

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA  
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO.

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE CORTE  
POR CHORRO DE AGUA.

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA

(ÁREA MECÁNICA)

PRESENTA:

IVÁN GABRIEL ESPINOSA GAYOSSO.

DIRECTOR DE TESIS:

DR. RAFAEL BERNARDO CARMONA PAREDES.

MARZO 2001.



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

## **Agradecimientos.**

Agradezco a Dios la hermosa oportunidad que me brinda y me comprometo a seguir siendo un individuo sano, fuerte, espiritual y feliz.

Agradezco a mi jurado de tesis las correcciones y observaciones realizadas a este trabajo.

Dr. Rafael Bernardo Carmona Paredes.

M en C. Alfredo Deloso Acevedo.

Dr. José Luis Maldonado Rivera.

Dr. Marcelo López Parra.

M en I. Victor Javier González Villela.

Finalmente a la DGEP por haberme otorgado una beca durante la realización de mis estudios de maestría en la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

---

## **Objetivo.**

Diseñar una máquina de corte por chorro de agua para corte de placa de diversos materiales, cuyo diseño e integración se realice a partir de componentes comerciales dando por resultado una máquina, con una velocidad de posicionamiento promedio de 7.62 m/min (300 plg/min) y una precisión de posicionamiento de  $\pm 0.417\text{mm/m}$  ( $\pm 0.005$  plg/pie), la cual sea competitiva en funcionalidad y costo con los sistemas que se ofrecen comercialmente.

---

## Resumen

En este trabajo se propone la integración de diversos componentes para construir una máquina de corte por chorro de agua con aplicación sobre diversos materiales como: metales, plásticos y cerámicos. Se describen los diversos sistemas que componen a la máquina como el hidráulico, el de transmisión de potencia, el de deslizamiento, el de control y el estructural. Asimismo, se describen las características más importantes de los componentes de estos sistemas apegados a la funcionalidad de la máquina. Se presentan los cálculos correspondientes a la potencia de los motores requeridos, con base en las curvas de velocidad del sistema de posicionamiento. Se seleccionan los tornillos de potencia adecuados para evitar resonancia de acuerdo a la curva de potencia. Por último, se estudian también las cargas y los momentos a los que estará sometido el sistema describiendo la flexión que sufre el brazo en cantilever de la máquina.

Además, se presentan los planos generales de los diversos componentes de la máquina, en los que se describen las dimensiones y características de los materiales; se calculan los costos del proyecto y se realiza una comparación contra costos de inversión con equipos comerciales. Se estima también la longitud de material que debe de cortar la máquina para recuperar la inversión a uno, dos, tres y cuatro años.

# Contenido.

## 1 Introducción.

- 1.1 Generalidades de las técnicas de corte de placa en México. 1
- 1.2 Breve historia del corte con agua. 4

## 2 Dimensiones del área de trabajo y forma del sistema de corte. 7

- 2.1 Descripción del problema. 7
- 2.2 Dimensiones de la placa de acero comercial en México. 7
- 2.3 Dimensiones de la placa de Polímero comercial en México. 8
- 2.4 Dimensiones de la placa de material cerámico comercial en México. 8
- 2.5 Materiales orgánicos. 9
- 2.6 Intervalo de materiales. 9
- 2.7 Forma de la máquina por chorro de agua. 10

## 3 Sistemas que integran una máquina de corte por chorro de agua y selección de componentes. 13

- 3.1 Sistema hidráulico. 13
- 3.2 Sistema intensificador de presión. 13
- 3.3 El amplificador de presión. 15
- 3.4 Cabeza de corte. 19
- 3.5 Selección de la boquilla. 20
- 3.6 Mejoramiento del perfil del haz por medio de cadenas poliméricas. 21
- 3.7 El uso de abrasivo en el corte con agua. 22
- 3.8 Selección del sistema de transmisión de potencia. 26
- 3.9 Velocidad crítica de un tornillo de potencia. 29
- 3.10 Sistema de deslizamiento. 30
- 3.11 Cálculo de las reacciones sobre los rieles. 30
- 3.12 Flexión del brazo en cantilever. 35
- 3.13 Sistema de control. 49
- 3.14 El controlador. 49
- 3.15 Generalidades de motores para control. 50
- 3.16 Etapa de potencia 50
- 3.16 Sensores y retroalimentación. 51
- 3.18 El sistema de control propuesto. 52
- 3.19 Esquema de velocidad de posicionamiento y cálculo de la potencia del sistema. 53
- 3.20 Potencia de los motores 56
- 3.21 Esquemas generales del sistema de corte. 59
- 3.22 Dificultades en la construcción y operación de la máquina. 65

#### **4. Viabilidad del proyecto.**

4.1 Costo del proyecto.	67	
4.2 Costos de recuperación	69	
4.3 Vida útil de la máquina.	71	
4.4 Financiamiento.	75	
Conclusiones	79	
<b>Apéndice 1</b>	<b>Velocidades de corte para los diversos materiales.</b>	<b>80</b>
<b>Apéndice 2</b>	<b>Cotizaciones de los sistemas.</b>	<b>81</b>
<b>Apéndice 3</b>	<b>Cronograma de construcción.</b>	<b>85</b>

---

## Capítulo

### 1

---

## 1. Introducción

### 1.1 Generalidades de las técnicas de corte de placa en México.

En la actualidad existen varias técnicas probadas, entendidas y modeladas para cortar diversos materiales. El método utilizado de corte depende del tipo de material, de las características geométricas y de los requerimientos específicos del corte (precisión). Si el material a cortar se puede obtener en forma de placa, el corte se facilita. Algunos de los métodos establecidos para el corte de placa son: cizalla, router, oxicorte, plasma, láser y agua entre otros. Cada uno de estos métodos ofrece ventajas y desventajas claras, las cuales se aprovechan dependiendo del problema en específico a resolver. En México los problemas de corte de placa de diversos materiales se resuelven de manera comercial, generalmente comprando tecnología extranjera sin invertir en el desarrollo propio y tratando en todo momento que dicha adquisición se adopte a la capacidad económica de la gente que ofrecerá el servicio de corte. En particular, para el corte de placa metálica, donde la parte a cortar tenga un contorno irregular y el servicio de corte sea flexible, los problemas se han resuelto con técnicas de oxicorte y plasma y, ocasionalmente, con agua y láser los cuales a continuación se comentan.

El Oxicorte en México es la técnica más utilizada para cortar placa metálica de acero de bajo contenido de carbón, se utiliza menos para aceros con alto contenido de carbón y para acero inoxidable. El corte se realiza por la combustión que produce la flama de la antorcha con la placa metálica, formando óxido ferroso. El consumo de oxígeno promedio de un taller mediano de corte que trabaja jornada de 8 horas es de 260,000 litros mensuales (2 Dewars). El espesor del corte ( $\delta$ ) de material devastado en el proceso está comprendido en el intervalo de 1.587 a 12.700 mm, ( $1/16$  a  $1/2$  plg.), [1]. En aplicaciones especiales, los espesores del material cortado llegan hasta 28 plg. de profundidad, pero los sistemas convencionales cortan espesores de hasta 12 plg. En México, uno de los principales representantes del oxicorte es Messer. El costo de un equipo de oxicorte con control numérico de memoria de 256 Kb es, aproximadamente, de 85,000 USD. El costo del mismo sistema en versión de pantógrafo es 30,000 USD. Su instalación no requiere de equipo especial, excepto por los tanques que contienen a los gases para realizar el corte.

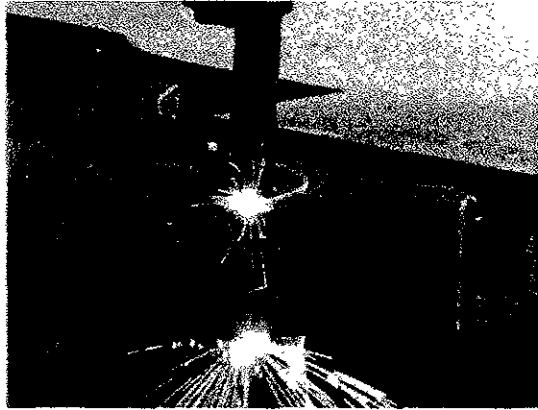


En el Capítulo 4 se presentan los costos del proyecto desglosados por sistema. Se realizan algunas comparaciones de costos con respecto a otras máquinas de corte con agua para placa y se realiza un análisis breve de los costos de recuperación de inversión a uno, dos, tres y cuatro años, permitiendo de esta forma tener una idea clara de que longitudes de material deben ser cortados diariamente para que el negocio sea rentable.

#### **Referencias del capítulo.**

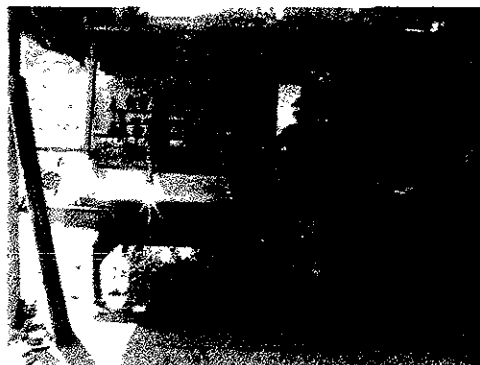
- [1] E.Osberg, FD. Jones y H.L. Horton " Machinery's Handbook" 1984, Industrial Press Inc. N.Y.
- [2] James Brown "Modern Manufacturing Processes" 1991, Industrial Press Inc. N.Y.
- [3] Representaciones y Servicios MG, Cerro de compostela 123-B, Fraccionamiento los Pirules, Tlanepantla Edo. Mex .5 3 70 35 44.
- [4] David A. Summers. "Waterjetting Technology" 1995, E&FN SPON, U.K.

La precisión que ofrecen los sistemas de oxiacorte automatizados es de  $\pm 0.51\text{mm}$ , ( $\pm 0.020$  plg) cuando es realizado con CNC y de  $\pm 1.59\text{mm}$  ( $\pm 1/16$  plg) cuando se usa pantógrafo. La figura 1.1 es un ejemplo del proceso de oxiacorte.



**Figura. 1.1** Proceso de oxiacorte

El corte por plasma es la técnica más utilizada para cortar placa metálica de acero inoxidable, también se utiliza para cortar cobre, bronce, latón, aluminio y, ocasionalmente, titanio. El corte se realiza por el impacto de una descarga eléctrica de aire ionizado sobre el metal provocando que éste se funda. Las fuentes de corriente de los equipos de plasma varían entre 70 y 600 amperes, por lo que el taller requiere un transformador propio. El espesor del corte ( $\delta$ ) de material devastado se encuentra en el intervalo 4.762 a 19.050 mm, ( $3/16$  a  $3/4$  plg) [2]. Algunos representantes son Termal Dynamics y Messer. El costo aproximado de un sistema de corte por plasma computarizado de 400 amperes es de 150,000 USD y 100,000 USD en versión pantógrafo. La precisión del sistema de corte por plasma es similar a la de oxiacorte. Con equipos comerciales de esta técnica se pueden cortar espesores de hasta 50.800 mm (2plg) en acero inoxidable. La figura 1.2 muestra el proceso del corte con plasma.



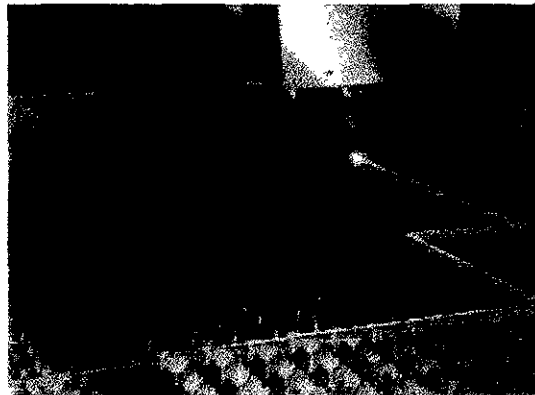
**Figura. 1.2** Proceso de corte con plasma

Estos dos sistemas cubren la mayoría de los requerimientos de corte de materiales en México, sin embargo en ambos casos existen dos factores negativos muy importantes, la

pérdida excesiva de material por el proceso de devaste, sobre todo en el corte de materiales tan caros como el titanio, y el maquinado requerido de las diversas piezas después de haberse realizado el corte.

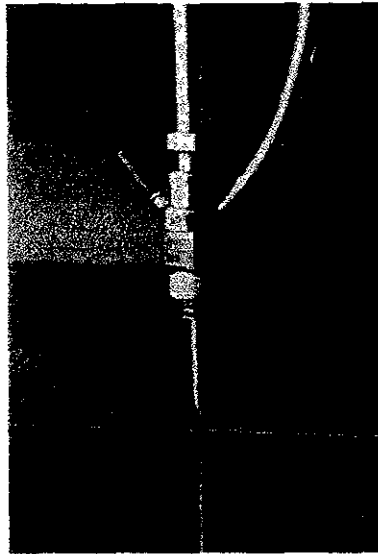
El corte con láser y el corte con agua son técnicas que devastan menor cantidad de material y a su vez evitan maquinados posteriores. Los sistemas de corte con láser aún no han logrado obtener mercado en México, el espesor del corte de material devastado en el proceso está comprendido entre 1.587 a 3.175 mm, ( $1/16$ ,  $1/8$  plg) para potencias menores a 1500 W [2]. Los espesores de material que pueden cortar dependerán de la potencia del haz y para equipos comerciales (3000 – 4000) W son hasta de 12.700 mm, ( $1/2$  plg) para acero al carbón y 6.350 mm ( $1/4$  plg) para acero inoxidable. Los láseres más comúnmente utilizados son el de  $CO_2$  y el de Nd:YAG, siendo el primero un láser continuo y el segundo un láser pulsado. El acabado que deja el corte por láser en el metal es similar al corte por plasma, pero la precisión de corte es de  $\pm 0.127$  mm, ( $\pm 0.005$  plg.)

En México, hay representantes de sistema de corte por láser desde hace 25 años, como lo es Representaciones y Servicios MG [3], sin embargo no han logrado vender ningún equipo láser en ese lapso. Las aplicaciones del corte por láser son diversas y en el extranjero las ocupa la industria publicitaria, la automotriz y la aviación. El precio aproximado de un equipo láser es de 200,000 USD, sin arancel. En la figura 1.3 se muestra la cabeza de corte de un equipo láser.



**Figura 1.3** Cabeza de corte de un sistema láser.

El corte con agua, ofrece una precisión similar al corte con láser, sin embargo este método puede cortar espesores de hasta 8plg en acero inoxidable o cualquier otro material. La interacción en el material no es por oxidación o fusión como en los casos anteriores, sino por impacto, lo que trae ventajas claras de no alterar las propiedades de los materiales por efectos térmicos. El espesor del corte de material devastado en el proceso está comprendido en el intervalo de 0.794 a 1.587 mm ( $1/32$  a  $1/16$  plg), cuando no se utiliza abrasivo en el corte. En México lo utiliza la industria automotriz (toldos y alfombras automotrices), la cervecera y la pañalera. En el extranjero lo utiliza el sector minero aeronáutico, obras públicas y publicitario entre otros, el costo aproximado de un sistema de corte por agua es de 180,000 USD, sin arancel. La figura 1.4 muestra el proceso de corte con agua.



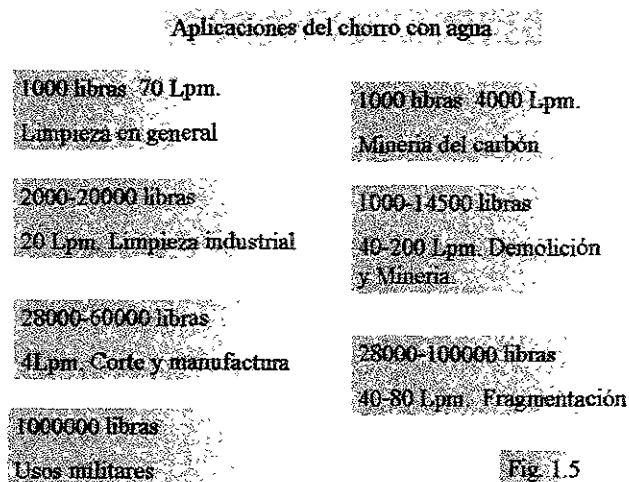
**Figura 1.4** Proceso de corte con agua

Cualquiera de las técnicas citadas anteriormente se puede desarrollar en nuestro país. En particular este trabajo está enfocado al corte de placa por chorro de agua y se da especial atención a la selección e integración de sistemas para diseñar una máquina que sea competitiva en costo y en funcionalidad con respecto a las máquinas que se ofrecen en el mercado actual.

## 1.2 Breve historia del corte por agua.

El corte por agua tiene sus inicios en el periodo de la fiebre del oro en California USA. Dentro del periodo 1853-1886, se usó el chorro de agua para romper la roca como método de excavación en las minas de oro, la idea llegó pronto a Rusia donde se desarrollaron nuevos sistemas dentro de la industria minera basados en los métodos de excavar, el éxito radicaba en conseguir la presión y flujos necesarios para romper la roca, Japón, China y Canadá adoptaron también este sistema de la minería. Cien años mas tarde, en 1967, Rusia había desarrollado un sistema capaz de producir 6970 bares, (101,000 psi) [4]. Para 1970 los Estados Unidos habían desarrollado sistemas capaces de alcanzar 40,000 bares, (580,000 psi) para aplicaciones mineras, simultáneamente los grupos de investigación en las universidades desarrollaron aplicaciones distintas a las mineras, a finales de 1960 el profesor Robert Franz de la Universidad de Michigan, USA, desarrolló un sistema de corte por chorro de agua capaz de cortar cartón, presentando la superficie del cartón solo ligeros daños. En 1970, McCartney Manufacturing Company desarrolló el primer prototipo comercial para corte por agua y en 1972 salió a la venta el primer equipo comercial para corte de placa de materiales blandos: madera, cartón y plásticos. Poco tiempo después McCarney Manufacturing Company, pasó a ser filial de Ingersoll-Rand, quien le dió promoción mundial a los sistemas. En 1985 el profesor Gering Silvia de la universidad de Rhode Island, USA,

desarrolló la idea de introducir partículas de abrasivo dentro del chorro a presión, lo cual abrió la gama del tipo de materiales a cortar [3]. Simultáneamente, la British Hydromechanics Research Association llegó a los mismos resultados desarrollando también sistemas de corte por chorro de agua con abrasivo. El objetivo en ese momento fue diseñar boquillas que mejoraran el perfil del chorro y no se desgastaran rápidamente, las boquillas iniciales presentaron una vida promedio de 4 horas, actualmente pueden durar hasta 100 horas promedio sin remplazo. Actualmente, el corte por chorro por agua ha mostrado resultados insustituibles en el corte de titanio y grafito epóxico, donde reducen el tiempo de corte. En el caso del grafito epóxico utilizado en la construcción de aviones los tiempos de manufactura se reducen en más del 1000% [2], comparado con otros métodos y, curiosamente, el mercado que ha comprado más sistemas de corte por agua es la industria pañalera, alrededor de 400 unidades hasta 1991. Actualmente, existen varias aplicaciones no solo de corte, sino también de limpieza y fragmentación. Ellas se muestran en la figura 1.5



Intervalos de flujo y presión para diversas aplicaciones.

