig. 3-4. Este mecanismo puede ser utilizado en tuberías cuyos diámetros van desde 0.25m hasta 0.90m. Para poder inspeccionar diferentes diámetros el ángulo de la barra que sostiene a los orugas con la escuadra es variable. Esto se lleva a cabo por medio de orificios en la escuadra que sostienen a la cámara, sin embargo ésta modificación tiene que ser llevada a cabo manualmente fuera de la tubería. Como se observa, no presenta un mecanismo de apoyo en la parte superior por lo que la orientación del robot debe ser siempre horizontal y no puede desplazarse en secciones muy inclinadas. Al tener el cuerpo en el centro las barras, solo tienen que extenderse la mitad de la longitud, lo que permite que la sonda sea más pequeña.

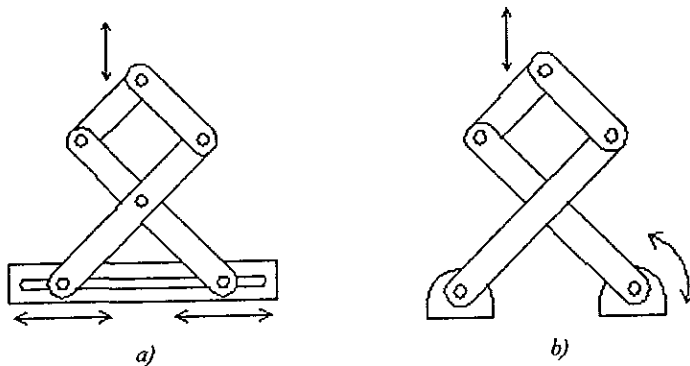
Las sondas para inspección de tuberías verticales cuentan generalmente con tres mecanismos de contacto, al final de éstos se encuentran orugas que proporcionan la tracción al robot[39].

Una sonda con tres mecanismos de apoyo desarrollada por el departamento de energía de los Estados Unidos[13], se ilustra en la fig. 3-5. Consiste en tres sistemas de orugas separados 120°. Se utiliza para la inspección de tuberías horizontales y verticales en diámetros que van desde 20 hasta 50cm. La independencia de velocidad entre orugas permite que el vehículo sea multidireccional. Presenta sensores de fuerza y ángulo lo que permite conocer el diámetro de las tuberías.

Mecanismo extensible de dos o más barras.

Existen varios arreglos posibles cuando la adherencia se logra a través de arreglos de dos o más barras. Una primera posibilidad es por medio de un arreglo de barras cuyas articulaciones se disponen de tal forma, que se obtiene un mecanismo de tijera, que a través de una variación lineal logra un desplazamiento vertical que compensa las variaciones de diámetro.

Otra posibilidad es la de colocar las barras unidas en sus extremos, donde se encuentran articulaciones activas, las cuales pueden estar ligadas entre sí por medio de bandas o engranes. Al accionar las articulaciones éstas se moverán de tal forma que el mecanismo ocupará una longitud mayor. En la figura 3-7 se muestran tanto el mecanismo de tijera, como el de barras con articulaciones de rotación.



*Fig. 3-7 Mecanismos de más de una barra.
a) Mecanismo de Tijera
b) Mecanismo de articulaciones rotacionales.*

El mecanismo de tijera, ya es utilizado en otros robots con el fin de poder cubrir mediante una misma cámara varias alturas [39].

En la figura 3-6 se ilustra el sistema de inspección Theseus III, el cual posee un arreglo de barras que por medio del desplazamiento lineal de un deslizador oprime sus ruedas contra la tubería, logrando la tracción necesaria[2].

3.1.2 Sistema de Vacío.

El principio de funcionamiento de este sistema, es generar una diferencia de presiones entre la sonda y el medio que la rodea con el fin de provocar una fuerza normal que la mantenga sujeta contra la pared, para contar con tracción en todo momento.

La tracción del vehículo podría ser proporcionada con ruedas u orugas. Si el sistema es con ruedas, éstas pueden llevar un sistema de dirección en las ruedas delanteras o , como en el caso de las orugas, su velocidad puede ser controlada independientemente para poder hacer que la sonda sea multidireccional.

Si es necesario que el vehículo pueda ser conducido a través de tuberías que tienen intersecciones que no están en un plano horizontal, entonces el vehículo deberá ser diseñado lo suficientemente pequeño para poder moverse de forma radial en la tubería.

Las ventajas de este principio de operación son: independencia del material de la tubería , de las condiciones geométricas del medio, el vacío puede ser accionado a voluntad.

Los problemas en este tipo de sistemas se presentan en el sellado de las cámaras de vacío, ya que dependen de la calidad de la superficie del material. Otro de los inconvenientes de este tipo de sondas es que deben manejar un rango de presiones y temperaturas tal que no exista ebullición del medio en el que se mueven.

Robots con sujetadores de vacío.

Este principio ha sido utilizado ampliamente en robots escaladores que se han de mover en ambientes diseñados por el hombre. Algunos tienen ventosas que ayudados por una bomba externa generan el vacío suficiente para fijar el vehículo a la pared donde se ha de desplazar la sonda, otros por medio de la manipulación de la ventosa produce la diferencia de presiones.

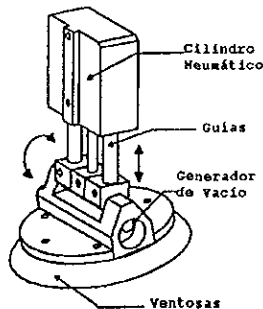


Fig. 3-8 Ventosas y sistemas de vacío en el Robicen III[9].

En la figura 3-8 se puede observar una de las ventosas utilizadas en el Robicen III [9]. La generación del vacío se lleva a cabo al oprimir la ventosa contra la superficie y luego por medio de un cilindro neumático alejarla, hasta lograr el vacío necesario en las cavidades. Las ventosas tienen varios grados de libertad lo que les permite adaptarse a superficies cilíndricas o esféricas. Fig. 3-9.

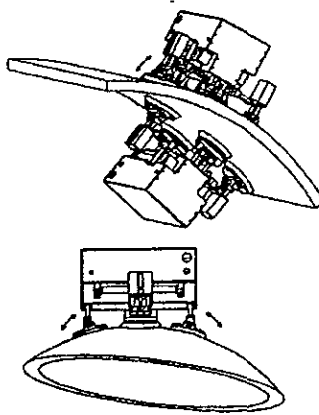


Fig. 3-9 Robicen en diferentes superficies[9].

El NINJA-1 desarrollado en Japón [14] también utiliza este principio para desplazarse a través de paredes en cualquier dirección. Cuenta con 4 patas accionadas neumáticamente que pueden adaptarse a varias superficies. En los extremos de las patas cuenta con un succionador de vacío que lo mantiene adherido a las superficies.

Generalmente los robots que utilizan vacío para sostenerse, están conectados a una bomba de vacío que se encuentra fija y lejos del lugar a inspeccionar. Uno de los robots que transporta consigo la bomba que genera el vacío fue desarrollado por Yano, Numao y Kitamura [15,16,17]. La parte inferior se ilustra en la Fig. 3-10. El robot consta de dos patas y una bomba de vacío. Cada pata consta de 6 ventosas que son conectadas a la bomba a través de un diferencial. El diámetro de cada ventosa es de 7cm. Todos los sistemas están a bordo del robot, por lo que este es inalámbrico. Ésta sonda utiliza un sistema de vacío que tiene varias ventosas conectadas a una misma bomba de vacío, sin embargo la succión es intermitente, lo que le permite tener un buen sellado incluso cuando una ventosa no está en contacto.

En el Jet Propulsion Laboratory fueron desarrollados los robots de la serie MACS [18]. Fueron diseñados para la inspección externa de aeronaves, donde es difícil el acceso a humanos como la parte superior del fuselaje o la cola de los aviones. Éstos robots cuentan con dos patas y un articulación rotacional. Al final de las patas se encuentran varios sujetadores de vacío que mantienen a la sonda adherida a la pared. Fueron desarrollados varios robots, cada uno más pequeño que el anterior.

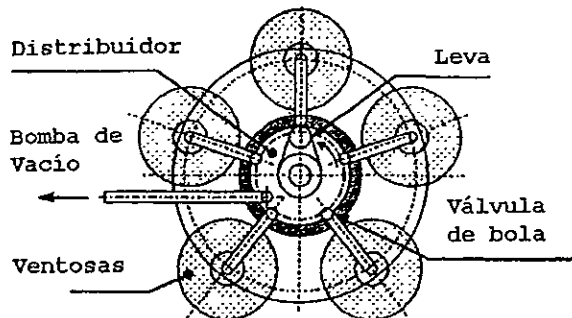


Fig. 3-10 Parte inferior del Robot con sistema de ventosas [16].

La serie MACS está diseñada de tal forma que puede llevar diferentes tipos de instrumentación para detectar grietas así como corrosión presente en las superficies donde se desplaza.

Otro robot que utiliza sistemas de vacío para sujetarse es el Robug II, el cual tiene cuatro patas y al final de cada una de ellas cuenta con ventosas que están conectadas a una bomba de vacío, para unirse a las paredes.[19] Para desplazarse primero mueve las dos patas delanteras y luego las fija mediante el vacío, posteriormente libera el vacío en el cuerpo de la sonda y lo avanza, para después despegar las patas traseras y moverlas mientras el cuerpo y las patas delanteras se mantienen fijas. La secuencia se ilustra en la Fig. 3-11.

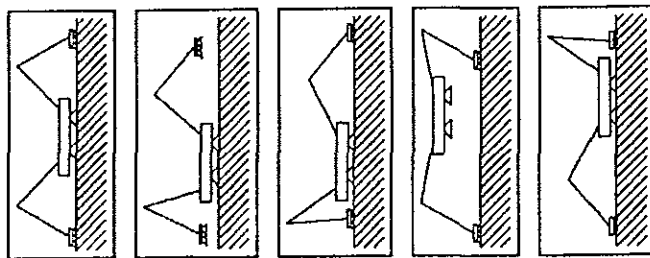


Fig.3-11 Movimiento de la sonda Robug-II.[19]

Para desmantelar plantas nucleares fue desarrollado en la Universidad de Hanover, Alemania el robot UCR (Underwater Climbing Robot) que puede cortar y taladrar debajo del agua[20,21]. Este robot es capaz de moverse con una velocidad de .01m/s debajo del agua y puede llevar una carga de instrumentación y herramientas de hasta 15kg. El robot puede moverse en dos coordenadas, esto se logra a través de sujetadores vacuométricos conectados a cilindros neumáticos. La locomoción se lleva a cabo a través de cilindros neumáticos, para aprovechar el suministro de vacío que debe ser proporcionado a los sujetadores. En la fig. 3-12 se muestra un esquema del robot UCR.

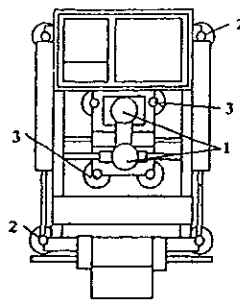


Fig 3-12 Esquema del robot UCR[21].

Sujetadores vacuométricos de : 1)herramientas 2)Externos, 3)Internos

Un robot que utiliza un sistema de un solo colchón para mantenerse adherido a las paredes se diseño en China [22]. El vehículo es omnidireccional y pretende ser usado para la inspección de tanques de almacenamiento en plantas nucleares, limpieza de edificios muy altos, etc. El robot consiste en cuatro partes: mecanismo de locomoción, bomba de vacío, válvula de regulación de vacío, y mecanismos de sellado, como se ilustra en la fig. 3-13.

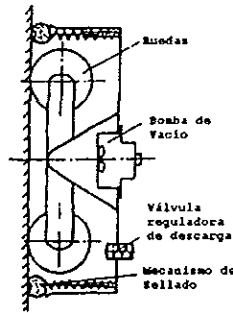


Fig. 3-13 Estructura del robot escalador[22].

3.1.3 Sistema Magnético.

El sistema magnético de sujeción consiste en un dispositivo con un campo magnético tal que, colocado debajo de la sonda genere la fuerza de atracción suficiente entre la tubería y el robot, para mantener al vehículo presionado contra la tubería, proporcionando la adherencia necesaria en las ruedas u orugas para asegurar la tracción del vehículo.

Constaría, como en el caso del robot con el sistema de vacío, de ruedas u orugas, con el mismo sistema de control explicado anteriormente.

La limitante en éstos sistemas de inspección son los materiales en los que se puede desplazar la sonda, tienen que ser ferromagnéticos. Sin embargo pueden desplazarse sin problemas en configuraciones con o sin fluido.

El sistema de sujeción magnético es utilizado por varios robots escaladores. Algunos utilizan sistemas de imanes permanentes y otros utilizan electroimanes.

Uno de los sistemas que utilizan imanes permanentes es el desarrollado en China [22]. Es utilizado para aplicar pintura en edificios muy altos, por lo que es necesario que pueda cargar una gran cantidad de pintura, más de 30kg. El robot es muy sencillo y se puede observar en la fig. 3-14. Funciona con motores de corriente alterna, los imanes están cubiertos por hule debido a su fragilidad.

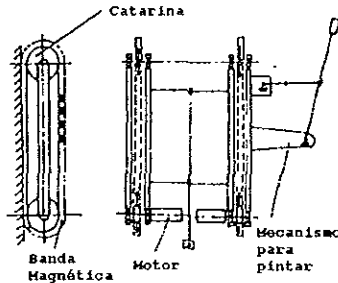


Fig 3-14 Robot de imanes permanentes[22].

Un ejemplo de dispositivos que utilizan electroimanes, es el robot de movimiento continuo diseñado en Australia por Rogers y Guo [23]. El robot del tipo caminante, ilustrado en la fig. 3-15, puede desplazarse con movimientos suaves en superficies con cualquier orientación y seguir complejas trayectorias, siempre y cuando el radio de curvatura de las superficies exceda los 2m, y la superficie sea ferromagnética. El robot es utilizado para cortar material.

La manera de adherirse a la pared es a través de electroimanes contenidos en un cilindro que puede ser retraído neumáticamente. Esto mantiene el cuerpo del robot con una orientación fija.

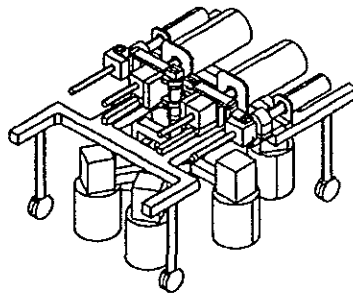


Fig. 3-15 Robot de movimiento continuo[23]

3.2 Sistemas de Recuperación y Alimentación.

El robot debe ser recuperado en el momento en el que se presente alguna falla, termine la inspección o quede atascado dentro de la red. Para esto es necesario contar con un cable o alambre que una la sonda con algún sistema externo de recuperación.

El cable de recuperación puede ser utilizado no solo para recuperar la sonda, sino también para establecer la comunicación con el vehículo y proporcionar la alimentación eléctrica del robot.

El sistema de recuperación debe incluir algún dispositivo que libere de forma automática los sistemas encargados de mover a la sonda, para llevar a cabo el rescate con mayor facilidad y sin dañar los sistemas de tracción. Algunas sondas cuentan con sistemas de clutch electromecánicos, para desconectar los motores de los sistemas de tracción. Uno de los principales problemas a resolver en el sistema de recuperación de la sonda es el de la disposición del cable a lo largo de toda la tubería.

Dependiendo de la geometría de la red de tuberías así como de su longitud será necesario diseñar algún medio para transportar o introducir el cable en las secciones para que la sonda no tenga que arrastrarlo durante el recorrido, disminuyendo el poder de movimiento del robot.

Existen diversas soluciones a este problema que a continuación se presentan:

3.2.1 Depósito del cable a lo largo de la tubería.

Es posible llevar un mecanismo en el robot que libere el cable poco a poco según se mueva la sonda a través de la tubería. En este caso el robot principal no arrastrará el cable, sin

embargo en el caso de pendientes y secciones verticales tendrá que cargar el cable, lo que restaría potencia a los motores para realizar otras funciones.

3.2.2 Sonda compuesta por módulos que llevan el cable.

La sonda puede estar compuesta por varios módulos que se van desprendiendo de la sonda conforme se realiza el recorrido y van depositando el cable a lo largo de la trayectoria. Usar varios módulos representa algunas ventajas interesantes, una de ellas es la posibilidad de dejar los módulos estacionados cargando el cable en el caso de que la inspección se realice en tuberías verticales, evitando que el cuerpo principal de la sonda tenga que hacerlo. La otra ventaja es la de utilizar un número mayor o menor de módulos dependiendo de la longitud de la tubería.

Hirose, Mitsui y Suyama [2] proponen la configuración llamada "*Whole Stem Drive*" que tiene como objetivo transportar dentro de tuberías de pequeño diámetro largos tramos de cable. Cuando se tiene una sonda que es alimentada o controlada desde el exterior por un cable, se presenta una limitante al movimiento cuando la tubería es de una longitud considerable y de pequeño diámetro, ya que se presenta una resistencia por fricción entre el cable y la pared de la tubería. Ésta fuerza se vuelve muy grande conforma se incrementan las curvas dentro de la tubería, haciendo imposible su inspección.

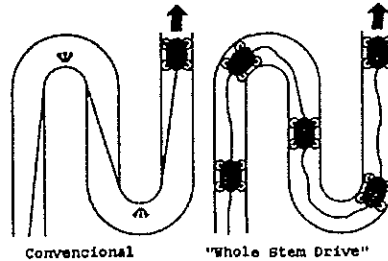


Fig. 3-16 Configuración "*Whole Stem Drive*" [2].

El sistema propuesto establece un arreglo de varios vehículos separados una cierta distancia. Este arreglo reduce considerablemente la fricción entre los cables y las curvas ya que cada unidad carga un pedazo de cable, por lo que la carga se reduce en las unidades, logrando que su diseño mecánico no sea tan sobrado. Por otro lado al reducir la fricción, el cable no tiene que presentar una gran resistencia mecánica. La diferencia se observa en la figura 3-16.

3.2.3 Suministro de cable desde el exterior.

La última solución utilizar un cable semirígido, de tal forma que este sea empujado desde donde la sonda empieza el recorrido. El robot se encuentra en un extremo del cable y no sería necesario arrastrar el cable ya que al conocerse el desplazamiento de la sonda el cable será suministrado en la longitud necesaria desde el exterior. Sin embargo el problema se presenta en las curvas. Mientras mayor sea el número de éstas el rozamiento entre el cable y la tubería es mayor, por lo que cada vez se requiere de más fuerza para jalar o empujar el cable. El asegurar que el cable se desplaza hasta la sonda no es un problema trivial cuando el vehículo ha recorrido una gran distancia, ver fig 2-2.

3.3 Sistema de comunicación.

El sistema de comunicación en las sondas de inspección es una característica que debe considerarse en el diseño mecánico. La comunicación entre el exterior y la sonda debe ser constante, ya que será de ésta forma como se guiará al robot a través de la tubería. Así mismo los datos obtenidos por sensores y cámaras serán enviados al exterior, con el fin de evitar los problemas de almacenamiento que implica grabar video durante largos periodos de tiempo. A continuación se presentan las dos opciones para éstos sistemas.

3.3.1 Sistemas inalámbricos.

Los sistemas inalámbricos tienen la gran ventaja de poder tener una mayor movilidad que los sistemas alámbricos, al evitar tener que cargar o arrastrar un cable durante el recorrido. Sin embargo la principal desventaja es que no existe forma de recuperarlos en el caso de algún problema dentro de la tubería, por lo que sería necesario utilizar, algún otro sistema para su recuperación o como última estancia, abrir la tubería para el rescate.

Algunas de las tuberías donde se pretende llevar a cabo la inspección están enterradas varios metros, otras se encuentran en lugares donde la transmisión de datos por radio es restringida, como en las centrales nucleoelectricas, o simplemente su espesor es tal que no permite la transmisión y recepción de información de forma remota. Otra de las desventajas de este tipo de comunicación, es que al no contar con un cable es necesario entonces, llevar la alimentación de la sonda en el vehículo.

3.3.2 Sistemas alámbricos.

La primer ventaja en éstos sistemas es la recuperación de la sonda. Debido a que pueden existir problemas durante la inspección, es necesario contar con un sistema de recuperación que permita retirar el equipo de forma externa en cualquier momento.

Si tomamos en cuenta que además de recuperar el equipo es posible, a través del cable, transmitir la información recopilada, el control y la alimentación eléctrica, se habrán resuelto varios problemas. Por otro lado las condiciones externas a la tubería no afectarán la inspección, como ocurre en el caso de tener una sonda manejada por radio.

En éstos sistemas es importante determinar las características del cable a utilizar, de acuerdo a las señales de control, los hilos de alimentación y la transmisión de datos. Esto, ya que entre mayores sean las medidas del cable las limitaciones de movimiento del vehículo se verán incrementadas.

4. Diseño

4.1 Justificación de un nuevo diseño.

Después de haber presentado diferentes sistemas de inspección, se pueden mencionar los tipos de exploración que se pueden llevar a cabo en tuberías:

Exploración en secciones curvas y codos.

Las condiciones de la tubería en la que realizan la exploración deben estar en un limitado rango geométrico. Existen sondas que se limitan a llevar a cabo inspecciones en tuberías, donde los radios de curvatura son relativamente grandes respecto al diámetro interno. Esto debido a que el tamaño del equipo es muy grande y, no les es posible moverse a través de tuberías con codos o radios de curvatura pequeños.

Exploración vertical.

Las sondas existentes para secciones verticales, han sido explícitamente desarrolladas para este tipo de inspección y no pueden moverse en otras condiciones, siendo necesario entonces contar con varios equipos de inspección para una exploración más general.

Exploración con tuberías llenas.

Muchas de las sondas requieren que la tubería sea vaciada para poder llevar a cabo la inspección. Ésta acción puede llevar mucho tiempo, ya que no solo es necesario vaciar la tubería, sino que para restablecer la conducción del fluido es necesario llenar la tubería antes de iniciar el transporte.

Exploración en secciones con recubrimiento.

En algunas industrias es necesario colocar un recubrimiento a las tuberías ya que entran en contacto con fluidos que pueden reaccionar con el material, deteriorándolo. Un equipo de inspección no debe dañar el recubrimiento interno de las tuberías.

Exploración multidireccional.

Una de las mayores limitaciones de los sistemas de inspección, es que solo pueden llevar a cabo exploración en una sola tubería y no dentro de una red. Es decir, no pueden ser dirigidos cuando dos secciones de tubería se unen formando bifurcaciones. (Fig. 4-1b).

Cuando un sistema de exploración tiene esta capacidad, se dice que es multidireccional. Esta característica es común en algunas redes, de ahí su importancia. Cuando todos los ejes de las tuberías son horizontales entonces se requiere de una sonda multidireccional horizontal.

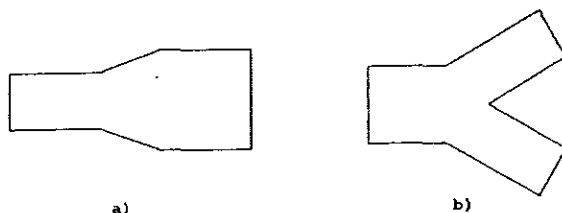


Fig. 4-1 a) Variaciones de diámetro en la tubería.
b) Uniones de tuberías.

Aunque existen algunas sondas que son multidireccionales, éstas carecen de otras propiedades necesarias en una inspección, por ejemplo, no pueden moverse a través de pendientes pronunciadas ni sumergirse.

Variaciones de diámetro en el recorrido.

Todas las sondas existentes diseñadas para llevar a cabo inspecciones en tuberías inclinadas o verticales, están hechas para tuberías cuyo diámetro varía dentro de un rango sumamente pequeño, de aproximadamente 1/15 del diámetro nominal.

Otro tipo de sondas pueden ser configuradas de diferentes formas para poder llevar a cabo la exploración en tuberías con distintos diámetros, sin embargo la configuración se tiene que hacer antes de introducir la sonda en la tubería. De ahí que las secciones exploradas no pueden tener variaciones de diámetro en el interior. No existe una sonda que pueda explorar una tubería inclinada donde el diámetro final sea el doble o incluso mayor que el diámetro inicial. Cuando hay uniones entre tuberías, generalmente los diámetros no son los mismos, por lo que se requiere una sonda que no solo pueda desplazarse en diferentes diámetros, sino que además sea multidireccional y se adapte de forma remota a estas variaciones. Esto para poder realizar un inspección confiable en secciones inclinadas o verticales con distintos diámetros. (fig. 4-1a)

Exploración multidireccional en cualquier plano.

Una red de tuberías no siempre está contenida en un plano horizontal. Los escasos robots de inspección que son multidireccionales, solo pueden desplazarse en redes donde sus secciones están contenidas en un plano horizontal. Si en el camino se encuentran con una bifurcación y una de las secciones no es horizontal, el robot no puede tomar ese camino.

4.2 Especificaciones de diseño.

Las condiciones de la tubería donde se llevará a cabo la inspección pueden presentar todas las características que se presentan a continuación.

1. Diámetro interno mínimo de 0.25m
2. Variaciones de diámetro lineales.
3. Radios de curvatura en codos mayores a 0.4m
4. Bifurcaciones.
5. Tubería totalmente llena de agua.
6. Pendientes pronunciadas o secciones verticales.
7. Largo de la sección a inspeccionar no mayor a 100m.

Las funciones que debe cumplir la sonda son:

1. Ser capaz de moverse en las condiciones antes mencionadas.
2. Portar una cámara de pequeñas dimensiones para realizar una inspección visual, que se transmitirá de forma alámbrica al exterior.
3. Debe ser controlada de forma remota a través de un cable.
4. Poder ser recuperada en cualquier momento por medio del cable.

4.3 Propuestas

Para poder seleccionar una configuración general, evaluaremos a continuación las propiedades de varias propuestas. Cada una cuenta con un mecanismo de sujeción distinto. Las propuestas a evaluar son las siguientes:

A. Sonda con un solo mecanismo extensible.

En este caso el cuerpo de la sonda se encuentra en un extremo, el mecanismo se extiende hasta el otro extremo para poder proporcionar la adherencia de las ruedas. El mecanismo es de una sola barra.

B. Sonda con más de un mecanismo extensible.

En este caso el cuerpo de la sonda se encuentra en el centro de la tubería. Cuenta con varios mecanismos de contacto que se levantan para poder obtener el apoyo necesario en la tubería, al presionar contra ella.

C) Sonda con un mecanismo extensible de varias barras.

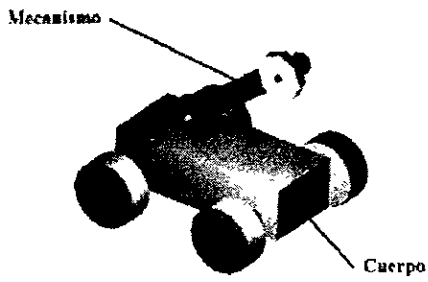
En este caso el mecanismo extensible cuenta con más de una barra, y el cuerpo principal se encuentra en el centro de la tubería.

D. Sonda con sistema de vacío.

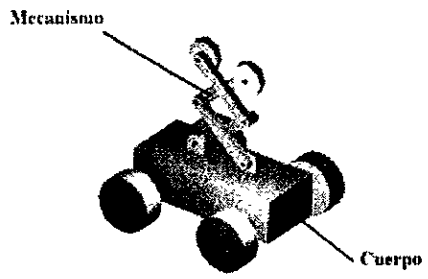
El cuerpo de la sonda se encuentra en un extremo de la tubería y gracias a una diferencia de presiones en una cámara debajo de él, se mantiene pegado a la pared.

E. Sonda con sistema magnético.

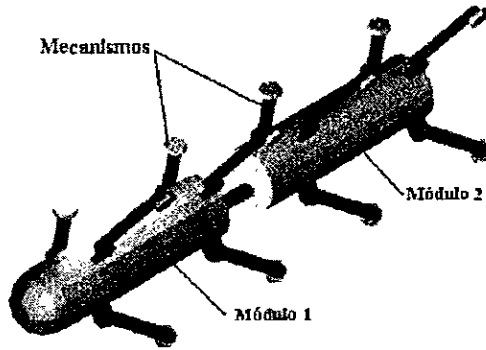
Al igual que en el caso de vacío, el cuerpo de la sonda se encuentra en un extremo, y gracias a un campo magnético se mantiene unido a la tubería al desplazarse.