Como se mencionó anteriormente este trabajo se enfocará a la integración, selección y diseño de los diversos componentes y sistemas que forman una máquina de corte por chorro de agua, para cortar diversos materiales en forma de placa. En el Capítulo 2 se define el área de trabajo que debe tener la máquina para cubrir una amplia gama de posibilidades de corte sobre materiales que se pueden adquirir en el mercado nacional y se describe también la selección de la forma de la máquina, siendo la reducción de los tiempos muertos de operación de la máquina el parámetro de selección, para ello se considera: la fácil colocación de la placa sobre la mesa de trabajo, el espacio requerido, la estabilidad, entre otros.

Una vez definida el área de trabajo y la forma de la máquina, el Capítulo 3 describe la selección y diseño de los distintos sistemas que la integran, como son los sistemas hidráulico, de transmisión de potencia, de deslizamiento, de control y el estructural, comentando las características más importantes de cada uno de ellos y justificando su selección. Se comentan, además, algunas de las dificultades que pudieran surgir en la integración de los sistemas que conforman la máquina.

---

## Capítulo 2

---

### **2. Dimensiones del área de trabajo y forma del sistema de corte**

El propósito de este capítulo es identificar el área de trabajo que debe tener la máquina de corte con agua para poder cubrir la mayoría de materiales que se ofrecen en el mercado nacional como metales cerámicos y plásticos, mencionándose algunos de los que no podrán ser cubiertos por esta aplicación. Se describe también la forma que tendrá la máquina para reducir los tiempos muertos de operación

#### **2.1 Descripción del problema.**

El área de trabajo depende de las dimensiones y geometría del material que se desea cortar, por lo que, para los propósitos de esta tesis el diseño se hará para una máquina de corte sobre superficies planas, de esta forma el material deberá ser abastecido en forma de placa. Como se mencionó en la introducción, el corte por chorro de agua tiene la posibilidad de trabajar sobre una gran variedad de materiales (metales, polímeros, cerámicos y materiales compuestos) los cuales en su mayoría pueden obtenerse comercialmente en forma de placa, como el aluminio, el acrílico y el mármol. No existe una estandarización de las dimensiones de la placa entre estos tres tipos de materiales (metales, polímeros y cerámicos), sin embargo se deberá escoger un área de trabajo que abarque a la mayoría.

#### **2.2 Dimensiones de la placa de acero comercial en México.**

En México se produce y se importa placa de acero, el único productor nacional de placa de acero es AHMSA y existen casas importadoras y distribuidoras de acero muy importantes que distribuyen a los talleres y fábricas la mayoría del acero que utiliza nuestra industria. Entre ellas destacan Aceros Carpenter, que importa aceros de marca Creusoe-Loir (Francia) y Semet (Sudáfrica), y Ryerson que lo importa de plantas estadounidenses de Texas y Chicago. También existen plantas adquiridas por extranjeros que producen acero en nuestro país como Mexinox, S.A. de C.V., hoy adquirida por la Krupp (Alemania). El intervalo de anchos placa que maneja AHMSA es de 1.42 a 3.05 m, (4.67 a 10.00 pies) y el intervalo de longitudes es de 3.81 a 18.3 m, (12.5 a 60pies) [1]. Ryerson de México maneja un intervalo de anchuras de placa de 0.76 a 1.83 m,

(2.50 a 6.00 pies) y longitudes que se adaptan a las necesidades del cliente con valores básicos de 1.22, 1.83 y 3.05 m, (4.0, 6.0 y 10 pies) [2]. Carpenter-Fortuna maneja un intervalo de anchuras de 1.22 y 1.83m (4.0 y 6.0 pies), por longitudes de 1.22, 1.83, 2.44 y 3.05 m (4.0, 6.0, 8.0 y 10 pies), [3]. Mexinox, produce lámina de acero inoxidable Austenítico y Ferrítico de diversos calibres, en este caso las dimensiones se encuentran normadas por AISI (American Institute for Steel and Iron) y ellos fabrican las siguientes dimensiones [4]±:

Mexinox Dimensiones	
Ancho m (pies)	Largo m (pies)
0.914 (3.0)	2.438 (8.0)
0.914 (3.0)	3.048 (10.0)
1.219 (4.0)	2.438 (8.0)
1.219 (4.0)	3.048 (10.0)

### 2.3 Dimensiones de la placa de Polímero comercial en México.

Los polímeros que más mercado tienen en México son el acrílico y el policarbonato, ambos se venden en placa. Existen algunos productores nacionales, como Plastiglas, y varios productores internacionales, como Plexiglas. Para el acrílico las dimensiones que se obtienen comercialmente son [4]:

Ancho m (pies)	Largo m (pies)
1.219 (4.0)	1.828 (6.0)
1.219 (4.0)	2.438 (8.0)
1.828 (6.0)	1.828 (6.0)
1.289 (6.0)	2.438 (8.0)

Para el policarbonato las dimensiones son:

Ancho m (pies)	Largo m (pies)
1.219 (4.0)	2.438 (8.0)
1.219 (4.0)	3.658 (12.0)

### 2.4 Dimensiones de la placa de material cerámico comercial en México.

En México se tienen algunos productores de mármol y granitos como: Mármoles Monarca y Marmex. Las dimensiones de la placa no tienen una estandarización, porque dependen del tamaño de la cantera. En ocasiones, llegan a existir placas de 1.22 x 1.52

m, (4.0 x 5.0 pies), las medidas más usuales para el mármol son de 1.52 x 2.74 m (5.0 x 9.0 pies).

## 2.5 Materiales Orgánicos.

Dentro de los materiales compuestos, en México destaca la importancia de la madera que se encuentra comercialmente con dimensiones de 1.22 x 2.44 m (4.0 x 8.0 pies) en la mayoría de sus variedades (pino, seiba, caoba, nogal, cedro, etc).

## 2.6 Intervalo de materiales.

Para abarcar una gran parte de las placas comerciales antes mencionadas, el área de trabajo será de 1.219 x 2.438 m (4.0 x 8.0 pies), siendo importante destacar que no será posible trabajar la placa de acero que produce AMHSA, ni materiales como el mármol y el granito. Con estas dimensiones ver figura 2.1. se hará el diseño de la máquina de corte por chorro de agua la cual,

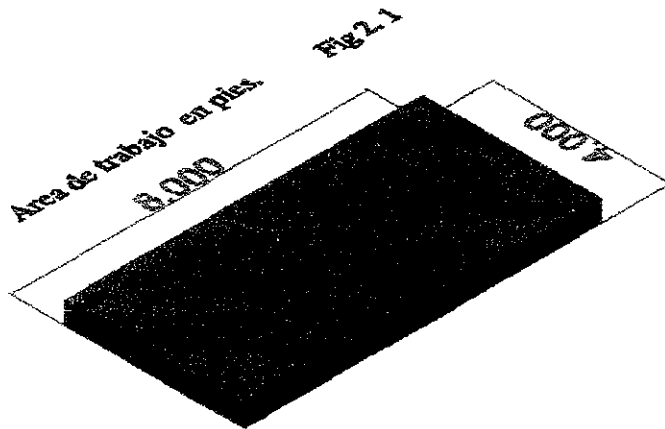


Figura 2.1 Esquema del área de trabajo de la máquina de corte.

## 2.7 Forma de la máquina por chorro de Agua.

Una vez establecida el área de trabajo, se puede iniciar el diseño de la forma de la máquina de corte por chorro de agua. La geometría del sistema es de gran importancia ya que de ella dependen entre otras cosas los tiempos de operación. Los tiempos muertos de una máquina de corte por chorro de agua ocurren principalmente por las siguientes causas:

La colocación del material sobre la mesa de corte.

El limpiado de abrasivo que almacena la mesa de trabajo.



Los sistemas de corte generalmente se apoyan en 4 patas ó dos bases tal como se muestra en la figura 2.2

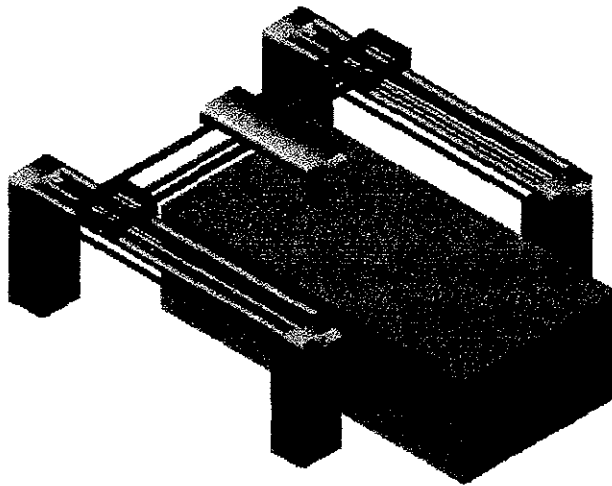


Figura 2.2 Esquema de una máquina de corte donde la estructura produce un obstáculo para la colocación de la placa sobre la mesa de corte

Figura 2.2

Las patas o bases de la máquina dificultan la colocación del material sobre la mesa de corte y el proceso de limpieza de abrasivo que almacena la mesa de trabajo. Si se minimiza el número de patas que requiere el sistema se podrán reducir los tiempos muertos de operación del sistema, a continuación se describen los sistemas que se pueden realizar minimizando el número de patas de la máquina.

No de patas	Tipo de sistema	Ventajas y desventajas
0	Sistema de corte empotrado al techo.	El material de corte podrá ser abastecido por cualquiera de los cuatro lados de la mesa de trabajo, no todos los talleres cuentan con un techo lo suficientemente fuerte para soportar a la máquina. Además, en muchas ocasiones por la distancia entre el piso y el techo se requerirá de la construcción de una estructura especial.
1	Sistema en cantilever.	El material de corte podrá ser abastecido por sólo 3 lados de la mesa de corte. La estructura del sistema estará sometida a esfuerzos de consideración.
2	Sistema en cantilever.	El material de corte podrá ser abastecido por sólo 3 lados de la mesa de corte. La estructura del sistema soportará esfuerzos menores que en el caso de una

		sola pata.
4	Sistema Convencional	El material de corte podrá ser abastecido por sólo 2 caras. La estructura del sistema será mucho más estable. El problema del abastecimiento se puede corregir diseñando bases muy altas o muy bajas pero éstas requieren de mayor espacio de taller.

Al realizar una matriz de decisión con base en los parámetros de tiempos de abastecimiento del material y limpieza, espacio ocupado en el taller, requerimientos especiales y estabilidad, se obtiene la siguiente matriz de decisión.

#### Matriz de Decisión .

No de patas	Abastecimiento del material y limpieza.	Espacio que ocupa la máquina en el piso del taller	Requerimientos especiales	Estabilidad	Costos	Puntos
0	Muy buena (10)	Mínima (10)	Muchos (6)	Buena (8)	Altos (6)	40
2	Buena (8)	Poca (8)	Ninguno (10)	Buena (8)	Medios (8)	42
4	Regular (6)	Mayor (6)	Ninguno (10)	Muy Buena (10)	Medios (8)	40

El método de evaluación siempre es subjetivo, en nuestro caso se dieron sólo 3 calificaciones con equivalencias de puntuación de 10, 8 y 6 mejor puntuación que puede obtener un sistema es de 60 puntos y la mínima de 36 y se selecciona el sistema que obtenga la mayor puntuación.

El sistema con mayor puntuación es el que tiene 2 patas y corresponde a un sistema en cantilever el cual será el que se diseñe en este trabajo.

Los otros sistemas tienen puntuaciones muy parecidas y, si se requiere, en su momento también podrán realizarse.

Una vez establecido el área de trabajo de la máquina 1.22 x 2.44 m, (4 x 8 pies) y la forma de la máquina, en el siguiente capítulo se describirá la selección y diseño de componentes y sistemas que den por resultado una máquina con las características antes mencionadas.

### Referencias del capítulo

- [1] Altos Hornos de México. Manual de productos laminados 1999.
- [2] Página Web Ryerson tull [www.ryersontull.com](http://www.ryersontull.com)
- [3] Página Web Carpenter [www.cartech.com](http://www.carttech.com)
- [4] Plastiglas. Manual de productos.
- [5] Consorcio Industrial Metalero. Taller de corte por chorro de agua, Oriente 253, No 58, Col. Agrícola Oriental, Ciudad de México. Mex.
- [6] Cortes de Piedra Limon. Taller de corte por chorro de agua, Carretera Puebla-Tlaxcala Km 28. Mex.

---

## Capítulo

## 3

---

### 3 Sistemas que integran una máquina de corte por chorro de agua y selección de componentes.

En este capítulo se seleccionan y diseñan los diferentes sistemas que constituyen a una máquina de corte por chorro de agua, como el hidráulico, el de transmisión de potencia, el de deslizamiento, el estructural y el de control; cuidando que dichos sistemas cumplan con los requerimientos de la máquina planteados en el objetivo de la tesis, además de los requerimientos de área de trabajo y forma de la máquina establecidos en el capítulo anterior. Se comentan también algunas de los problemas que pueden surgir durante la construcción y operación de esta misma.

#### 3.1 Sistema hidráulico.

El sistema hidráulico de una máquina de corte por chorro de agua tiene como objetivo proveer un chorro de agua a alta presión en el intervalo: 3796 a 4142 bares, (55000-60000) psi, que sea capaz de cortar diversos materiales por impacto. El sistema hidráulico a su vez lo conforman los siguientes sistemas:

- A) Sistema amplificador de presión.
- B) Cabeza de corte.

#### 3.2 Sistema amplificador de presión.

El sistema amplificador de presión incrementa la presión de 207 a 3796 bares, (3000 a 55000 psi) mediante el mecanismo de prensa hidráulica, utilizando una relación de áreas de 18:1 a 19:1, [1], entre la sección que empuja a el pistón y la sección que comprime al agua. Este sistema está compuesto por:

- Motor Eléctrico.
- Bomba Hidráulica 207 bares (3000 psi).
- Amplificador de presión.

- Atenuador.
- PLC.

El arreglo general de dichas componentes se muestra en la figura 3.1

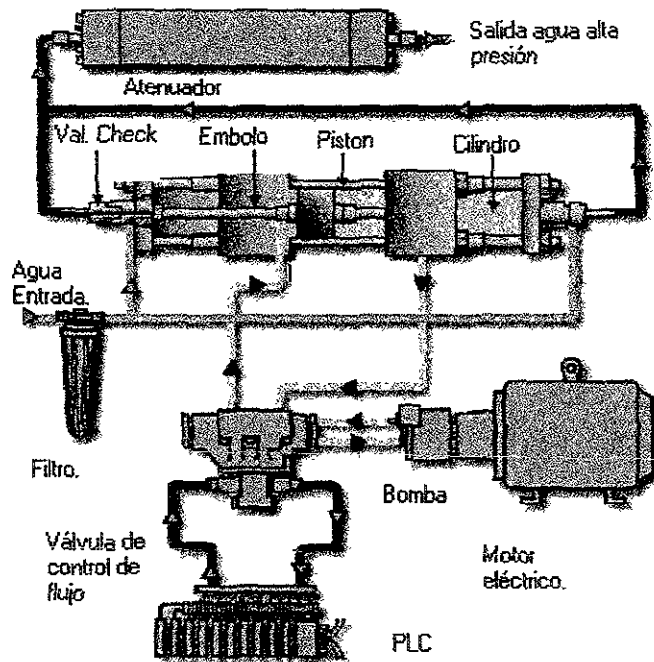


Figura 3.1 Esquema de las componentes de un sistema intensificador de Presión.

El sistema amplificador de presión funciona de la siguiente manera:

El motor eléctrico, generalmente de 37.3 kW (50 HP) a 220V, alimenta una bomba hidráulica de que tiene una salida de 207 bares (3000 psi) de aceite, el aceite pasa a través de una válvula de control de flujo gobernada por un PLC que permite el paso del aceite a la recámara del cilindro, el cual empuja un pistón con la misma presión, el pistón empuja a un émbolo con un área 19 veces menor que la del pistón, lo cual provocará el aumento de la presión a la salida del émbolo en la misma relación de reducción de área. La salida del émbolo está conectada a una toma de agua previamente filtrada cuyo paso es controlado por una segunda válvula de control, la salida del agua es almacenada en un depósito denominado atenuador que tiene la función de disminuir las fluctuaciones de presión con el objetivo de tener un flujo continuo a presión constante conectado a la cabeza de corte del sistema. Tanto la válvula direccional, como la salida del atenuador, son controlados por un PLC. El flujo que entrega el

intensificador en los sistemas comerciales generalmente es de 3.78 lpm. Los ciclos de los pistones son de 20 ciclos/min.

El tamaño del radio del pistón, con respecto al radio del émbolo, se calcula a partir del principio de prensa hidráulica que indica la fuerza de empuje del aceite sobre pistón tiene la misma magnitud que la fuerza de compresión del émbolo sobre el agua, se tiene entonces que:

$$F_1 = F_2 \Rightarrow A_1 P_1 = A_2 P_2$$

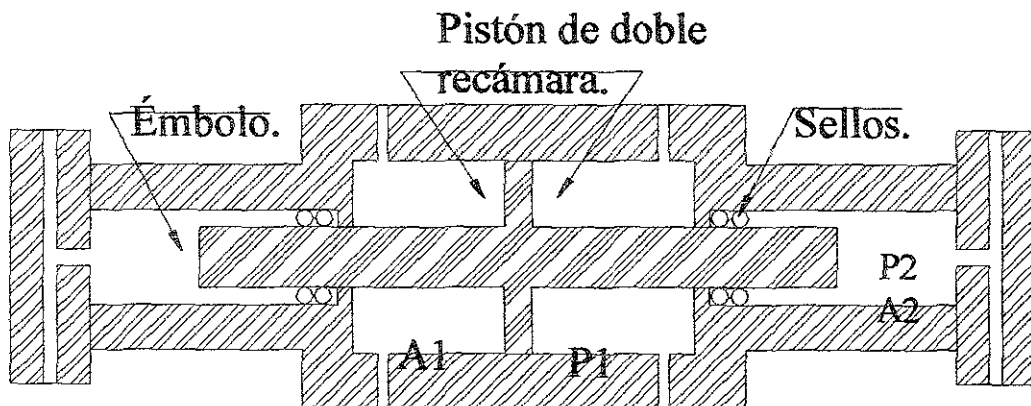
de donde

$$P_2 = \frac{A_1}{A_2} P_1 = \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 P_1 \quad (3.1)$$

De acuerdo con (3.1) el radio del pistón  $r_1$  debe ser  $\sqrt{19} = 4.36$  veces mayor que el radio del émbolo  $r_2$  para incrementar la presión en un factor de 19.