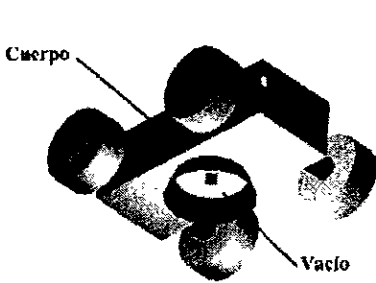
A)



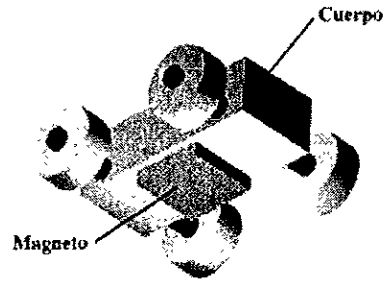
C)



B)



D)



E)

Fig. 4-2 Propuestas.

En la tabla 4.1, de un lado se especifica cada una de las características a evaluar y del otro lado se encuentra la letra que especifica de que propuesta se trata. La evaluación es del 0 al 5, aquellos dispositivos en los que se considera que tienen un rendimiento equivalente bajo la condición mencionada reciben el mismo puntaje. Aquellos que no pueden realizar una función reciben cero puntos.

Como se puede observar en la matriz, la sonda con mejores características generales fue la sonda D, del tipo de vacío. Esto se debe a que puede desplazarse prácticamente sin importar las condiciones tanto del material como geométricas de la tubería. Sin embargo también se observa que las condiciones del fluido dentro de la tubería deben ser tomadas en cuenta detenidamente, ya que es aquí donde este tipo de mecanismo puede presentar algunos problemas relacionados con el sistema que genera la diferencia de presión para sujetar al vehículo.

La segunda mejor propuesta fue la B, que presenta el cuerpo al centro de la tubería y varios mecanismos extensibles. Este resultado se debe a que la sonda puede desplazarse sin importar el material de la tubería así como el tipo y condiciones del fluido dentro de ésta. Los puntos críticos a considerar en el diseño de ésta sonda son las limitantes geométricas de la tubería, ya que por la configuración del mecanismo de contacto es importante considerar los radios mínimos de curvatura en los codos así como la variación del diámetro. Después de la sonda B se ubica la sonda E. Ésta propuesta tiene una gran limitante, si observamos en el renglón que indica el trabajo en tuberías no metálicas, vemos que ésta sonda no puede trabajar en ellas. En los casos en que la tubería no es ferrosa el mecanismo de contacto no funciona, ésta propuesta es desechada, ya que se pretende que la sonda opere en tuberías no metálicas.

Propiedades a Evaluar		Configuración				
		A	B	C	D	E
Mecánicas	Desplazamiento en Pendientes	2	4	3	5	5
	Ascensión de secciones verticales.	2	4	3	5	5
	Multidireccional en secciones horizontales.	4	4	4	5	5
	Multidireccional en secciones no horizontales	0	5	0	4	4
	Desplazamiento con variaciones de diámetro.	2	4	3	5	5
	Fácil Recuperación.	3	4	3	5	5
	Movimiento en codos.	3	3	4	5	5
	No obstruyen movimiento obstáculos pequeños.	1	5	2	4	4
	Transportar sensores e instrumentación.	1	5	2	4	4
	Desplazarse en tuberías de diámetros pequeños.	2	3	4	5	5
	Uso en geometrías no cilíndricas.	3	2	3	5	5
	Posibilidad de usar configuración de módulos	2	5	3	4	4
	Distribución del cable de rescate en la tubería.	2	5	3	4	4
Medio	Trabajo en tuberías con presión.	5	5	5	4	5
	No Dañar recubrimientos de la tubería.	2	4	3	5	5
	Trabaja con fluido presente en la tubería	4	5	4	5	5
	Trabaja en ambientes mixtos. Líquido-Gas	4	5	4	3	5
	Trabaja sin fluido.	5	5	5	4	5
	Movilidad en tuberías metálicas no ferrosas.	5	5	5	5	0
	Movilidad en tuberías no metálicas	5	5	5	5	0
Trabajar con diferentes fluidos	5	5	5	4	5	
Total		54	92	73	95	90

Tabla 4.1 Matriz de Decisión entre configuraciones generales.

Las sondas A y C presentan una baja puntuación debido a sus limitantes mecánicas, por la misma configuración de sus mecanismos de apoyo. En las pendientes su estabilidad no es muy buena. En secciones verticales es prácticamente imposible su desplazamiento, así mismo la multidireccionalidad solo se puede lograr en tramos horizontales.

4.4 Selección de la propuesta.

La propuesta seleccionada es la que utiliza el vacío para la adherencia de la sonda. Ésta propuesta se basa en un sistema que genera una diferencia de presiones entre una cavidad del vehículo y el medio exterior, similar a la acción de una ventosa. Debido a esta diferencia de presiones, se produce una fuerza normal a la pared que mantiene a la sonda pegada contra la superficie de la tubería.

La diferencia de presión se crea en unas pequeñas cavidades que se encuentran en la oruga, cuando están ubicadas en la parte inferior de la sonda.

Para proporcionar el vacío necesario a cada una de éstas cavidades se diseñará una placa con pequeños orificios arriba de la oruga, de tal manera que cuando las cavidades pasen por debajo de la placa éstas se conecten por medio de unos conductos a la bomba de vacío, y se establezca la diferencia de presiones. Esto se ilustra en la fig. 4-3.

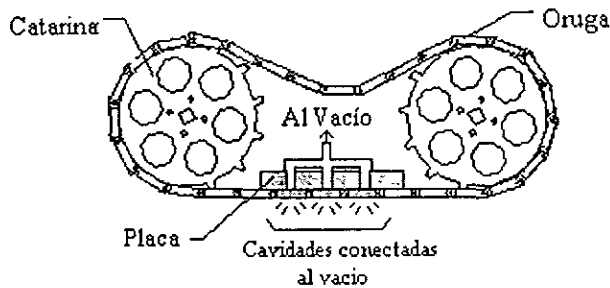


Fig. 4-3 Esquema de los sistemas de la propuesta.

Fueron seleccionadas orugas en lugar de ruedas, ya que al encontrarse en movimiento la sonda debe poder establecer un buen contacto entre la cámara de baja presión y la superficie de la tubería. Si la cámara de presión fuera un elemento fijo en la sonda, se presentaría un continuo roce entre la ventosa y la superficie de la tubería, evitando un buen desplazamiento, y provocando un daño en la ventosa y posiblemente en la superficie de la tubería.

La base para el movimiento de la sonda en las secciones con las características ya explicadas, es una articulación que une entre sí a dos módulos, y les permite desconectar el

vacío en ciertos momento para adaptarse al terreno. En la fig. 4-1 observamos el perfil de varias secciones.

Para moverse a través de secciones que presentan perfiles como los mostrados en la fig. 4-1, la sonda realiza una serie de movimientos que se explican a continuación.

A. La sonda llega hasta el extremo de la sección recta con ambos módulos pegados a la superficie(Fig. 4-4a).

B. Activa la articulación, para evitar el desplazamiento entre los módulos, desconecta el vacío del módulo A y avanza hasta que el módulo B llega al borde(Fig. 4-4b).

C. Gira la articulación para colocar al módulo A en contacto con la tubería y acciona el vacío de A, desconecta el de B(Fig. 4-4c).

D. Gira de nuevo la articulación para alinear el módulo B con el A (Fig. 4-4d).

E. Por último avanza la sonda hasta que el módulo B está en contacto con la superficie de la tubería y acciona el vacío de B.

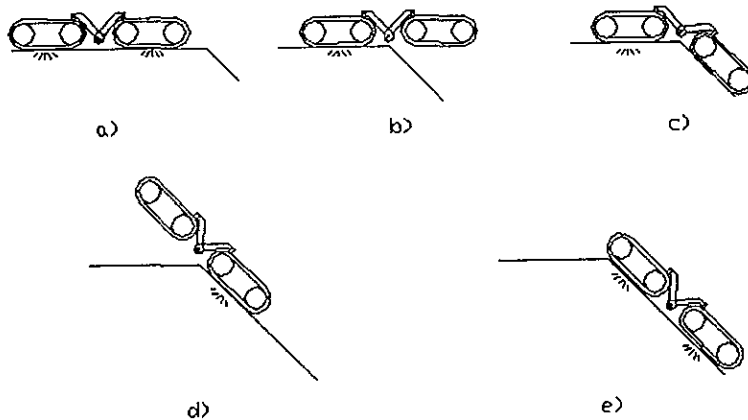


Fig 4-4 Movimiento de la sonda en cambios de sección

Debido al sistema de vacío de la sonda éstos perfiles pueden tener una orientación arbitraria, la secuencia de movimientos de la sonda es la misma.

Una trayectoria similar es la que se utiliza para evitar pequeños obstáculos en la superficie de la tubería, simplemente se levanta el módulo A con la articulación, se desplaza el B cargando al módulo A y después lo deposita en la superficie para luego conectar el vacío.

Para colocarse en la orientación correcta y llevar a cabo los movimientos de la figura 4-4 , es necesario que la sonda se mueva en la tubería como se ilustra en la figura 4-5. Esto se logra al permitir que entre las orugas exista un movimiento relativo, además del ya explicado.

Con este tipo de desplazamientos la sonda puede moverse libremente, siempre y cuando exista un buen contacto entre el sistema de vacío y la superficie de la tubería.

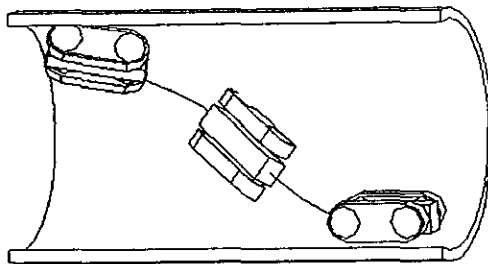


Fig. 4-5 Desplazamiento de la sonda, en un corte de una tubería.

5. Diseño de detalle

A continuación se presenta el diseño de detalle de cada una de las partes que conforman al robot.

Cada una de las partes afecta significativamente a la configuración y dimensiones de la sonda. El diseño de todas las partes está íntimamente relacionado, de ahí que en realidad el diseño de cada una de ellas se haya hecho en paralelo, y una vez que se contaba con los criterios mínimos, se tomarán las decisiones en cuanto a la configuración general.

Primero se presenta el diseño de los eslabones. En esta parte se observan algunos de los resultados que se obtendrían más adelante para las demás piezas que componen al robot. Esto se expone de esta forma para darle un poco más de claridad al diseño.

Posteriormente se presenta el desarrollo de las catarinas y se explica detalladamente todos los resultados que se presentan en la sección del diseño de los eslabones. Lo mismo sucede con la placa de vacío, caja de engranes, etc.

5.1 Diseño de eslabones.

El sistema motriz consiste en las orugas y las catarinas. La oruga está formada por eslabones, los cuales cumplen tres funciones: proporcionar una cavidad para la generación del vacío, transmisión de potencia entre ambas catarinas y la de superficie de contacto con la tubería.

Las catarinas y los eslabones son los que determinan el tamaño de la sonda. En esta sección se analizará con detalle su relación con las dimensiones de la sonda antes de proceder a tomar alguna decisión respecto a las medidas de los eslabones.

5.1.1 Parámetros de diseño del eslabón

Los principales parámetros considerados para el diseño de los eslabones son los que a continuación se enumeran, y que se pueden observar en la Figura 5-1:

Altura del eslabón.(AES)

Es la distancia del eslabón medida desde la superficie de la tubería hasta la parte más alta del eslabón, que es la que estará en contacto con la rueda.

Distancia entre ejes del eslabón. (DE)

Es la distancia del eslabón medida entre sus dos ejes de giro. Ésta distancia no es la longitud total del eslabón. La longitud total depende de la distancia entre ejes y la distancia de los ejes al borde del eslabón.

Distancia del eje a la parte superior.(AE)

Es la distancia del extremo superior del eslabón hasta donde se encuentra el eje de giro que une a dos eslabones entre si.

Longitud de la cámara de vacío.(LC)

Es el largo de la cámara de vacío contenida en los eslabones.

Ancho del eslabón. (AD)

Es el ancho del eslabón.

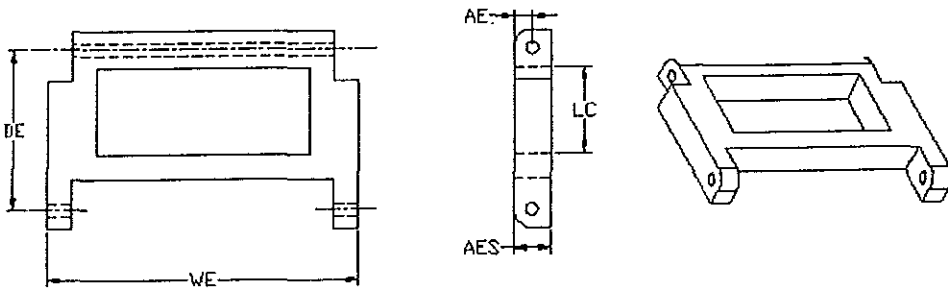


Fig. 5-1 Parámetros críticos en el diseño del eslabón

5.1.2 Limitantes en las medidas del eslabón

Las principales limitantes en las medidas del eslabón, son las dimensiones de los barrenos donde se introducirán los ejes que unen a los eslabones entre si. Se decidió seleccionar como diámetro más pequeño a utilizarse para los barrenos 1mm , con el fin de evitar una manufactura demasiado complicada en un primer prototipo. El espesor en cualquier parte del eslabón, exceptuando las paredes de los barrenos, no debe ser menor a 2mm.

Los eslabones serán hechos de Aluminio, debido a su resistencia a los ambientes corrosivos así como por su baja densidad[24]. La solera que se maneja comercialmente tiene 3mm de espesor, de ahí que el espesor de los eslabones se escoja convenientemente como 3mm. El ancho de los eslabones seleccionó igual a 25.4mm, lo que corresponde a una pulgada, ya que la solera comercial tiene este ancho.

Considerando las limitantes mencionadas anteriormente tenemos que las dimensiones base del eslabón son la siguientes:

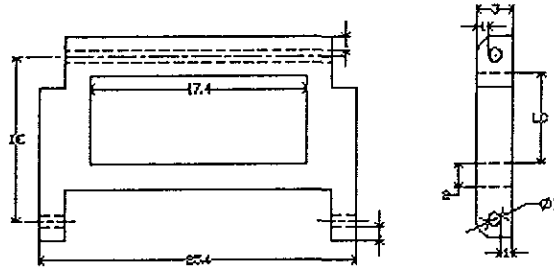


Fig. 5-2 Forma y dimensiones base del eslabón.

Como se puede observar en la Fig. 5-2 la única medida que falta por definir es la distancia entre ejes, que es igual a la longitud de la cavidad (LC) más seis mm.

La longitud del eslabón determina el radio de las catarinas y las dimensiones de la placa de vacío. Antes de proceder a seleccionar una dimensión para el eslabón estableceremos todas las relaciones posibles entre el largo de la sonda, tamaño de la placa, radio de la rueda y área de vacío.

5.1.3 Relación entre dimensiones de la sonda.

Relación entre el eslabón y el área de vacío.

La distancia entre los ejes del eslabón y los espesores mínimos para el material a los costados determinan el área de vacío. Para el ancho del eslabón se propuso 25.4mm, tomando en cuenta la medida de la solera comercial y el ancho de la oruga. El área de vacío entonces, depende de la distancia entre ejes de la siguiente forma:

$$A_v = (DE - 6) * (25.4 - 8) = 17.4DE - 104.4 \quad [\text{mm}^2] \quad (5-1)$$

Longitud de la placa de vacío.

Con el fin de exponer todo lo relacionado con la placa de vacío y la catarina en la misma sección, en ésta parte del texto solo se presenta un resumen de los resultados obtenidos para diferentes valores de LC tanto de la placa como de la catarina.

La placa sirve para conectar a los eslabones con el vacío, esto se logra a través de unos barrenos en la parte inferior de ésta, que conducen al fluido hasta la microbomba. Conforme los eslabones avanzan por debajo de la placa son conectados y desconectados de la presión negativa.

La forma de obtener la longitud de la placa fue analizando la posición de los barrenos, de tal manera que al moverse, siempre estén conectados al vacío por lo menos tres de los eslabones que se encuentran debajo de la placa. El número de barrenos debe ser el menor posible para evitar la fuga de vacío, cuando éstos no conectan a algún eslabón. En la tabla 5-1 se encuentran los datos que corresponden a la longitud de la cavidad y su correspondiente longitud de placa.

##	LC[mm]	DE[mm]	LP[mm]
1	3	9	38
2	5	11	48
3	7	13	53
4	9	15	66
5	11	17	76
6	13	19	84

Tabla 5-1 Longitud de la placa de vacío de acuerdo a la longitud de la cámara seleccionada.

Dimensiones de la Catarina.

La manera de obtener el radio de la catarina fue analizando la posición que tendrán los eslabones en ésta al moverse. Esto es de suma importancia ya que con diámetros muy pequeños los eslabones presentan ángulos relativos entre si muy grandes; lo que provoca que la oruga avance con saltos. Por otro lado fue necesario observar como descansa la oruga sobre la catarina, para determinar con precisión las características de los dientes. En la tabla 5-2 se puede observar el radio óptimo de la catarina para diferentes valores de LC.

##	LC[mm]	DE[mm]	RC[mm]
1	3	9	19.5
2	5	11	22.5
3	7	13	25
4	9	15	28
5	11	17	30
6	13	19	31

Tabla 5-2. Radios óptimos de la catarina para diversos valores de LC.

Posición de la placa respecto a la catarina.

La altura de la superficie inferior de la placa respecto al centro de la catarina, corresponde a la del diámetro base de la catarina. Esto se debe a que si la placa se coloca más abajo, provocará que los eslabones que no estén completamente debajo de la placa se inclinen. Sin embargo la distancia horizontal del centro de la catarina al inicio de la placa no tiene que ser precisamente el radio exterior (r_{ec}). La placa puede estar localizada más cerca, sin que entre en contacto con la catarina. Para esto se utiliza un radio de seguridad (RS) que corresponde al radio más externo de la catarina más una distancia de protección. Para encontrar la posición se calcula la intersección de la circunferencia con una recta horizontal cuya distancia al extremo es la altura de la placa (h_p).

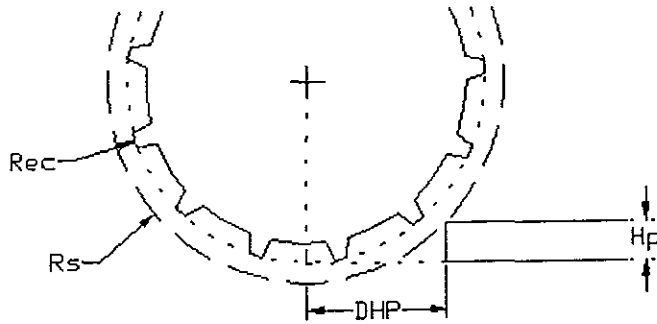


Fig., 5-3 Posición de la placa respecto a la catarina.

Después de establecer un sistema coordinado en el centro de la catarina, plantear la ecuación de la circunferencia con el radio de seguridad (r_s), y la de la recta horizontal, se encuentra que la distancia horizontal del centro de la catarina al borde más cercano de la placa (DHP) es igual a:

$$DHP^2 + y^2 = r_s^2 \quad (5-2)$$

$$y = -r_{ec} + h_p \quad (5-3)$$

Despejando la DHP, tenemos que:

$$DHP = \sqrt{r_s^2 - (h_p - r_{ec})^2}, \quad (5-4)$$

Después de obtener la distancia horizontal de la placa al centro de la catarina, se puede calcular la longitud total de la sonda (L_{TS}).

$$L_{TS} = 2r_{ec} + 2DHP + LP \quad (5-5)$$

A continuación se presenta la relación de todos los parámetros expuestos para la selección final de los parámetros faltantes

5.1.4 Selección de las dimensiones generales.

Después de observar las relaciones del eslabón con los demás parámetros de la sonda, es conveniente establecer la metodología a seguir para el diseño.

De acuerdo a los resultados anteriores observamos que la única dimensión que falta por definir es la distancia entre ejes. Para poder seleccionar adecuadamente ésta dimensión, lo que se hizo fue proponer varios valores de la distancia entre ejes y observar como afectaban a las demás dimensiones de la sonda. Un resumen de los resultados se muestran en la Tabla 5-3.

##	D.E.	RC	A _{TV}	LP	DHP	L _{TS}
1	9	19.5	52.2	38	23.4	123.8
2	11	22.5	87.0	48	25.0	143.0
3	13	25.0	121.8	53	26.5	156.0
4	15	28.0	156.6	66	27.5	177.0
5	17	30.0	191.4	76	28.4	192.8
6	19	31.0	226.2	84	28.9	203.8

Tabla 5-3. Dimensiones de la catarina para varios valores de DE.

DE, Distancia entre ejes, [mm]

RC, Radio de la catarina [mm]

A_{TV}, Área de Vacío. [mm²]

LP, Longitud de la placa de vacío [mm]

DHP, Distancia del inicio de la placa al centro de la catarina [mm]

L_{TS}, Longitud total de la sonda. [mm]

En la tabla 5-3 se pueden observar diferentes valores de esa distancia y los valores de área de vacío, longitud de la placa, Distancia horizontal de la placa, Radio de las catarinas y Longitud total del vehículo.

El área de vacío y la longitud de la placa se calcularon de acuerdo a las fórmulas obtenidas anteriormente. Para seleccionar la *DE*, que es la que define todos los demás parámetros, se debe tomar en cuenta que lo que se busca es la mayor área de vacío y las menores dimensiones de la sonda.

La diferencia de presión que se podrá generar entre las cámaras y el medio exterior será de 30 kPa, como se detallará más adelante en la sección de microbombas. Si estimamos que la

sonda tendrá un peso no superior a 1.5 kg., contando dos módulos. Entonces la menor área de vacío total en la sonda que se puede tener es:

$$P_{cv} = \frac{F_{NP}}{A_{TV}} \quad (5-6)$$
$$A_{TV} = \frac{F_{NP}}{P_{cv}} = \frac{14.8N}{30,000kPa} = 500mm^2$$

P_{cv} , Presión en cada cámara del eslabón.

F_{NP} , Fuerza ejercida por la diferencia de presiones.

A_{TV} , Área total de vacío en la sonda.

Sabemos que habrá en todo momento por cada oruga al menos 3 eslabones con vacío, es decir 6 eslabones en total. Esto nos da que necesitaremos por cada eslabón por lo menos $84mm^2$.

Después de ésta deducción observamos que las dos primeras opciones quedan descartadas. La tercera opción presenta un 50% más del área de vacío que la teórica necesaria. Si seleccionamos otra opción las dimensiones de la sonda serán mayores y por lo tanto su movilidad será cada vez más limitada, de ahí que sea la tercera opción la que sea seleccionada para su desarrollo.

Al seleccionar $DE=13mm$ quedan completamente definidos: eslabón, placa de vacío, radio de la catarina y longitud total de la sonda.

Los planos del eslabón se pueden observar en el Apéndice.

En la parte inferior de los eslabones, que estarán en contacto con la superficie de la tubería será colocado un recubrimiento polimérico que asegurará que los accidentes de la tubería no afecten el correcto sellado entre las cámaras de baja presión y las secciones de la tubería. El recubrimiento será unido a los eslabones por medio de un pegamento especial. El polímero propuesto es el caucho de silicona debido a su gran flexibilidad y resistencia química.

Por otro lado es necesario analizar la situación de la sonda cuando ésta se encuentra en posición vertical para determinar el mínimo coeficiente de fricción entre la superficie y el recubrimiento de los eslabones.

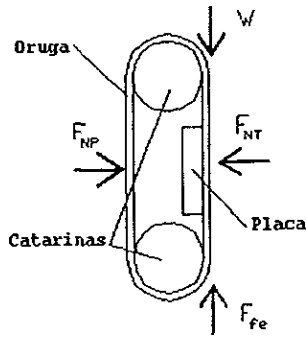


Fig. 5.4 Fuerzas externas que actúan en la sonda cuando se encuentra en posición vertical.

En la fig. 5-4 se observa un diagrama de fuerzas, donde se representan las fuerzas externas que actúan sobre la sonda cuando ésta se encuentra en posición vertical.

La fuerza de fricción entre oruga y tubería es igual a:

$$F_{fe} = \mu_{s,oi} F_{NP} \quad (5-7)$$

De esto se puede observar que para que exista un equilibrio de fuerzas en la sonda es necesario que:

$$F_{fe} = W \quad (5-8)$$

Ahora necesitamos que la sonda se mantenga siempre unida a la pared por lo que:

$$\mu_{s,oi} > \frac{W}{F_{NP}} \quad (5-9)$$

El peso de la sonda su supuso igual a 14.7N. La fuerza ejercida por la presión de acuerdo a un área total de los eslabones de 730.8mm² y una presión de 30kPa es igual a F=21.9N, de ahí que el coeficiente de fricción estática entre el recubrimiento y la superficie de la tubería debe ser mayor de 0.67. Lo cual no es difícil de conseguir en un material como el propuesto.

5.2 Diseño de la catarina:

Para el diseño de la catarina se definieron los siguientes parámetros que determinan sus principales características ilustradas en la figura 5-5:

5.2.1 Parámetros de la catarina

Radio de la catarina. (RC)

Es el radio del cilindro más pequeño, que forma la base para los dientes de la catarina.

Largo del diente. (LD)

El largo del diente es la distancia que existe medida desde la parte más alejada del diente hasta el círculo de la catarina.

Ancho del diente. (AD)

Es la longitud en la parte más alejada del diente.

Número de dientes. (ND)

Es el número de dientes en la catarina.

Espacio entre dientes. (ED)

Es la distancia que existe entre el extremo final de uno de los dientes y el inicio del siguiente diente.

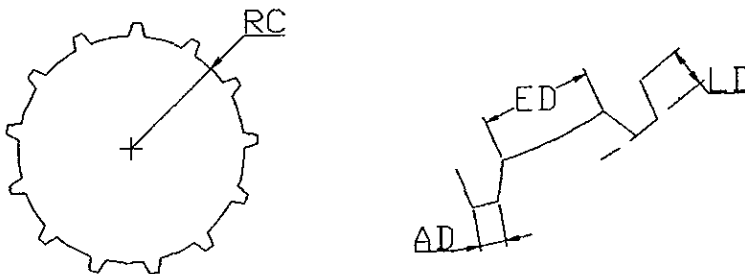


Fig. 5-5 Parámetros críticos utilizados en el diseño de las catarinas.

Para seleccionar las dimensiones adecuadas para el eslabón y catarina deben ser tomados en cuenta los siguientes criterios:

-El radio de la rueda debe ser el mínimo, ya que este determina la longitud de la sonda.

- Solo uno de los dientes de la catarina será el que impulsará a la oruga. La distancia y tamaño de los eslabones deben ser tales que solo uno de ellos toque a un diente de la catarina. Es necesario considerar que un solo diente moverá a toda la oruga ya que en realidad el movimiento de la oruga no es un movimiento suave, porque los eslabones son relativamente grandes para el diámetro de catarina que se maneja.

-Al ser uno solo el diente en contacto, cada diente debe ser capaz de soportar las condiciones de esfuerzo generadas.

-Entre menores sean los ángulos relativos entre eslabones, el desplazamiento de la oruga a través de la catarina será más suave; de otra forma se presentarán brincos e impactos entre dientes y eslabones.

-El área que funcionará como cámara de baja presión debe ser máxima.

-El eslabón debe establecer un buen contacto con la tubería.

-Las dimensiones deben permitir un fácil maquinado de las piezas.

El obtener las dimensiones correctas de la catarina partiendo de las medidas del eslabón se lleva a cabo por medio de prueba y error. De acuerdo a medidas propuestas del diseño del eslabón, se seleccionan las medidas de la catarina y se observa si cumplen con los requisitos de funcionamiento, si no es así entonces se seleccionan diferentes medidas para la catarina y así sucesivamente hasta encontrar las medidas óptimas.

5.2.2 Programa de simulación.

Para poder diseñar los eslabones y las catarinas, es necesario observar como interactúan al moverse, utilizando distintas dimensiones para cada uno de ellos. Para ello se realizó un programa de lenguaje C, en el cual es posible establecer la configuración de los eslabones y de la catarina, y observarlos mientras se mueven. Esto evitó la construcción de varios prototipos.

Debido a que la vista necesaria para la simulación siempre es la vista lateral, no será necesario conocer los espesores de ninguna de las partes.

Los parámetros que pueden ser controlados por el usuario en la simulación son los siguientes:

Catarina: Radio de la catarina(R_c), Espacio entre dientes(ED), Número de Dientes, Ancho de los dientes (AD), Largo de los dientes(LD).

Eslabón: Longitud de la cavidad(LC), Distancia entre ejes(DE).