### 3.3 El amplificador de presión.

Existen diversas formas de incrementar la presión en un sistema, pero cuando se requieren bajos flujos y altas presiones uno de los sistemas más eficientes es el de pistones con reducción de diámetro en su salida. El amplificador más comúnmente utilizado es el de pistón dual, donde se aprovecha la carrera en ambos sentidos. El esquema del amplificador se muestra en la figura 3.2. Un ciclo completo del amplificador se muestra en la figura. 3.3



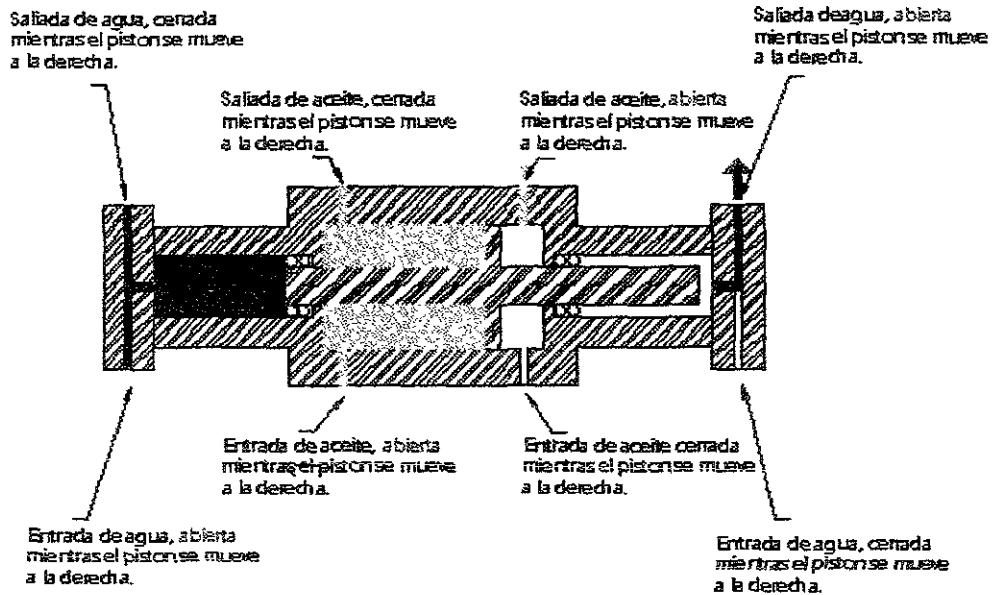
Intensificador de presión.

Figura. 3.2

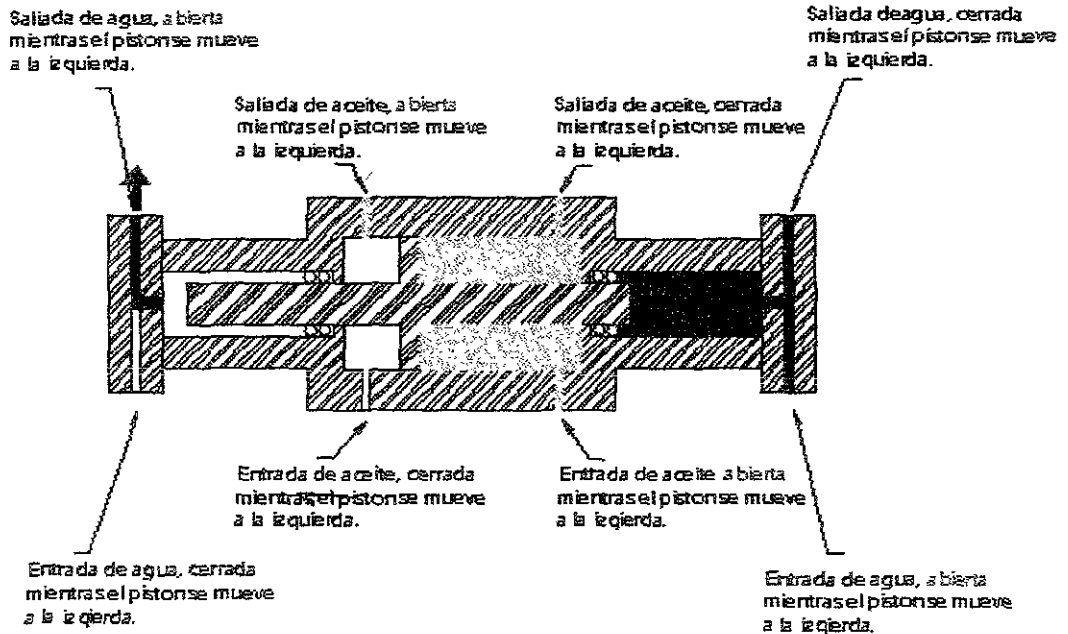
Esquema de un intensificador dual de presión

A continuación se muestra un ciclo de operación del amplificador de presión de pistón dual.

**Ciclo de Operación de un Intensificador Dual.**



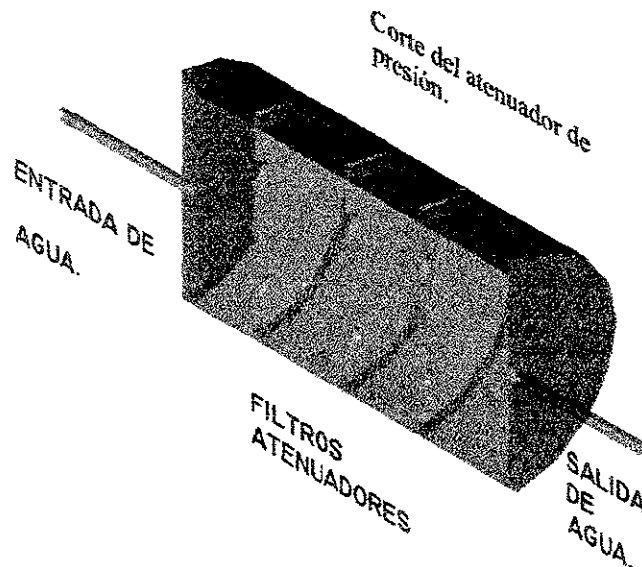
**a) *Compresión hacia la derecha.***



*b) Compresión hacia la izquierda.*

**Figura. 3.3** Ciclo completo de un intensificador dual.

Se ha reportado que a presiones cercanas a 3451 bares, (50000 psi), el agua se comprime en un 15% [2], de esta forma, en la recámara del émbolo, el agua se comprime antes de poder ser bombeada, presentando así variaciones importantes de presión a la salida del amplificador de presión. Este problema se ha corregido de dos formas, la primera es pasar el agua a través de un tanque de almacenamiento con obstáculos, llamado atenuador, ver figura 3.4. El atenuador reduce las variaciones de presión a la salida del intensificador. Las variaciones reportadas utilizando el atenuador presentan desviaciones del 2% al 6% respecto a la presión máxima, dependiendo del flujo de salida del sistema, siendo mayores cuanto mayor es el flujo. La gráfica de las variaciones de presión para distintos flujos de salida se muestra en la figura 3.5.



**Figura.3. 4** Corte axial de un atenuador de presión.

**Curva de presión a la salida del atenuador.**



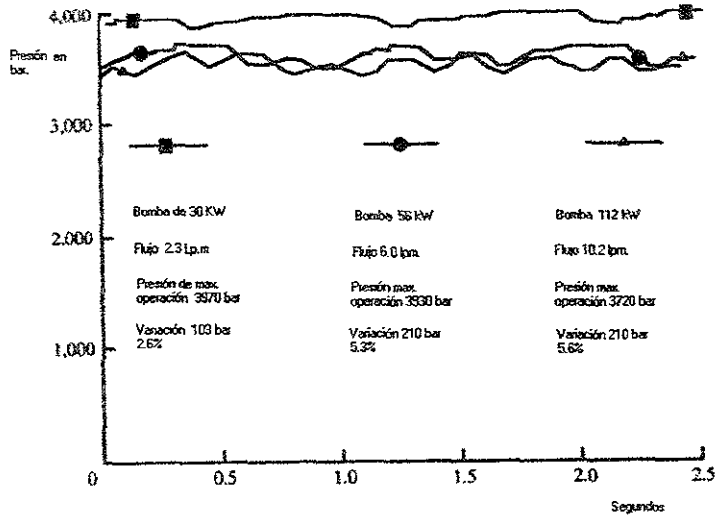


Figura 3.5 Variación de presión a la salida del atenuador para distintos flujos.

La segunda forma de evitar variaciones de presión importantes a la salida del amplificador se resuelve utilizando un sistema amplificador de presión de pistones individuales en fase. En dicho amplificador uno de sus pistones comienza a bombear el agua que contiene su recámara, antes de que el otro haya terminado de bombear el volumen de agua que contiene su recámara, es decir, las recámaras de los pistones nunca bombearán toda su capacidad de volumen de agua estableciendo un flujo de salida cuasiestacionario en presión y flujo, un esquema del amplificador de pistones individuales se muestra en la figura 3.6 y la comparación de variaciones de presión a la salida de un sistema amplificación de pistones duales y pistones individuales en fase se muestra en la figura 3.7

Amplificador de presión de pistones individuales en fase.

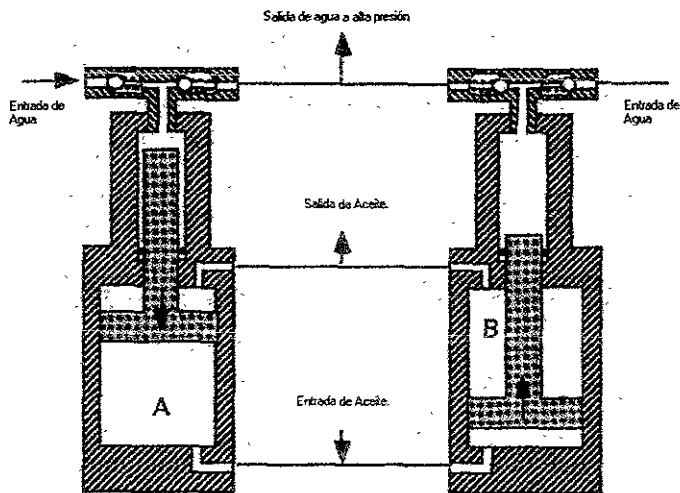
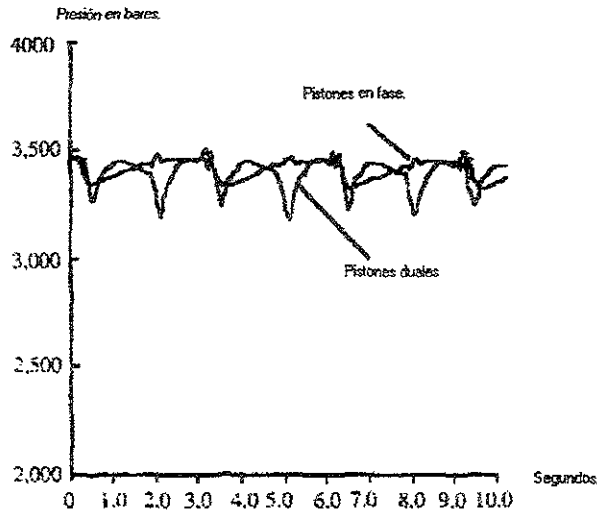


Figura 3.6 Ciclo de operación de un sistema amplificador de presión de pistones individuales en fase

Curva de presión del amplificador de pistones duales e individuales.



**Figura 3.7** La gráfica muestra una comparación entre las curvas de presión a la salida de in intensificador dual y en fase

De la gráfica 3.7 se observa que los amplificadores de presión de recámara individual han demostrado tener un flujo de salida con menores fluctuaciones que los amplificadores de presión duales, sin embargo, estos sistemas no se encuentran a la venta como equipo comercial, por lo que sería necesario desarrollar un propio sistema de amplificación de pistones individuales que queda fuera del alcance de esta tesis. De tal forma, esta aplicación utilizará intensificadores de presión de pistón dual.

### 3.4 Cabeza de corte.

La cabeza de corte es el último dispositivo por el cual pasa el agua a alta presión, antes de interactuar con el blanco. Está compuesta por las siguientes partes:

- Cuerpo
- Cámara de mezclado de abrasivo.
- Boquilla.

El cuerpo se encarga de recibir el flujo de agua a alta presión que suministra el atenuador a través de una tubería flexible. La cabeza cuenta con una válvula macho que corta el flujo de agua en su parte superior en el momento en que el PLC ordena el paro del amplificador. En su interior, el cuerpo cuenta con una cámara de mezclado opcional donde podrá mezclarse el agua a alta presión y el abrasivo. Dicha mezcla se utiliza para realizar cortes sobre materiales duros y frágiles como el vidrio y el titanio. Es opcional, ya que otros materiales como el nylon, vinil, madera y papel pueden ser cortados sin la necesidad de abrasivo. Una vez que el agua con o sin mezcla de abrasivo, pasa por la boquilla para producir un chorro con la menor divergencia posible. La boquilla es una parte crucial en el proceso de corte, ya que de ella dependerá el perfil del chorro que interactuó con el material a cortar. En la figura 3.8 se muestra una fotografía de una cabeza de corte con cámara de mezclado.



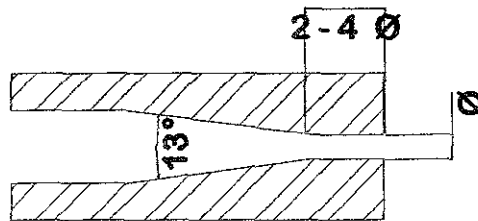
**Figura. 3.8** Cabeza de corte para uso con abrasivo

La selección de la boquilla y el uso del abrasivo se discuten en la siguiente sección.

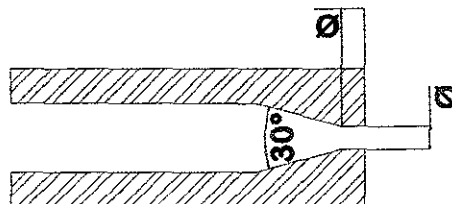
### 3.5 Selección de la Boquilla.

El propósito de la boquilla en un sistema de corte de precisión, es crear un chorro de salida con perfil cilíndrico, del menor diámetro posible, provocando así que el decaimiento de presión en el haz sea lo menor posible. Experimentalmente no se ha logrado realizar un sistema que provoque un perfil 100% cilíndrico, siempre se observa una divergencia del haz después de salir de la boquilla, con la consecuente pérdida de presión. Varios estudios y diseños se han elaborado. Rouse [3], en 1951 en EUA propuso una boquilla que fue utilizada para apagar fuego. Por mucho tiempo fue utilizada como el patrón, sin importar la presión y el flujo de la aplicación. En los 60's Nikonov [3], en Rusia, propuso otro perfil de boquilla que difiere de la de Rouse en el ángulo de ataque y en la longitud de su cuello. El perfil de las boquillas de Rouse y Nikonov se muestran en la figura 3.9

**Boquilla de Nikonov y Boquilla de Rouse.**



**Diseño de la boquilla por Nikonov.**



**Diseño de la boquilla por Rouse.**

**Figura 3.9** Corte transversal de las boquillas de Nikonov y Rouse donde se muestra la relación entre su diámetro y su longitud de cuello.

En 1965 Leanch, [3] hizo una comparación del decaimiento de presiones entre la boquilla propuesta por Rouse y la de Nikonov, resultando más eficiente fue el diseño realizado por Nikonov. Los resultados experimentales se muestran en la figura 3.10

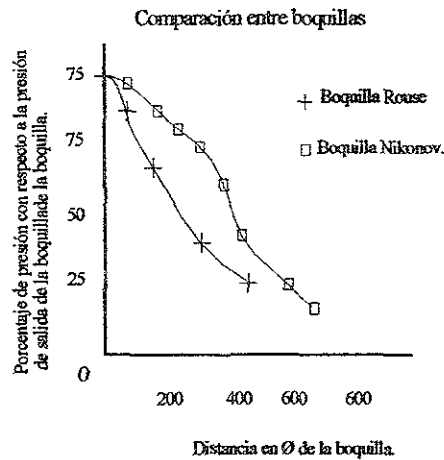


Figura 3.10 Curva de comparación entre las dos boquillas

Trabajos posteriores mostraron que el ángulo de la boquilla se debe disminuir mientras la presión aumenta y para presiones menores el ángulo se puede aumentar hasta  $18^\circ$ . Poco después se desarrollaron boquillas con cavidades internas con perfiles parabólicos, hiperbólicos y exponenciales, probadas a 4831 bares, (70000 psi), pero no se encontraron mejoras significativas al diseño de Nikonov, por lo que sigue en uso. Los materiales más comunes en la fabricación de las boquillas son el carburo-tungsteno, el níquel y algunos cerámicos. Los diámetros más comunes de boquilla se encuentran en el intervalo de 0.18 a 0.35 mm (0.007-0.014 plg) para el corte sin abrasivo. Si se utiliza abrasivo como auxiliar en el corte, el intervalo de valores de diámetro de boquilla se encuentra entre 0.51 y 1.27 mm (0.02-0.05 plg). Tomando en cuenta la divergencia del haz, el espesor de corte de material devastado sobre el material presenta un intervalo de valores de 0.71 a 1.50 mm, (0.027-0.059 plg) [4].

Independientemente del diseño de la boquilla, se han buscado otras soluciones para evitar la divergencia del haz y una de ellas es la incorporación de moléculas poliméricas al agua, con lo que se ha conseguido mejorar el perfil del haz, como se comenta a continuación.

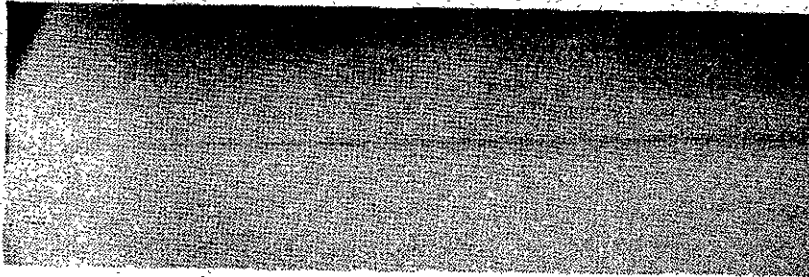
### 3.6 Mejoramiento del perfil del haz por medio de cadenas poliméricas.

La búsqueda de antifriccionantes en el agua, que en un principio se pensó para reducir pérdidas de presión en tuberías, implícitamente trajo consigo el aumento de la cohesión del haz a la salida de la boquilla. Desde el primer reporte de corte con agua en materiales planos, por Franz [5], se utilizó como antifriccionante una mezcla a baja concentración de óxido de polietileno conocido como Polyox WSR-301, que aumentaba la cilindricidad del haz en un factor de 3. Posteriormente, se desarrolló un antifriccionante vendido comercialmente con el nombre de SuperWater, el cual evita pérdidas en las líneas de hasta un 63%, reportándose también un aumento en la cohesión del haz [4]. Adicionalmente, se observó que la incorporación de antifriccionantes

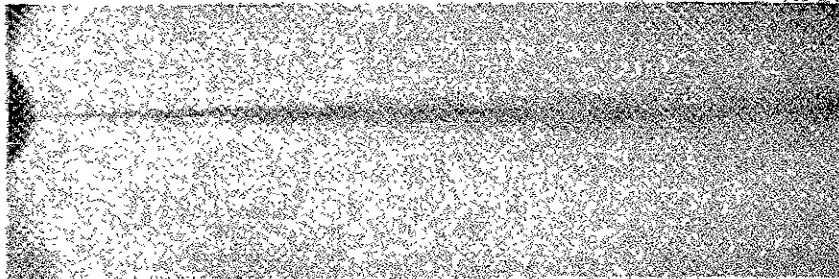
mejora el acabado del material que se corta. Satín [6], estudió el perfil de presiones después de que el chorro ha dejado la boquilla y encontró que cuando el blanco se encuentra a una distancia de 450 veces el diámetro de la boquilla, la presión del chorro ha caído en un 96% mientras que si se utilizan polímeros como el SuperWater o el Jaguar, la presión decae al 80%, por esto, se recomienda utilizar polímeros antifriccionantes en el agua, ya que evitan las pérdidas en la línea y mejoran el perfil cilíndrico del haz, las aplicaciones son sólo para materiales blandos ya que no se ha logrado mezclar adecuadamente el abrasivo cuando el agua contiene antifriccionantes, por lo cual se reduce el rango de las aplicaciones.

En la figura 3.11 se muestra una comparación del perfil del chorro de agua cuando se utiliza un polímero y en ausencia de éste realizadas por Zakin [7].

#### Perfil del chorro en presencia de polímero



#### Perfil del chorro sin polímero

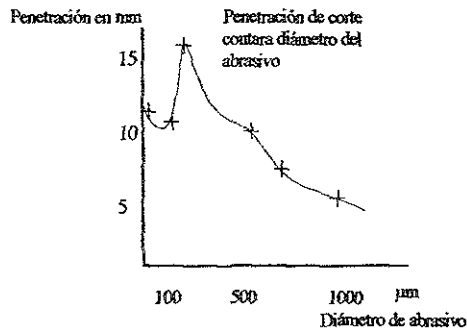


**Figura 3.11** Comparación entre los perfiles de chorros de agua a 45,000 psi. En presencia y ausencia de polímeros.

### 3.7 El uso de abrasivo en el corte con agua.

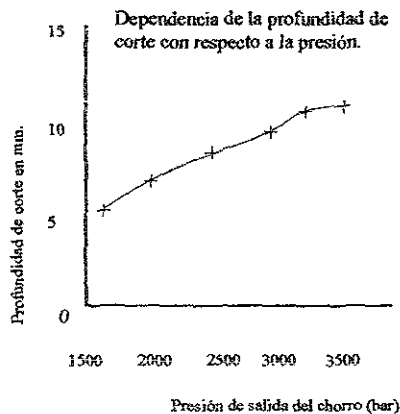
La incorporación de partículas de abrasivo al chorro de agua, ha permitido aumentar las aplicaciones de corte de esta técnica, de esta manera se han podido cortar materiales como el titanio, vidrio, mármol, etc. Las partículas de abrasivo más comúnmente utilizadas son el óxido de aluminio, el carburo de silicio, la arena sílica, la escoria de cobre y el hierro. Los parámetros más importantes en el corte con abrasivo son el tamaño de grano del abrasivo, el flujo de abrasivo al chorro de agua en kg/min y la

presión de salida del chorro. Se han realizado varios estudios para saber el diámetro promedio óptimo de las partículas de abrasivo a utilizar dado el diámetro de la boquilla que produzca la mejor profundidad de corte, las partículas deberán viajar con la misma velocidad que el chorro de agua y lo más centradas posible. Hanish [8], encontró que el tamaño del abrasivo debe ser aproximadamente de un tercio del tamaño del diámetro de la boquilla para el corte de acero al carbón, ver figura 3.12.



**Figura 3.12** Estudio realizado a 2200 bar con una velocidad transversal de 200mm/min para una boquilla de 0.45mm, un flujo de abrasivo de 0.4kg/min sobre hierro fundido.

Se encontró también que la profundidad de corte depende linealmente de la presión de salida, ver figura 3.13.



**Figura 3.13** Curva realizada sobre un blanco de hierro dulce usando una boquilla de 0.25mm una velocidad de corte de 150 mm/min abrasivo de grano #60 (Phaser) y un flujo de abrasivo de 1.74 g/seg en acero dulce.

La dependencia con respecto al flujo de abrasivo se muestra en la figura 3.14

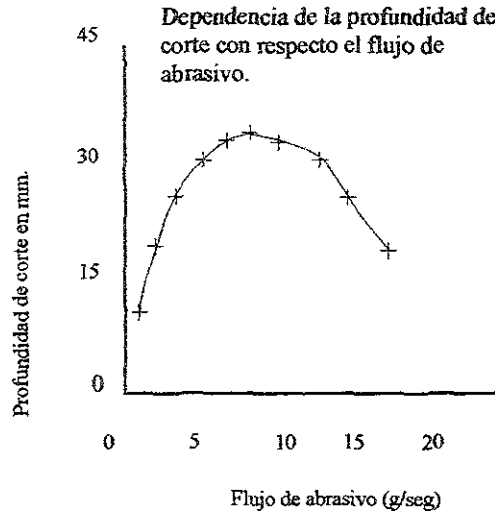


Figura 3.14 Corte realizado a 5000 bar con una boquilla de 1.2mm sobre un blanco de AlMgSi.

El abrasivo es bombeado por aire comprimido hacia la cámara de mezclado para ser succionado por el flujo aprovechando la caída de presión que provoca el chorro de agua a alta presión. Después la mezcla de agua y abrasivo pasa por la boquilla que produce un chorro enfocado que impacta sobre el material. La idea es sencilla, pero tardó 16 años en desarrollarse, después del primer reporte de Franz [3] en 1970. El diseño inicial fue desarrollo de la British Hydrodynamics Research y fue reportado en 1986. El diagrama de una cabeza de corte con entrada de abrasivo se muestra en la figura 3.15.

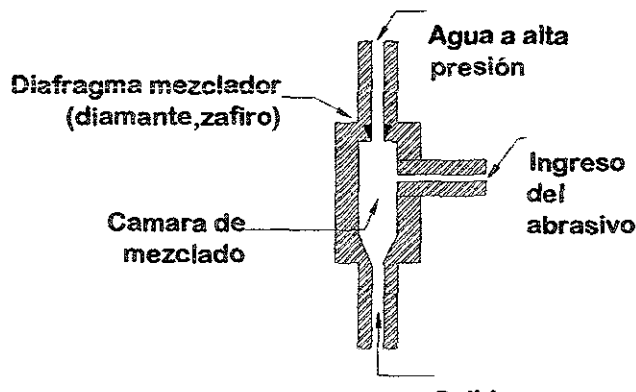


Figura 3.15 Corte transversal de una boquilla con entrada de abrasivo.

En esta aplicación la selección de la cabeza será con cámara de mezclado y boquilla tipo Nikonov.



### 3.8 Selección del sistema de transmisión de potencia.

Existen diversos sistemas para transmitir la potencia de un motor giratorio a desplazamiento lineal, los más comunes son:

- Sistema de piñón cremallera.
- Sistema polea rodante.
- Sistema tornillo-sinfin.
- Sistema de catarina
- Sistema de tornillo de esferas precargadas-sinfin.

Una comparación de las diversas características de los sistemas anteriormente citados se muestra en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1** Características principales de los distintos sistemas de transmisión de potencia.

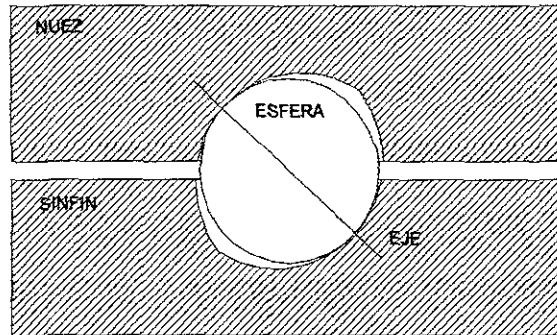
	Tornillo de esferas precargadas-sinfin	Tornillo-sinfin	Catarina	Piñón-cremallera	Polea-rodante
<b>Costo.</b>		•	•	•	•
<b>Consumo de energía</b>	•		•	•	•
<b>Mantenimiento.</b>	•				
<b>Precisión.</b>	•			•	
<b>Repetitividad.</b>	•				
<b>Capacidad de carga.</b>	•				
<b>Tamaño</b>	•	•		•	

De estos sistemas el más eficiente en la transferencia de potencia es el tornillo de esferas precargadas-sinfin, con eficiencias del 90% [9], es decir:

$$\eta = \frac{FV}{\tau\omega} = 0.9$$

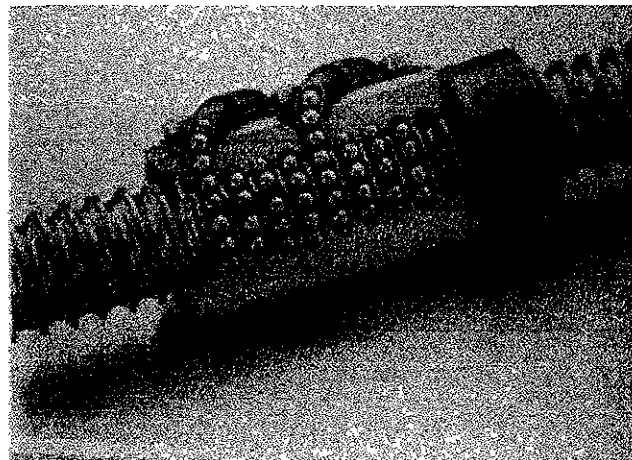
Donde  $\tau$  es la magnitud del torque del motor,  $\omega$  es la frecuencia angular,  $F$  es la magnitud de la fuerza del tornillo y  $V$  la rapidez del tornillo.

La eficiencia de este sistema reside en las esferas que contiene en su interior el tornillo (nuez) y la cuerda donde se depositan las esferas forman una recámara, la cual está diseñada para permitir el contacto sólo en 2 puntos de la esfera, disminuyendo así la fricción, ver figura 3. 16.



**Figura 3.16** Sección transversal de la recámara que forma la nuez y el tornillo

Además de ser el sistema más eficiente en la transmisión de potencia, es también uno de los más eficientes en el posicionamiento. La precisión lograda en los sistemas de ultra-alta precisión es de 0.016mm/m, (0.0002 plg/pie) [1], a temperatura constante. Puesto que la máquina de corte debe cumplir con condiciones de precisión específicas para garantizar tolerancias de corte, el sistema a usar para la transmisión de potencia es el de tornillo de esferas precargadas. Ver figura 3.14.



**Figura 3.14** Fotografía de un tornillo de esferas.

### 3.9 Velocidad Crítica de un tornillo de potencia.

Como todo sistema mecánico sujeto a fuerzas y torques externos, los tornillos de esferas precargadas pueden entrar en resonancia con la frecuencia angular de los motores utilizados. Existen velocidades angulares críticas que generaran vibraciones armónicas no deseadas en el tornillo. Las vibraciones son resultado del diámetro del tornillo, del tipo de sujeción o soportes del dispositivo y de la longitud del tornillo. Experimentalmente se ha encontrado una expresión para la velocidad angular crítica de rotación de un tornillo de potencia  $\omega_c$ , expresada en rpm [9], dada por:

$$\omega_c = (c_s)(4.8 \times 10^6) \left( \frac{\phi}{L^2} \right) \quad (3.2)$$

Donde:

$\phi$  es el diámetro del tornillo de potencia en plg,  $L$  es la longitud del tornillo en plg y  $c_s = 2.23$  plg/seg, el factor de sujeción de chumacera con doble balero del tornillo al sistema [9].

El objetivo de la tesis indica que el sistema debe tener una velocidad de posicionamiento promedio de 7.62 m/min (300plg/min) y una precisión de  $\pm 0.417$ mm/m ( $\pm 0.005$  plg/pie). En el capítulo 2 se estableció que el área de trabajo es de 1.22 x 2.44 m (4 x 8) pies.

A continuación se presenta el cálculo del diámetro del tornillo que permita cumplir con los datos arriba mencionados.

Si se calcula el valor que debe tener el diámetro  $\phi$  del tornillo para que el sistema tenga velocidad angular  $\bar{\omega}_c$  mayor que o igual a la crítica, se tiene que:

$$\phi \geq \frac{\bar{\omega}_c L^2}{c_s (4.8 \times 10^6)} \quad (3.3)$$

De modo que al sustituir (3.3) en (3.2)

$$\text{Se encuentra que } \bar{\omega}_c \geq (c_s)(4.8 \times 10^6) \left( \frac{\phi}{L^2} \right) = \omega_c$$

De esta forma, se asegura que una vez fija la longitud del tornillo y la frecuencia angular el diámetro del tornillo expresado por (3.3) permitirá que éste no presente resonancia .

En la sección 3.19 se muestra que la velocidad angular máxima de desplazamiento de la máquina será de 15.24 m/min (600 plg/min) y en la sección 3.21 se indica que la longitud adecuada de los tornillos de potencia es de 3.048m (120plg).

Al sustituir los datos en la expresión (3.3) resulta:

$$\phi \geq \frac{(600rpm)(120plg)^2}{(2.23rpm.plg)(4.8 \times 10^6)} \geq 0.807 plg.$$

El fabricante recomienda darle un factor de seguridad al sistema de 1.25 por lo que entonces el diámetro del tornillo que seleccionemos deberá ser de:

$$\phi_s = 1.25\phi = 1.009 plg.$$

De esta manera, el tornillo de esferas se seleccionó con los siguientes parámetros:

Longitud	3.048m,(120 plg.)
Paso	25.4 mm por vuelta,(1 plg por vuelta.)
Diámetro	25.4mm,(1 pulgada.)
Velocidad angular máxima	600 rpm.

El cual se encuentra disponible con varios proveedores nacionales.

El tornillo tiene la opción de seleccionarse con chumaceras incluidas, tal como se escogió para esta aplicación, y los extremos del tornillo se seleccionaron con terminación de acoplamiento NEMA 34 para el fácil acoplamiento de los servomotores. Además la precisión que tiene el tornillo seleccionado es de 0.167 mm/m, (0.002 plg/pie), lo cual cumple también con el objetivo de diseño planteado en este trabajo.

### 3.10 Sistema de deslizamiento.

Existen varios sistemas de deslizamiento para un sistema de posicionamiento, entre los más comunes destacan las barras circulares y los rieles rectangulares. Dichos sistemas pueden estar anclados en guías del sistema, por lo que su función será también estructural. La selección de un sistema de deslizamiento depende de la carga y momentos a los que será sometido y de la precisión requerida. Para esta aplicación, los rieles inferiores que sostienen al brazo en cantilever estarán sometidos a un par torsional considerable y antes de su selección se tendrá que hacer una estimación de su magnitud. Además, los rieles superiores que forman el brazo estarán sometidos a un momento flexionante, también de consideración.

El procedimiento seguido fue hacer estimaciones iniciales de la carga, del par torsional y del momento flexionante al que son sometidos los rieles, para que después de haber seleccionado el sistema, ya con los esquemas finales de la máquina se verificará que los rieles soportan adecuadamente las cargas.

A continuación se describe el cálculo de la carga, del momento torsional y del momento flexionante a la que está sometido el sistema.

### 3.11 Cálculo de las reacciones sobre los rieles.

Las vistas y los esquemas completos de la máquina de corte se muestran en la sección 3.21, para el cálculo de las reacciones sobre los rieles inferiores de la máquina se parte de las componentes mostradas en la figura 3.18, el sistema de referencia y las reacciones a calcular que actúan sobre los rieles se muestran también en dicha figura.

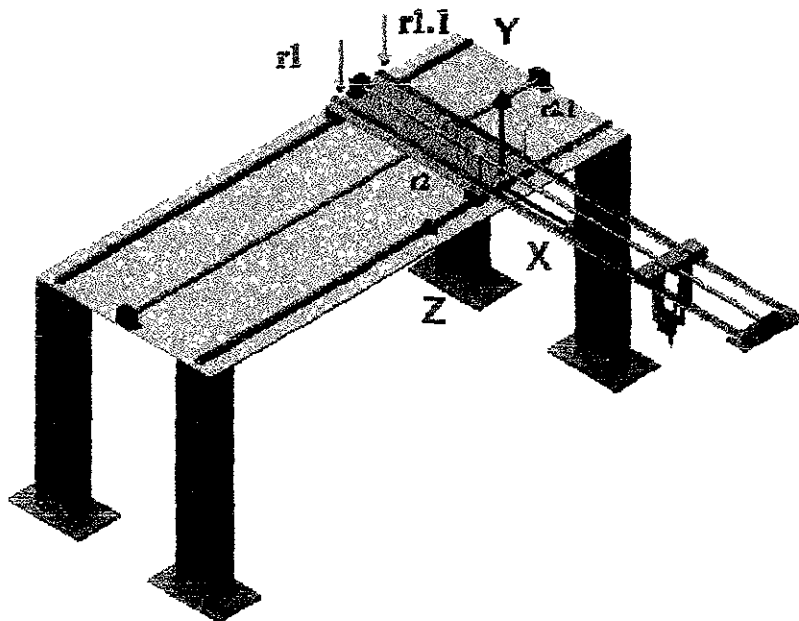


Figura 3.18 Sistema de referencia y reacciones sobre los rieles.

El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 3.19. En este caso, las fuerzas externas actuantes sobre el sistema se numeran de derecha a izquierda. Debido a la simetría que presenta el sistema, se ha supuesto que las reacciones  $r_1$  y  $r_{1,1}$  tienen el mismo valor, la misma suposición se realiza para las reacciones  $r_2$  y  $r_{2,1}$ .

Para el análisis de las fuerzas, cuando es el caso, se han sumado los pares de fuerzas que tienen la misma coordenada X, por ejemplo, la fuerza que ejercen los dos soportes y calzas sobre el riel se manifiestan como una sola fuerza  $F_4$  perpendicular al eje x. Ver figura 3.19

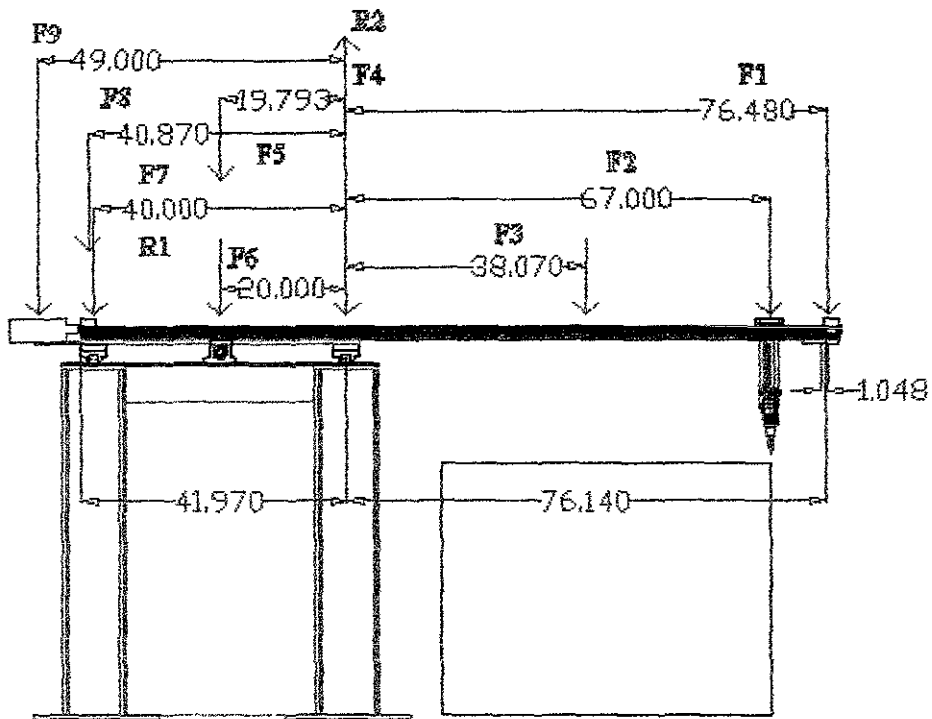


Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre. Vista lateral. Las longitudes están dadas en pulgadas.