El programa es capaz de calcular el ángulo relativo entre dos eslabones unidos, y comparándolos obtiene el ángulo máximo relativo entre cualesquiera dos eslabones de la

oruga. Con este dato es posible conocer la posición relativa crítica entre dos de ellos, y diseñar el perfil del eslabón.

Entre los detalles que se muestran en la simulación se pueden destacar los siguientes:

- Movimiento relativo entre catarina y eslabones.
- Forma en la que los eslabones se colocan en la catarina.
- Interferencias entre los eslabones y la catarina.
- Ángulos relativos entre los eslabones.
- Ángulo máximo entre los eslabones para diferentes posiciones.

El funcionamiento del programa se basa en el trazo de los eslabones y la catarina, mientras el análisis de las posiciones se realiza por el usuario después del despliegue gráfico de cada posición.

El trazo de la catarina se realiza en la siguiente secuencia:

1. Se dibuja un círculo con radio igual al radio de la catarina seleccionado.
2. Calcula los ángulos de un diente y algunas longitudes que se muestran en la fig. 5-6 de acuerdo a los parámetros seleccionados. Éstas dimensiones son las mismas para todos los dientes de la catarina.

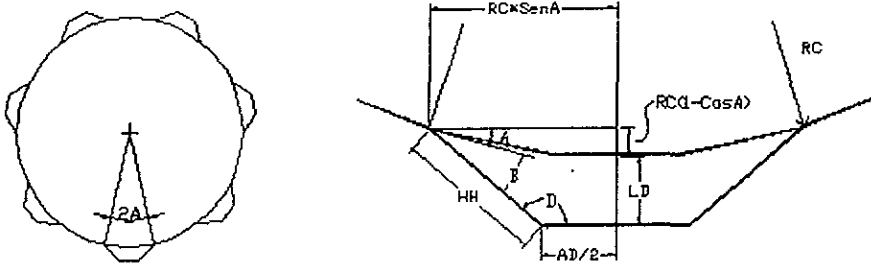


Fig. 5-6 Ángulos de los dientes.

$$A = \frac{2\pi - ED * ND / RC}{ND * 2} \quad (5-10)$$

$$B = \text{atan} \left(\frac{RC(1 - \cos A) + LD}{RC * \text{sen } A - (AD/2)} \right) - A \quad (5-11)$$

$$D = 180^\circ - B - A \quad (5-12)$$

$$HH = \sqrt{(RC(1 - \cos A) + LD)^2 + (RC * \text{sen } A - AD/2)^2} \quad (5-13)$$

3. Obtiene las coordenadas del inicio del diente, con base en el radio de la circunferencia y un ángulo de referencia medido desde el eje X, que llamaremos C. Traza de acuerdo a los ángulos relativos del diente ya calculados y el ángulo de referencia de inicio, un solo diente.

5. Incrementa el ángulo de referencia C, para desplazar el punto de inicio del diente. Este desplazamiento es igual al ángulo que ocupa cada diente más el ángulo que corresponde a la distancia entre dientes. Esto lo hace un número de veces igual al número de dientes. Con esto se finaliza el trazo de los dientes.

6. Para el trazo de los eslabones, calcula las coordenadas del extremo izquierdo del primer eje. La componente en X es la del centro de la catarina menos la distancia entre ejes, su componente en Y es igual al radio RC más la distancia del extremo del eslabón al eje. Calcula los ángulos del primer eslabón como si este fuera horizontal. (Fig. 5-7)

7. Se calcula la posición de la superficie superior del eslabón para un ángulo determinado, luego el programa revisa que entre la circunferencia base y la recta auxiliar no haya intersección. El ángulo se incrementa hasta que la recta y la circunferencia se intersequen. En ese momento se selecciona el ángulo inmediato anterior como el ángulo correcto del eslabón, respecto a la horizontal.

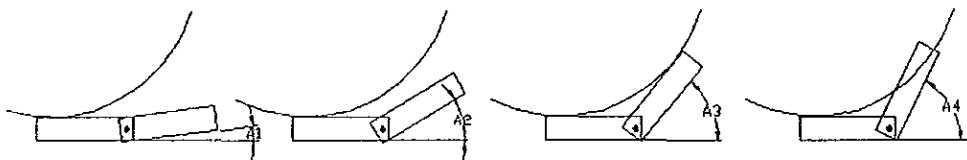


Fig. 5-7 Incremento de ángulo hasta la intersección..

8. Se repite el paso 7 hasta completar el trazo de todos los eslabones de la oruga.

Más adelante se observan varias figuras que ilustran como se trabajo con el programa de simulación. En la figura 5-8 y 5-9 se observan los parámetros que es posible controlar con el programa de simulación.

La obtención de los resultados fue al definir dimensiones para LC, DE, RC, LD, ED, ND. Después se manda trazar catarina y oruga y se observaba si eran congruentes. Si era así entonces se indicaba al programa que debía girar un ángulo determinado la catarina y que la oruga debía avanzar determinada distancia. Se volvía a revisar que fueran congruentes. Si después de avanzar 90° la catarina todo resultaba correcto entonces las dimensiones se guardaban para después analizarlas en comparación con otras.

Se supusieron varios valores de DE y se obtuvieron varias configuraciones en las que se combinaban distintos radios, número de dientes y espacio entre dientes, para un DE fijo. Éstos se muestran en la tabla 5-4. Así mismo se ilustra en la tabla las distancias avanzadas por la oruga al girar la catarina los grados que se indican en la tabla.

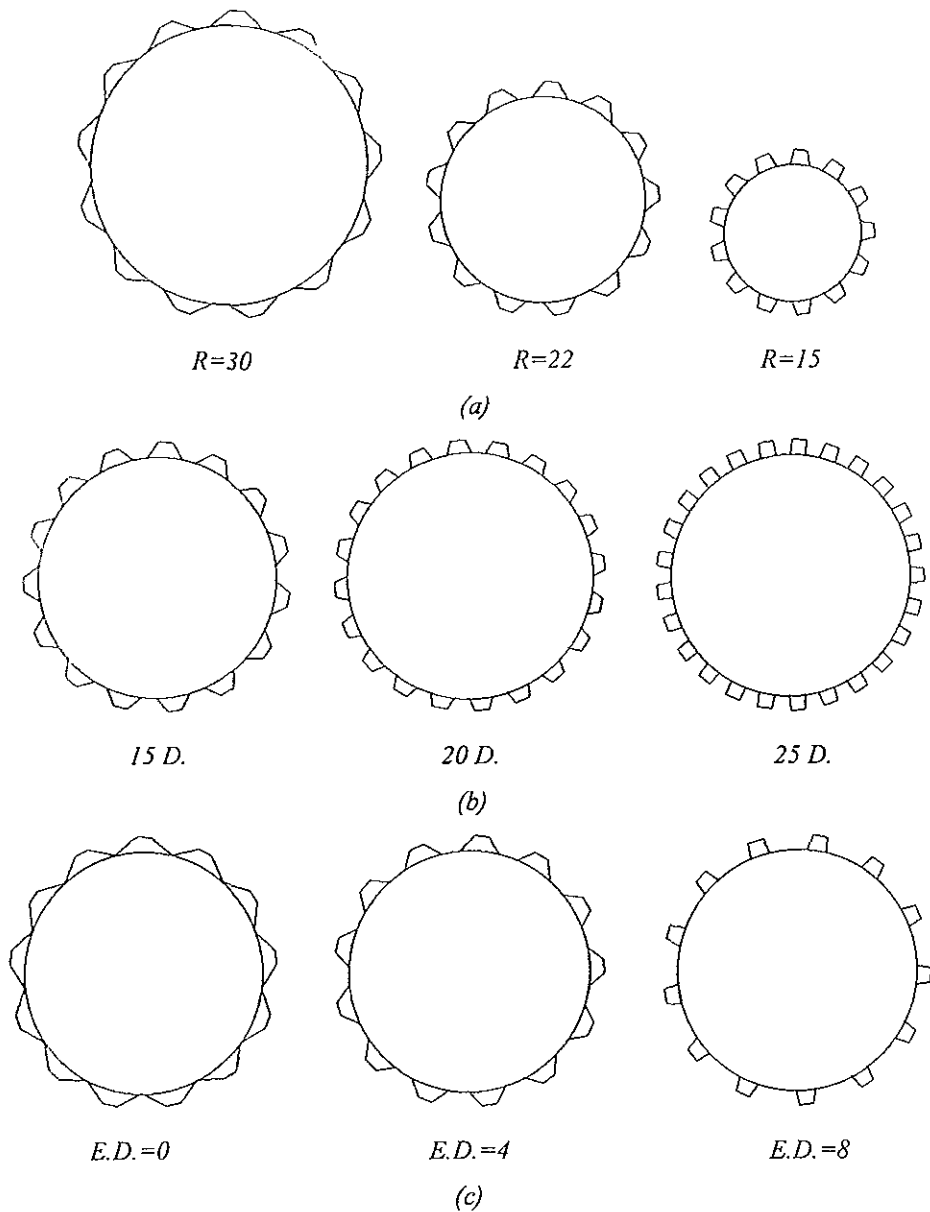


Fig. 5-8 Modificaciones posibles a la catarina con el programa de simulación.
 a) Variación del diámetro.
 b) Número de dientes
 c) Espacio entre los dientes.

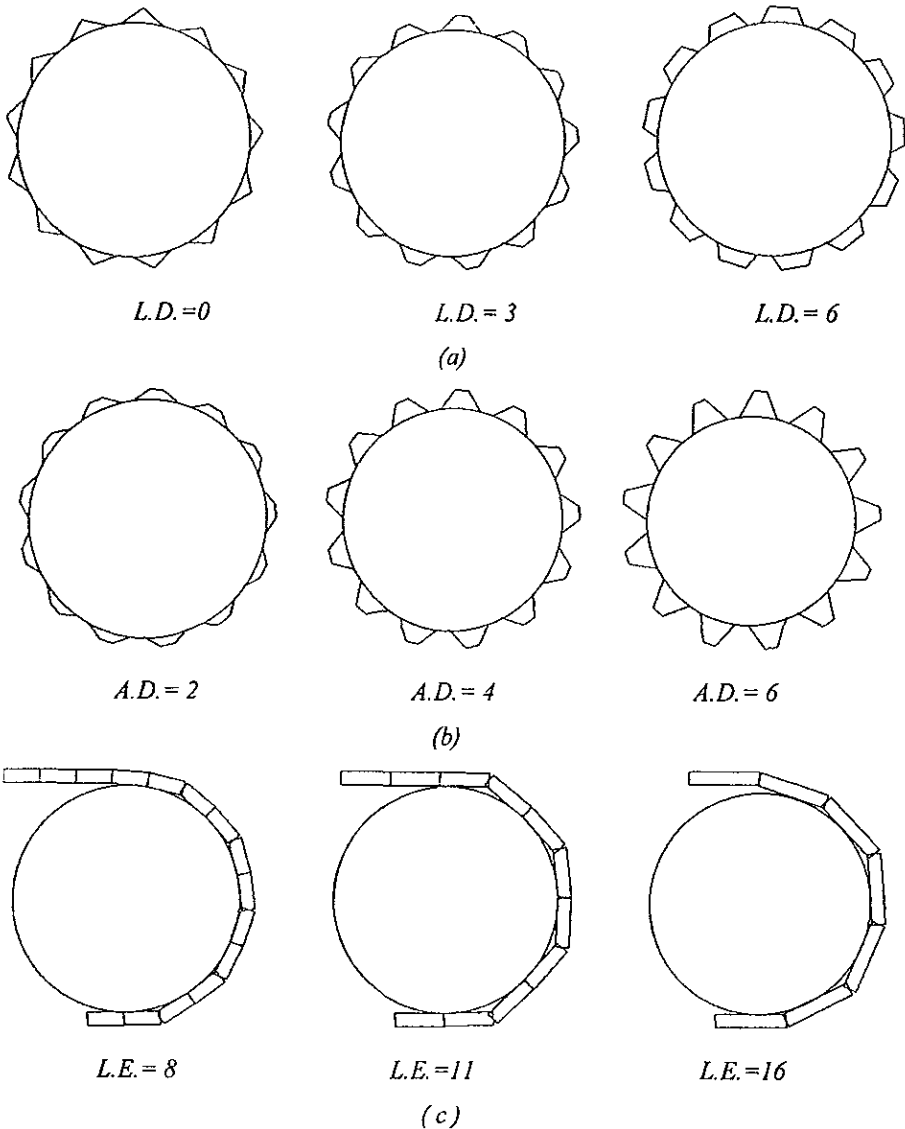


Fig 5-9 Modificaciones posibles en el programa de simulación.

a) Largo de los dientes.

b) Altura de los dientes

c) Largo de los eslabones

Como se observa en la tabla, cuando los valores de radio son pequeños los avances de la catarina son irregulares. Por ejemplo en el caso 4 , primero se desplaza 1mm y luego aumenta hasta 3.5mm. Esto se debe a que los eslabones al ser muy grandes, no se acomodan bien a la catarina (fig. 5-10) lo que provoca que al llegar a determinada posición su ángulo cambie radicalmente afectando a la distancia recorrida.

##	Características de la Catarina				Distancias Lineales Por ángulo			
	D.E.	R.C.	N.D.	E.D.	5°	10°	15°	20°
1	9	17.7	14	6	1.5	2	2	2.5
2	9	19.5	15	6	1.5	2	2	2
3	9	22	17	6	2	2	2	3
4	11	19	12	7	1	1.5	2	3.5
5	11	21	13	7	1.5	1.5	2	4
6	11	22.5	14	7	2	2	3	3
7	13	20	11	8	1	1.5	1.5	2
8	13	22	12	10	2	1	2.5	2.5
9	13	25	13	9	2	2	2.5	2.5
10	13	28	15	10	2.5	2.5	2.5	3.5
11	13	30	16	9	2.5	3	3	3
12	15	25	12	10	2	2.5	2.5	2
13	15	28	13	10	2	2.5	2	2
14	15	30	14	10	3	3	2	3
15	15	32	15	10	3.5	2.5	2.5	4
16	17	25	11	10	2	2	3	2
17	17	28	12	10	3	3	2	3
18	17	30	12	10	2	2.5	2.5	3
19	17	32	13	11	1.5	3	3	4
20	19	31	12	10	3	2.5	2.5	3
21	19	33	12	11	2	2.5	3	3.5
22	19	35	13	12	3.5	3	2.5	4

Tabla 5-4. Configuraciones posibles para catarina.

D.E., distancia entre los ejes del eslabón. [mm]

N D. Número de dientes de la catarina.

E D. Espacio entre los dientes. [mm]

R C. Radio de la catarina [mm]

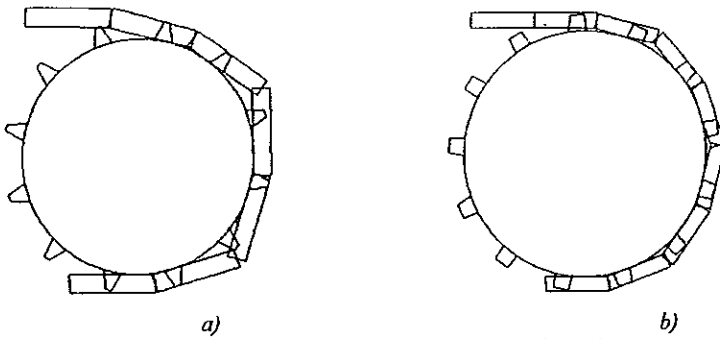


Fig. 5-10 a) Radio pequeño, la oruga no descansa adecuadamente.
 b) Mayor radio, la oruga se adapta a la superficie.

Se observa también que conforme aumenta el radio de la catarina, las distancias avanzadas son cada vez mayores, esto se debe a que la longitud del arco que corresponde a un mismo ángulo crece al aumentar el radio. Por éstas razones, para la selección de la catarina deben tomarse en cuenta principalmente tres factores. Primero que el avance de la oruga sea constante al girar la catarina sin importar su magnitud. Segundo, preferentemente la parte superior de la catarina es la que debe impulsar a la oruga, para poder asegurar que habrá tensión en toda la cadena. Por último, el radio de la rueda debe ser mínimo ya que este afecta directamente al tamaño de la sonda.

Los dos primeros factores pueden analizarse en este momento, sin embargo el radio se seleccionará un poco más adelante al considerar la relación de este con la longitud de la sonda. Las mejores opciones de acuerdo a los dos primeros factores son: 2,6,9,13,18,20.

La colocación de la oruga, así como los eslabones que accionan la cadena se observaron en el programa de simulación. La altura del diente se seleccionó igual a la altura del eslabón que es igual 3mm. El ancho de la catarina corresponde al ancho de la cavidad de vacío, que como ya se expuso es igual a 17.4mm. En la tabla 5-5 se resumen éstos resultados.

##	D.E.[mm]	Radio[m m]	N.D.	E.D.[mm]
2	9	19.5	15	6
6	11	22.5	14	7
9	13	25.0	13	9
13	15	28.0	13	10
18	17	30.0	13	10
20	19	31.0	12	10

Tabla 5-5. Valores óptimos para la catarina.

Como ya se justifico en la sección 5.1 la opción seleccionada para la catarina es la que corresponde a la opción 13, que cuenta con $DE=15\text{mm}$, $RC=28\text{mm}$, $ND=13$, $ED=10\text{mm}$.

En la figura 5-11 se observa la catarina y la oruga seleccionadas en diferentes posiciones.

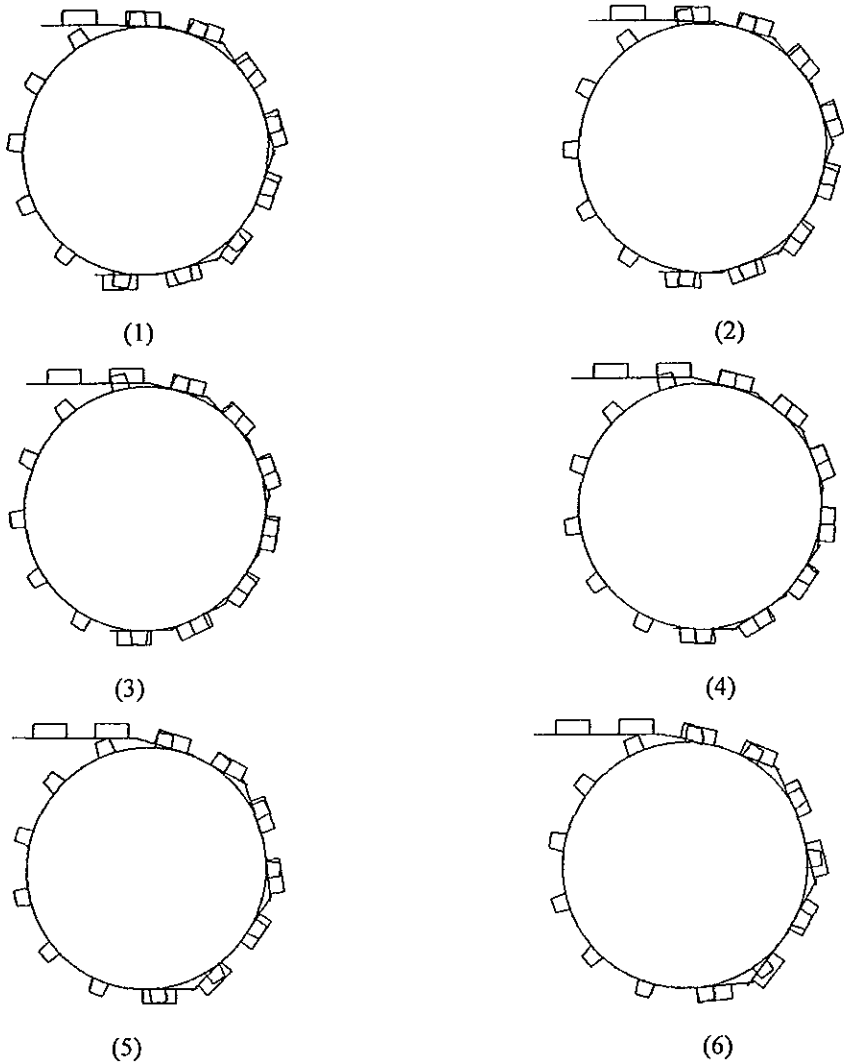


Fig. 5-11 Posiciones de la catarina para las dimensiones seleccionadas, del eslabón solo se muestran las cavidades donde entran los dientes

El material a utilizarse en la catarina tiene que cumplir con las mismas características que el de los eslabones: ser resistente a la corrosión, ser ligero y presentar suficiente resistencia en cada diente para poder accionar a toda la oruga. El material seleccionado es el Aluminio.

Por cuestiones de peso y manufactura la catarina no es sólida. Ésta estará formada por dos placas separadas y unidas por una sección cilíndrica hueca, por donde se introducirá la flecha de salida de la caja de engranes, así mismo la catarina presenta agujeros para hacerla más ligera.

La distancia entre las partes externas de las catarinas debe ser igual a al ancho de la cavidad del eslabón es decir 17.4mm. Como es necesario permitir un buen juego entre ambas piezas los ajustes utilizados son H11/d11.

La configuración de las catarinas es como se muestra en la Fig.5-12 , los planos se pueden consultar en el Apéndice.

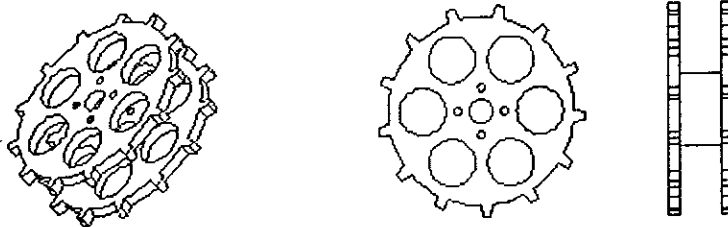


Fig. 5-12 Catarina.

5.3 Diseño de la placa de vacío.

El objetivo de la placa de vacío es conectar y desconectar a los eslabones con el vacío que será proporcionado por una microbomba, para la sujeción de la sonda. La placa debe estar diseñada de tal forma que se eviten fugas al realizar su función y que a la vez mantenga presionados a los eslabones contra la pared para obtener un buen sellado. Ya en la sección del diseño de los eslabones se presentaron los resultados del análisis que a continuación se explican con más detalle.

5.3.1 Dimensiones generales de la placa.

Para el diseño de la placa es importante tomar en cuenta, que los eslabones que no estén completamente cubiertos por la placa, no pueden estar conectados al vacío; ya que presentarían una vía preferencial para el flujo y se perdería la presión. Esto sucede con el primer y último eslabón debajo de la placa.

Es necesario tener al mismo tiempo varios eslabones conectados al vacío en cada oruga, para evitar que alguna imperfección en la tubería o materia depositada en el fondo no permitan el correcto funcionamiento de la sonda.

Serán tres los eslabones por oruga que estarán todo el tiempo en contacto con por lo menos un orificio que conecta al vacío.

Las dimensiones básicas de la placa son las que se muestran en la figura 5-13.

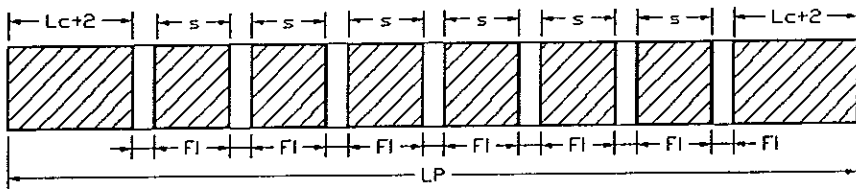


Fig. 5-13 Dimensiones base de la placa de vacío.

En la figura 5-13 se observa que en ambos extremos se tiene una distancia igual a la longitud de la cámara del eslabón más 2mm antes del primer barreno, esto es para asegurar que las cámaras estarán completamente cubiertas por la placa, antes de ser conectadas al vacío.

La distancia s es tal que minimiza el número de barrenos existentes en la placa y por lo tanto la longitud de ésta. El diámetro de los barrenos es llamado F_i .

5.3.2 Cálculo del diámetro de los barrenos.

A continuación se determina el diámetro de los barrenos que se harán en la placa con el fin de limitar el flujo.

En el esquema 5-14, se observa un corte de los eslabones y la placa. En este esquema se localizan varios puntos y demás características del sistema de presión. Éstos puntos serán utilizados para el análisis del flujo, que se presenta entre los elementos que están en contacto con la superficie de la tubería y los que están conectados a la microbomba.

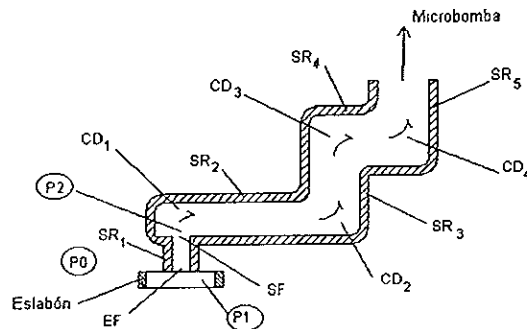


Fig. 5-14. Esquema de presión en los conductos.

En el esquema, los símbolos tienen el significado siguiente:

SR_n , Sección recta.

CD_n , Cambio de dirección en el flujo.

CS , Cambio de sección en los conductos.

EF , Entrada de flujo a un conducto.

SF , Salida de flujo de un conducto.

La forma de unir a los orificios con la microbomba es por medio de varias placas que tienen canales, éstos sirven de conductos para el transporte del fluido. En la fig. 5-15 se ilustra una de las tres placas utilizadas para este fin.

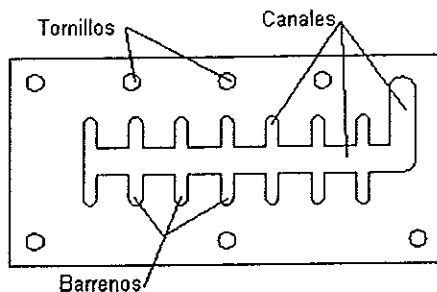


Fig. 5-15 corte de las placas central.

Como ya se mencionó anteriormente, la diferencia de presiones entre el medio exterior y las pequeñas cámaras de baja presión debe ser en todo momento por lo menos 30kPa, para mantener a la sonda sujeta a la superficie de la tubería. Sin embargo existen algunas posiciones de los eslabones en los que es posible que se pierda el vacío, en éstas situación la sonda debe seguir adherida a la tubería.

En la figura 5-14 solo se observa en el corte un solo orificio, sin embargo realmente se encuentran 2 orificios alineados. Cuando se pierde la presión en un par de orificios alineados la presión en el punto 1, de esa línea, se iguala con la presión exterior, en el punto 0 ($P_0=P_1$).

La diferencia de 30kPa, que existían entre P_0 y P_1 debe ahora establecerse entre las zonas 1 y 2, de lo contrario la presión en 2 aumentaría. Esto a su vez provocaría en las demás cámaras, que no han perdido el vacío, que la presión en la zona 1 aumente llevando a que la diferencia de presiones ΔP_{0-1} , en éstas cámaras, disminuya. Cuando ΔP_{0-1} disminuye, la fuerza que ejerce el medio exterior sobre la sonda cae, lo que podría eventualmente despegar a la sonda de la superficie.

El diámetro de los orificios seleccionado entre los puntos 0 y 1, es tal, que en dado caso que la presión vacuométrica se pierda en una línea, las pérdidas de carga en los orificios se igualen a 30kPa, para un flujo menor al que puede ofrecer la bomba.

En un capítulo más adelante se expondrá un pequeño panorama general de las microbombas y sus características. De ahí obtendremos que el flujo máximo de las microbombas es de aproximadamente 100ml/min. Supondremos que este es el flujo en el robot. Para justificar la selección de este flujo, solo hace falta observar el robot que carga su propia bomba desarrollado en Japón por Yano, Numao y Kitamura [15,16,17]. Este robot se mueve en paredes, rodeadas de aire, y su peso es de 8kg, el flujo de la bomba de vacío que lo impulsa es de 5 l/min. A continuación realizamos un pequeño análisis comparativo. Si fijamos una diferencia de presiones y una geometría de los conductos, el gasto solo depende de la viscosidad del fluido de manera inversa. De ahí que:

$$Q_2 = \frac{Q_1 \mu_1}{\mu_2} \quad (5-14)$$

Si suponemos como condiciones 1, las condiciones del aire, y 2 las condiciones si ese mismo robot se moviera en agua, el flujo necesario en la bomba sería:

$$Q_2 = \frac{(5l/min)(1.8 \times 10^{-3} \text{ kg/ms})}{(1 \times 10^{-3} \text{ kg/ms})} = 0.09l/min$$

Cabe recordar que el robot citado pesa 8kg. En este trabajo se desarrolla un robot que se espera no supere 1.5kg de peso en los dos módulos con los que cuenta, por lo que suponer un flujo máximo de 100ml/min en la microbomba, es adecuado.

Si se pierde el vacío en una línea de orificios, es necesario que el flujo que por ahí circule no limite al flujo existente en las demás cámaras, que producen la adherencia. De ahí que el flujo máximo por línea, cuando se pierde el vacío debe ser menor de 50ml/min. En un caso extremo en el que dos líneas pierdan completamente el vacío, sería recomendable aun contar con un flujo aunque sea pequeño para las demás líneas. De ahí que por línea el flujo será de 45ml/min. Si tenemos dos orificios por línea el flujo por orificio es $Q=22.5\text{ml}/\text{min}=3.75 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$

La forma de relacionar el flujo con la diferencia de presiones, es a través de las pérdidas de carga. Existen dos tipos de pérdidas, las debidas a los tramos rectos y aquellas que se producen en cambios de sección o entradas y salidas de flujo de conductos.

Las pérdidas que se conocen como pérdidas localizadas, se deben a la entrada y salida del flujo en secciones diferentes. De acuerdo a la configuración propuesta para los orificios y

los canales, en este caso se presentan una entrada y una salida de flujo, como se ilustra en la fig. 5-16.

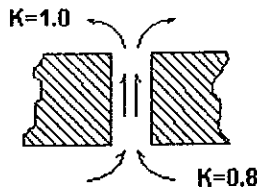


Fig. 5-16 Entrada y salida de flujo.

Para evaluar este tipo de pérdidas, se define el coeficiente de pérdida de carga K ,

$$K = \frac{2\Delta P}{\rho v^2} \quad (5-15)$$

Donde, ρ es la densidad del fluido

v es la velocidad del flujo.

El caudal Q , a través de una sección circular se obtiene como:

$$Q = v\left(\pi \frac{\phi^2}{4}\right) \quad (5-16)$$

ϕ es el diámetro de la sección.

Despejando Q de la Ec. 5-16, y substituyendo en la Ec. 5-15 tenemos la pérdida de presión en función del flujo y el diámetro.

$$\Delta P = \frac{8K\rho Q^2}{\pi^2 \phi^4} \quad (5-17)$$

El coeficiente K , se ha obtenido experimentalmente, debido a la complejidad del flujo en esas secciones. Para una entrada como la ilustrada en la fig.5-15, $K=0.8$. Para la salida $K=1.0$.

De antemano, se conoce que, al tener un largo del orificio muy pequeño(1.6mm), las pérdidas en los tramos rectos serán también pequeñas comparadas a las que se deben a los cambios de sección; de ahí que se calcule primero el radio, suponiendo que los 30 kPa se deben exclusivamente a las pérdidas localizadas. Posteriormente se calculan las pérdidas debidas a los tramos rectos y se corrige el valor del radio obtenido anteriormente.

Si establecemos que la pérdida de presión en el orificio debe ser de 30kPa, y que el flujo es, por orificio igual a $Q=3.75 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s} \approx 22.5 \text{ ml}/\text{min}$, de la ecuación 5.17 se puede despejar el diámetro del orificio, y obtenemos:.

$$\phi = \sqrt[4]{\frac{8K\rho Q^2}{\Delta P \pi^2}} \quad (5-18)$$

$$\phi = \sqrt[4]{\frac{8(1.8)(1000\text{kg}/\text{m}^3)(3.75 \times 10^{-7} \text{m}^3/\text{s})}{(30,000\text{Pa})\pi^2}} = 2.876 \times 10^{-4} \text{m} = 0.288\text{mm}$$

Pérdidas en tramos rectos

Ahora encontraremos las pérdidas causadas por la fricción viscosa en tramos rectos.

El flujo en un tramo recto de sección circular se calcula con la siguiente expresión:

$$Q = \frac{\pi r^4}{8\mu L} \Delta P \quad (5-19)$$

Despejando la diferencia de presiones de la Ec. 5-19, tenemos que:

$$\Delta P = \frac{8\mu L}{\pi r^4} Q \quad (5-20)$$

El radio que obtuvimos en la sección anterior fue de 0.2876mm, aquí utilizaremos 0.3mm para ajustar a un valor de broca comercial y luego calcularemos el gasto para determinar la variación.

$$\Delta P = \frac{8(1 \times 10^{-3} \text{kg}/\text{ms}) 1.6 \times 10^{-3}}{\pi(0.15 \times 10^{-3})^4} (3.75 \times 10^{-7} \text{m}^3/\text{s}) = 3010\text{Pa}$$

Ahora, sabemos que la caída de presión por la entrada y la salida debe ser igual a:

$$\Delta P = 30,000 - 3010\text{Pa} = 26990\text{Pa}$$

Ahora se calculará el flujo para el radio de 0.3mm y la pérdida de 26990Pa. La expresión para calcular el gasto a través de la diferencia de presiones y el radio se obtiene de la ecuación 5.18

$$Q = \sqrt[4]{\frac{\Delta P \pi^2 \phi^4}{8K\rho}} \quad (5-21)$$

$$Q = \sqrt[4]{\frac{(26990\text{Pa})\pi^2(0.3 \times 10^{-3})^4}{8(1.8)(1000\text{kg}/\text{m}^3)}} = 3.871 \times 10^{-7} \text{m}^3/\text{s} = 23.22\text{ml}/\text{min}$$

Como vemos el valor de gasto no es muy distinto al supuesto anteriormente de $3.75 \times 10^{-7} \text{m}^3/\text{s}$, el error es tan solo del 3%. Por lo tanto el diámetro de los barrenos debe ser de 0.3mm, para asegurar que si una línea de dos orificios pierde el vacío, los demás no lo perderán. De ésta forma aseguramos la sujeción de la sonda.

5.3.3 Cálculo de s

La forma de obtener la distancia s que minimiza la longitud de la placa y el número de barrenos, es a través de iteraciones. Es necesario dibujar la oruga en diferentes posiciones, y observar cual es el menor número de eslabones conectados al final del desplazamiento. Es

necesario tomar en cuenta que el mínimo de eslabones conectados deben ser, para cualquier posición, tres.

Para observar la distribución de los barrenos se presenta en la fig. 5-17 una placa, y la oruga debajo de ella colocada en diferentes posiciones. Los rectángulos representan las cavidades donde debe establecerse el vacío. Para una visualización más sencilla se colocó un punto en las cavidades conectadas completamente al vacío. Las líneas punteadas representan la posición de los orificios.

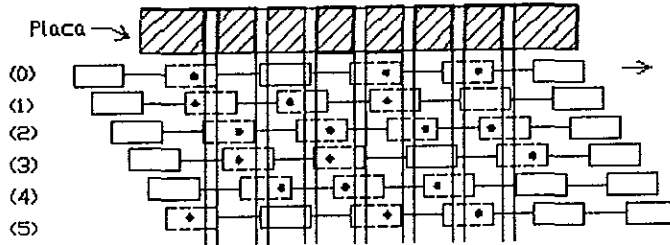


Fig. 5-17 Oruga moviéndose debajo de la placa.

Como se puede observar para cualquier posición hay por lo menos tres cavidades completamente conectadas. En algunas incluso son cuatro. En cuanto a los barrenos que no se encuentran en una cavidad podría pensarse que existen pérdidas de vacío. Sin embargo donde no hay cavidad existe una barrera, que es el mismo material que conforma al eslabón.

El cálculo de s debe realizarse para diferentes medidas del eslabón y diámetro de los barrenos. Para agilizar la selección se realizó un programa capaz de verificar cuantos eslabones están completamente conectados para diferentes dimensiones de los eslabones (LC, DE), de s , previamente definidos.

El programa de manera automática desplaza a la oruga y graba el número mínimo de eslabones conectados al vacío para varios valores de s . Con esto es posible seleccionar el valor, tal que el número de barrenos y la distancia de la placa sean mínimos.

Cabe mencionar que de acuerdo a las limitaciones geométricas y de manufactura expuestas anteriormente para el eslabón la distancia entre ejes (DE) depende de LC de la siguiente forma:

$$DE = LC + 6 \quad (5-22)$$

La longitud de la placa es:

$$LP = 4mm + 2Lc + nb * (\phi_s) + (nb - 1) * s \quad (5-23)$$

donde nb es el Número de barrenos, y ϕ_s es el diámetro de seguridad. Este diámetro de seguridad es un diámetro que se establece con el fin de que al moverse las placas la

transición entre las cavidades con vacío no sea muy corta. Este diámetro se utiliza para que el programa suponga un diámetro un poco más grande que el real, y así asegure el contacto permanente de por lo menos tres eslabones.

A continuación se muestran diferentes corridas del programa, para varios valores de LC y nb. El valor tabulado como DC es la distancia crítica y corresponde al avance de la oruga tal que el número de eslabones conectados y los barrenos parcialmente cubiertos sean mínimos. EC se refiere al número de eslabones conectados completamente durante todo el desplazamiento. En la tabla 5-6 se puede observar que para el valor s de 5.9, el programa indica que hay tres eslabones en contacto permanente. Después de realizar un dibujo para éstas condiciones se observa que el programa arroja este resultado, ya que en una posición dos orificios conectan al mismo eslabón, lo que el programa toma como si estuviera conectando dos eslabones diferentes. La longitud s adecuada es igual a 6.2mm. Es importante tener esto en cuenta al realizar la selección de s.

##	S	EC	DC	LP
1	2	1	12.19	40
2	2.3	2	0.76	42
3	2.6	2	5.81	45
4	2.9	2	5.81	47
5	3.2	2	6.15	49
6	3.5	2	7.95	51
7	3.8	2	9.75	53
8	4.1	2	11.55	55
9	4.4	3	0.36	57
10	4.7	2	3.38	59
11	5.0	2	4.57	61
12	5.3	0	5.81	63
13	5.6	2	0.19	66
14	5.9	2	1.09	68
15	6.2	3	0.21	70
16	6.5	2	5.81	72
17	6.8	2	5.81	74
18	7.1	2	5.81	76

Tabla 5-6, Valores de s para DE=13, $\phi_s=1.2$, NB=7.

##	S	EC	DC	LP
1	2	2	8.76	41
2	2.3	2	10.26	43
3	2.6	2	11.76	45
4	2.9	2	1.0	47
5	3.2	2	1.6	50
6	3.5	2	2.2	52
7	3.8	2	2.8	54
8	4.1	2	4.26	56
9	4.4	2	9.58	57
10	4.7	2	7.81	59
11	5.0	2	8.76	61
12	5.3	2	10.26	63
13	5.6	2	11.76	65
14	5.9	3	0	66
15	6.2	3	0.2	68
16	6.5	3	1.27	70
17	6.8	2	7.81	72
18	7.1	2	7.81	

Tabla 5-7, Valores de s para DE=15, $\phi_s=1.19$, NB=6.

5.3.4 Selección de las dimensiones de la placa.

Después de realizar varias corridas del programa, cuyos resultados son similares a los de las tablas 5-6 y 5-7, se obtuvo que los valores óptimos de s, para distintos LC son los que se muestran en la tabla 5-8. En ésta tabla se observa también la longitud total de las placa, y el número de barrenos.

En la primera iteración el diámetro ϕ_s fue más pequeño que en los demás casos, ya que la longitud de la cavidad es pequeña en relación con la distancia entre ejes, si se hubiera utilizado un diámetro mayor el número de barrenos hubiera sido mucho mayor.

##	DE	LC	NB	S	ϕ_s	LP
1	9	3	14	1.0	1	38
2	11	5	9	2.6	1.19	48
3	13	7	7	4.4	1.19	53
4	15	9	6	6.2	1.19	66
5	17	11	6	7.1	1.19	76
6	19	13	7	6.5	1.19	84

Tabla 5-8, Resumen de los resultados obtenidos del programa.

Se observa una tendencia a aumentar la longitud de la placa y de la distancia s , conforme aumenta DE. Esto se debe a que los barrenos deben estar más lejos entre si, para que cubran a los tres eslabones y no se localicen varios orificios en un solo eslabón.

De acuerdo a lo expuesto anteriormente, considerando todos los factores que están involucrados en la longitud de la sonda, el tamaño seleccionado para la distancia entre ejes (DE) fue igual a 13mm, Esto implica que la placa tendrá las siguientes dimensiones base $s=4.4\text{mm}$, $nb=7$, $LP=57\text{mm}$.

Ahora es necesario dimensionar completamente la placa para su manufactura y ensamblado correctos. Para interconectar a los barrenos se utilizarán canales dentro de la placa, es decir la placa estará formada por tres láminas que tendrán grabados los canales que comunicarán entre si a los barrenos y la manguera de vacío. La placa de contacto será una superficie que estará en íntimo contacto con los eslabones y soportará el peso de la sonda. La fricción presente será grande, es por ello que el material seleccionado para la última placa es teflón.

El ancho de la placa debe ser igual al ancho de los eslabones para que la cobertura sea adecuada e igual a 25.4mm.

La placa estará conformada por dos soleras, una de 3.2mm de espesor y otra que funcionará como tapa de 1.6mm.

La distribución de los barrenos será como se muestra en la figura 5-18. La distribución es de acuerdo a la distancia s previamente definida.

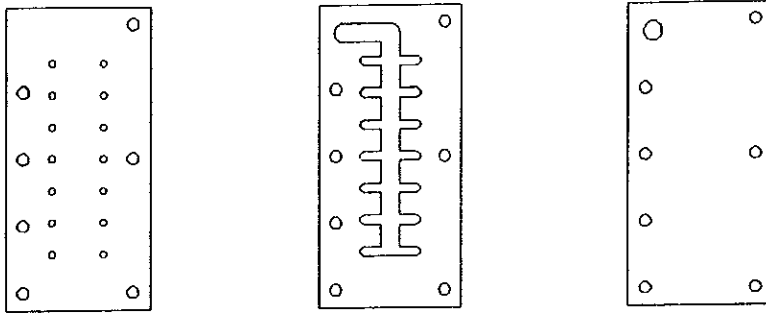


Fig. 5-18 Distribución de los barrenos y los canales en la placa inferior.

Entre las dos placas se encontrará una delgada película de plástico, que servirá para poder sellar la placa adecuadamente. Ambas láminas serán unidas a través de tornillos de 2mm x 0.4. La sujeción con la caja de engranes se llevará a cabo a través de soleras dobladas para ajustar las distancias como sea conveniente.

Su conexión con la bomba de vacío se llevará a cabo a través de un tubo montado con rosca a la placa de vacío y que puede observarse en los planos de la placa.

Para limitar el flujo es necesario colocar una pequeña lengüeta de plástico en los costados de la placa para que la diferencia de presiones la empuje hacia adentro y no sea una vía preferente para el flujo.

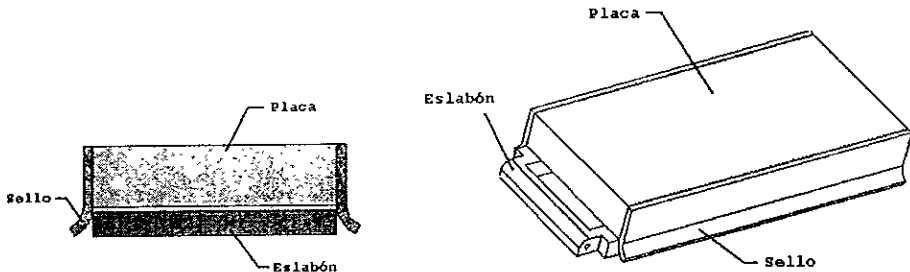


Fig. 5-19 Película limitante del flujo.

5.3.5 Cálculo de las pérdidas de carga en operación normal.

Para obtener la diferencia de presiones que debe producir la bomba, es necesario calcular las pérdidas de presión en todos los conductos que conforman al sistema de vacío.

En la operación normal del sistema de vacío, 3 cámaras estarán con presión negativa. Si cada cámara ésta conectada a una línea de orificios, con dos orificios por línea. Tenemos que el flujo total de la bomba se distribuirá de forma uniforme entre 6 orificios.

Las medidas entre los canales de la placa, se pueden observar en el Apéndice. Se aproximarán los resultados como si se tratará de conductos circulares, cuando en realidad

los conductos tiene sección rectangular. El diámetro se tomará como el lado menor de los rectángulos.

Solo tres líneas de barrenos trabajan al mismo tiempo, de ahí que se utilicen las más alejadas para calcular la máxima pérdida de carga.

Las pérdidas de carga, se calculan en las secciones rectas y los cambios de sección. Las pérdidas en secciones rectas se calculan con la expresión 5-20, mientras que las localizadas se calculan con la expresión 5-17. El flujo en cada orificio es de $Q=(100\text{ml}/\text{min})/6 = 16.6667\text{ml}/\text{min} = 2.78 \times 10^{-7} \text{m}^3/\text{s}$.

Entre el punto 0 y 1 sabemos que la pérdida de carga debe ser 30kPa. Las pérdidas en este caso se deben a la obstrucción de los sellos entre los eslabones y la pared de la tubería.

Entre el punto 1 y 2, las pérdidas se deben a la pequeña sección recta, así como a la entrada y salida de flujo del orificio.

El último cambio de dirección, así como la última sección recta corresponden a la manguera que conecta a la placa con la microbomba.

Las demás zonas se pueden observar claramente en la figura 5-15.

En la tabla 5-9, se observan los resultados, para las pérdidas calculadas de ésta forma.

Con la pérdida total de carga se puede definir que la presión de trabajo de la microbomba o microbombas a utilizarse debe ser de por lo menos 44kPa, para asegurar un buen funcionamiento del sistema de vacío.

Zona	Característica	Φ [mm]	L[mm]	K	Q[ml/min]	ΔP [Pa]
0-1	Varias					30,000
SR1	Secc. Recta	0.3	1.6		16.67	3.87
EF	Entrada	0.3		0.8	16.67	6,177
SF	Salida	0.3		1.0	16.67	7,721
SR2	Secc. Recta	1.58	4.6		16.67	3.58
CD1	Cambio de Dirección	1.58		0.15	16.67	1.51
	Cambio de Sección	1.58		0.4	16.67	4.02
SR3	Secc. Recta	3.2	54.7		100	35.42
CD2	Cambio de Dirección	3.2		0.4	100	8.59
CD3	Cambio de Dirección	3.2		0.4	100	8.59
SR4	Secc. Recta	3.2	11.8		100	7.64
SR5	Secc. Recta	3.2	50		100	32.37
CD4	Cambio de Dirección	3.2		0.25	100	5.37
Pérdida de presión desde el medio exterior hasta la microbomba.						44kPa

Tabla 5-9, Pérdidas de presión en la placa.

5.4 Diseño de la Caja de Engranés.

La caja de engranes cumple varias funciones en la sonda robot. La primera es la de reducir la velocidad del motor y por consiguiente aumentar el par disponible en la salida. Ésta reducción es necesaria ya que la velocidad de los motores de corriente directa, de las dimensiones requeridas, se encuentra entre 3000 y 8000 r.p.m.[25,26,27]. Con una menor velocidad en la catarina es posible un control más preciso de la sonda.

Otra de las funciones que cumple la caja de engranes, es la de transmitir la potencia desde donde se encuentra ubicado el motor al centro de la sonda, para después transmitirla a cada una de las ruedas. Esto es necesario ya que solamente se utilizará un motor por cada una de las orugas presentes en la sonda.

En el diseño de la sonda es de suma importancia que los eslabones se encuentren en todo momento pegados a la superficie de contacto, de ahí que sea necesario activar una u otra catarina de acuerdo al sentido de avance. Como se pretende tener un solo motor por cada dos catarinas, se debe diseñar un mecanismo que se encargue de alternar la transmisión de potencia entre una y otra catarina. Este mecanismo se encuentra en la caja de engranes y será explicado más adelante.

La caja de engranes es la base estructural de toda la sonda, y es sobre éstas donde irán colocados los demás sistemas y mecanismos.

5.4.1 Especificaciones cinemáticas de la sonda.

Antes de empezar el diseño de la caja de engranes se definirán algunas características de la sonda, como su velocidad. La velocidad lineal máxima del vehículo se espera que sea de aproximadamente 300 m/hr. Ésta velocidad se justifica al saber que la inspección de la tubería se llevará a cabo de forma visual, una mayor velocidad de la sonda no permitiría una correcta apreciación de los defectos existentes en las secciones. Por otro lado, como se explicó anteriormente las características de la tubería donde se pretende hacer la inspección no tienen grandes longitudes, de ahí que no se requiera una velocidad mayor. Otras de las sondas de inspección en ambientes peligrosos manejan velocidades cercanas o menores a la que utilizaremos aquí: Robicen III 396m/hr,[9], Robot de movimiento continuo 180m/hr [23].

Considerando el radio de las catarinas obtenido anteriormente e igual a 28mm observamos que la velocidad angular de la catarina debe ser:

$$\theta_c = \frac{V_s}{r_{cc}} \quad (5-24)$$
$$\theta_c = \frac{.0833m/s}{.028m} = 2.975rad/s$$

Los motores de corriente directa, de las dimensiones requeridas, tienen las características que se observan en la tabla 5-10, de acuerdo a la información proporcionada por los fabricantes[25,26,27]. La alimentación de los motores que se ilustran en la tabla es de 12V, aunque precisamente es a través del voltaje como se controlan.

El par corresponde a un par de uso continuo, no al máximo en régimen temporal, la potencia y la corriente corresponden a un régimen permanente. La velocidad indicada en la tabla es la velocidad que corresponde al par de uso continuo de acuerdo a las curvas de operación proporcionadas por el fabricante. El largo del motor no incluye el largo de la flecha que sobresale de la armadura.

Marca	Tipo	ω [r.p.m.]	T[mNm]	P[W]	I[A]	Dia[mm]	L[mm]
Escap	23V58	1850	17.2	6.5	0.75	23	49
	28L28	2300	19.9	11	0.95	28	44
	28D11	2900	28.4	15	1.5	28	61
	28DT12	3000	37	27	2.5	28	63
MicroMo.	2430	2000	19	8	0.6	24	30
	2842	2750	21.5	10	0.9	28	42
	3540	3200	24.5	13	0.9	35	40

Tabla 5-10. Características de motores comerciales

Como vemos la velocidad de los motores se encuentra entre 2000 y 3000 r.p.m. para el par indicado como de régimen permanente .

La velocidad del motor se puede controlar a través del voltaje suministrado. Para el cálculo de la reducción de la sonda supondremos que ésta es igual a 2000rpm.

$$\theta_M = 2000rpm = 209.4rad / s \quad (5-25)$$

La reducción de velocidad necesaria para poder obtener la velocidad buscada en la catarina a partir de la velocidad del motor es:

$$r = \frac{\theta_M}{\theta_c} \quad (5-26)$$

$$r = \frac{\theta_M}{\theta_c} = \frac{209.4rad / s}{2.975rad / s} \approx 70$$

Como vemos la reducción es grande como para pensar en utilizar bandas para la reducción.

5.4.2 Cálculo de la potencia del motor.

Ahora es necesario calcular el par necesario en el motor para poder desplazar a la sonda. Para mover a la sonda a través del fluido se tienen que vencer las pérdidas producidas por:

- Fricción entre las placas y los eslabones.
- Oposición del fluido al movimiento de la sonda.
- Pérdidas por fricción en los engranes.

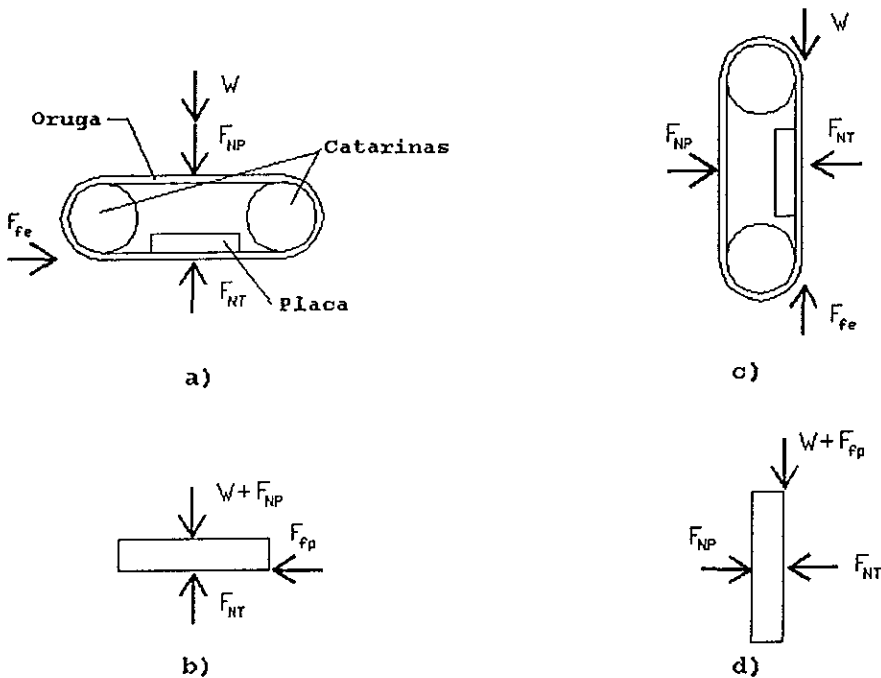
Como la sonda se va a desplazar a una velocidad relativamente lenta (0.0833 m/s) la oposición del fluido presente no se tomará en cuenta para los cálculos. Por otro lado las

pérdidas de fricción debidas a la transmisión de potencia, así como a la reducción de velocidad no son cuantificables en este momento. Lo que se hará para cubrir ambas pérdidas será proponer un factor de seguridad en el cálculo de la potencia del motor igual a dos.

Las pérdidas más importantes y que son fácilmente cuantificables, son las debidas a la fricción por la placa de contacto y los eslabones. A continuación se explica este cálculo.

Fricción entre placa y eslabones.

La fricción entre la placa de contacto y los eslabones es una pérdida de potencia importante ya que la fuerza entre las dos superficies es relativamente grande en algunos momentos. La mayor fuerza de fricción se obtiene cuando el vehículo se desplaza de manera horizontal y por la parte inferior de la tubería. Esto es debido a que las fuerzas correspondientes al peso y a la fuerza normal de presión son colineales, por lo tanto la suma es el valor máximo de fuerza normal a la sonda. (fig. 5-17(a)). La fuerza de fricción y la fuerza normal total se relacionan de manera directamente proporcional por medio del coeficiente de fricción.



*Fig. 5-20 Posición de las fuerzas en la sonda.
a y b) Moviéndose en la parte horizontal de la tubería.
c y d) Ascendiendo por una sección vertical.*

Para obtener la mayor fuerza de fricción en la placa consideraremos que a pesar de que se encuentra sumergido en un fluido, la fricción será seca y no existe movimiento relativo

entre las partes, es decir se usará el coeficiente de fricción estática, que es un poco mayor que el cinético.

$$F_{fp} = \mu_e F_{NT} = \mu_e (F_{vp} + W) \quad (5-27)$$

Donde:

F_{fp} es la fuerza de fricción en la placa debido al movimiento de la oruga.

F_{NT} es la fuerza normal total que ejerce la tubería.

F_{NP} es la fuerza normal debida a la diferencia de presiones.

W es la fuerza debida al peso de la sonda.

El peso de los dos módulos no debe exceder 1.5kg, con la instrumentación. La fuerza normal debido a la diferencia de presión debe ser mayor que el peso para poder sostener a la sonda cuando está en la parte superior de la tubería. El área de vacío de cada eslabón es 121.8 mm² según la dimensiones seleccionadas. Considerando que hay seis eslabones activos todo el tiempo en las dos orugas y que la diferencia de presiones entre el medio y las cámaras de vacío será de 30 kPa la fuerza normal es de:

$$F_{vp} = PA_{\pi} \quad (5-28)$$

$$F_{vp} = 30kPa(0.0001218m^2 * 6) = 20.7N$$

El material de la placa va a ser teflón mientras que los eslabones van a ser de aluminio. Suponiendo un coeficiente de fricción entre teflón y aluminio de $\mu_e=0.3$ la fuerza de fricción será:

$$F_{fp} = \mu_e F_{NT} \quad (5-29)$$

$$F_{fp} = 0.3(20.7N + 14.8N) = 10.65N$$

Ésta fuerza será aplicada en dos catarinas a una distancia igual al radio de la catarina, lo que nos da un par necesario en cada catarina:

$$T_c = \frac{F_{fp} * R_c}{2} \quad (5-30)$$

$$T_c = \frac{10.65N * .028m}{2} = 0.149Nm$$

Por otro lado tenemos que cuando la sonda se desplaza de manera vertical sobre la tubería el motor se encarga de vencer la fuerza de fricción, causada ahora solo por la diferencia de presiones, y realizar el trabajo necesario contra la gravedad para subir el vehículo. El par necesario en este caso será:

$$T_c = F_f * Rc = (F_f + W) * Rc = (\mu_e F_{NT} + W) * Rc \quad (5-31)$$

$$T_c = (0.3(20.7) + 14.8) * 0.028m = 0.588Nm$$

El par calculado cuando la sonda avanza de forma vertical es mayor, y será el que se utilice para la selección del motor. El par en el motor es incrementado por la reducción 64 veces, de ahí que el par en motor es:

$$T_M = \frac{T_c}{r} \tag{5-32}$$

Tomando en cuenta que se utilizará un factor de seguridad igual a dos tenemos que el par e un régimen permanente del motor debe ser:

$$T_M = 2 \frac{0.588Nm}{64} = 18.4mNm$$

De la tabla 5-9 se seleccionó el motor de la marca MicroMo 2430 que tiene un par recomendado para uso continuo igual a 19mNm, la velocidad del motor sin carga se encuentra en las 3,000 r.p.m.. La potencia que máxima que puede llegar a consumir el motor es igual a 8W. Sus dimensiones son de 24mm de diámetro por 30mm de largo[25].