Donde:

$F_1$  es la magnitud de la fuerza que ejercen el peso del tornillo sobre la chumacera, el peso de la chumacera y el peso de la base.

$F_2$  es la magnitud de la fuerza que ejerce el peso de la cabeza en la posición permitida más alejada del eje Z.

$F_3$  es la magnitud de la fuerza que ejerce el peso del centro de masa de los dos rieles a la derecha del eje Z.

$F_4$  es la magnitud de la fuerza que ejercen el peso de los dos soportes y las calzas sobre el eje Z.

$F_5$  es la magnitud de la fuerza que ejerce la base de los rieles superiores a la izquierda del eje Z.

$F_6$  es la magnitud de la fuerza que ejerce el peso del centro de masa de los dos rieles superiores a la izquierda el eje Z.

$F_7$  es la magnitud de la fuerza que ejercen el peso de los dos soportes y las calzas a la izquierda del eje Z.

$F_8$  es la magnitud de la fuerza que ejercen el peso del tornillo sobre la chumacera y el peso de la chumacera a la izquierda del eje de giro.

$F_9$  es la magnitud de la fuerza que ejercen el motor y el reductor a la izquierda del eje Z.

$R_1$  es la magnitud de la suma de las dos reacciones a la izquierda del eje Z.

$R_2$  es la magnitud de la suma de las dos reacciones sobre el riel que representa al eje Z.

La tabla 3.2, muestra la magnitud y dirección de las fuerzas externas y reacciones a calcular.

**Tabla 3.2** La tabla muestra el vector de posición donde actúan las fuerzas externas y las reacciones, así como también el vector de fuerza y reacción. La magnitud de la fuerza se da en Newtons y el vector de posición se da en metros con su conversión a pulgadas,  $g$  tiene un valor de  $9.81\text{m/seg}^2$  y en la tabla sólo se toma su valor sin unidades. La coordenada  $y_i$  del vector de posición en el eje Y, no es necesaria describirla, ya que no contribuye a la torca.

Nombre de la fuerza	Vector fuerza (Newtons)	Vector de Posición $\vec{L}$ metros (pulgadas)
$F_1$	$(0, -8.297, 0)g$	$(1.942, y_1, 0) = \vec{L}_1$ $(76.480, y_1, 0) = \vec{L}_1$
$F_2$	$(0, -10.000, 0)g$	$(1.702, y_2, 0) = \vec{L}_2$ $(67.000, y_2, 0) = \vec{L}_2$
$F_3$	$(0, 29.010, 0)g$	$(0.764, y_3, 0) = \vec{L}_3$ $(38.070, y_3, 0) = \vec{L}_3$
$F_4$	$(0, -8.922, 0)g$	$(0, y_4, 0) = \vec{L}_4$ $(0, y_4, 0) = \vec{L}_4$
$F_5$	$(0, -48.299, 0)g$	$(-0.503, y_5, 0) = \vec{L}_5$ $(-19.793, y_5, 0) = \vec{L}_5$
$F_6$	$(0, -15.990, 0)g$	$(-0.508, y_6, 0) = \vec{L}_6$ $(-20.000, y_6, 0) = \vec{L}_6$
$F_7$	$(0, -8.922, 0)g$	$(-1.016, y_7, 0) = \vec{L}_7$ $(-40, y_7, 0) = \vec{L}_7$
$F_8$	$(0, -6.969, 0)g$	$(-1.038, y_8, 0) = \vec{L}_8$ $(-40.870, y_8, 0) = \vec{L}_8$
$F_9$	$(0, -5.000, 0)g$	$(-1.244, y_9, 0) = \vec{L}_9$ $(-49.000, y_9, 0) = \vec{L}_9$
$R_1$	$(0, -2r_1, 0)$	$(-1.016, y_7, 0) = \vec{L}_7$ $(-40, y_7, 0) = \vec{L}_7$
$R_2$	$(0, 2r_2, 0)$	$(0, y_4, 0) = \vec{L}_4$ $(0, y_4, 0) = \vec{L}_4$

Las masas de las componentes por orden de aparición de derecha a izquierda se muestran en la tabla 3.3

**Tabla 3.3** Masa en kilogramos de los distintos componentes que integran la máquina.

Componente.	Masa en Kilogramos	No de Piezas Requeridas
Chumacera	2.068	2
Masa del tornillo de potencia	9.802	1
Base de la chumacera.	1.328	1
Cabeza de corte, sistema completo	10.000	1
Masa de un riel deslizamiento superior	22.500	2
Masa de un soporte y una calza del riel de Deslizamiento inferior.	4.461	4
Masa de la base de los rieles superiores	48.299	1
Masa del motor y reductor.	5.00	1

Puesto que el sistema se encuentra en equilibrio estático, se debe de cumplir la condición de que la suma de fuerzas y torques sean cero, es decir:

$$\sum F = \sum \hat{T} = \vec{0}$$

Se hará primero el análisis del equilibrio de torques sobre el sistema de referencia representado en la figura 3.19, ya que su cálculo sólo involucra una de las reacciones desconocidas R1. Calculada R1, con la condición de equilibrio de fuerzas se calculará R2.

De este modo:

$$\sum \hat{T} = \sum_{i=1}^{i=9} L_i x F_i + \sum_{i=1}^2 L_i x R_i = 0$$

Al realizar el producto vectorial de un vector de posición en la dirección  $(L_x, L_y, 0)$  y una fuerza en la dirección  $(0, F_y, 0)$ , sólo se obtiene torque en la dirección  $Z$ , como es nuestro caso.

$$\begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ L_x & L_y & 0 \\ 0 & F_y & 0 \end{vmatrix} = 0\hat{i} + 0\hat{j} + L_x F_y \hat{k}$$

Se observa, entonces, que la coordenada  $y_i$  del vector de posición no contribuye al torque y el cálculo se reduce a la siguiente expresión,

$$-L_{1x} F_{1y} - L_{2x} F_{2y} - L_{3x} F_{3y} + L_{5x} F_{5y} + L_{6x} F_{6y} + L_{7x} F_{7y} + L_{8x} F_{8y} + L_{9x} F_{9y} + L_{7x} R_{1y} = 0$$



Por lo que:

$$R_{1y} = \frac{L_{1x}F_{1y} + L_{2x}F_{2y} + L_{3x}F_{3y} - L_{5x}F_{5y} - L_{6x}F_{6y} - L_{7x}F_{7y} - L_{8x}F_{8y} - L_{9x}F_{9y}}{L_{7x}} \quad (3.3)$$

Al sustituir los valores de la Tabla 3.2 en la expresión (3.3), se encuentra que:

$$R_{1y} = 59.758 \text{ N, siendo el vector de reacción, } R_1 = (0, -59.7, 0) \text{ N}$$

Por simetría, las reacciones independientes sobre el riel a la izquierda del eje Z se expresan como:

$$r_{1y} = \frac{R_{1y}}{2} = 29.879 \text{ N.}$$

De la condición de equilibrio de fuerzas se tiene que:

$$-F_{1y} - F_{2y} - F_{3y} - F_{4y} + R_{2y} - F_{5y} - F_{6y} - F_{7y} - R_{1y} - F_{8y} - F_{9y} = 0$$

De modo que la reacción  $R_{2y}$  se expresa como:

$$R_{2y} = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y} + F_{7y} + F_{8y} + F_{9y} + R_{1y} \quad (3.4)$$

Al sustituir los valores de la Tabla 3.3 y  $R_1$  en la expresión (3.4) se encuentra que:

$$R_{2y} = 1446.980 \text{ N, siendo el vector de reacción, } R_2 = (0, 1446.980, 0) \text{ N}$$

De modo que las reacciones independientes sobre el riel son:

$$r_{2y} = \frac{R_{2y}}{2} = 723.490 \text{ N}$$

El torque que soporta el riel inferior que representa al eje Z es:

$$P = -(L_{1x}F_{1y} + L_{2x}F_{2y} + L_{3x}F_{3y}) = 599.548 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Por lo que el par al que está sometido cada soporte es

$$p = \frac{P}{2} = 299.774 \text{ N}\cdot\text{m}$$

La masa total sobre los rieles inferiores es:

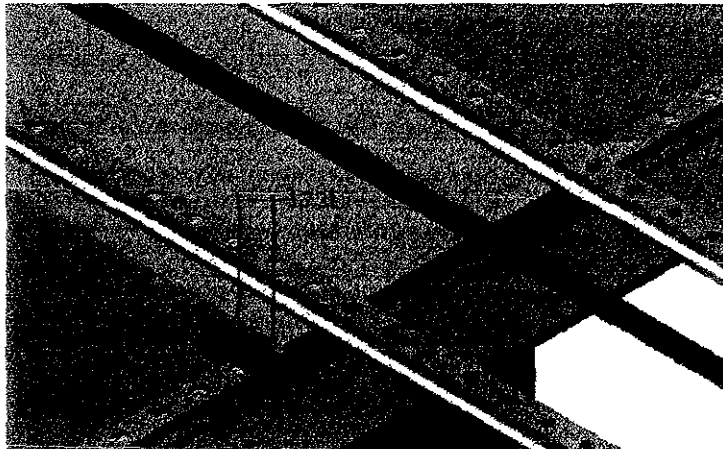
$$m = \frac{F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y} + F_{7y} + F_{8y} + F_{9y}}{g} = 141.409 \text{ kg.}$$

Con la reacción sobre el riel y el par torsional al que es sometido el riel se revisará si el riel seleccionado funciona adecuadamente. Se comentó que las guías circulares no están diseñadas para soportar par de torsión, mientras que las cuadradas sí. En este caso deberán soportar un par de torsión de 299.8 N·m, para lo cual se ha elegido una guía que soporta un par torsional dinámico de 590 N·m, siendo entonces el factor de seguridad de 2. El perfil de alturas de los rieles presenta una diferencia máxima de  $\pm 20\mu\text{m}$  lo que garantiza el posicionamiento de la cabeza y una velocidad máxima de movimiento de 160m/min (4724plg/min). Estos rieles se utilizarán también para mover la cabeza de la máquina de corte ya que presentan una constante de rigidez  $EI = 15392\text{N/m}^2$ , lo cual provocará que el brazo en cantilever se flexione menos de 2 cm sin el uso de un cartabón. A continuación se realizará el análisis de la flexión de los rieles y posteriormente se analizará la deformación del sistema usando un cartabón

### 3.12 Flexión del brazo en cantilever.

Lo que resta es describir las fuerzas y momentos que actúan sobre el riel y establecer, nuevamente, el sistema de referencia a partir del cual será descrita la flexión.

El sistema de rieles escogidos para el brazo en cantilever se encuentra anclado a una placa de acero inoxidable de 12.7mm, ( $\frac{1}{2}$  pulgada) de espesor, por medio de tornillos Allen tamaño M8. Se considerará que la flexión comienza a partir del centro del último tornillo de anclaje, el cual se encuentra desplazado a 43.967 mm, (1.731 pulgadas) a la derecha del eje Z, que coincide con el eje de giro. Ver figura 3.20.



**Figura 3.20** Figura que muestra los rieles superiores anclados a una distancia 1.731 plg del eje de giro Z. Las unidades se encuentran en pulgadas.

El sistema de referencia será trasladado 43.967 mm, (1.713 plg.) a la derecha del eje z, reduciéndose las distancias sobre el eje x en la misma cantidad.

Las 3 fuerzas a considerar son  $F_1$ ,  $F_2$  y  $F_3$ . Como se considera un solo riel para describir la flexión, la magnitud de las fuerzas que actúan sobre un riel será la mitad del descrito

anteriormente, a dichas fuerzas las nombraremos  $f_1, f_2, f_3$ , respectivamente. En la tabla 3.4 se describen las fuerzas que actúan sobre un solo riel

**Tabla 3.4** Tabla de fuerzas que actúan sobre un solo riel cuando éste se encuentra en voladiz g es el valor de la aceleración de la gravedad y en la tabla se toma sin unidades.

Magnitud de la fuerza.	Vector de fuerza en Newtons	Vector de posición de la fuerza en metros pulgadas	
$f_1 = \frac{F1}{2}$	$(0, -4.148, 0)g$	$(1.900, 0, 0)$	$(74.749, 0, 0)$
$f_2 = \frac{F2}{2}$	$(0, -5.000, 0)g$	$(1.658, 0, 0)$	$(65.269, 0, 0)$
$f_3 = \rho g L$	$(0, -14.175, 0)g$	$(0.945, 0, 0)$	$(37.204, 0, 0)$

Donde:

$f_1$  es la fuerza que ejerce el peso de la chumacera, su base y el tornillo sobre un riel.

$f_2$  es la fuerza que ejerce la cabeza a un riel.

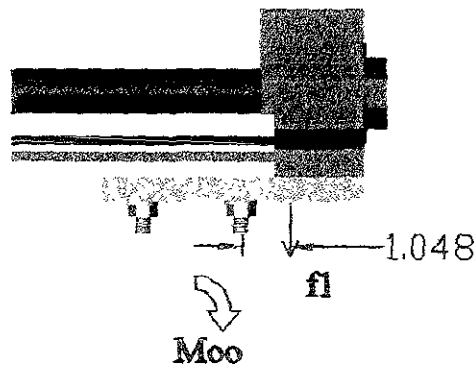
$f_3$  es la fuerza que ejerce el centro de masa del riel sobre si mismo.

$\rho$  es la densidad lineal del riel = 7.5 kg/m

$L=L3$ , es la longitud total del riel a partir del centro del último tornillo de anclaje.

$L3=1.890$  m (74.409 plg)

Es importante observar que la fuerza  $f_1$  no actúa directamente sobre el riel, sino que ésta transmite un momento  $Moo$  al extremo del riel, al centro del anclaje del tornillo con la base.  $f_3$  tiene un brazo de palanca de 26.6 mm, (1.048") con respecto al riel, como se muestra en la figura 3.21



**Figura 3.21** Diagrama del Momento  $Moo$  que ejerce la fuerza  $f_1$  através, del tornillo de anclaje.

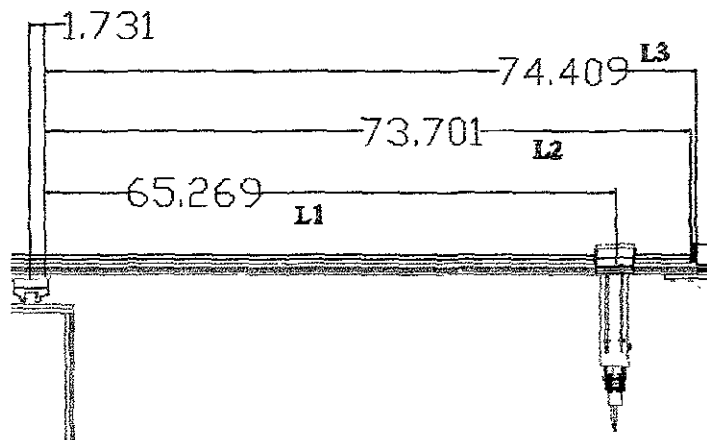
Existen 3 intervalos a considerar a lo largo del riel, eje x, para la descripción de la flexión. El primero es del origen a la coordenada x donde actúa el peso de la cabeza, el segundo es a partir de la coordenada donde actúa el peso de la cabeza a la coordenada x donde se ancla el tornillo de la base de la chumacera y el tercero a partir de esta última al extremo del riel.

Los intervalos de valores se muestran a continuación y su posición en la máquina se muestra en la figura 3.22

Intervalo:  $0 \leq x \leq L1$       $L1 = 65.269$  plg, (1.656 m).

$L1 \leq x \leq L2$       $L2 = 73.701$  plg, (1.872m).

$L2 \leq x \leq L3$       $L3 = 74.409$  plg, (1.890m).



**Figura 3.22** Distancia de los intervalos L1,L2,L3 sobre el riel, a partir del punto donde comienza la flexión. Las unidades se encuentran en pulgadas.

Hasta el momento se ha considerado que el sistema se encuentra en equilibrio, si esto es cierto, cualquier elemento, sección o punto del sistema se encuentra en equilibrio. Si en particular fijamos nuestra atención sobre el riel superior del brazo en cantilever del sistema y se divide éste en planos perpendiculares a su eje de deslizamiento, en cada cara de los planos nos existe una fuerza de reacción que equilibra al sistema, a esta fuerza se le conoce como fuerza cortante  $V$  y a continuación se describe sus valores a lo largo del riel dentro del intervalo de valores anteriormente descritos.

Las condiciones que debe de cumplir la fuerza cortante son:

$$V(0) = V_0, \tag{3.5}$$

$$V(L_3) = 0,$$

siendo el valor del cortante máximo para  $x = 0$  y nulo cuando  $x = L_3$ .

La fuerza cortante sobre el riel se describe como:

$$\begin{aligned} V &= V_0 - \rho g x & 0 \leq x < L_1 \\ V &= V_0 - \rho g x - f_2 & L_1 \leq x < L_2 \\ V &= V_0 - \rho g x - f_2 & L_2 \leq x < L_3 \end{aligned} \tag{3.6}$$

$V_0$ , es el valor de la magnitud de la fuerza cortante en el centro del tornillo de anclaje, donde inicia la flexión, la cual tiene la posición  $x=0$ . El valor de  $V_0$  es  $V_0 = \rho g L_3 + f_2 = 188.106 \text{ N}$ . Se observa que la expresión (3.6) cumple con las condiciones (3.5) siendo:

$$\begin{aligned} V(0) &= V_0 - \rho g 0 = V_0, \\ V(L_3) &= V = V_0 - \rho g x - f_2 = \rho g L_3 + f_2 - \rho g x - f_2 = 0 \end{aligned}$$

La curva de la fuerza cortante se representa en la figura 3.23

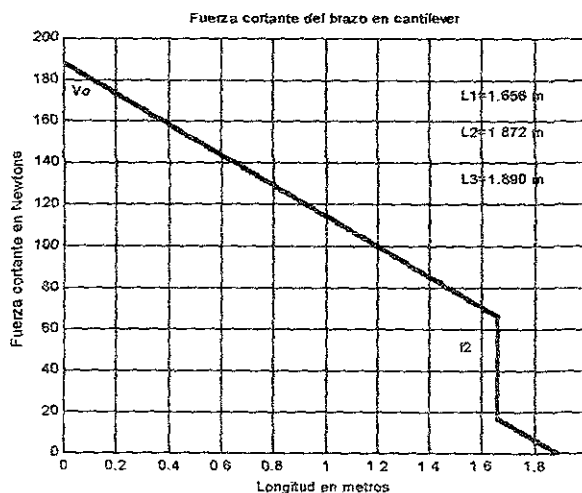


Figura 3.23 Valores de la fuerza cortante a lo largo del riel.

La integral de la fuerza cortante dará como resultado el momento flexionante sobre el riel para mantener la condición de equilibrio. De modo que si se integra la expresión (3.6) se obtiene la expresión para el momento flexionante. Las condiciones que debe de cumplir el momento son: para  $x=0$ , el momento debe ser máximo en magnitud e igual a  $M_0$ . Para  $x = L_3$ , el momento deberá ser cero y continuo en todo el intervalo.