Mecanismo de selección de catarina.

Para poder asegurar que los eslabones mantendrán un buen contacto con la placa de vacío es necesario que la oruga sea siempre jalada por la catarina, no importando el sentido de giro de ésta. Esto significa que solo una de las catarinas accionará a la oruga dependiendo de la dirección de la sonda. Existen varias opciones para este accionamiento selectivo:

- Tener un motor por cada catarina. Esto incrementaría notablemente el peso de la sonda y tendría que implementarse la etapa de potencia y control para el doble de motores.
- Embrague. El tener un embrague permitiría utilizar un solo motor para accionar ambas catarinas sin embargo sería necesario un bit para el control de este embrague, así como el propio mecanismo de embrague.
- Arreglo de Engranajes de forma planetaria. El tener un arreglo de engranes que funcionen de forma planetaria bajo ciertas condiciones, simplifica el control y el diseño mecánico de la tracción, como se explica a continuación.

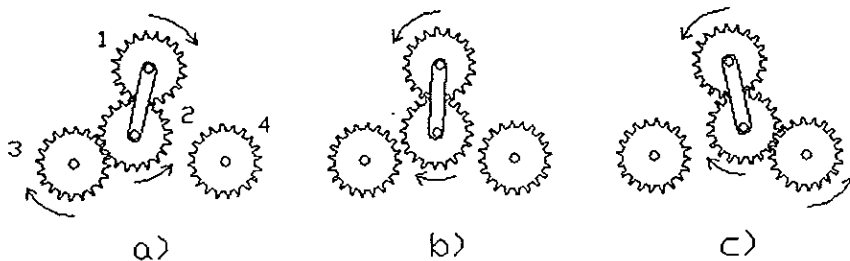


Fig. 5-21 Mecanismo de selección de tracción en varias posiciones.

El mecanismo escogido para la selección de tracción funciona bajo un principio muy simple (fig. 5-21). Consta de 4 engranes colocados de tal forma que cuando el solar(1) gira en un sentido (fig. 5-21 a) el planetario(2) gira sobre su centro y además sobre el centro del solar hasta quedar en contacto con un tercer engrane(3) que acciona mientras el solar mantenga su sentido de giro. Cuando el sentido de giro del solar cambia el planetario vuelve a girar sobre su propio eje y sobre el eje del solar (fig. 5-21 b) hasta llegar a donde se encuentra el cuarto engrane, que es impulsado mientras el solar mantenga ese sentido de giro (fig. 5-21 c).

Como ya mencionamos la potencia se transmite de manera intermitente entre uno y otro engrane a los costados del planetario, esto tiene la enorme ventaja de que los engranes 3 y 4 serán accionados siempre en sentidos opuestos, que es la condición de movimiento de las catarinas. La caja de engranes desde el centro del solar hasta las flechas de salida puede ser simétrica.

La distancia entre centros de los engranes se calcula de la siguiente manera, conociendo el número de dientes y el diámetro exterior de los engranes, que pueden ser medidos directamente.

El diámetro de la circunferencia primitiva es igual a:

$$D_{cp} = \frac{N}{P_d} \quad (5-33)$$

El addendum (a) es igual a:

$$a = \frac{1}{P_d} \quad (5-34)$$

El diámetro exterior es igual a :

$$D_e = D_{cp} + 2a = \frac{N}{P_d} + 2a = Na + 2a = a(N + 2) \quad (5-35)$$

De ahí que, conociendo el diámetro exterior y el número de dientes:

$$a = \frac{D_e}{(N + 2)} \quad (5-36)$$

Substituyendo este valor en el diámetro de la circunferencia primitiva, es posible conocer las distancias entre centros de los engranes. El número de dientes es de 20 para el engrane grande y 10 para el pequeño, y 12.6mm , 6.6 mm de diámetro externo respectivamente de los engranes propuestos. De ahí que las distancias entre dos engranes de 20 dientes sea igual a 11.45mm y entre uno grande y uno pequeño sea de 8.5, como se ilustra en la figura 5-22a. En la fig. 5-22b se observa la relación empírica de distancias entre los engranes para que el mecanismo de selección funcione adecuadamente.

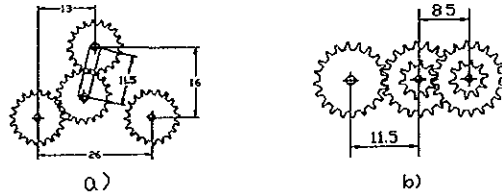


Fig. 5-22 a) Relación entre las distancias de los engranes del mecanismo de selección.
 b) Medidas utilizadas en el diseño de la caja de engranes.

5.4.3 Dimensiones de la caja de engranes.

Las dimensiones de la caja de engranes dependen en gran medida de 3 factores, las distancias entre las flechas de entrada y salida, tamaño del mecanismo de selección de tracción y dimensiones de los engranes.

De acuerdo a la longitud de la sonda obtenida en la sección anterior se puede observar que la distancia entre los centros de la catarina es igual a:

$$L_{cc} = 2DHP + LP \quad (5-37)$$

$$L_{cc} = 2(26.5\text{mm}) + 53\text{mm} = 106\text{mm}$$

Como ya se mostró la relación para la reducción de velocidades es de aproximadamente 70. Para simplificar la manufactura serán utilizados engranes iguales en toda la caja cuya relación de diámetros de paso es igual a 2.

$$r = 2'' \quad (5-38)$$

$$64 = 2''$$

$$ne = 6$$

El número de engranes necesarios conectados en forma de reducción es igual a 6.

En la fig. 5-23 es posible observar la distribución de los engranes dentro de la caja. Los planos se encuentran en el Apéndice.

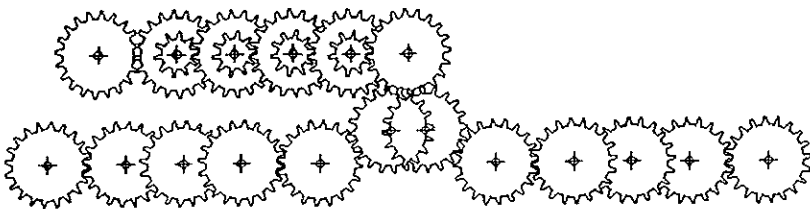


Fig. 5-23 Disposición de los engranes para la caja de engranes.

Uno de los problemas más interesantes de la caja de engranes es como montar las flechas y engranes sin necesidad de rodamientos o bujes. La solución fue colocar flechas de latón, con dimensiones tales que los engranes pudieran moverse libremente, mientras las flechas

están fijas, ya que éstas estarán pegadas a las tapas de la caja de engranes y no podrán girar. Ésta solución evito el tener que montar en cada flecha dos pequeños baleros que tendrían además que proporcionar un sellado especial.

Para poder asegurar que los engranes no conectados a las flecha de entrada o de salida pudieran moverse independientemente se utilizó un ajuste H8f7. Dando como resultado que el diámetro de la flecha se encuentre entre $1.2_{+0.0}^{+0.014} mm$ y los barrenos entre $1.2_{-0.016}^{-0.006} mm$.

Las flechas de entrada y salida fueron fijadas a los engranes por medio de un prisionero. Otros factores que se tomaron en cuenta al diseñar la caja de engranes fueron: los tornillos más pequeños que se encontraron en el mercado (2M x 0.4 g5), las medidas de la solera comercial, el tamaño de los engranes con los que se disponía, el correcto sellado de la caja para que no penetren los fluidos exteriores.

5.5 Diseño de la Unión entre Orugas.

Debido a la geometría cilíndrica de las tuberías, la sonda debe contar con un mecanismo que le permita adaptar sus orugas a las condiciones de la superficie. Las orugas deben tener la capacidad de moverse una independientemente de la otra, por lo menos con dos grados de libertad. Esto hará que se puedan adaptar a las superficies cilíndricas cuando se muevan a través de ellas, de forma paralela al eje de las secciones rectas o, cuando se muevan de forma inclinada sobre las secciones. Los dos movimientos que se requieren entre las orugas se observan en la fig. 5-24 y 5-25.

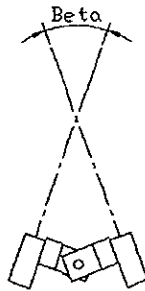


Fig. 5-24 Primer grado de libertad entre las orugas

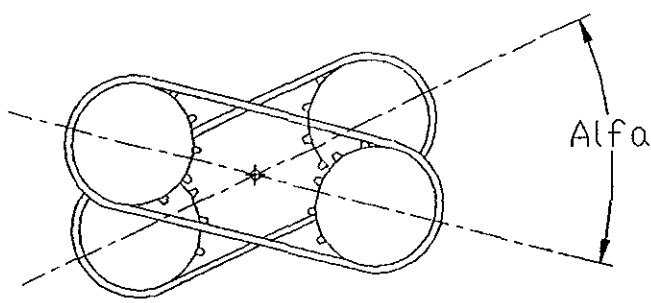


Fig. 5-25 Segundo grado de libertad entre las orugas.

La importancia de adaptarse a la sección cilíndrica radica en que entre mejor se adapte la oruga a la tubería mejor será su tracción y el sellado. El diámetro mínimo en la tubería indicará el ángulo β que tendrán que girar las orugas entre si cuando se mueva paralelamente al eje de la tubería. (Fig. 5-24). El diámetro mínimo de las tuberías a inspeccionar será de 0.25m. Si observamos un corte de la tubería con la sonda en él, observamos que para el diámetro mínimo el mayor ángulo Beta es igual a 70° . El centro de giro en el robot debe ser colocado, de tal forma que no interfieran entre si las partes del robot al girar dicho ángulo.

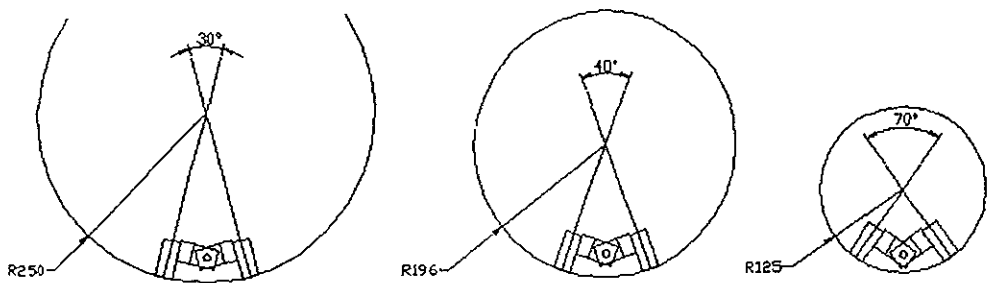


Fig. 5-26 Adaptación de la sonda en distintos diámetros.

El otro grado de libertad de movimiento de las orugas presentará un ángulo menor, ya que solo será útil cuando la sonda se desplace de forma inclinada en la tubería. El ángulo máximo que se dará en este caso, también ocurre con el diámetro mínimo de la tubería. Los materiales utilizados en la unión deben ser especialmente seleccionados para que el coeficiente de fricción entre las partes sea el menor posible. Un material que presenta buenas condiciones cuando se trabaja en rozamiento es el teflón. De ahí que se colocarán tubos internos de teflón en la parte de la articulación donde se introducen las dos flechas. Las demás piezas serán de latón. En la figura 5-27 se observa la unión sin los elementos que la sujetan a las cajas de engranes. Se ilustra también los dos grados de libertad que tiene ese mecanismo.

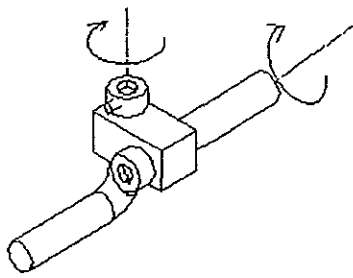


Fig. 5-27 Unión entre orugas.

En la fig. 5-28 se observa la configuración final de la unión, con las partes que se encargan de unir a la articulación con la correspondiente caja de engranes. Cabe mencionar que las partes que unen a los ejes y las cajas de engranes son de aluminio, ya que entre éstas piezas no habrá movimiento relativo.

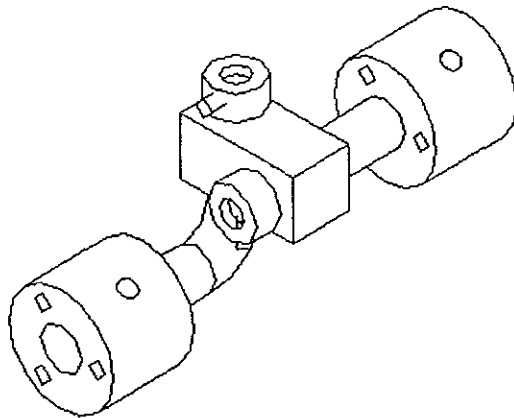


Fig. 5-28 Configuración final de la unión entre orugas.

5.6 Diseño de la articulación entre módulos.

Como se explicó en el capítulo 4, es necesario contar con un elemento que conecte a dos módulos entre sí y que sea activo. Esto para que la sonda sea capaz de desplazarse en variaciones de diámetro, uniones, bifurcaciones etc.

Dos grados de libertad deben estar presentes entre los dos módulos. Un grado de libertad (Fig. 5-29a) le permite a la sonda moverse a través de codos y curvas, mientras el otro (Fig., 5-29b) le permite moverse en uniones, bifurcaciones y variaciones de diámetro.

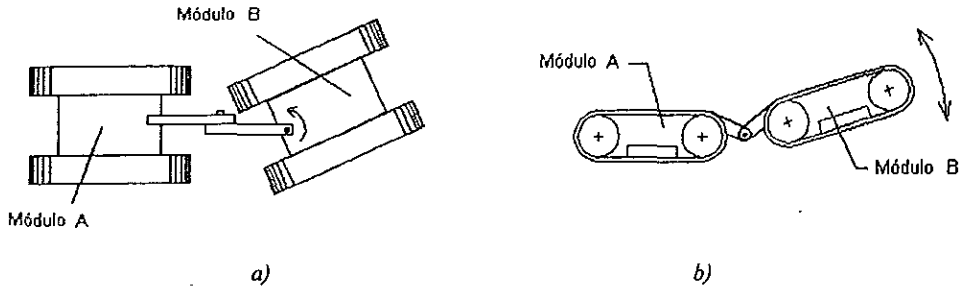


Fig. 5-29. Grados de libertad necesarios entre módulos.

Primero se llevará a cabo el diseño del mecanismo que otorga el grado de libertad que se presenta en la fig5-29b. Y que llamaremos articulación.

5.6.1 Primer grado de libertad.

La articulación entre los dos módulos debe encontrarse en tal posición que le permita girar a uno de los módulos respecto al otro 90° ; para que pueda desplazarse la sonda en uniones del tipo T.

Las dimensiones del módulo ya son conocidas, de ahí que pueda hacerse un esquema de las secciones cercanas entre la sonda para determinar la posición del centro de giro de la articulación.

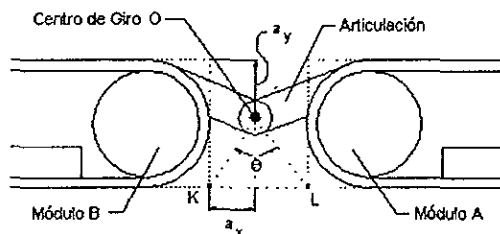


Fig. 5-30 Esquema de la geometría de la sonda.

Para que no haya interferencia entre las sondas cuando una de ellas este girando, la línea OK no debe tocar a la línea OL(Fig. 5-30), mientras gira, es decir el ángulo entre las líneas OK y OL debe ser el ángulo máximo, en este caso 90° .

El ángulo entre ambas líneas se obtiene con la siguiente expresión.

$$\tan\left(\frac{\theta_m}{2}\right) = \frac{a_x}{h_v - a_v} \quad (5-39)$$

a_x , Distancia horizontal entre un módulo y el centro de giro.

a_y , Distancia vertical entre la parte más alta del módulo y el centro de giro.

θ_m , Ángulo máximo que girará la articulación

h_s , Altura de la sonda.

Ahora, como sabemos el ángulo máximo de movimiento es de 90° . Si ponemos como restricción que la distancia entre las dos sondas debe ser de 40mm ($2a_x=40\text{mm}$). Obtenemos que a_y , es igual a.

$$a_y = h_s - \frac{a_x}{\tan(\theta/2)} \quad (5-40)$$

$$a_y = 56\text{mm} - \frac{20}{\tan(45)} = 36\text{mm}$$

La posición del centro de giro será: $a_x=20\text{mm}$, $a_y=36\text{mm}$.

Después de haber determinado la posición de la articulación es necesario analizar las fuerzas que actúan sobre el módulo que soporta a la sonda, mientras la otra se mueve. Para esto es necesario analizar dos posiciones críticas de la sonda.

Sonda desplazándose por la parte superior de la tubería

En este caso, el peso de ambas sondas es hacia abajo. La normal de la superficie de la tubería es hacia abajo. Para poder determinar las características del motor que accionará a la articulación, es necesario primero determinar el par necesario para hacer girar el módulo B, mientras el A está fijo. La posición donde la articulación ejerce el máximo par, es cuando ambas sondas se encuentran en posición horizontal y empieza a levantarse la sonda B. Esto se debe a que la distancia del peso de la sonda A al centro de giro de la articulación, es máxima.

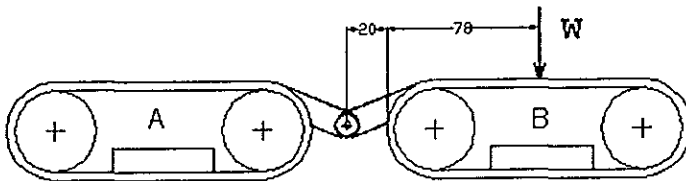


Fig. 5-31 Análisis de fuerzas.

El par teórico necesario T_a en la articulación se calcula con la ecuación (5.41)

$$T_a = W(d) \quad (5-41)$$

Los módulos son simétricos, de ahí que el peso de la sonda lo podamos ubicar a la mitad del largo de la sonda, igual a $L_{TS}=156\text{mm}$.

$$d = \frac{L_{TS}}{2} + a_y \quad (5-42)$$

El peso estimado de la sonda con instrumentación y motores no debe sobrepasar 4.9N.

$$T_a = 4.9\text{N}(0.098\text{m}) = 0.482\text{Nm}$$

El giro no debe ser muy rápido, de ahí que podamos suponer que la sonda tarda en girar 90°, cinco segundos. La velocidad de la articulación es:

$$\omega_a = \frac{\pi/2}{5s} = 0.314 \text{ rad/s} = 3 \text{ rpm}$$

La potencia teórica, que se requiere para llevar a cabo ésta operación es

$$P_{r_a} = (0.314 \text{ rad/s})(0.482 \text{ Nm}) = 0.151 \text{ W}$$

Como se puede observar el par del motor es muy alto y su velocidad es muy baja. Es necesario pensar en una reducción. La velocidad de los motores de DC pequeños, es generalmente muy grande, de ahí que se haya propuesto tentativamente una reducción de 1000 a 1.

Para ese tipo de reducciones, la eficiencia del reductor es aproximadamente $\eta_r \approx 55\%$. De ahí que el par en el motor deba ser:

$$T_{m_a} = \frac{T_a}{\eta_r R} \quad (5-43)$$

$$T_{m_a} = \frac{0.482 \text{ Nm}}{0.55(1000)} = 0.876 \text{ mNm}$$

Un motor que cumple con éstas características es el MicroMo 1016G6. El cual es operado a 6V, y tiene una potencia de 0.5W. Es necesario tener una potencia más grande que la calculada ya que éstos motores trabajan a muy altas velocidades, y si son operados a velocidades pequeñas, como es el caso, se vuelven ineficientes. El máximo par continuo de operación debe ser menor de 1mNm.

La velocidad del motor será:

$$\omega_{m_a} = \frac{P_M \eta_M}{T_M} \quad (5-44)$$

$$\omega_{m_a} = \frac{0.5 \text{ W}(0.6)}{0.876 \text{ mNm}} = 342.5 \text{ rad/s} = 3270 \text{ rpm}$$

El mismo fabricante produce una reducción especial para este tipo de motores, que se coloca en la salida de la flecha. Las reducciones que ofrece el fabricante son muy variadas, sin embargo para nuestra aplicación se adecua la reducción planetaria de 1000 a 1. El modelo de la reducción es MicroMo. PGS10/1. El par máximo que puede manejar ésta reducción es de 0.9Nm, en la salida.

En el apéndice es posible observar las dimensiones del motor y la reducción acoplados.

Las sondas son unidas a la articulación a través de un elemento que se ilustra en la fig. 5-28. El elemento está diseñado de tal forma que el centro de giro de la articulación se encuentra en la posición calculada anteriormente.

El motor es colocado sobre el soporte de la articulación, dentro de una caja sellada. La flecha de salida del reductor está a 90° de la dirección requerida. Para ello se utilizarán engranes cónicos, los cuales también se encuentran colocados dentro de la caja.

El material utilizado tanto en la estructura de la articulación, como en la caja es aluminio. Entre los dos elementos unidos a los módulos se encuentra un disco de teflón, para disminuir la fricción entre los elementos.

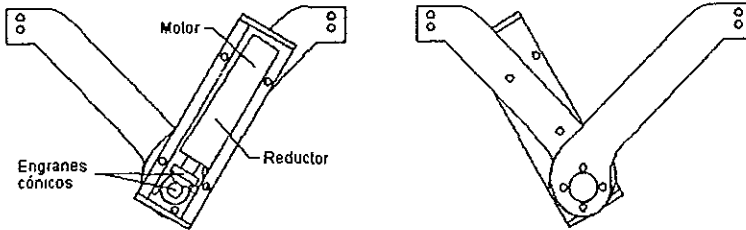


Fig. 5-32, diseño de la articulación y posición del motor.

5.6.2 Segundo grado de libertad.

El desplazamiento de la sonda en codos y curvas se ve limitado mientras la longitud de la sonda se incrementa. El colocar una articulación y unir a dos módulos entre si aumenta la longitud de la sonda, lo que significa que el radio de curvatura tiene que ser mayor en las curvas y codos de la tubería. Es por ésta razón que es necesario tener otro grado de libertad entre los módulos (Fig. 5-25)

Los módulos se mueven entre si, gracias a un mecanismo colocado en uno de los módulos, que le permite a la articulación girar 60° a ambos lados, como se ilustra en la fig. 5-25.

Se requiere bloquear este movimiento, ya que en determinadas posiciones de la sonda, al desconectar el vacío con el fin de accionar la articulación, se perdería el control de uno de los módulos y giraría sin poder ser vuelta a poner en su lugar. Esto se soluciona al colocar un solenoide que mueve una pequeña flecha hacia atrás y adelante, bloqueando el giro de la base, a través de una ranura. Ver Fig. 5-33 El solenoide utilizado es de la marca América Shng. Co, y está sellado, para su operación submarina.

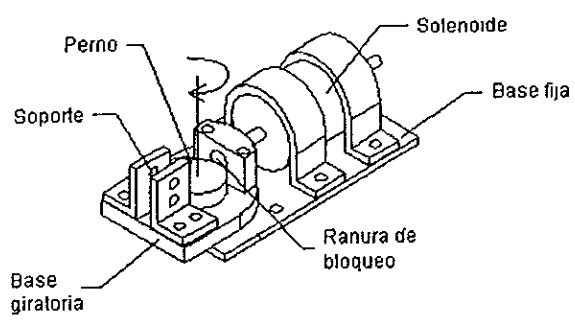


Fig 5-33 Mecanismo de giro para la estructura de la articulación.

5.7 Configuración.

Después del diseño de las partes que componen a cada módulo se presenta una figura donde se observan todas las piezas del robot ensambladas. En la fig. 5-34 se observan dos módulos unidos con todas sus partes.

Como se puede identificar, en la fig. 5-34 no se ilustra la instrumentación ni el módulo de control de la sonda. Éstos irán colocados arriba de los motores principales, soportados por las cajas de engranes.

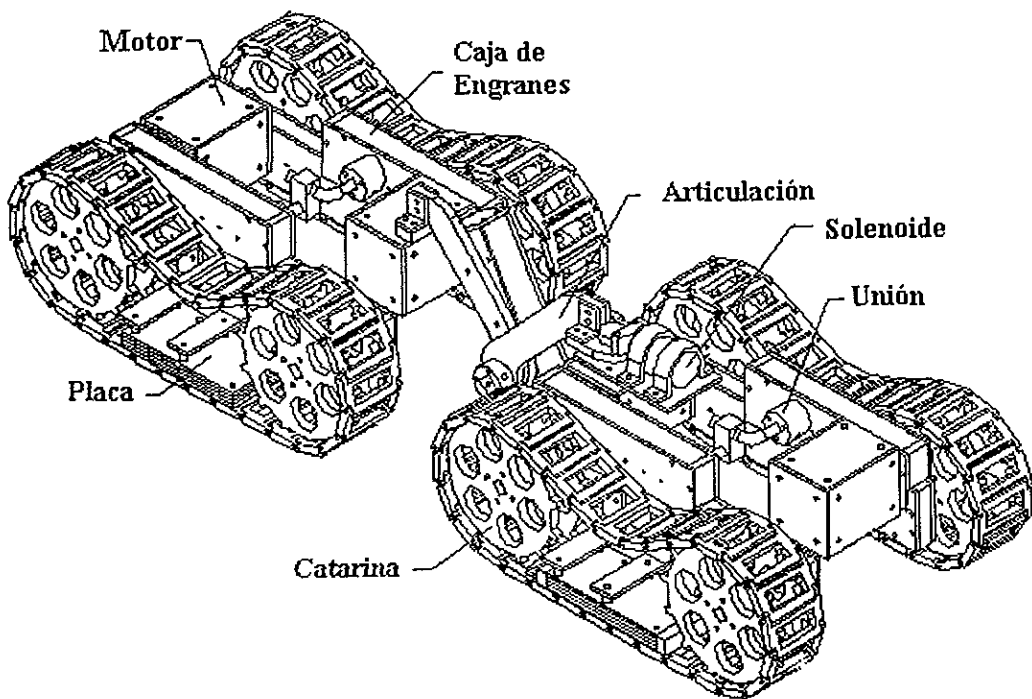


Fig. 5-34 Configuración final del robot.

Los planos de cada una de las partes, así como su ensamble se observan en el Apéndice.

Las dimensiones generales de cada módulo son: Largo 164mm, Ancho 125mm y Alto 72mm. Esto si tomar en cuenta la articulación entre módulos. El peso de cada módulo es aproximadamente 400g.

6. Microbombas

La investigación en microbombas fue iniciada en 1980 y diferentes tipos de bombas han sido desarrolladas desde entonces. Éstas pueden ser manufacturadas en diferentes materiales, sin embargo el silicio y el vidrio han sido los materiales más utilizados. Durante los últimos años el plástico ha demostrado ser una alternativa competitiva.

Los principios de funcionamiento en las bombas son varios y éstas pueden ser clasificadas en dos grupos de acuerdo a ellos: mecánicas y no mecánicas (no contienen partes móviles)[28].

En la actualidad por lo menos tres tipos de microbombas mecánicas han sido desarrolladas: peristálticas[3], reciprocantes[11], y rotatorias[12]. Las bombas que más han llamado la atención son las bombas reciprocantes de diafragma, particularmente por su aplicación en una gran variedad de fluidos. En las microbombas no mecánicas se utilizan el efecto electrodinámico, electroósmosis y efectos ultrasónicos[28] como principios de operación.