Integrando (3.6) dentro de los 3 intervalos de estudio, el momento se expresa como:

Integrando en el primer intervalo:

$$\int (V_0 - \rho g x) dx + C_1, \quad \text{donde } C_1 = -M_0,$$

$$M = -M_0 + V_0 x - \frac{\rho g x^2}{2} \quad 0 \leq x \leq L_1,$$

Integrando en el segundo intervalo:

$$\int (V_0 - \rho g x - f_2) dx + C_2, \quad \text{donde } C_2 = -M_0 + f_2 L_1,$$

$$M = -M_0 + (V_0 - f_2)x - \frac{\rho g x^2}{2} + f_2 L_1 \quad L_1 \leq x \leq L_2$$

Integrando en el tercer intervalo:

$$\int (V_0 - \rho g x - f_2) dx + C_3, \quad \text{donde } C_3 = -M_0 + f_2 L_1 + M_{00}$$

$$M = -M_0 + (V_0 - f_2)x - \frac{\rho g x^2}{2} + f_2 L_1 + M_{00} \quad L_2 \leq x \leq L_3$$

Se tiene entonces los siguientes valores del momento para los tres intervalos de estudio.

$$M = -M_0 + V_0 x - \frac{\rho g x^2}{2} \quad 0 \leq x \leq L_1,$$

$$M = -M_0 + (V_0 - f_2)x - \frac{\rho g x^2}{2} + f_2 L_1 \quad L_1 \leq x \leq L_2 \quad (3.7)$$

$$M = -M_0 + (V_0 - f_2)x - \frac{\rho g x^2}{2} + f_2 L_1 + M_{00} \quad L_2 \leq x \leq L_3$$

$$\text{Donde } M_{00} = \frac{\rho g L_3^2}{2} + f_2 L_1 + M_{00}, \quad M_{00} = 1.083 \text{ Nm}$$

Al sustituir los datos de la tabla 3.4 se tiene que:  $M_0 = 213.807 \text{ Nm}$

Se observa que la expresión (3.6) cumple con las condiciones establecidas ya que:

$$M(0) = -M_0$$

$$M(L_3) = -M_0 + (V_0 - f_2)L_3 - \frac{\rho g L_3^2}{2} + f_2 L_1 + M_{00} \quad (3.8)$$

Sistemas que integran una máquina de corte por chorro de agua y selección de componentes

Sustituyendo el valor de  $M_0$  y  $V_0$  en (3.7) se tiene que:

$$M(L_3) = \frac{\rho g L_3^2}{2} - \rho L_1 - M_{00} + (\rho g L_3 + \rho_2 - \rho)L_3 - \frac{\rho g L_3^2}{2} + \rho L_1 + M_{00}$$

$$M(L_3) = -\frac{\rho g L_3^2}{2} - \rho L_1 - M_{00} + (\rho g L_3 + \rho_2 - \rho)L_3 - \frac{\rho g L_3^2}{2} + \rho L_1 + M_{00} = 0$$

La curva del momento flexionante se representa en la figura 3.24

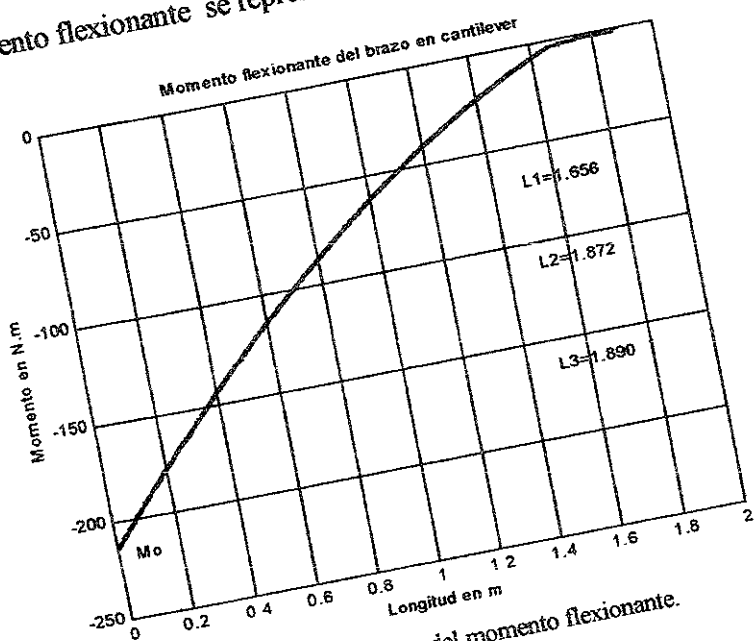


Figura 3.24 Curva del momento flexionante.

La doble integración del momento flexionante dividido entre el producto  $EI$  del riel dará como resultado la flexión  $v$ . A dicha ecuación se le conoce como ecuación de flexión de Bernoulli-Cauchy y se describe en la mayoría de libros de elasticidad [10], la cual se expresa como:

$$EIv = \int M dx$$

$$EIv = \int (\int M dx) dx' = \int EI v dx$$

Siendo  $E$  el modulo de elasticidad del riel e  $I$  el momento de área con respecto al eje expresado por:

$$I = \int y^2 dA.$$

Para nuestra aplicación  $E = 200 \text{ Gpa}$ ,  $I = 7.696 \times 10^{-8} \text{ m}$ , por lo que la constancia de rigidez tiene el valor  $EI = 15392 \text{ Nm}^2$

Puesto que la viga está anclada, las condiciones serán que la flexión en  $x=0$  es nula, así como su derivada dicha condición es lo que se observa experimentalmente cuando se flexiona una viga anclada es decir

$$v(0) = 0$$

$$v'(0) = 0$$

Al sustituir (3.7) en la expresión (3.9) y calculando las constantes de integración que garanticen la continuidad de la función se tiene que:

Integrando el primer intervalo:

$$EI v = \int (M_0 + V_0 x - \frac{\rho g x^2}{2}) dx + K_1, \text{ donde } K_1 = 0,$$

$$EI v = -M_0 x + \frac{V_0 x^2}{2} - \frac{\rho g x^3}{6}$$

Integrando el segundo intervalo:

$$EI v = \int (-M_0 + (V_0 - f_2)x + f_2 L_1) dx + K_2, \text{ donde } K_2 = -\frac{f_2 L_1^2}{2}$$

$$EI v = -\frac{f_2 L_1^2}{2} + (f_2 L_1 - M_0)x + \frac{(V_0 - f_2)x^2}{2} - \frac{\rho g x^3}{6}$$

Integrando el tercer intervalo:

$$EI v = \int (-M_0 + (V_0 - f_2)x + f_2 L_1 + M_0) dx + K_3, \text{ donde } K_3 = -\frac{f_2 L_1^2}{2} - M_0 L_2$$

$$EI v = -\frac{f_2 L_1^2}{2} - M_0 L_2 + (f_2 L_1 + M_0 - M_0)x + \frac{(V_0 - f_2)x^2}{2} - \frac{\rho g x^3}{6}$$

La derivada de la flexión se describe por:

$$\begin{aligned}
 v' &= V_0 - \rho g x & 0 \leq x \leq L_1 \\
 v' &= -M_0 + (V_0 - f_2)x + f_2 L_1 & L_1 \leq x \leq L_2 \\
 v' &= -M_0 + (V_0 - f_2)x + f_2 L_1 + M_0 & L_2 \leq x \leq L_3
 \end{aligned} \quad (3.10)$$



Al sustituir la expresión (3.10) en (3.9.1) se podrá encontrar el valor de la flexión en el riel :

Integrando el primer intervalo  $0 \leq x \leq L1$ :

$$EIv = \int (-Mox + \frac{Vox^2}{2} - \frac{\rho gx^3}{6}) dx + H1 \text{ donde } H1=0$$

$$EIv = -\frac{Mox^2}{2} + \frac{Vox^3}{6} - \frac{\rho gx^4}{24}$$

Integrando el segundo intervalo  $L1 \leq x \leq L2$ :

$$EIv = \int (-\frac{f2L1^2}{2} + (F2L1 - Mo)x + \frac{(Vo - f2)x^2}{2} - \frac{\rho gx^3}{6}) dx + H2$$

$$\text{donde } H2 = +\frac{f2L1^3}{6}$$

$$EIv = +\frac{f2L1^3}{6} - \frac{f2L1^2 x}{2} + \frac{(f2L1 - Mo)x^2}{2} + \frac{(Vo - f2)x^3}{6} - \frac{\rho gx^4}{24}$$

Integrando el tercer intervalo  $L2 \leq x \leq L3$ :

$$EIv = \int (-\frac{f2L1^2}{2} - MooL2 + (F2L1 + Moo - Mo)x + \frac{(Vo - f2)x^2}{2} - \frac{\rho gx^3}{6}) dx + H3$$

$$\text{Donde } H3 = \frac{f2L1^3}{6} + \frac{3MooL2^2}{2}$$

$$EIv = \frac{f2L1^3}{6} + \frac{3MooL2^2}{2} - \frac{(f2L1^2 + 2Moo)x}{2} + \frac{(f2L1 - Moo - Mo)x^2}{2} + \frac{(Vo - f2)x^3}{6} - \frac{\rho gx^4}{24}$$

De modo que la flexión se describe por:

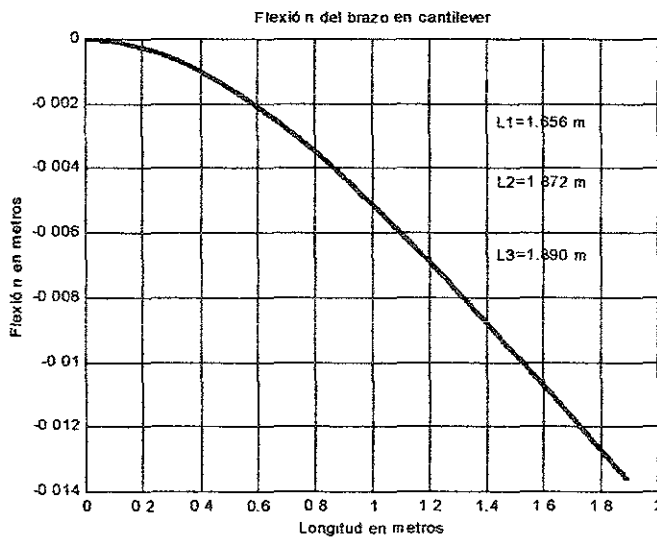
$$EIv = -\frac{Mox^2}{2} + \frac{Vox^3}{6} - \frac{\rho gx^4}{24} \quad 0 \leq x \leq L1$$

$$EIv = +\frac{f2L1^3}{6} - \frac{f2L1^2 x}{2} + \frac{(f2L1 - Mo)x^2}{2} + \frac{(Vo - f2)x^3}{6} - \frac{\rho gx^4}{24} \quad L1 \leq x \leq L2$$

$$EIv = \frac{f2L1^3}{6} + \frac{3MooL2^2}{2} - \frac{(f2L1^2 + 2Moo)x}{2} + \frac{(f2L1 - Moo - Mo)x^2}{2} + \frac{(Vo - f2)x^3}{6} - \frac{\rho gx^4}{24} \quad L2 \leq x \leq L3$$

(3.11)

La curva de flexión se encuentra representada en la figura 3.25



**Figura 3.25** Curva de flexión del riel

La cabeza de corte se puede mover hasta la posición  $x = 1.672$  si la cabeza esta fija en esa posición, el riel presenta entonces para esa misma coordenada una flexión de 0.0113 m. Dicha flexión modificara el ángulo de ataque del chorro de agua sobre el material factor no deseado en el proceso de corte. El sistema presenta una flexión importante para el problema de corte, por lo que será necesario usar un cartabón en el extremo del brazo.

### Desplazamientos del cartabón.

De la sección anterior se observa que la flexión en el riel es considerable, por lo que será necesario colocar un cartabón a éstos que evite dicha flexión, a continuación se muestra la forma del cartabón y se realiza el cálculo del desplazamiento de su extremo que garantice la precisión necesaria del corte.

El cartabón se muestra en la figura 3.27

Figura 3.27

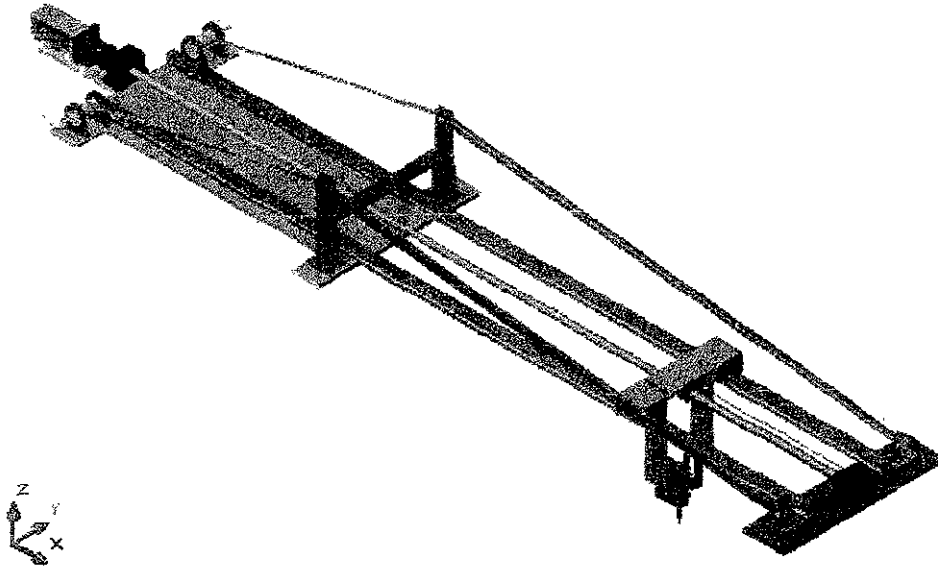


Figura 3.27 Cartabón triangular que permite desplazamientos dentro de las especificaciones del sistema.

Para calcular el desplazamiento que presenta el cartabón, primero se tendrá que calcular las fuerzas a las que esta sometida la estructura para después, aplicar la ley de hooke asumiendo que todos los esfuerzos sobre la estructura son axiales.

El diagrama de cuerpo libre es el siguiente:

La variable de interés como se verá mas adelante, es el cálculo de la tensión a la que se encuentra sometida la cual se calculará a continuación.

Puesto que la torca es cero en el nodo 1 se tiene:

$$Wa - T_y L = 0 \text{ de donde } T_y = \frac{Wa}{L}$$

Además la tensión cumple con:

$$\tan(\theta) = \frac{T_y}{T_x} \text{ de donde } T_x = \frac{T_y}{\tan(\theta)}$$

$$\text{El modulo de la tensión es } |T| = \sqrt{T_x^2 + T_y^2} = \frac{Wa}{L|\sin(\theta)|}$$

Donde la dirección de acción de la barra inclinada sobre el nodo 2, es:

$$(\cos(\theta), -\sin(\theta)).$$

Puesto que la torca es cero en el nodo 2 se encuentra que:

$$F_{1y}L - Wb = 0 \text{ de donde: } F_{1y} = \frac{Wb}{L}$$

Por equilibrio de fuerzas en el nodo 2 se tiene que:

$$T_x - F_{1x} = 0 \quad F_{1x} = \frac{Wa}{L \tan(\theta)}$$

En el nodo 3 por equilibrio de fuerzas se tiene que:  $\vec{F}_3 = \vec{T}$

Suponiendo que las barras solamente están sometidas a tensión compresión a lo largo de su eje dentro de cualquier sistema de referencia local la ley de hooke se describe como :

$$\begin{Bmatrix} P_{1x} \\ P_{1y} \\ P_{2x} \\ P_{2y} \end{Bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_{1x} \\ \delta_{1y} \\ \delta_{2x} \\ \delta_{2y} \end{Bmatrix} \quad (3.28)$$

Donde:  $\vec{P}$  es la fuerza a la que esta sometida la barra siempre a lo largo del eje x descrita desde un marco local.

$\delta$  es el desplazamiento local.

$E$  es el módulo de Young de la barra.

$A$  la sección transversal de la barra.

$L$  la longitud de la barra.

La ecuación (3.28) se puede escribir como  $\vec{P} = \mathbf{K}\delta$  (3.29)

Si se desea describir los desplazamientos y las fuerzas locales desde un marco general de referencia habrá que rotar tanto a las fuerzas generales  $\vec{F}$  como a los desplazamientos. generales  $\vec{u}$  de modo que:

$$\vec{P} = \mathbf{R}_\alpha \vec{F} \quad (3.30)$$

$$\delta = \mathbf{R}_\alpha \vec{u} \quad (3.31)$$

Sustituyendo (3.31) y (3.30) en (3.29) se tiene que:

$$\mathbf{R}_\alpha \vec{F} = \mathbf{K} \mathbf{R}_\alpha \vec{u}$$

al despejar a  $\vec{F}$  se encuentra:

$$\vec{F} = \mathbf{R}_\alpha^{-1} \mathbf{K} \mathbf{R}_\alpha \vec{u}$$

Finalmente al realizar las operaciones las fuerzas y desplazamientos desde el marco de referencia general se describen como:

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \end{Bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} c^2 & cs & -c^2 & -cs \\ cs & s^2 & -cs & -s^2 \\ -c^2 & -cs & c^2 & cs \\ -cs & -s^2 & cs & s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{2x} \\ u_{2y} \end{Bmatrix} \quad (3.32)$$

Aplicando la ecuación (3.32) a cada nodo se podrá conocer el desplazamiento que sufre el nodo 2.

Para la barra entre el nodo 1 y 2 se tiene que:

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ T_x \\ T_y \end{Bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{2x} \\ u_{2y} \end{Bmatrix}$$

Para la barra entre el nodo 2 y 3 se tiene:

$$\begin{Bmatrix} T_x \\ T_y \\ F_{2x} \\ F_{2y} \end{Bmatrix} = \frac{EA c_\theta}{L} \begin{bmatrix} c^2 & cs & -c^2 & -cs \\ cs & s^2 & -cs & -s^2 \\ -c^2 & -cs & c^2 & cs \\ -cs & -s^2 & cs & s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{2x} \\ u_{2y} \\ u_{3x} \\ u_{3y} \end{Bmatrix}$$

Para la barra entre el nodo 1 y 3 se tiene:

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{3x} \\ F_{3y} \end{Bmatrix} = \frac{EA}{L t_\theta} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{2x} \\ u_{2y} \end{Bmatrix}$$

de modo que factorizando nuestro sistema se describe como:

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ T_x \\ T_y \\ F_{3x} \\ F_{3y} \end{Bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{t_\theta} & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{t_\theta} \\ -1 & 0 & 1+c^2c_\theta & csc_\theta & -c^2c_\theta & -csc_\theta \\ 0 & 0 & csc_\theta & s^2c_\theta & -csc_\theta & -s^2c_\theta \\ & & -c^2c_\theta & -csc_\theta & c^2c_\theta & csc_\theta \\ & -\frac{1}{t_\theta} & -csc_\theta & -s^2c_\theta & csc_\theta & \frac{1}{t_\theta} + s^2c_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{2x} \\ u_{2y} \\ u_{3x} \\ u_{3y} \end{Bmatrix}$$

Como los desplazamientos  $u_1$  y  $u_3$  son nulos el sistema se reduce a:

$$\begin{Bmatrix} T_x \\ T_y \end{Bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 + c^2 c_\theta & csc_\theta \\ csc_\theta & s^2 c_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{2x} \\ u_{2y} \end{Bmatrix}$$

despejando a los desplazamientos y sustituyendo el valor de  $T_x$  y  $T_y$

Se encuentra que los desplazamientos tienen un valor de:

$$u_{2y} = 0.00013\text{m}$$

desplazamiento que garantiza la precisión de la máquina.

### 3.13 Sistema de control.

Existen varias maneras de controlar un mecanismo (mecánicos, relays, válvulas check, microcontroladores, etc.), pero sin duda el que mayor precisión y repetitividad ha alcanzado es el control a base de dispositivos microcontroladores, por lo que será el control utilizado en este diseño.

El funcionamiento de los sistemas de control por microcontroladores es bien conocido y en la actualidad existen una diversidad de mecanismos que los utilizan satisfactoriamente.

El sistema de control por microcontroladores contiene los siguientes componentes:

- Controlador.
- Motores.
- Etapa de potencia (motor drive).
- Sensores y retroalimentación.

El reto será tener la mejor selección de cada una de estas componentes de control para cumplir los requerimientos del sistema de corte y para que en conjunto todos los sistemas que integran a la máquina trabajen de manera eficaz. Las condiciones que debe cumplir el sistema de control son :

- Precisión de posicionamiento de  $\pm 0.417\text{mm/m}$ , (0.005plg/pie)
- Velocidad de posicionamiento máxima promedio de 7.62 m/min (300 plg/min).
- Velocidad de posicionamiento mínima promedio de 0.013 m/min 0.5 plg/min.
- Control de 2 ejes independientes ( X-Y).
- Interfase de conexión a un ordenador personal.
- Interfase de comunicación con la bomba de alta presión.
- Software de traducción de archivos DXF a controlador.

A continuación se describen algunas generalidades de las componentes del sistema de control para, después, realizar su selección con base en los requerimientos previamente establecidos.

### 3.14 El controlador.

El controlador es el sistema dedicado a realizar todos los cálculos numéricos para el seguimiento de trayectoria, la retroalimentación de posición y la secuencia y ejecución de tareas. El controlador es flexible y debe ser programado de acuerdo a las tareas a realizar.

Los controladores comerciales se presentan en dos arquitecturas:

- Tarjetas de conexión a computadora (bus-based targets)
- Controladores independientes de la computadora.



Las tarjetas de conexión a computadora se instalan dentro de los slots de la computadora y presentan varias arquitecturas, dentro de las más comunes se encuentran las ISA, PCI, Compact PCI, STD, PC-104 y VME. La ventaja de este tipo de tarjetas son su alta velocidad de comunicación y la flexibilidad de procesos.

Los controladores independientes trabajan sin conexión a una computadora y cuentan con alimentadores propios. Estos sistemas se pueden conectar a un equipo de cómputo vía el puerto serial RS-232 (DB-9).

Antes de elegir cualquiera de estas configuraciones se debe tomar en cuenta si el controlador es multiteje, qué tipo de motores controla (pasos, servomotores) y de cuántas entradas y salidas dispone y cuántas de éstas son analógicas o digitales.

### 3.15 Generalidades de motores para control.

Existen diversos tipos de motores eléctricos, dentro de los más comunes se encuentran los motores de pasos, motores de imán permanente con escobillas (servomotor), motores de imán permanente sin escobillas.

Los motores de pasos convierten los pulsos eléctricos que manda el controlador a movimientos rotacionales discretos de su rotor de imán permanente, manteniendo el torque. Estas rotaciones discretas en los equipos comerciales varían de  $0.72^\circ$  a  $90^\circ$ , los valores estándar de los equipos comerciales se muestran en la tabla 3.5. En algunos equipos comerciales, esta rotación discreta tiene una precisión del 6.6% por revolución, dicha precisión se logra sin la necesidad de tener una retroalimentación de posición o velocidad con el controlador.

Tabla 3.5 Rotación del motor de acuerdo a los pasos

Rotación	3.6°	7.5°	15.0°	18.0°
Pasos	100	48	24	20

Los servomotores con escobillas, convierten la corriente eléctrica que envía el controlador en un giro proporcional a la corriente aplicada mediante múltiples escobillas. Las escobillas hacen contacto con un conmutador mecánico que provoca el campo magnético adecuado en el rotor para que éste gire. Estos motores requieren de una retroalimentación de posicionamiento con el controlador, generalmente establecida a través de un encoder.

Los motores de imán permanente sin escobillas funcionan bajo el mismo principio que los motores de escobillas, sólo que en este caso la conmutación es utilizando dispositivos electrónicos, lo que evita el desgaste, la fricción, el calor y la radiofrecuencia provocada por el conmutador mecánico. También necesitan de la retroalimentación de posicionamiento con el controlador a través de un encoder.

Las principales características de selección de estos 3 tipos de motores se muestran en la Tabla 3.6

**Tabla 3.6** Principales características de los motores de pasos, servomotores y motores sin escobillas.

Características	Motor de Pasos	Servomotores	Mot.Sin Escobillas
Velocidad Angular.	0-1500 rpm.	0-6000 rpm.	0-100000 rpm
Torque.	Alto a baja frecuencia,	Moderado	Alto
Suavidad de Movimientos.	Baja a moderada	Buen a excelente	Buena a excelente
Retroalimentación	No necesaria	Necesaria	Necesaria
Mantenimiento.	No requiere	Requiere	No requiere
Costo.	Bajo	Moderado	Alto.
Servicio.	Limpio	Polvo de escobilla	Limpio

### 3.16 Etapa de potencia.

Es la etapa mediante la cual la corriente de salida del controlador es amplificada a los valores requeridos por los distintos tipos de motores. La etapa de potencia de un motor de pasos generalmente consiste en una serie de transistores de potencia que secuencialmente energizan las fases del motor, de acuerdo al número de pulsos generados por el controlador. Para un motor de escobillas la amplificación se realiza comúnmente mediante 4 transistores de potencia en un arreglo de puente H, el cual controla la dirección y magnitud de la corriente a entregar, en este caso la señal que otorga el controlador es analógica. Para un motor sin escobillas el controlador entrega 3 fases de señal analógica a amplificar. Su amplificación se logra a través de 6 transistores de potencia en un arreglo de 3 semi-puentes H. La amplificación nunca debe sobrepasar la corriente máxima de operación del motor, pues puede desmagnetizarlo o quemarlo. Muchos sistemas de amplificación cuentan con un sensor de corriente de entrega la cual es retroalimentada al controlador.

### 3.17 Sensores y retroalimentación.

Los dispositivos de retroalimentación, entre los motores y el controlador, son los *encoders* que generan una serie de pulsos proporcionales a la rotación del motor. Dichos pulsos son sensados por el controlador para determinar el número de revoluciones que ha dado cada motor y verificar si dicho valor es el adecuado para que la cabeza de corte de la máquina siga la trayectoria deseada. Algunos controladores pueden determinar la velocidad del motor, tomando la derivada en cuatro pasos a tiempo real de los datos entregados por el *encoder*. Para sensar la velocidad algunos sistemas incorporan tacómetros analógicos que generan una señal analógica proporcional a la velocidad. Los sistemas de control pueden incluir o no sensores. Entre los sensores más comunes se encuentran los capacitivos, los inductivos, los interferómetros y otros, utilizados para mejorar el desempeño del sistema.

### 3.18 El Sistema de Control Propuesto.

El controlador del sistema es un controlador independiente a la computadora marca YASKAWA modelo SMC-2000, ver figura 3.21, el cual es un controlador de 32 bits con opción de movimiento multieje de dos motores. Tiene dos puertos de comunicación RS-232 para conexión a PC y PLC. El controlador cuenta con 157 nemónicos para su programación y un espacio de programación de 1000 líneas de EEPROM, suficientes para la programación de las tareas de corte de la máquina. El software traductor que realizará la traducción de los archivos DXF y DWG a código ensamblador, dicho código también incluye las ordenes de encendido y apagado del amplificador de presión como los tiempos de perforado. La etapa de potencia será realizada por un amplificador Sigma SGDB/SGDA (YASKAWA) y los motores serán 2 servomotores de la misma marca de corriente continua con encoder de 2048 muestras por revolución. Todo el sistema de control se ha elegido de un mismo fabricante para garantizar la interconectividad del sistema. En la figura 3.26 se muestra el esquema de los puertos controlador SMC-2000.

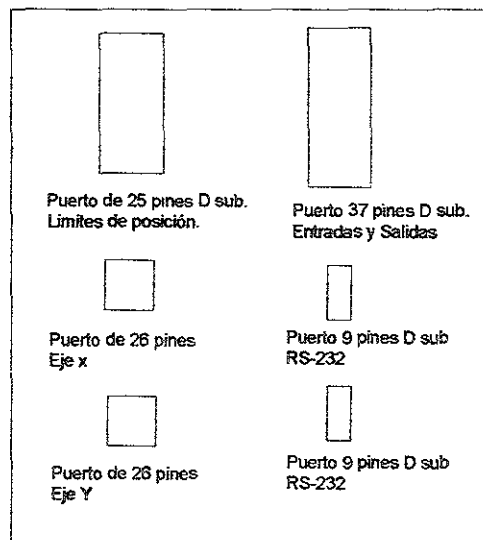


Figura 3.26 Esquema del los puertos del controlador SMC-2000

### 3.19 Esquema de velocidad de posicionamiento y cálculo de la potencia del sistema.

Existen varias formas de acelerar un sistema impulsado por servomotores. En esta aplicación, el controlador (SMC2000) entrega una corriente que será traducida en una aceleración angular constante de rotación del motor. De esta forma los esquemas de velocidad de posicionamiento y seguimiento de trayectoria de la máquina, quedarán descritos por rampas triangulares y trapezoidales de velocidad. Estos esquemas se muestran en la figura 3.27 y 3.28.

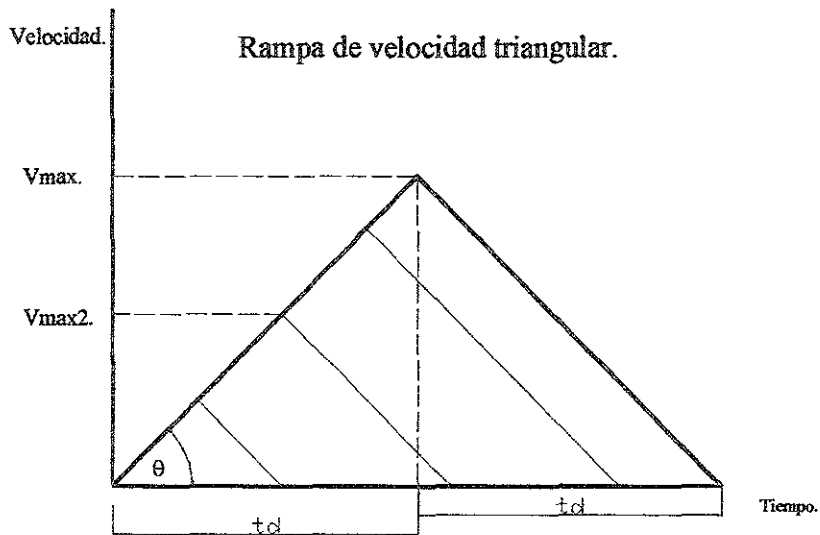


Figura. 3.27 Curva de una rampa de velocidad triangular.

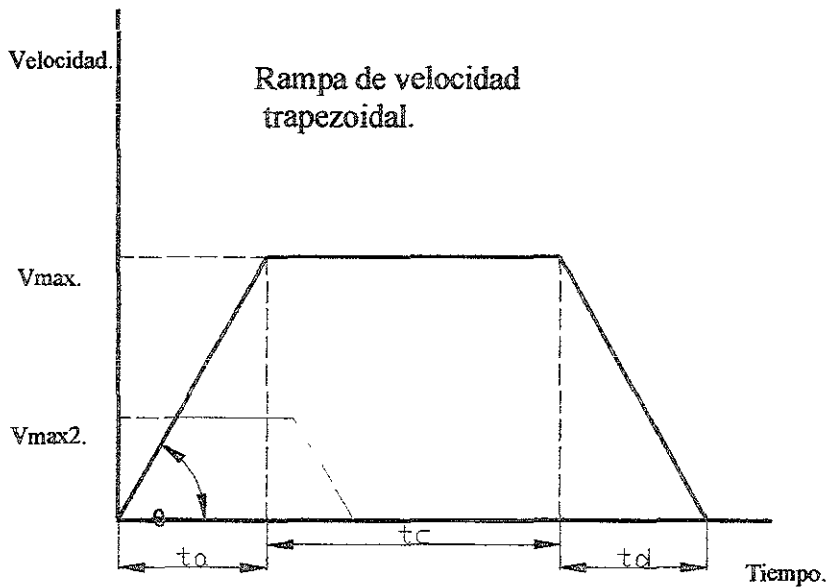


Figura 3.28 Curva de una rampa de velocidad trapezoidal.

A partir de la cinemática de estos esquemas, se calculará la aceleración lineal y angular del sistema y del valor calculado para la aceleración, se podrá conocer la potencia requerida para mover al sistema. Con ello se podrá seleccionar adecuadamente el torque mínimo requerido por los motores que moverán a la máquina.

La cinemática del esquema triangular asume los siguientes puntos:

- El tiempo de aceleración  $t_a$  es igual al tiempo de desaceleración  $t_d$
- El tiempo total de trayecto es  $t_T = t_a + t_d$
- En el tiempo total de trayecto el sistema recorre una distancia  $L$
- El sistema tiene una aceleración y desaceleración constante.

La aceleración, velocidad y tiempo de recorrido del sistema serán calculados a partir de las características de diseño, siendo  $V_p$  velocidad promedio de la máquina, de 0.127m/seg (300 plg/min) y  $L_{max}$ , la longitud máxima de trayecto que puede realizar el brazo menor del sistema, en esta aplicación  $L_{max} = 1.22m$  (4pies).

El tiempo total de recorrido se calcula a partir de los datos anteriores siendo:

$$t_T = \frac{L_{max.}}{V_p}, \quad (3.12)$$

Puesto que el movimiento es lineal se tiene que:

$$V(t) = at, \quad L(t) = \frac{at^2}{2}, \quad (3.13)$$

Como el tiempo de aceleración es igual al tiempo de desaceleración,

$$t_a = t_d = \frac{t_T}{2} = \frac{L_{max.}}{2V_p}, \quad (3.14)$$

El trayecto recorrido en el tiempo de aceleración es

$$L(t_a) = \frac{L_{max.}}{2} = \frac{a(t_a)^2}{2} \quad (3.15)$$

Sustituyendo (3.12) y (3.13) en (3.15) se puede despejar el valor de la aceleración siendo este:

$$a = \frac{4(V_p)^2}{L_{max.}} \quad (3.16)$$

La velocidad máxima que alcanza el sistema esta dada por:

$$V_{\max} = at_a = \frac{4(V_p)^2}{L_{\max}} \frac{L_{\max}}{2V_p} = 2V_p \quad (3.17)$$

Para el esquema de velocidad trapezoidal se asume que:

- El tiempo de aceleración  $t_a$  es igual al tiempo de desaceleración  $t_d$
- El tiempo de recorrido a velocidad constante es  $t_c = t_a = t_d$
- El tiempo total de trayecto es  $t_T = t_a + t_d + t_c$
- En el tiempo total de trayecto el sistema recorre una distancia  $L = L_{\max}$
- El sistema tiene una aceleración y desaceleración constante.

El tiempo total de recorrido se describe por (3.12) de modo que el tiempo de aceleración es:

$$t_a = \frac{L_{\max}}{3V_p} \quad (3.18)$$

la velocidad máxima del sistema es como en el caso anterior

$$V_{\max} = at_a \quad (3.19)$$

La mitad del trayecto recorrido se describe como:

$$\frac{L_{\max}}{2} = \frac{a(t_a)^2}{2} + V_{\max} \frac{t_a}{2} = a(t_a)^2 \quad (3.20)$$

Al despejar de (3.18) la aceleración y sustituyendo (3.17) se encuentra que

$$a = \frac{L_{\max}}{2(t_a)^2} = \frac{L_{\max}}{2 \left( \frac{L_{\max}}{3V_p} \right)^2} = \frac{9(V_p)^2}{2L_{\max}} \quad (3.21)$$

Al sustituir (10) en (8) se encuentra que la velocidad máxima que desarrolla el sistema es:

$$V_{\max} = at_a = \frac{9(V_p)^2}{2L_{\max}} \frac{L_{\max}}{3V_p} = \frac{3}{2}V_p \quad (3.22)$$

De esta forma se observa que la aceleración es mayor en el esquema trapezoidal y la velocidad final será mayor en el esquema lineal. La tabulación de los cálculos para esta

aplicación a partir de  $V_p = 7.62\text{m/min}$ , (300 *pulg*/min) y  $L_{\text{max}} = 1.44\text{m}$ , (4 *pies*), se muestra en la tabla 3.7

**Tabla 3.7** Valores de velocidad y aceleración para el posicionamiento de la máquina

Esquema de velocidad	Trapezoidal	triangular
Aceleración	$0.059 \frac{m}{s^2}$ , $2.32 \frac{pulg}{s}$	$0.053 \frac{m}{s^2}$ , $2.09 \frac{pulg}{s}$
Velocidad lineal máxima	$0.19 \frac{m}{s}$ , $450 \frac{pulg}{min}$	$0.254 \frac{m}{s}$ , $600 \frac{pulg}{min}$
Velocidad angular máxima del tornillo	450 rpm, $7.5 \frac{rev}{s}$	600 rpm, $10 \frac{rev}{s}$
Tiempo total de recorrido	9.6 s	9.6 s
Tiempo de aceleración	3.2 s	4.8 s
Aceleración angular	$2.34 \frac{rev}{s}$	$2.08 \frac{rev}{s}$
Velocidad Angular del máxima del motor para un reductor 1:5	2250 rpm, $37.5 \frac{rev}{s}$	3000 rpm, $50 \frac{rev}{s}$

Valores de velocidad y aceleración para el posicionamiento de la máquina

### 3.20 Potencia de los motores.

La energía eléctrica que se le entrega al servomotor, se transfiere al sistema en forma de trabajo, que se puede cuantificar como la energía cinética del brazo, la energía rotacional del tornillo y las pérdidas por fricción. Se desprecia en el cálculo la energía rotacional del reductor.

La energía cinética se expresa como:  $K = \frac{1}{2} mV^2(t)$

La energía rotacional del sistema es:  $K_r = \frac{1}{2} I\omega^2(t)$

Donde  $I$  es el momento de inercia del tornillo y  $\omega(t)$ , la velocidad angular con que gira el tornillo, la cual es distinta a la velocidad angular con que gira el motor debido al dispositivo de reducción.

Por falta de datos por parte del proveedor, no se incluirán las pérdidas por fricción para el cálculo de la energía del sistema, sin embargo el fabricante de los tornillos, indica valores para calcular el torque por fricción, que debe ser superado para mover el tornillo en las chumaceras que lo sostienen.