6.1 Microbombas peristálticas.

Existen dos tipos de microbombas peristálticas: las que utilizan discos piezoeléctricos y las que se basan en actuadores termoneumáticos[3]. La primera microbomba desarrollada en la historia fue de discos piezoeléctricos. Una bomba que utiliza tres válvulas activas en línea se muestra en la figura 6-1. Cada válvula consiste en una cámara de entrada y una de salida y ambas están cubiertas por una membrana. Al flexionar la membrana una sobrepresión se genera y provoca el flujo.

6.2 Microbombas reciprocantes con válvulas.

Éstas bombas consisten en una cámara de presión que consta de un diafragma flexible manejado por un actuador y algunos elementos de dirección de flujo. Existen varios tipos de actuadores: piezoeléctricos, neumáticos, electrostáticos y termoneumáticos. La diferencia de presiones depende de la fuerza con la que oprime el actuador.

Basándose en la bomba peristáltica se desarrolló una del tipo reciprocante [29]. Éstas bombas presentan una o dos cámaras de bombeo y una delgada membrana de vidrio que es accionada por un disco piezoeléctrico. En la fig. 6-2 se muestra una bomba que utiliza válvulas check de silicio para dirigir el flujo[29].

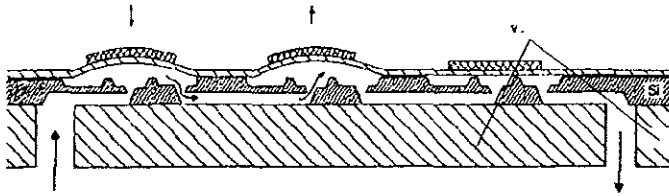


Fig. 6-1 Microbomba peristáltica [3].

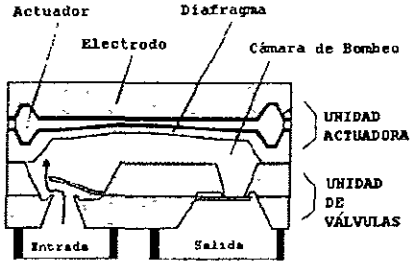


Fig. 6-2 Microbomba reciprocante de silicio con elemento piezoeléctrico para líquidos y gases[29].



Fig 6-3 a) Microbomba del tipo reciprocante con válvulas[41].
b) Microbomba rotatoria[43].

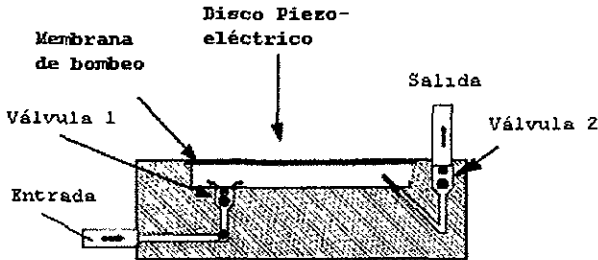


Fig. 6-4 Microbomba con válvulas de bola[42].

Una bomba de este tipo es la que fue desarrollada por el Institut für Mikrotechnik Mainz GmbH de Alemania[41]. Una fotografía de ésta microbomba se observa en la figura 6-3. Ésta microbomba funciona con una alimentación de 4V, que después transforma en pulsos de -100 a $340V$ que accionan al elemento piezoeléctrico. Las características de ésta microbomba son:

Microbomba del IMM		
Dimensiones		$12 \times 12 \times 3 \text{mm}^3$
Flujo máximo	Agua	$400 \mu\text{l}/\text{min}$
	Aire	$3.5 \text{ml}/\text{min}$
Diferencia de presiones	Agua	200kPa
	Aire	27.5kPa

Tabla 6-1 Características de la microbomba IMM

Las válvulas pueden ser implementadas por medio de esferas como se observa en la figura 6-4[42].

6.3 Microbomba reciprocante sin válvulas.

Las bombas sin válvulas tienen canales de flujo en la entrada y la salida, han sido diseñadas de tal forma que tienen diferentes resistencias al flujo para cada dirección. Esto elimina la fatiga y el desgaste existentes en otro tipo de válvulas[30].

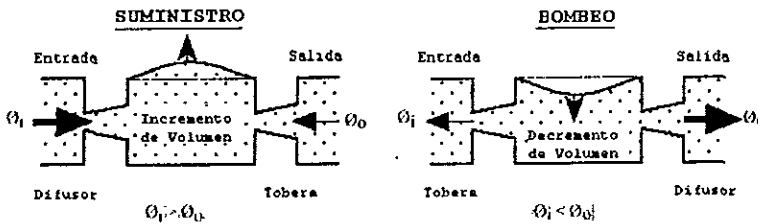


Fig 6-5 Principio de operación de la Microbomba reciprocante sin válvulas[30].

6.4 Microbombas rotatorias de desplazamiento positivo.

Otro tipo de bombas que se han desarrollado son las del tipo rotatorias. En comparación con las microbombas antes mencionadas, éstas presentan una diferencia de presiones

menor, sin embargo el flujo máximo es mayor. En la fig. 6-3b se observa una de éstas bombas

En este caso el engrane interno gira respecto a un centro y se va acoplando al engrane externo, mientras este gira respecto a otro centro desplazado verticalmente. El fluido entra a la cavidad que se forma entre los dos engranes cuando el volumen es máximo. Cuando el volumen de la cavidad empieza a disminuir, el fluido se conecta a la salida y empieza a desalojarse el fluido a una presión mayor. La empresa Hydraulic Nord Parchim de Alemania produce este tipo de microbombas con la siguientes características[43].

Microbomba MZR-4600	
Flujo	1.2 a 72ml/min
Rangos de presión	0-30000 kPa
Rangos de Velocidad	100-6000rpm
Rango de Viscosidad	1-100mPas

Tabla 6-2 Características de la bomba mZR-4600.

Como se puede observar la diferencia de presiones es más que suficiente para los requerimientos de la sonda desarrollada. El flujo será considerado como máximo para la selección de la presión.

6.5 Microbombas centrífugas.

Otro tipo de microbombas son las del tipo centrífugo. Éstas bombas cuentan con álabes que giran a altas velocidades por medio de la acción de un motor . El fluido que se encuentra en la dirección axial de la bomba es impulsado hacia fuera de forma tangencial por el movimiento de los álabes.

En una bomba desarrollada para aplicaciones médicas en China [12] se lograron presiones de hasta 12kPa con flujos relativamente grandes en comparación con otras microbombas desarrolladas[28,29,30,32], de hasta 100ml/min. La bomba está basada en otro tipo de acercamiento al desarrollo de micro sistemas mecánicos y electrónicos “MEMS” que es el micromaquinado, basado en maquinado de alta precisión. La ventaja de este desarrollo, es la gran capacidad de flujo que tiene la bomba contra sus dimensiones [$\Phi 6\text{mm} \times 12\text{mm}$] Fig 6-6 . Los álabes son hechos por maquinado de electro-descargas. La velocidad angular de la bomba es de hasta 20,000rpm.

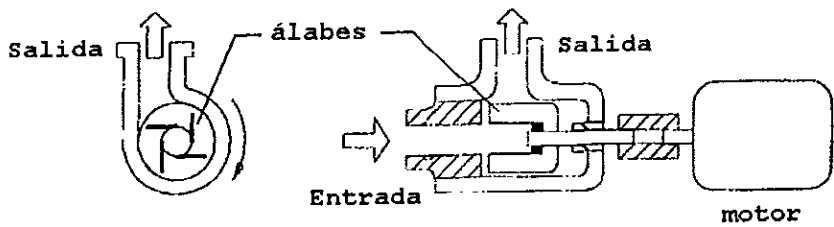


Fig. 6-6 Esquema de la microbomba del tipo centrifugo[12].

6.6 Selección

Como ya se había mencionado con anticipación la diferencia de presiones necesaria entre la microbomba y el medio ambiente exterior es de por lo menos 45kPa. Como vemos las dos bombas comerciales encontradas, la reciprocante con válvulas y la rotatoria, cumplen con las condiciones de presión establecidas. Sin embargo el flujo que pueden manejar ambas bombas es pequeño. Las bombas centrífugas manejan un flujo mucho mayor aunque la diferencia de presiones no alcanza las condiciones deseadas. Como el flujo es un factor fundamental, entonces se utilizarán cinco bombas centrífugas en serie para alcanzar la presión que se requiere (30kPa) y obtener también la condición del flujo. Las dimensiones del contenedor de las 4 microbombas será como se ilustra a continuación:

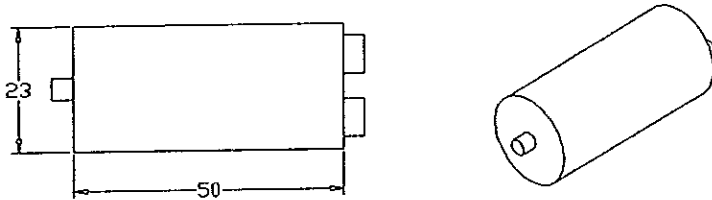


Fig. 6-7 Dimensiones del contenedor

Si después de realizar los experimentos en la tracción de la sonda se observa que el flujo es mayor, será necesario instalar más bombas en la sonda. Sin embargo esta situación no debe darse si los eslabones están en contacto con la pared y existe un buen sellado entre ellos. La sujeción de la bomba se llevará a cabo a través de elementos que se pueden observar en los planos del Apéndice.

Después de realizar las pruebas básicas con los sistemas de sellado y vacío y obtener las características del flujo, se contará con más datos para entonces proceder al diseño de una microbomba adecuada para la aplicación que se propone. Por el momento utilizaremos la bomba antes seleccionada con el fin de realizar las primeras pruebas y ubicar la posición de las microbombas en la configuración general del robot.

7. Análisis de partes seleccionadas.

En este capítulo se desarrolla el análisis de esfuerzo en algunas de las piezas del robot. Así mismo se estudia la corrosión en los materiales en piezas críticas de la sonda. Se presenta un análisis de la presión del fluido donde se desplaza el robot.

7.1 Análisis de esfuerzos en el eslabón.

Con el fin de comprobar que el eslabón soportará las cargas a las que estará sometido se hará un análisis de esfuerzos, en la secciones de menor área en el eslabón. Como el espesor de todo el eslabón es constante e igual a 3mm, aquellas zonas que están en contacto con el eje serán las de menor área, como vemos en la figura 7-1.

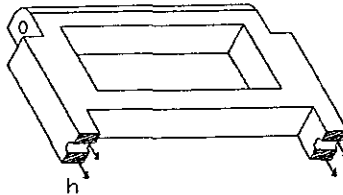


Fig. 7-1 Secciones de menor área en los eslabones.

Las fuerza existente en cada sección será axial, de tensión e igual a un cuarto de la calculada como máxima de acuerdo al par del motor seleccionado. Los esfuerzos en cada sección serán, el área de éstas secciones es 2mm^2 :

$$\sigma_e = \frac{F_e}{A_{sc}} \quad (7-1)$$

$$\sigma_e = \frac{F_e}{A_{sc}} = \frac{43.4\text{N} \cdot 4}{0.001\text{m}(0.002\text{m})} = 5.43\text{MPa}$$

De acuerdo al criterio de fluencia de esfuerzo cortante máximo establece que el esfuerzo principal no debe ser mayor al esfuerzo de fluencia obtenido en las pruebas. El esfuerzo de fluencia para el aluminio es de 230Mpa, como se puede ver el esfuerzo al que están sometidos los eslabones es menor.

7.2 Análisis de esfuerzos en el eje de los eslabones.

Los eslabones están bajo una fuerza de 43.4N, que se reparte en un eje en dos secciones que están sometidas a esfuerzo cortante simple. El esfuerzo cortante promedio en los ejes se calcula de la siguiente forma, el diámetro de los ejes es de 1mm:

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_c} \quad (7-2)$$

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{43.4N/2}{\pi * 0.0005^2} = 27Mpa$$

El esfuerzo cortante de fluencia para acero 1018 es de aproximadamente 150Mpa, si los ejes son de acero no habrá ninguna complicación.

7.3 Análisis de esfuerzos en la catarina.

Para determinar el espesor de cada placa que forma a la catarina, es necesario llevar a cabo un análisis de esfuerzos en uno de sus dientes. Para calcular cuanto debe ser lo que las catarinas deben resistir, es necesario calcular la fuerza a la que estarán sometidos los dientes que jalarán a la oruga. Si el motor seleccionado tiene un par de 19mNm, después de la reducción, suponiendo que no hay pérdidas, tendremos un par máximo en la catarina de:

$$T_c = 19mNm * 64 = 1.216Nm$$

Considerando un radio de la catarina de .028m y que un solo diente se encargara de jalar a toda la catarina tendremos que la fuerza ejercida en un solo diente será:

$$F_d = \frac{1.216Nm}{0.028m} = 43.42N$$

Es conveniente considerar que la fuerza solo se ejerce en uno de los dientes, ya que este es el caso más extremo. Las dimensiones de la catarina fueron seleccionadas de tal forma que solo uno de los dientes jala a toda la oruga.

Los dientes de la catarina tienen un espesor constante y la forma que se muestra en la fig. 7-2 (a), sin embargo para el cálculo de esfuerzos se tratará el diente como si fuera de sección rectangular constante, como se ilustra en la fig. 7-2. (b) El diente real tiene una sección más grande en la base, donde es más probable que suceda la falla, debido al concentrador de esfuerzos que ahí se encuentra. De ahí que considerar la base en los cálculos como menor que la real, es incluso conveniente.

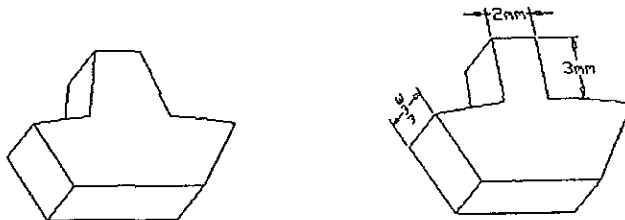


Fig. 7-2 Modelado del diente de la catarina

El criterio de fluencia que utilizaremos es el de esfuerzo cortante máximo. Este criterio es un poco más conservador que el de energía de distorsión máxima. El criterio de fluencia del esfuerzo cortante máximo para un estado de esfuerzos plano establece que:

-Si los esfuerzos principales son del mismo tipo (compresión o tensión):

$$|\sigma_1| < \sigma_f, \quad |\sigma_2| < \sigma_f \quad (7-3)$$

-Los esfuerzos principales son de diferente tipo:

$$|\sigma_1 - \sigma_2| < \sigma_f \quad (7-4)$$

Los puntos que se analizarán son los que se muestran en la fig. 7-3.

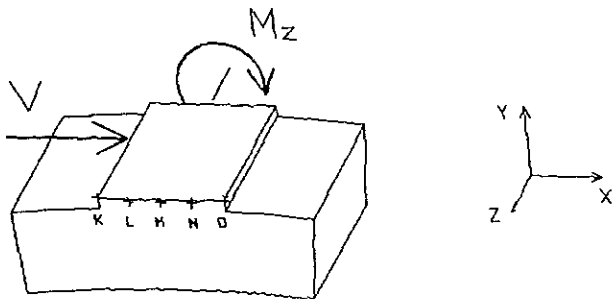


Fig. 7-3 Fuerza y par que actúan en la superficie de análisis

Primero es necesario expresar las fuerzas que actúan en la sección que nos interesa estudiar. En la fig. 7-3 se ilustran las fuerzas que actúan en la superficie de estudio.

Esfuerzos normales

Los esfuerzos normales σ_y en este caso son causados por el momento de flexión que se produce al desplazar a la fuerza \$V\$ hasta la superficie a analizar.

$$\sigma_y = -\frac{M_z x}{I_z} \quad (7-5)$$

El esfuerzo normal σ_x , es producido por la dirección de la fuerza \$V\$, de la siguiente forma:

$$\sigma_x = \frac{V}{b(t)} \quad (7-6)$$

Donde

M_z , Momento flexionante en la sección analizada.

x , Distancia desde el punto hasta el eje neutro.

I_z , Momento de inercia de la sección respecto al eje centroidal \$z\$.

t , Espesor de la catarina.

b , Ancho del diente.

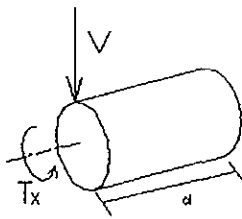


Fig. 7-4 Flecha sometida a las cargas y momentos torsionantes.

El momento polar de inercia J, se calcula de la siguiente forma para una flecha sólida.

$$J = \frac{1}{2} r_e^4 \pi^2 \quad (7-13)$$

Conociendo las distancias a las que se encuentra la flecha de su apoyo (fig. 7-4), y proponiendo latón como material que tiene un esfuerzo cortante de fluencia de 250MPa, y un factor de seguridad de 3 tenemos que la relación anterior queda:

$$\frac{J}{r_e} = \frac{\pi r_e^3}{2} = \frac{\sqrt{(.0264m * 43.4N)^2 + (1.216Nm)^2}}{750MPa} = 2.23 \times 10^{-9}$$

$$r_e = 1.123mm$$

Como se puede observar el radio exterior mínimo para soportar los esfuerzos es de 1.123mm, el radio que había sido seleccionado fue de 5mm por lo que concluimos que las flechas de salida son adecuadas para las cargas que soportarán.

7.5 Corrosión en los materiales utilizados.

La sonda se desplazará siempre dentro de un fluido, de ahí la importancia de estudiar la corrosión que sufrirán las diferentes partes que componen a la sonda.

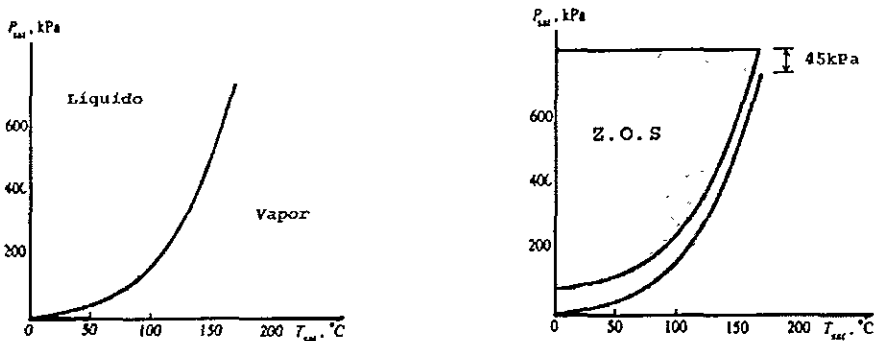
Los materiales externos seleccionados para la sonda son principalmente aluminio y latón. Para unir los componentes de la sonda es posible utilizar tornillos de acero o de latón. Revisando la serie galvánica notamos que el acero y el aluminio se comportan como ánodos al estar en contacto con el latón. Como los tornillos son relativamente pequeños respecto a la superficie de latón, la corrosión se localizaría en los tornillos de acero. Por ésta razón fueron seleccionados tornillos de latón para la unión de partes. Ahora el siguiente punto de interés es la relación de áreas entre latón y aluminio. Como se puede ver claramente en los planos de la sonda, el aluminio presenta una área expuesta al agua mucho mayor que el latón, por lo que la corrosión debida a la serie galvánica, producida por el contacto de éstos dos metales no presenta mayor problema. Es posible colocar una placa de protección que se comporte como ánodo de sacrificio en presencia de éstos dos materiales, si se llega a observar corrosión .La placa deberá ser de Magnesio o Zinc.

El aluminio fue seleccionado principalmente por su baja densidad, sin embargo otra de las ventajas que presenta es su pasividad, es decir, bajo determinadas situaciones pierde su reactividad química y se convierte en un elemento inerte.

7.6 Análisis de la presión del medio.

La relación entre la temperatura de saturación y la presión de saturación se puede observar en la gráfica 5-2a. Como se puede observar entre mayor es la presión de saturación, mayor será la temperatura de saturación. Como ya hemos supuesto la diferencia de presiones que habrá entre el medio y las cavidades de vacío será de 30kPa. La presión del agua fuera de la cavidad, debe ser por lo menos 30kPa mayor que la presión de saturación para la temperatura del agua.

La gráfica depende en gran medida de la concentración del agua y otros factores. Se establecerá como límite de seguridad que la sonda opere a una presión de 45kPa por arriba de la presión de saturación para la temperatura del agua en la que se realizará la inspección. En la gráfica 7-1 se ilustra cual es el área de funcionamiento de la sonda.



Gráfica 7-1 a) Curva de saturación líquido-vapor para el agua pura. b) Zona de operación segura de la sonda

Por ejemplo, si tenemos que la temperatura del agua es de 30°C, la presión de saturación que le corresponde es de 4.5kPa. De acuerdo al rango de seguridad establecido, la presión absoluta mínima del agua a la que se podrá llevar a cabo la inspección será de 49.5kPa.

Cabe destacar que la temperatura máxima de operación de la sonda estará acotada por los elementos poliméricos que existen en la sonda. Éstos elementos se encuentran en los sellos de las cajas que contienen al motor y a los engranes, así mismo los engranes son de plástico.

Conclusiones

En ésta tesis se expone el diseño mecánico de una sonda para inspección visual de redes de tuberías, las cuales pueden presentar diversas condiciones en cuanto a su geometría y ruta.

El funcionamiento de la sonda se basa en mantener cada uno de los módulos que la conforman adheridos a la pared. Esto se lleva a cabo por medio de un sistema de vacío, que consta de varias microbombas localizadas en el vehículo.

Los sistemas de vacío como mecanismos de adherencia a superficies no son algo nuevo, sin embargo, la aplicación de este principio para un movimiento continuo es una innovación en el área de robots escaladores.

En el diseño se consideró el avance que se ha logrado en los últimos años en el área de microbombas. Con fines prácticos se seleccionó una microbomba ya desarrollada y caracterizada, aunque se pretende empezar una línea de investigación para desarrollar una bomba específicamente para ésta aplicación.

La etapa siguiente de este trabajo es la construcción y caracterización de un prototipo, para realizar las pruebas necesarias al robot y observar el comportamiento al desplazarse dentro de secciones cilíndricas. Con los resultados de éstos experimentos se revisará el diseño y se modificarán las partes que así lo requieran. Las dimensiones de la sonda son su principal limitante, cuando hablamos de inspección interna. Después de realizar las pruebas en el prototipo, se evaluará el diseño para entonces llevar a cabo una nueva generación de menores dimensiones, con el fin de que se introduzca en espacios aun más limitados.

El robot que aquí se presenta, fue orientado hacia la *inspección de tuberías*; sin embargo su aplicación es muy extensa. La sonda puede ser utilizada en ambientes sumergidos donde el radio de curvatura de la pared no sea mayor que el radio mínimo de la tubería definida para la operación de la sonda. Éstas condiciones se presentan en: inspección de tanques de almacenamiento de desechos radiactivos, albercas de enfriamiento en reactores nucleares, , plataformas sumergidas, etc.

El módulo de control y comunicación de la sonda será entonces el paso a seguir en la implementación del robot.. En un futuro se pretende equipar a la sonda con un sistema de control , que le permita recorrer las redes de forma automática, y que de la misma forma realice la inspección por medio de un sistema de reconocimiento visual, que le permitirá eludir obstáculos en el camino. El tipo de inspección considerado en este modelo es visual, pero será posible montar otro tipo de dispositivos para la medición de otros parámetros importantes.

Referencias.

- [1] *Fukuda, T.; Hosokai, H.; Shimasaka, N.*; Autonomous Plant Maintenance Robot; , Intelligent Robots and Systems, 1990. IROS '90., Proceedings of the 1990 IEEE/RSJ International Conference on Volume: 2 , 1990 , Pags.: 471 -478
- [2] *Hirose, S.; Ohno, H.; Mitsui, T.; Suyama, K.* ;Design of in-pipe inspection vehicles for 25, 50, 150 dia. mm pipes ; Robotics and Automation, 1999. Proceedings. 1999 IEEE International Conference on Volume: 3 , 1999 , Pags.: 2309 -2314 vol.3
- [3] *J. G. Smits*, "Piezoelectric Micropump with Three Valves Working Peristaltically," *Sensors and Actuators*, vol. A21-A23 (1990) 203-206.
- [4] Catalogue Hydro-Technologie; Systèmes Téléopérés pour auscultation et travaux; 1999, Montpellier, France.
- [5] *Hirose, S and Ohno H.*; Development of 25mm-diameter Gas-Pipe Inspection Mobile Mechanism, Proc. Of 15th Annu. Conf. Of RSJ, pp257-258, 1997.
- [6] *Hirose, S., Mitsui T.*; Development of CCV-Type Mobile Robot for Pipe Line, Proc. Of 13th Annu. Conf. Of RSJ, pags. 875-876, 1995
- [7] *Bradbeer, R.; Harrold, S.; Nickols, F.; Yeung, L.F.* ; An underwater robot for pipe inspection; 1997. Proceedings., Fourth Annual Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice, 1997 , Pags: 152 -156
- [8] *Nickols, F.; Ho, D.; Harrold, S.O.; Bradbeer, R.T.; Yeung, L.*; An ultrasonically controlled robot submarine for pipe inspection ;Mechatronics and Machine Vision in Practice, 1997. Proceedings., Fourth Annual Conference on , 1997 , Pags.: 142 -147
- [9] *Savall, J. Avello, A.; Briones, L.*; Two compact robots for remote inspection of hazardous areas in nuclear power plants ; Robotics and Automation, 1999. Proceedings. 1999 IEEE International Conference on Volume: 3 , 1999 , Pags.: 1993 -1998 vol.3

[10] *White, T.; Hewer, N.; Luk, B.L.; Hazel, J.* ;The design and operational performance of a climbing robot used for weld inspection in hazardous environments ; 1998. Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Control Applications, Volume: 1 , 1998 , Pags: 451 -455 vol.1

[38] *H. T. G. van Lintel, F. C. M. van den Pol, and S Bouwstra*, "A piezoelectric micropump based on micromachining in silicon," *Sensors and Actuators*, vol. 15 (1988) 153-167.

[12] *Hainan, C.; Zhaoying, Z.; Yong, Li.*; A novel cenrifugal miniature pump and its medical application;1997, China

[13] Catálogo de Equipos de inspección vertical, Inuktun Services Ltd., 1998, E.U.A.

[14] *Hirose, S.; Nagakubo, A.; Toyama, R.*;Machine that can walk and climb on floors, walls and ceilings ; Advanced Robotics, 1991. 'Robots in Unstructured Environments', 91 ICAR., Fifth International Conference on , 1991 , Pags.: 753 -758 vol.1

[15] *Yano, T.; Suwa, T.; Murakami, M.; Yamamoto, T.*; Development of a semi self-contained wall climbing robot with scanning type suction cups, Intelligent Robots and Systems, 1997. IROS'97., Proceedings of the 1997 IEEE/RSJ International Conference on Volume: 2 , 1997 , Pags.: 900 -905 vol.2

[16] *Yano, T.; Numao, S.; Kitamura, Y.* ;Development of a self-contained wall climbing robot with scanning type suction cups ; Intelligent Robots and Systems, 1998. Proceedings., 1998 IEEE/RSJ International Conference on Volume: 1 , 1998 , Pags.: 249 -254 vol.1

[17] *Yano, T.; Suwa, T.; Murakami, M.; Yamamoto, T.* ; Development of a semi self-contained wall climbing robot with scanning type suction cups ; Intelligent Robots and Systems, 1997. IROS '97., Proceedings of the 1997 IEEE/RSJ International Conference on Volume: 2 , 1997 , Pags.: 900 -905 vol.2

[18] Backes, Paul; Bar-Cohen, Yoseph; Joffe Benjamin; The Multifunction Automated Crawling System, 1997, Proceedings of the 1997 IEEE, International Conference on Robotics and Automation, New Mexico.

[19] *Luk, B.L.; Collie, A.A.; Billingsley, J* ;Robug II: An intelligent wall climbing robot ; Robotics and Automation, 1991. Proceedings., 1991 IEEE International Conference on , 1991 , Pags.: 2342 -2347 vol.3

[20] *Bach, Fr.-W.; Haferkamp, H.; Lindemaier, J.; Rachkov, M.*; Underwater climbing robot for contact arc metal drilling and cutting ;Industrial Electronics, Control, and Instrumentation, 1996., Proceedings of the 1996 IEEE IECON 22nd International Conference on Volume: 3 , 1996 , Pags.: 1560 -1565 vol.3

[21] *Haferkamp, H.; Bach, F.-W.; Ogawa, Y.; Rachkov, M.* ; Climbing robot for underwater cutting; OCEANS '94. 'Oceans Engineering for Today's Technology and Tomorrow's Preservation.' Proceedings
Volume: 1 , 1994 , Pags.: 1/602 -1/607 vol.1

[22] *Wang Yan; Liu Shuliang; Xu Dianguo; Zhao Yanzheng; Shao Hao; Gao Xueshan* ; Development and application of wall-climbing robots ; Robotics and Automation, 1999. Proceedings. 1999 IEEE International Conference on Volume: 2 , 1999 , Pags.: 1207 -1212 vol.2

[23] *Lin Guo; Rogers, K., Kirkham, R.*;A climbing robot with continuous motion ; Robotics and Automation, 1994. Proceedings., 1994 IEEE International Conference on , 1994 , Pags.: 2495 -2500 vol.3

[24] Callister, W.;Materials Science and Engineering;2nd Ed.;USA,1991

[25] Catálogo de Motores MicroMo. E.U.A.,1999

[26] Catálogo de Motores Escap. E.U.A., 1999

[28] S. Shoji and M. Esashi, "Microflow devices and systems," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 4 (1994) 157-171.

[29] R. Zengerle, S. Kluge, M. Richter, and A. Richter, "A Bidirectional Silicon Micropump," IEEE 8th International Workshop on Micro Electro Mechanical Systems (MEMS'95), Amsterdam, the Netherlands, Jan. 29 - Feb. 2, 1995, pp. 19-24.

[30] Olsson, A.; Valve-less micropump; PhD Thesis; Royal Institute of Technology, Stockholm, Suecia, 1998.

[31] Deutschman, A.; Michels, W.; Wilson, Ch.; Diseño de Máquinas; 1ra Ed. México C.E.C.S.A.; 1995.

[32] Beer, F.; Johnston, R.; Mechanics of Materials; 2da Ed. SI; Londres; Mc.Graw Hill; 1992

[33] Norton, R.; Diseño de Maquinaria; 1ra Ed.; México; McGraw Hill; 1995

[34] Çengel, Y.; Boles, M.; Termodinámica; Vol 1 y 2; 2da Ed.; México; McGraw Hill; 1996

[35] French, Th.; Dibujo de Ingeniería; 3ra Ed.; México; McGraw Hill; 1981

[36] F. M. White, *Mecánica de Fluidos*, 1ra Ed. México: McGraw-Hill, 1988.

[37] Pipetronix Catálogo en línea. Internet: www.pipetronix.com/tools

[38] Catalogue of Products Roboprobe; www.roboprobe.com/tracs.htm; E.U.A, 1999

[39] Inukun, Catalogue of Inspection Robots, 1999, www.inuktun.com

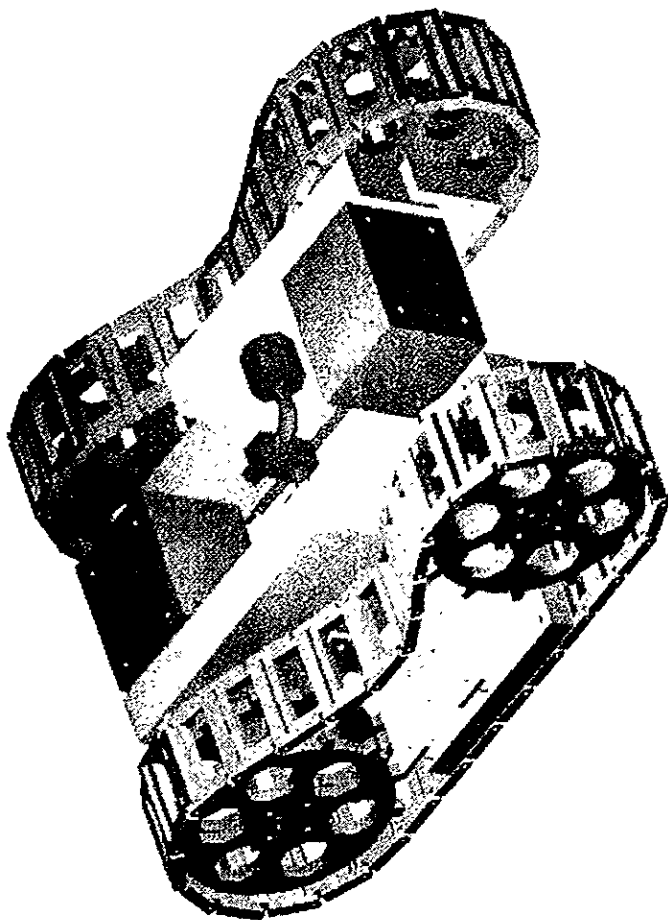
[40] Catálogo de partes. Internet: www.globalspecs.com, Agosto de 1999

[41] Exposición de desarrollos, Mikrotechnik Mainz GmbH de Alemania; www.imm-mainz.de/english/company/departme/fsb/mp.html

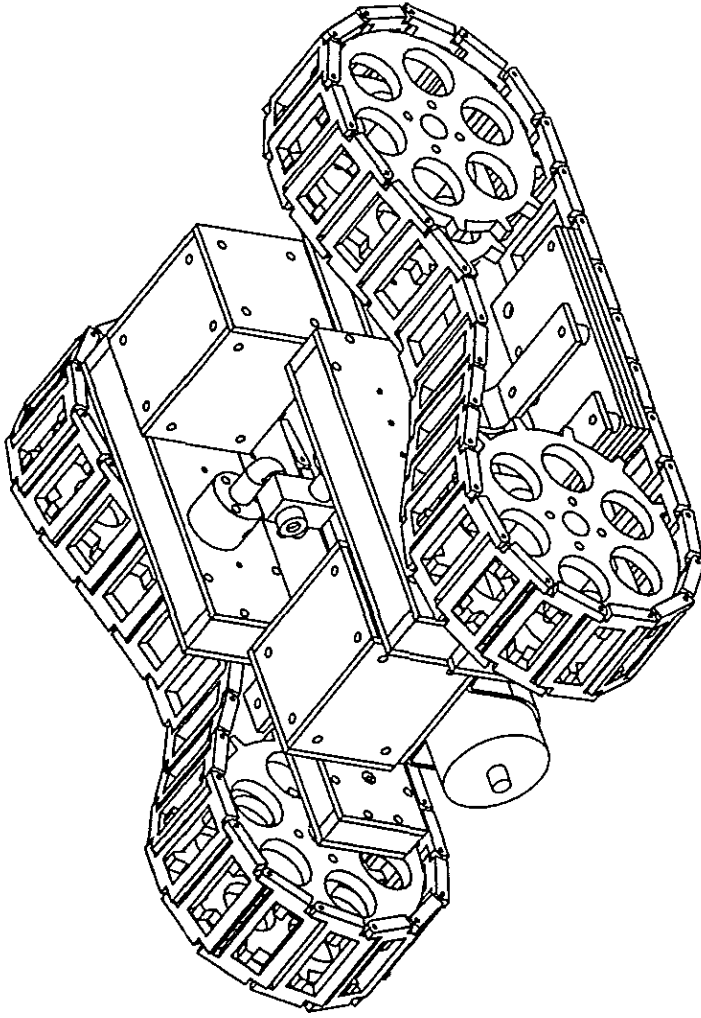
[42] SSSA Microfluidic Activity Italia; Piezoelectric Micropump with Ball Microvalves; www.mitech.sssup.it/projects/Micropompe.html

[43] Hydraulik Nord Parchim, Catálogo en Línea; www.hnp-mikrosysteme.de/mzr9600_e.htm

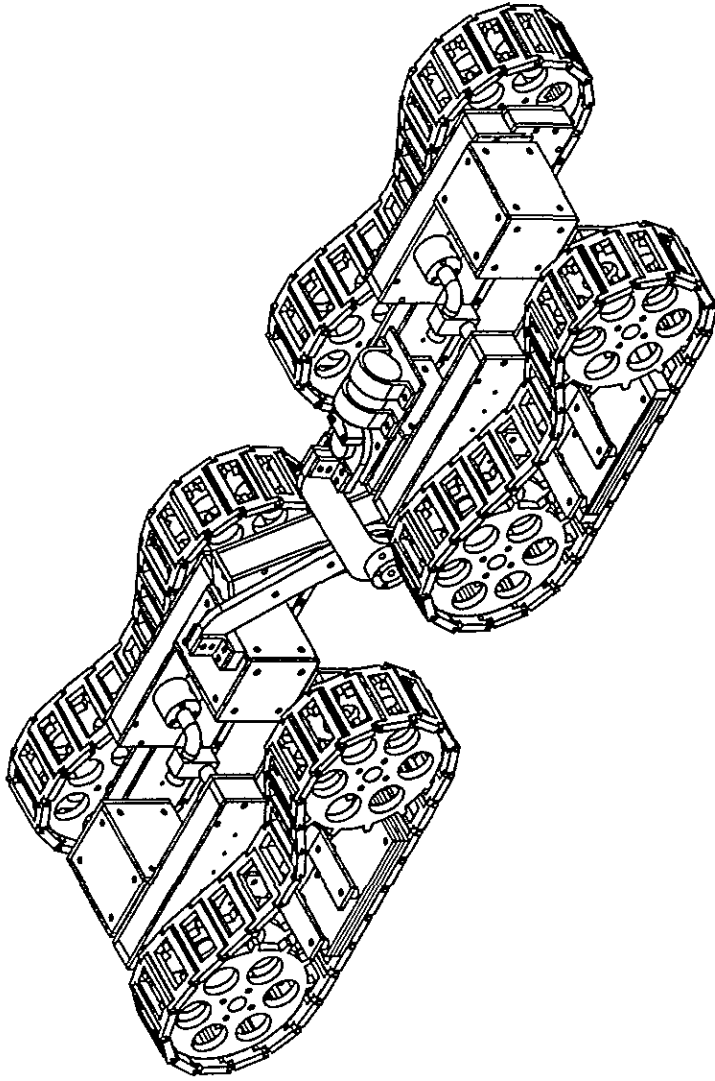
Apéndice A. Planos del Robot.



Ref:	Módulo base de la Sonda Robot		
SI		1/ENE/2000	Ver. 1
	Universidad Nacional Autónoma de México	Proy. Sonda Robot	
		Diseño Ramón Uribe R.	

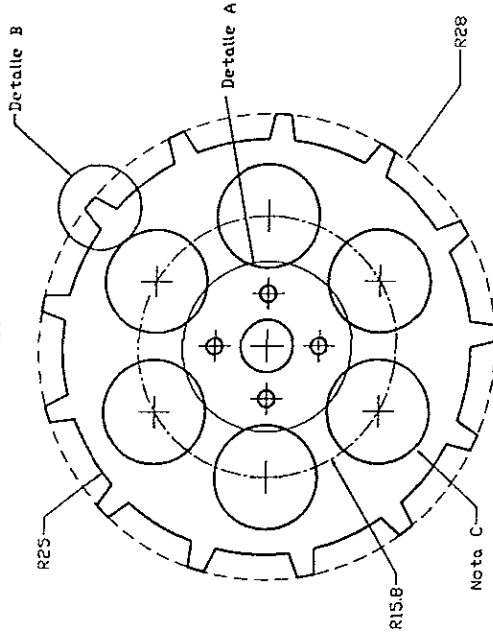


Ref:	Módulo ensamblado.			
Mod				
		Acot. en mm	Ene 2000	Ver. 3
Universidad Nacional Autónoma de México		Proy. Sonda Robot		
		Diseño Ramón Uribe R.		



Ref:	Sonda compuesta por dos módulos.		
SD		Acat. en mm	Ene 2000
			Proy. Sonda Robot
			Diseño Ramón Uribe R.

Parte C1

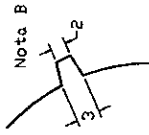


R28

R25

R15.8

Nota C

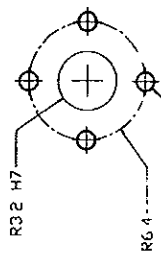


Nota B

Detalle B

Tolerancias Generales.

Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

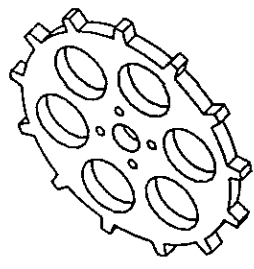


R32 H7

R6.4

Nota A

Detalle A



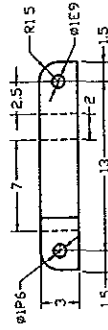
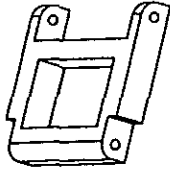
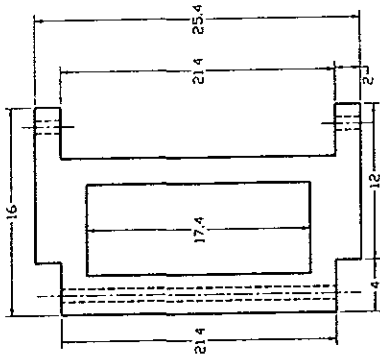
Nota A1
4 agujeros de dia. 2mm
Igualmente espaciados

Nota B1
13 Dientes Igualmente
espaciados.

Nota C1
6 Agujeros de dia. 19mm
Igualmente espaciados.

Ref: C1	Ruedas de la catarina.	Material: Aluminio
	Acat. en mm	Esc. 1:1
Universidad Nacional Autónoma de México		Ver. 2
Proy. Sonda Robot		Pzas. B
Diseño		Ramón Uribe R.

Parte E1



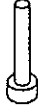
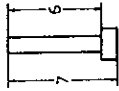
Tolerancias Generales.

Medidas [mm]
 10 < X < 18
 18 < X < 30
 30 < X

Tolerancias [mm]
 ±0.005
 ±0.0050
 ±0.0105
 ±0.0125

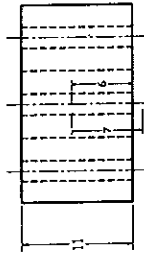
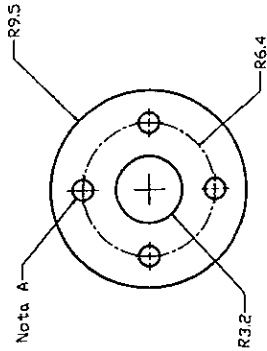
Ref:	E1	Estabón:		Materia:	Aluminio
				Esc:	Sep/1999
				Ver.:	2
				Pzas.:	70
				Proy. Sonda Robot	
				Diseño Ramón Uribe R.	
				Universidad Nacional Autónoma de México	

Parte E2



Escala 2.4:1
Material Acero.
Piezas 116

Parte C2



Escala 1.6:1
Material Aluminio
Piezas 4

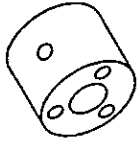
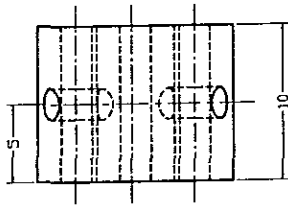
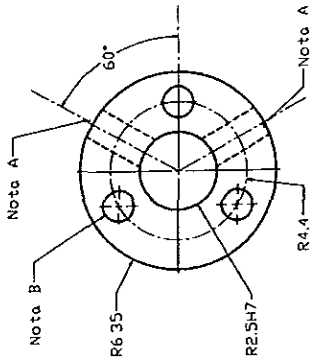
Tolerancias Generales.

Medidas [mm]	Tolerancias [mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

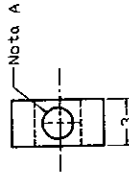
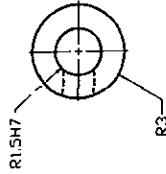
Nota A
4 Roscas Internas 2M x 0.4 H6
Igualmente espaciadas.

Ref. C2E2	Union entre dos ruedas. Perno de los eslabones.	Material Aluminio
	Acot. en mm	Esc. Sep/1999
Universidad Nacional Autónoma de México		Ver. 1
Proy. Sonda Robot		Diseño Ramón Uribe R.

Parte A1



Parte A2



Nota A
Rosca Interna 2M x 0.4 H6

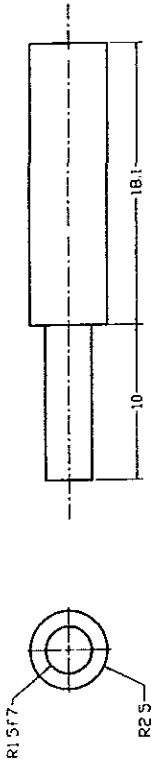
Nota B
3 Agujeros Igualmente espaciados de Dia. 3mm.

Tolerancias Generales.

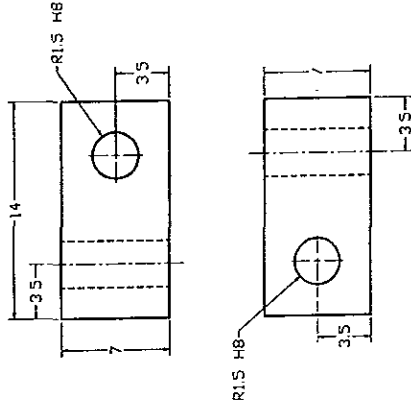
Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
Y < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

Ref. A1, A2	Unión entre flechas y caja de engranes y su j. flecha.	Material: Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 2:1
	Ver. 1	Nov/1999
Universidad Nacional Autónoma de México	Proy. Sonda Robot	Pzas. 2
	Diseño	Ramón Uribe R.

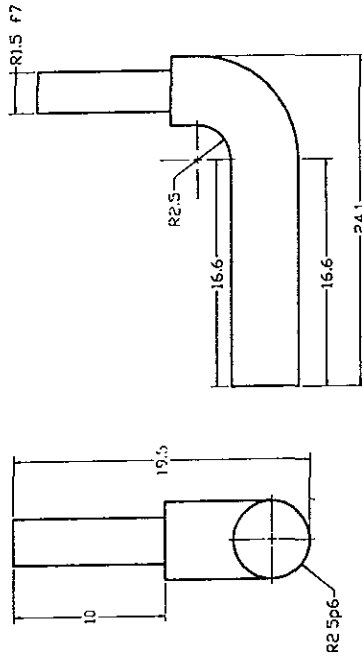
Parte A3



Parte A5



Parte A4



Tolerancias Generales.

Medidas [mm]	Tolerancias [mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

Ref: Flechas para la articulación.

A3/A4 Unión para las flechas.



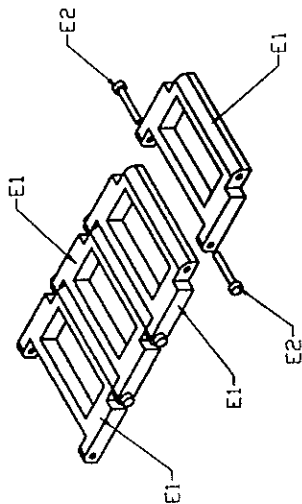
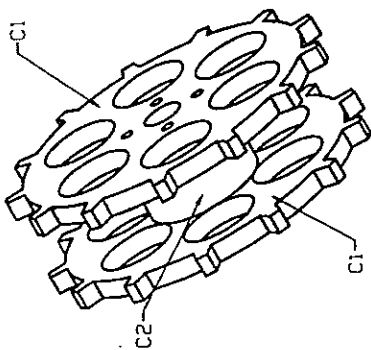
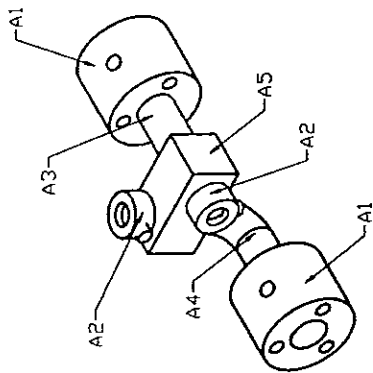
Acot. en mm

Esc. 2:1

Ver. 1 Pzas. 1

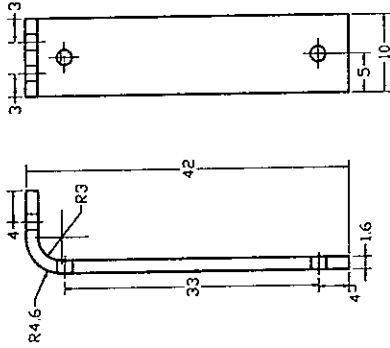
Material Latón.

Universidad Nacional Autónoma de México
 Proy. Sonda Robot
 Diseño Ramón Uribe R.

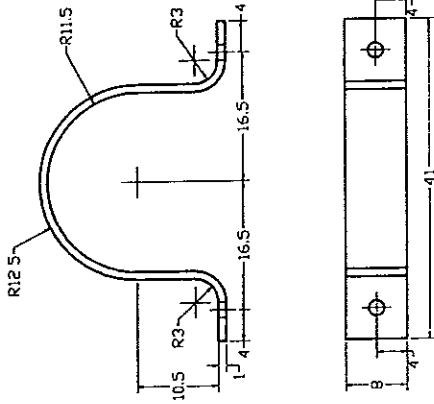


Ref: A.D.E	Ensamble de la articulación, Caterina y eslabones.	Materia: Varios
	Acot. en mm	Ver. 1
	Nov/1999	Proy. Sonda Robot
	Universidad Nacional Autónoma de México	Diseño Ramón Uribe R.

Parte B1



Parte B2



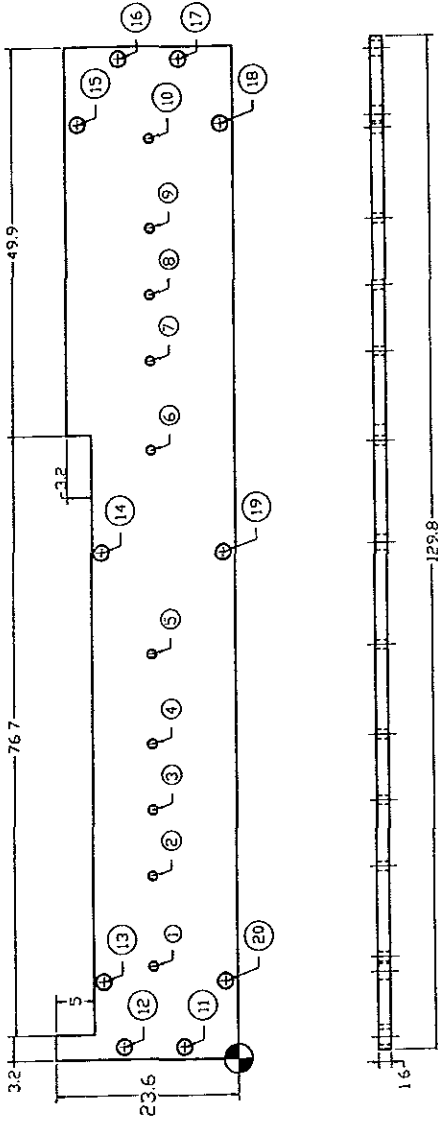
Tolerancias Generales.

Medidas [mm]	Tolerancias [mm]
10 < X < 18	±0.0063
18 < X < 30	±0.0090
30 < X	±0.0125

Parte B1, Pzas. 2
 Parte B2, Pzas. 4

Ref: B1, B2	Sujetadores de la bomba.		Material: Aluminio	
	Acot. en mm	Esc. 1:21	Sep/1999	Ver. 1
Universidad Nacional Autónoma de México			Proy. Sonda Robot	
			Diseño Ramón Uribe R.	

Parte CEI



Posición de los barrenos

1-10, Y=10.9
D_{1a}=1.2mm, 11-20, D_{1a}=2mm

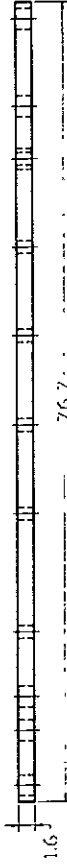
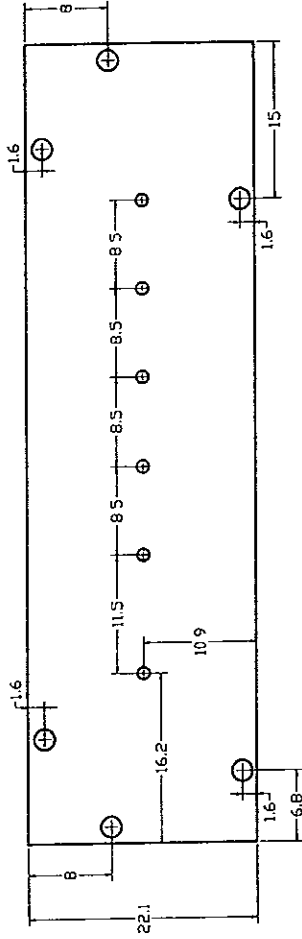
#	X	Y
1	11.9	1.6
2	23.4	7.4
3	31.9	14.9
4	40.4	17.4
5	51.9	17.4
6	77.9	20.2
7	89.4	7.0
8	97.9	14.8
9	106.4	1.6
10	117.9	1.6
11	1.6	7.4
12	1.6	14.9
13	10.0	17.4
14	64.9	17.4
15	119.8	20.2
16	128.2	7.0
17	128.2	14.8
18	119.9	1.6
19	64.9	1.6
20	10.0	1.6

Tolerancias Generales.

Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
10 < X < 18	#0.0055
18 < X < 30	#0.0090
30 < X	#0.0105
	#0.0125

Ref: CEI	Tapa superior 1 de la caja de engranes.	Material: Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 1:20
Universidad Nacional Autónoma de México	Sep/1999	Ver. 1 Pzas. 4
Proy. Sonda Robot		Diseño Ramón Uribe R.

Parte CE2

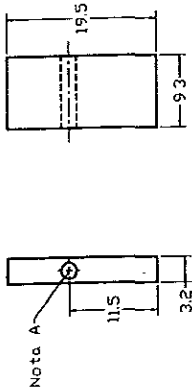


Ref: CE2	Tapa superior 2 de la caja de engranes.	Material: Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 1:61
Universidad Nacional Autónoma de México	Proy. Sonda Robot	Ver. 1 Pzas. 4
Diseño		Ramón Uribe R.

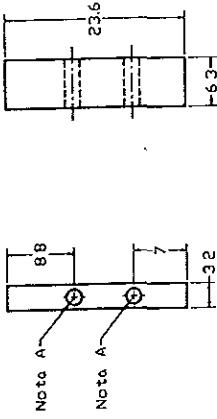
Tolerancias Generales:

Medidas [mm]	Tolerancias [mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0135
30 < X	±0.0125

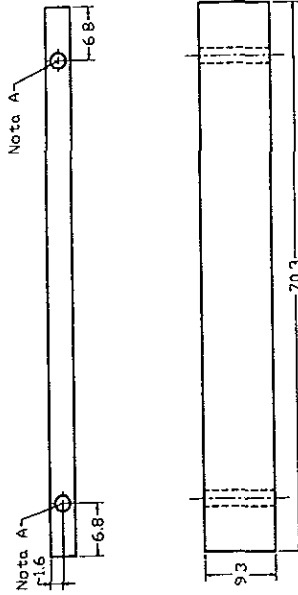
Parte CE3



Parte CE4



Parte CE5



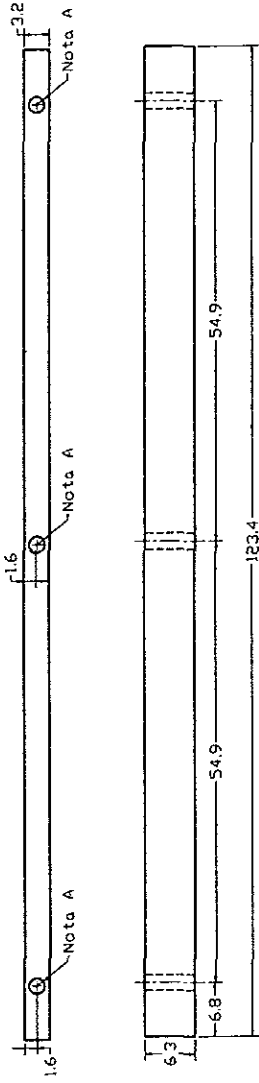
Nota A
Rascas internas de
ME x 0.4 H6

Tolerancias Generales.

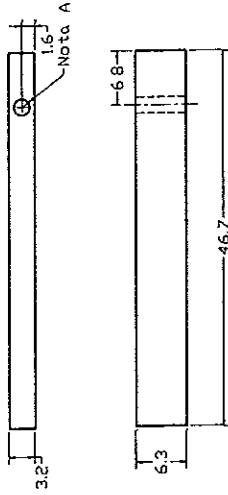
Medidas [mm]	Tolerancias [mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

 Partes laterales de la caja de engranes.	 Material: Aluminio	Ver. 1 Pzas. 2
	Esc. 1:21 Sep/1999	Ver. 1 Pzas. 2
Acot. en mm	Universidad Nacional Autónoma de México	Proy. Sonda Robot Diseño Ramón Uribe R.

Parte CE6



Parte CE7

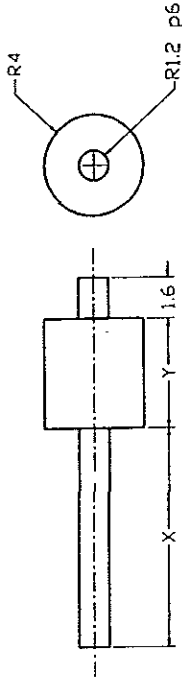


Tolerancias Generales.

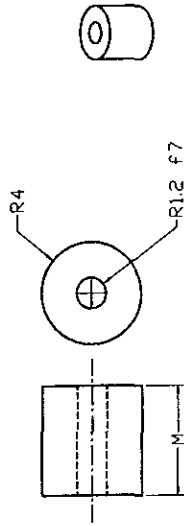
Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
10 < X < 18	±0.0085
18 < X < 30	±0.0090
30 < X	±0.0125

Ref: CE6	Partes laterales de la caja de engranes.	Material: Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 1:21
	Ver. 1	Sep/1999
	Proy. Sonda Robot	Pzss. 2
Universidad Nacional Autónoma de México		Diseño Ramón Uribe R.

Parte CE8



Parte CE9



Dimensiones de las flechas y tubos.

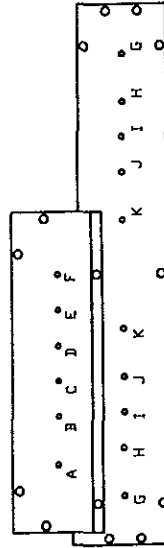
	X	Y	M
A	12.5	0	6.1
B	12.5	0	6.0
C	9.5	1.4	4.9
D	6.4	2.5	3.8
E	7.3	3.6	2.7
F	5.2	5.7	2.7
G	5.9	2.1	3.3
H	5.8	2.1	3.3
I	6.8	1.1	2.2
J	5.7	2.2	1.1
K	3.5	4.3	1.1

A-F 2 pasos.
G-K 4 pasos.

Tolerancias Generales.

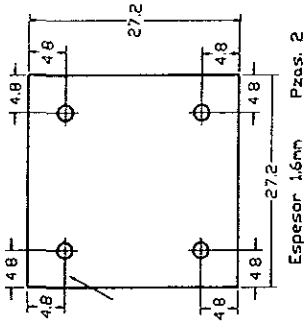
Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

Posición de las flechas en la caja de engranes.

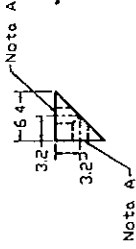
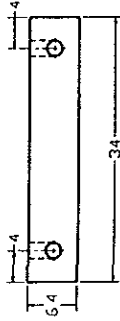


Ref: CE8 CE9	Forma y dimensiones de las flechas de la caja de engranes.	Material Acero 1018
	Acot. en mm	Esc. 4:1
Universidad Nacional Autónoma de México		Ver. 1
Proy. Sonda Robot		
Diseño		Ramón Uribe R.

Parte M1

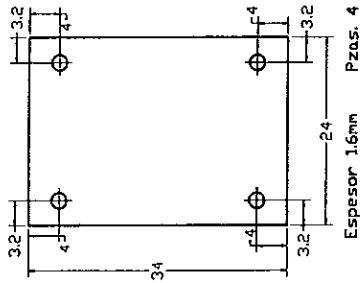


Parte M3

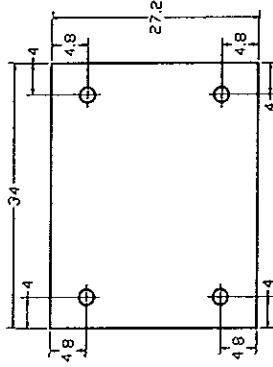


Pzas. 8

Parte M2



Parte M4



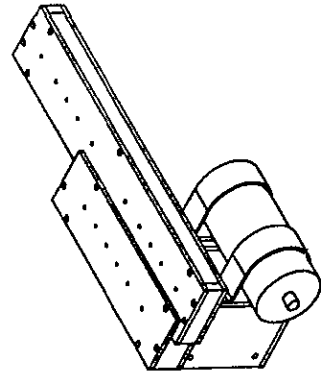
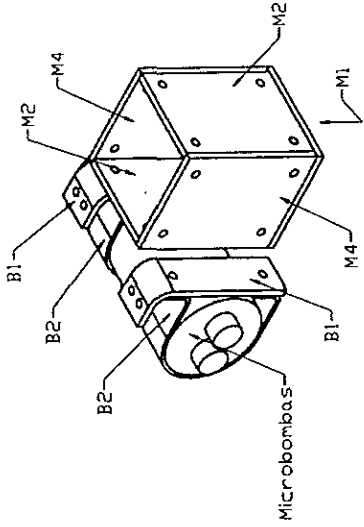
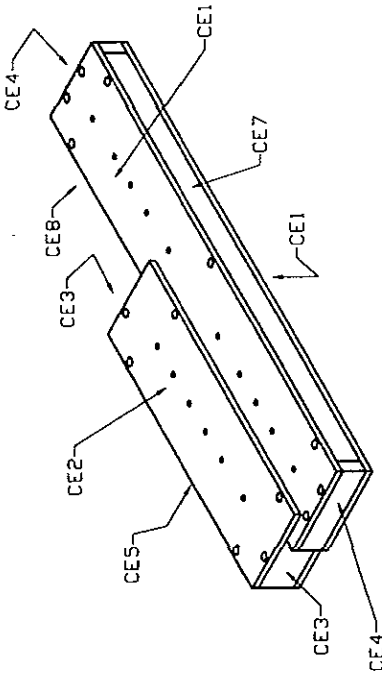
Nota A

Roscas Internas 2M x 0.4 H6

Tolerancias Generales.

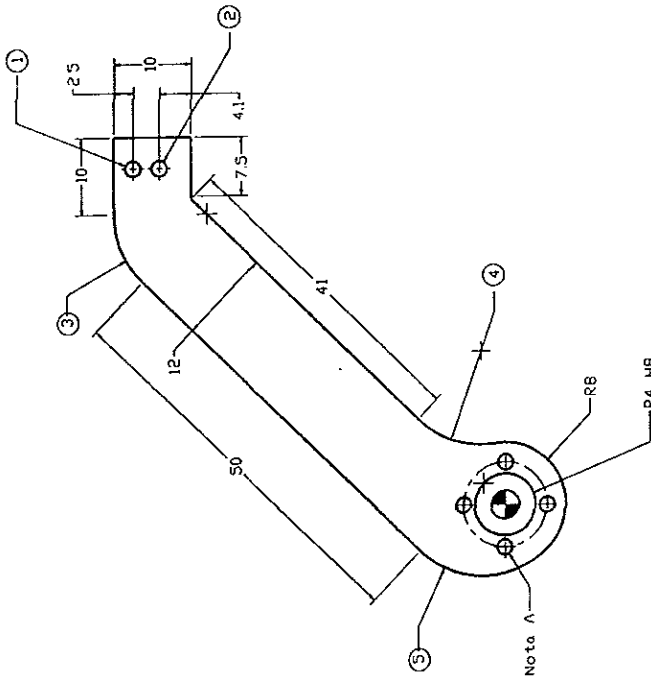
Medidas [mm]	Tolerancias [mm]
X < 10	±0.063
10 < X < 18	±0.050
18 < X < 30	±0.040
30 < X	±0.025

Refi	Parte de la caja del motor	Material
M4	de tracción.	Aluminio
	Acot. en mm	Esp. 1.2
	Universidad Nacional	Proy. Sonda Robot
	Autónoma de México	Diseño Ramón Uribe R.
		Ver. 1



Nota:
Para la posición de las Flechas
ver el plano Ref. CEB,CE9

Ref. CE	Ensamble de la caja de engranes, caja del motor y bomba.	Acot. en mm	Esc. 1:1	Sep/1999	Ver. 1
Universidad Nacional Autónoma de México			Proy. Sonda Robot		
Diseño Ramón Uribe R.					



Cuerda Interior M2x0.4 H6
 1 (43, 5, 48, 5)
 2 (43, 5, 45, 1)

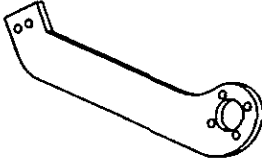
ARCOS
 3 (37, 6, 39, 0) R12, 45°
 4 (13, 7, 3, 2) R12, 55°
 5 (2, 8, 2, 9) R12, 50°

Nota A
 Cuatro cuerdas interiores
 de M2x0.4 H6. Igualmente
 espaciadas a R5, 5.

Tolerancias Generales:

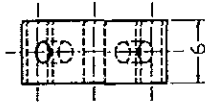
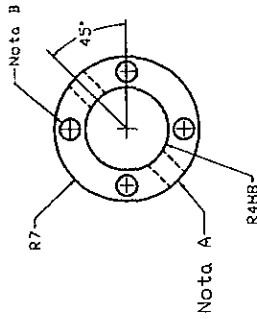
Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

32

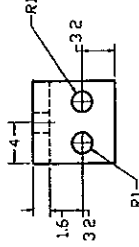
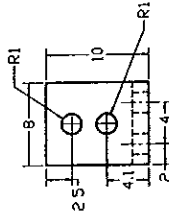


Ref: UI	Estructura principal de la articulación entre módulos.	Material: Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 1:2:1
Universidad Nacional Autónoma de México	Nov/1999	Ver. 1 Pzas. 2
	Proy. Sonda Robot	
	Diseño Ramón Uribe R.	

Parte U2



Parte U3





Nota A
Cuerda Interior M2x0.4 H6

Nota B
Cuatro barrenos de Diá. 2mm.
Igualmente espaciados.

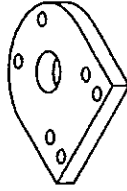
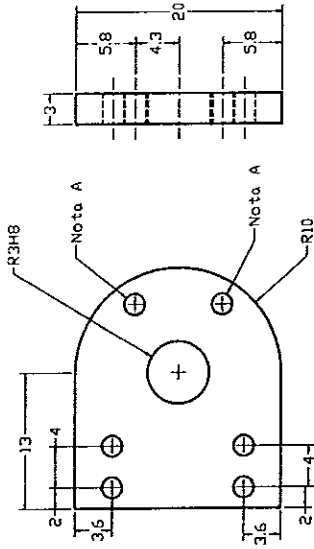
Parte U2, 1 Pza.
Parte U3, 4 Pzas.

Tolerancias Generales.

Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
X < 10	±0.0055
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

Ref. U2,U3	Sujetadores de la articulación entre módulos.	Material: Aluminio
	Aco. en mm	Esc. 1:61
	Nov/1999	Ver. 1
Universidad Nacional		Proy. Sonda Robot
Autónoma de México		Diseño Ramón Uribe R.

Parte U4

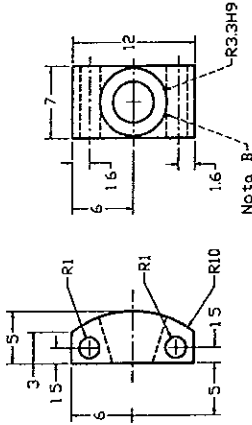


Nota A
Cuenda Interior M2x0.4 H6

Nota B
Conicidad 15°



Parte U5

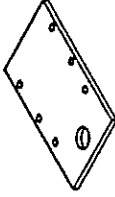
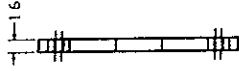
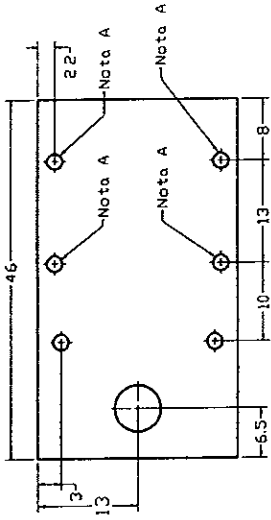


Tolerancias Generales.

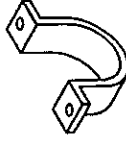
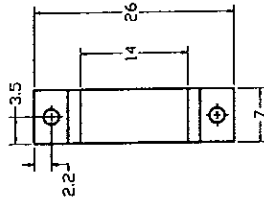
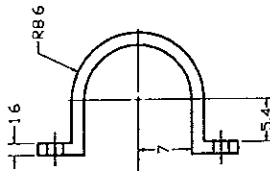
Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

Ref. U4, U5	Base de rotación de la AM. Pieza para bloquear giro.	Material Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 1:61
		Ver. 1 Nov/1999
		Pzas. 1
Universidad Nacional Autónoma de México		Proy. Sonda Robot
		Diseño Ramón Uribe R.

Parte U6



Parte U7



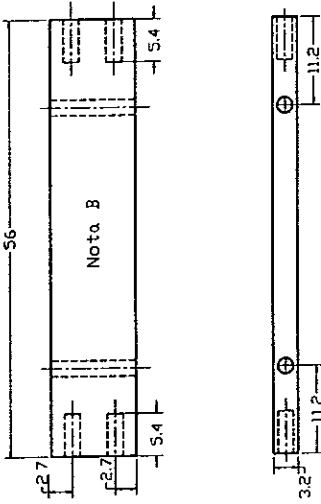
Nota. A
 Rosca interna M2 x 0.4 6H
 Parte U6, 1 Pzo.
 Parte U7, 2 Pzas.

Tolerancias Generales.

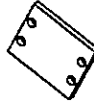
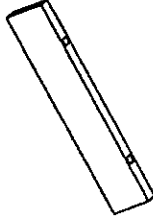
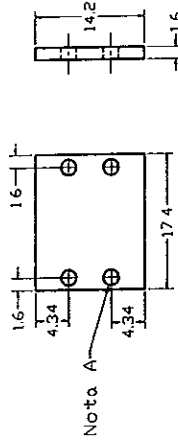
Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

Ref. U6, U7	Base de unión entre pieza U4 y U5. Sujetador de solenóide.	Material Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 1:20
	Ver. 1	Nov/1999
Universidad Nacional Autónoma de México		Proy. Sonda Robot
		Diseño Ramón Uribe R.

Parte U8



Parte U9



Nota A
Barrenos de Dia=2mm H9

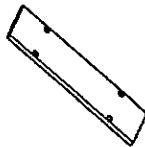
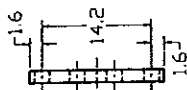
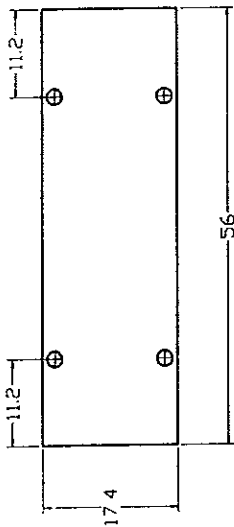
Nota B
Todos los barrenos
llevan cuerda interior
de M 2x0.4 H6

Tolerancias Generales.

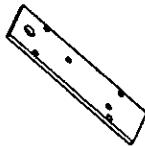
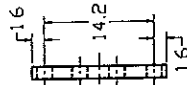
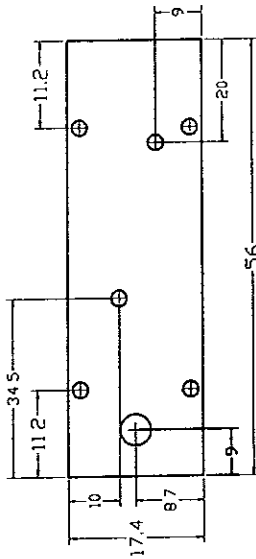
Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

Ref: UB,U9	Caja del motor de la AM	Materia: Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 1:2:1
Universidad Nacional Autónoma de México		Ver. 1 Pzas. 1
Proy. Sonda Robot		Diseño Ramón Uribe R.

Parte U10



Parte U11

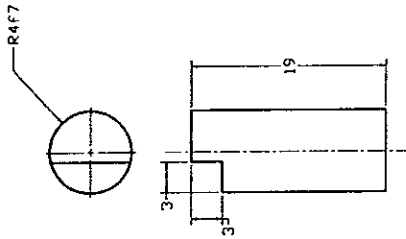


Tolerancias Generales.

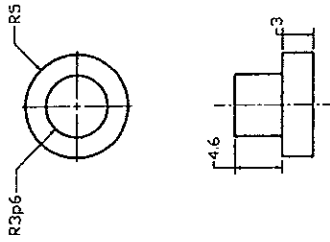
Medidas (mm)	Tolerancias (mm)
X < 10	±0.0065
10 < X < 18	±0.0090
18 < X < 30	±0.0105
30 < X	±0.0125

Ref: U10,U11	Caja del motor de la AM	Material: Aluminio	
		Acot. en mm	Ver. 1 Pzas. 1
		Esc. 1:21	Nov/1999
		Proy. Sonda Robot	
		Diseño Ramón Uribe R.	
		Universidad Nacional Autónoma de México	

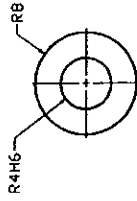
Parte UI2



Parte UI3

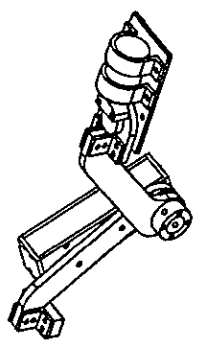
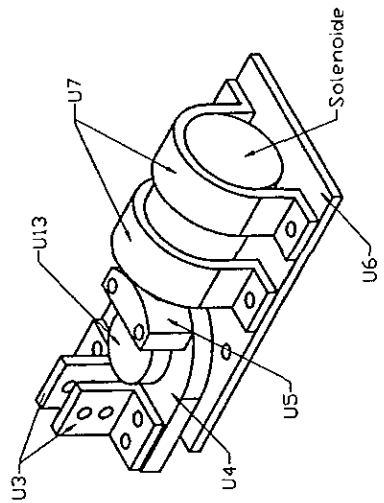
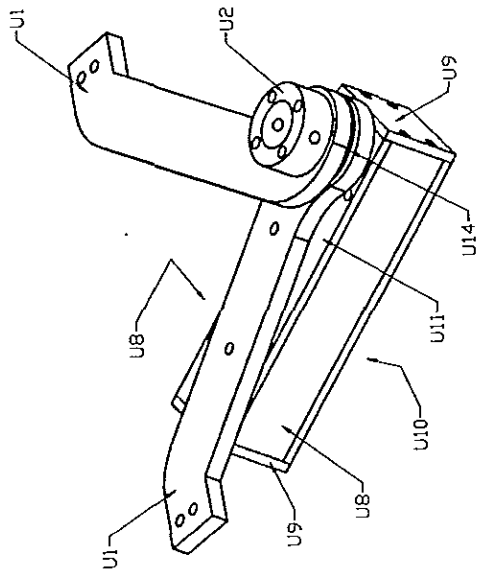


Parte UI4



Material: Teflón.
Espesor de 2mm

Ref. UI2, UI3, UI4	Eje de la AM. Sello. Perno de giro de la AM.	Material: Aluminio exc. Ind.
	Acot. en mm	Esc. 1:61
		Nov/1999
		Ver. 1
		Pzas. 1
Universidad Nacional Autónoma de México		Proy. Sonda Robot
		Diseño Ramón Uribe R.



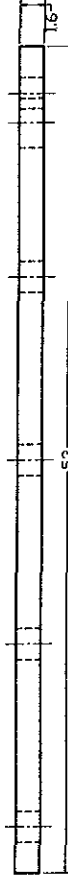
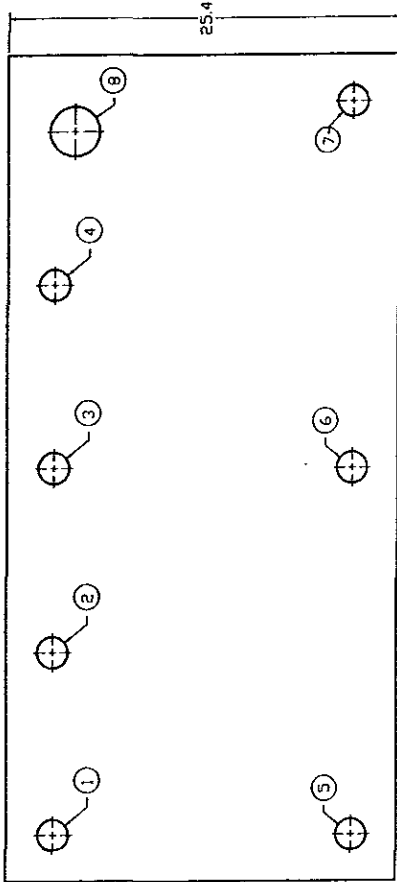
Ref: U	Ensamble de la articulación entre módulos.	Material: Aluminio
	Acot. en mm	Esc. 1:1
	Nov/1999	Ver. 1
Universidad Nacional Autónoma de México		Proy. Sonda Robot
		Diseño Ramón Uribe R.

Parte PL1

Posición de las
cuerdas internas

- 1-7, 2Hx0, 4H6
(X Y)
1 (35, 6, 22, 4)
2 (14, 8, 22, 4)
3 (26, 5, 22, 4)
4 (38, 3, 22, 4)
5 (3, 0, 3, 0)
6 (26, 5, 3, 0)
7 (50, 0, 3, 0)

Dia=3, 2mm
B (48, 0, 21, 0)



Tolerancias Generales.

Medidas [mm]	Tolerancias[mm]
10 < X < 16	±0, 0063
16 < X < 30	±0, 0090
30 < X	±0, 0125
	±0, 0163

Ref	Lámina superior de la placa de vacío.	Materia	Aluminio
		Esc.	241
		Ver.	1
		Pzas.	2
		Proy. Sonda Robot	
		Diseño Ramón Uribe R.	

Parte PL2

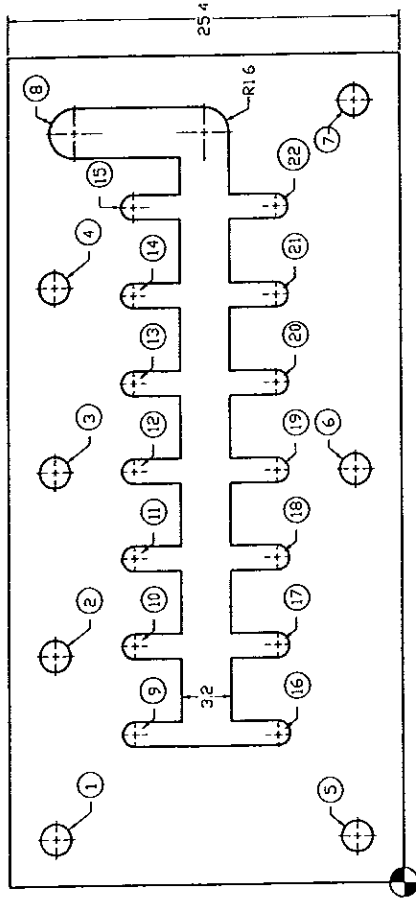
Posición de cuerdas
internas
de M2 x 0.4 H6

- ## (X , Y)
 1 (35, 6, 22.4)
 2 (14, 8, 22.4)
 3 (26.5, 22.4)
 4 (38.3, 22.4)
 5 (3, 0, 3, 0)
 6 (26.5, 3, 0)
 7 (50, 0, 3, 0)

Posición de barrenos

- 8 Dia. 3, 2mm
 9-22, Dia. 1, 58mm

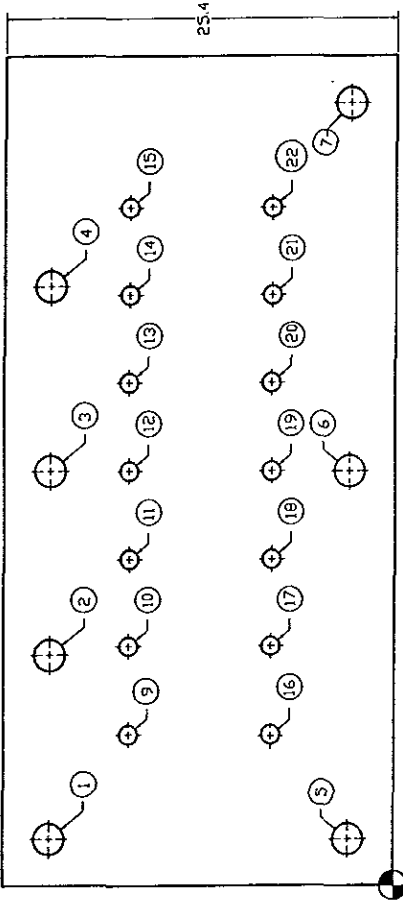
- ## (X , Y)
 8 (48, 0, 21, 0)
 9 (9, 7, 17, 3)
 10 (15, 3, 17, 3)
 11 (20, 9, 17, 3)
 12 (26, 5, 17, 3)
 13 (32, 1, 17, 3)
 14 (37, 7, 17, 3)
 15 (43, 3, 17, 3)
 16 (9, 7, 8, 1)
 17 (15, 3, 8, 1)
 18 (20, 9, 8, 1)
 19 (26, 5, 8, 1)
 20 (32, 1, 8, 1)
 21 (37, 7, 8, 1)
 22 (43, 3, 8, 1)



Tolerancias Generales.
 Medidas (mm)
 X < 10 ±0.0065
 10 < X < 18 ±0.0090
 18 < X < 30 ±0.0125
 30 < X ±0.0125

Ref: PL2	Lámina Intermedia de la placa de vacío.	Material: Aluminio
	Acot. en mm	Ver. 1
	Esc. 2:1	Pzas. 2
Universidad Nacional Autónoma de México Proyecto: Sonda Robot Diseño: Ramón Uribe R.		

Parte PL3

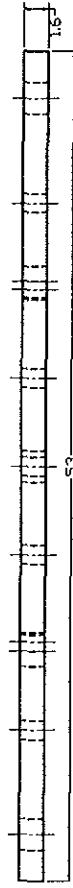


Posición de cuerdas Internas de M2 x 0.4 H6

- ## (X , Y)
- 1 (35.6, 22.4)
- 2 (14.8, 22.4)
- 3 (26.5, 22.4)
- 4 (38.3, 22.4)
- 5 (9.0, 3.0)
- 6 (26.5, 3.0)
- 7 (50.0, 3.0)

Posición de barrenos 9-22, Dia. 1.19mm

- ## (X , Y)
- 9 (9.7, 17.3)
- 10 (15.3, 17.3)
- 11 (20.9, 17.3)
- 12 (26.5, 17.3)
- 13 (32.1, 17.3)
- 14 (37.7, 17.3)
- 15 (43.3, 17.3)
- 16 (9.7, 8.1)
- 17 (15.3, 8.1)
- 18 (20.9, 8.1)
- 19 (26.5, 8.1)
- 20 (32.1, 8.1)
- 21 (37.7, 8.1)
- 22 (43.3, 8.1)

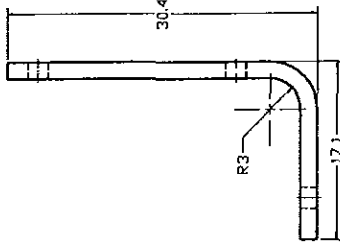
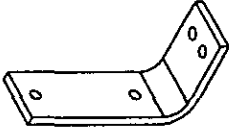
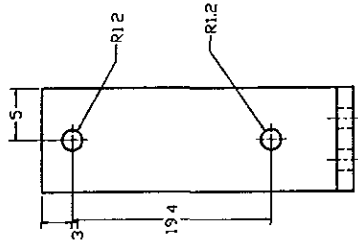
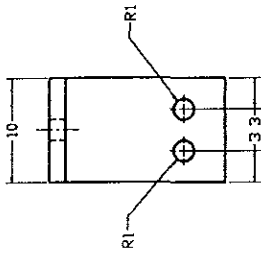


Ref: PL3	Lámina inferior de la placa de vacía.	Acot. en mm	Esc. 2:1	Material Aluminio
			Ver. 1	
			Oct/1999	Pzas. 2
Universidad Nacional Autónoma de México				Proy. Sonda Robot
				Diseño Ramón Uribe R.

Tolerancias Generales.

Medidas (mm)	Tolerancias (mm)
X < 10	±0.065
10 < X < 18	±0.090
18 < X < 30	±0.105
30 < X	±0.125

Parte PL4



Tolerancias Generales.

Medidas [mm]	Tolerancias [mm]
X < 10	±0.005
10 < X < 18	±0.009
18 < X < 30	±0.0125
30 < X	±0.016

Ref:	Soporte entre placas y caja de engranes.	Material:	Aluminio
PL4		Esc:	Dct/1999
		Ver. 1	Ver. 1
		Pras. 2	Pras. 2
Universidad Nacional Autónoma de México		Proy. Sonda Robot	
		Diseño Ramón Uribe R.	