El trabajo cinético realizado por el motor entonces se puede expresar como:

$$W(t) = \frac{1}{2} mV^2(t) + \frac{1}{2} I\omega^2(t) \quad (3.23)$$

Si se deriva la expresión del trabajo con respecto al tiempo se conocerá la potencia cinética del sistema de donde:

$$\frac{dW(t)}{dt} = mV(t) \frac{dV(t)}{dt} + I\omega(t) \frac{d\omega(t)}{dt} = ma(t)V(t) + I\alpha(t)\omega(t) \quad (3.24)$$

Donde  $a(t)$ , es la aceleración y  $\alpha(t)$ , es la aceleración angular

La potencia realizada por el motor es:

$$P = T\omega_m \quad (3.25)$$

Igualando (3.25) con (3.24) se podrá conocer el valor del torque cinético que debe tener el motor para deslizar al sistema, expresado por:

$$T = \frac{1}{\omega_m} [ma(t)V(t) + I\alpha(t)\omega(t)] = \frac{1}{n} [ma(t)Paso + I\alpha(t)] \quad (3.26)$$

La relación de reducción se describe como:  $\frac{\omega_m}{\omega} = n$

El tornillo presenta una eficiencia  $\eta = 0.9$  que debe ser incluida en el cálculo, de modo que (3.25) se expresa como:

$$T = \frac{1}{\omega_m} \left[ \frac{ma(t)V(t)}{\eta} + I\alpha(t)\omega(t) \right] = \frac{1}{n} \left[ \frac{ma(t)Paso}{\eta} + I\alpha(t) \right] \quad (3.27)$$

Se observa que la función (3.26) predice un torque constante para el motor si la aceleración y la aceleración angular son constantes. Dicho comportamiento se observa en las curvas de torque vs velocidad angular que presentan los servomotores.

A sustituir los datos en la Tabla 3.7 en (3.27) se podrá calcular el valor del torque cinético del motor para lograr el movimiento en esta aplicación, donde el tornillo de potencia tiene un diámetro de 1 pulgada y un paso de una vuelta por pulgada. La relación de reducción es de 1:5.

El valor del momento de inercia del tornillo es:

$$I = \frac{m_t r^2}{2} = \frac{(12.14 \text{ kg})(0.0127 \text{ m})^2}{2} = 7.9 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2,$$



En la sección 3.11 se indica que la masa que soportan los rieles inferiores de la máquina y que tiene que mover el motor es de 134 kg, sin contar la tolba y tensores. De esta manera, los cálculos se realizarán para una masa de 150 kg para el motor inferior. El motor superior solamente actuará sobre la cabeza de corte, con los cables y mangueras de alta presión y abrasivo adjuntas. Los cálculos de potencia para el motor superior se realizarán para una masa de 20 kg.

$$T = \frac{1}{37.5 \frac{\text{rev}}{s}} \left[ \frac{(150 \text{ kg}) \left(0.059 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \left(0.19 \frac{\text{m}}{s}\right)}{\eta} \right] + \frac{1}{37.5 \frac{\text{rev}}{s}} \left[ (7.9 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2) \left(2.34 \frac{\text{rev}}{\text{s}^2}\right) \left(7.5 \frac{\text{rev}}{s}\right) \right]$$

$$T = 0.04 \text{ Nm} = 5.84 \text{ onz.plg}$$

Para el motor que mueve la cabeza de corte el torque será  $T_1 = \frac{20 \text{ kg}}{120 \text{ kg}} T$

De donde  $T_1 = 0.005 \text{ Nm} = 0.72 \text{ onz.plg}$

El fabricante da un valor de torque por fricción  $T_f$  que depende del tornillo seleccionado en este caso  $T_f = 0.13 \text{ Nm}$ , (18.81 onz.plg) y un torque de inercia del motor promedio

$$\text{de } T_m = 0.002 \text{ N.m} = 1.37 \times 10^{-5} \text{ onz.plg}$$

De modo que el torque mínimo necesario del motor inferior es:

$$T_{\min} = T + T_f + T_m = 0.17 \text{ N.m}, (24.652 \text{ onz.plg})$$

Puesto que el motor superior mueve el mismo tornillo que el motor inferior el torque por fricción será el mismo, así como el torque por inercia propio del motor, de modo que el torque mínimo para mover el brazo superior será de:

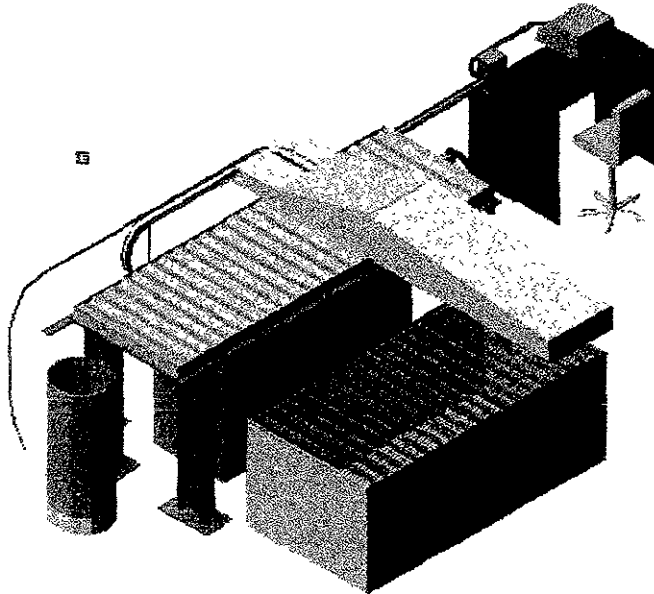
$$T_{1-\min} = T_1 + T_f + T_m = 0.13 \text{ N.m}, (19.535 \text{ onz.plg})$$

Los motores elegidos son servomotores con torque mayor que 0.17 N.m, (24.652 onz.plg). En este caso se han escogido los modelos torque 0.3 N.m (45 onz.plg).

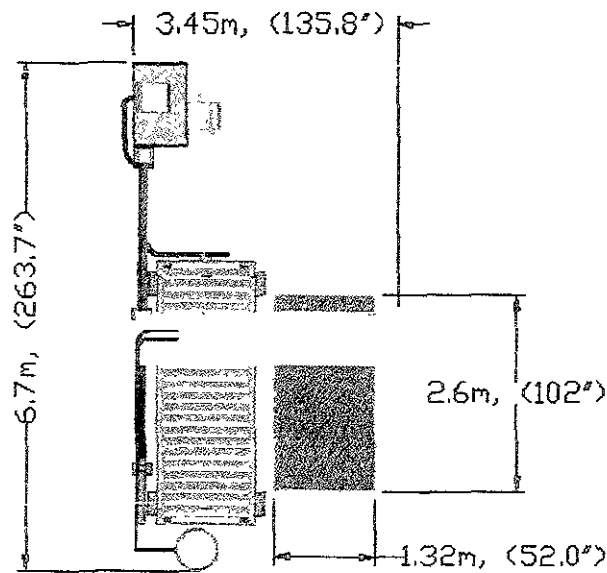
### Esquemas generales del sistema de corte.

A continuación, se presentan los distintos esquemas y vistas de la máquina propuesta en este trabajo. Se comienza mostrando los esquemas y vistas generales de la máquina. Después se incluyen los planos explosivos de las distintas componentes que la integran.

#### Esquema general del sistema de corte.

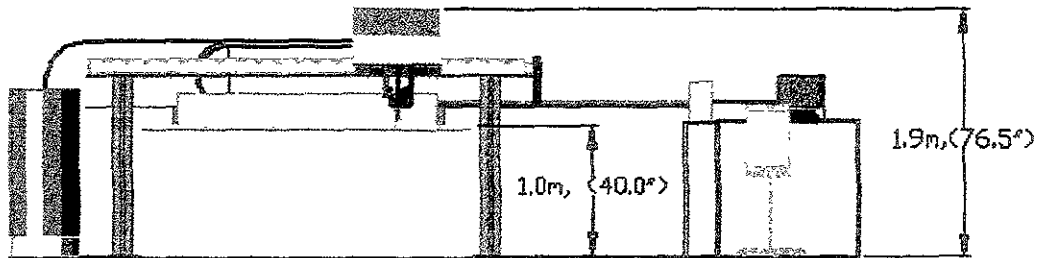


#### Vista superior del sistema.



El área total de piso de taller ocupada es de 6.7 x 3.45m, (263.7x135.8 plg),

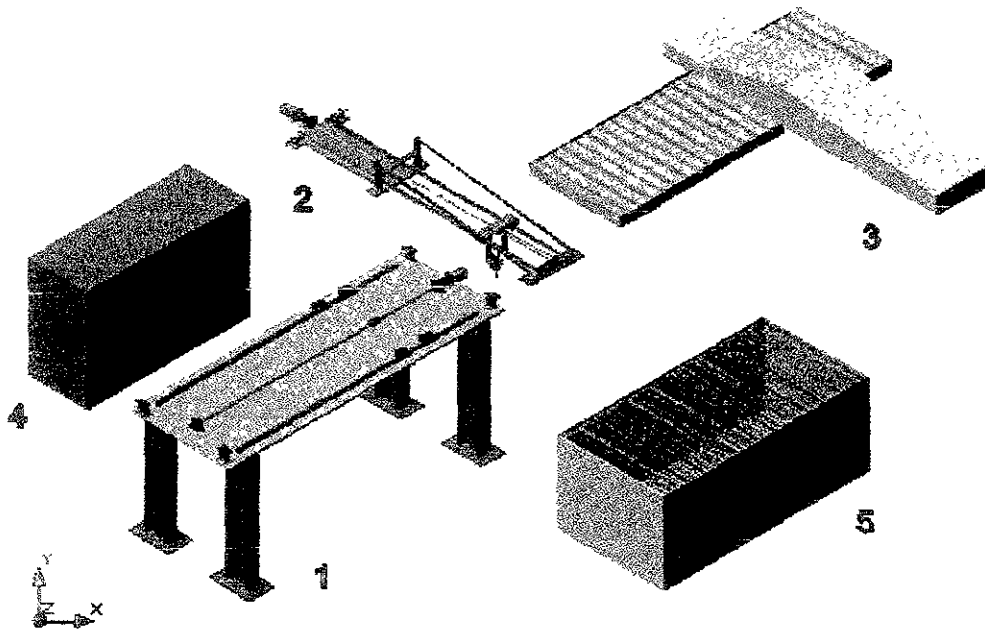
### Vista Frontal del sistema.



La altura máxima del sistema es de 1.9 m y la altura de la mesa de trabajo es de 1 m.

Los explosivos del sistema se muestran a continuación.

### Explosivos del sistema

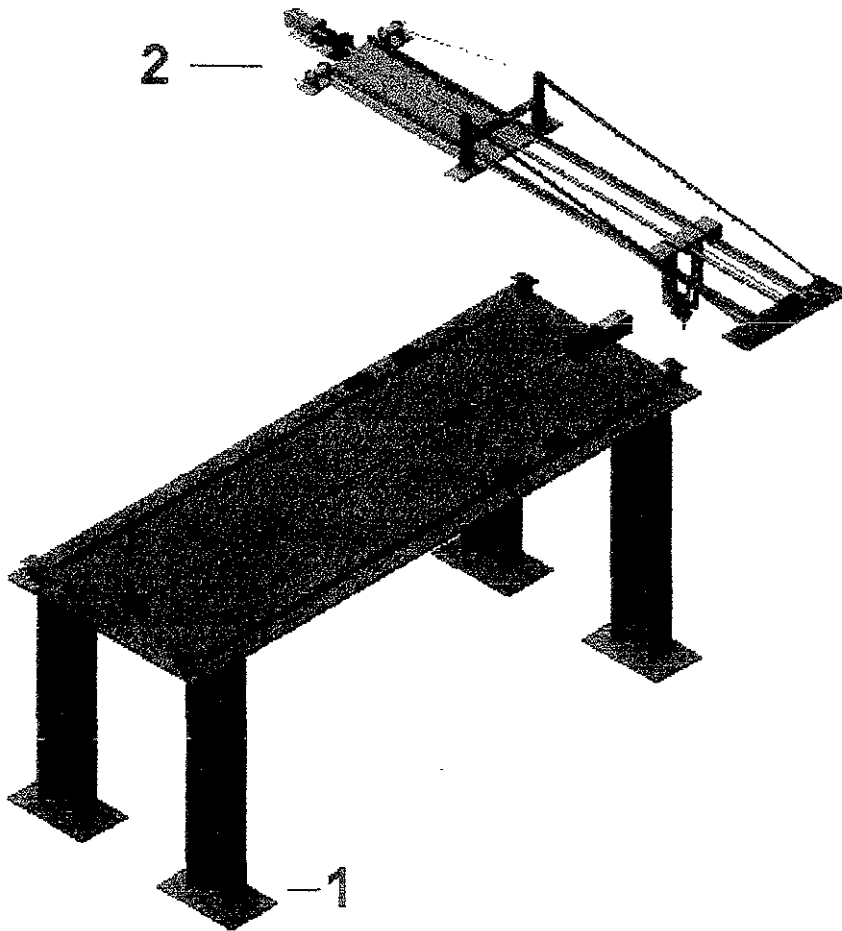


- 1 Base de la máquina de corte.
- 2 Brazo en cantilever de la máquina.
- 3 cubierta y cubrepolvo del sistema.
- 4 Sistema Amplificador de presión.

5 Tina de Recuperación.

A continuación, se describen a detalle sólo las partes 1 y 2 del diagrama anterior.

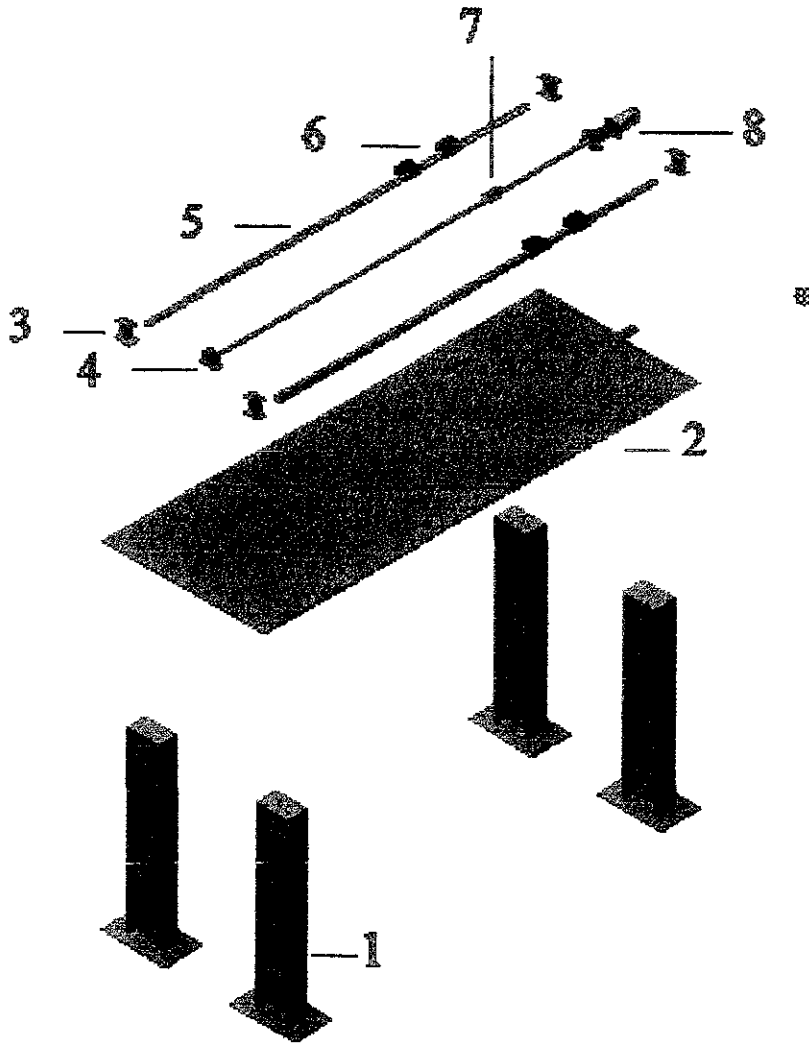
Esquema de la base y el brazo de la máquina.



1 Base de la máquina.

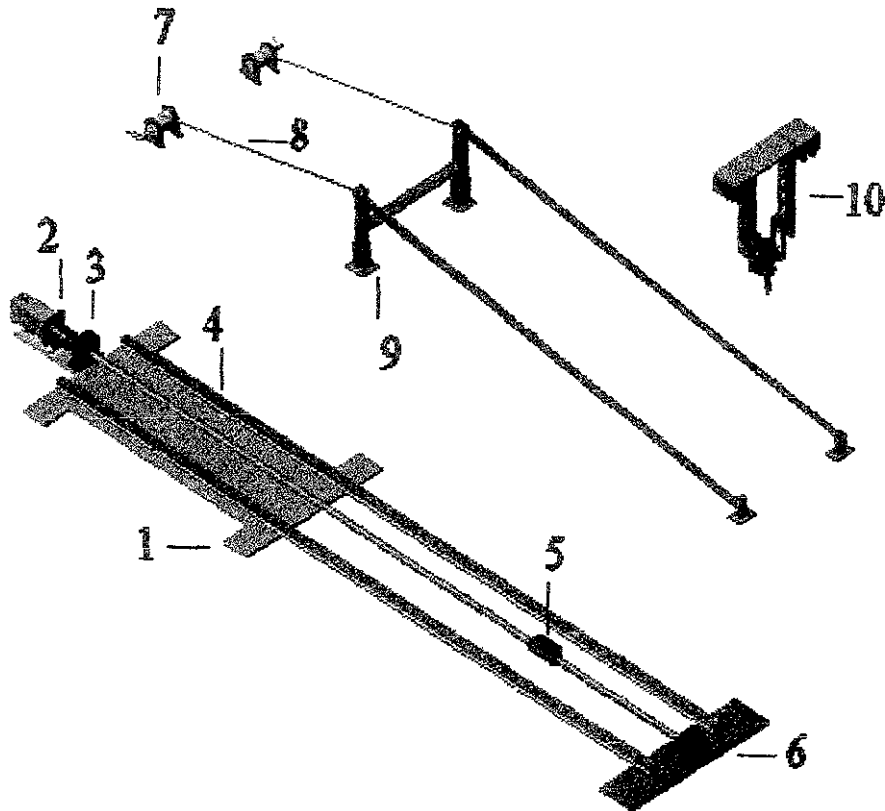
2 Brazo en cantilever de la máquina.

**Explosivo de la base de la máquina.**



- 1 Base de la estructura.
- 2 Plataforma de la estructura.
- 3 Soportes del cubrepolvo.
- 4 Chumacera.
- 5 Riel de deslizamiento inferior.
- 6 Soportes de deslizamiento con guías.
- 7 Tornillo de esferas precargadas.
- 8 Motor y reductor.

Explosivo del brazo de la máquina.



- 1 Plataforma del brazo
- 2 Motor y reductor.
- 3 Chumacera.
- 4 Riel de deslizamiento superior.
- 5 Tornillo de esferas precargadas.
- 6 Plataforma secundaria.
- 7 Matraca de ajuste del tensor.
- 8 Tensor.
- 9 Estructura del tensor.
- 10 Cabeza de corte.

La base de la estructura es un perfil I de 0.15x.25m, (6x10 plg), por 1.27m, (50 plg) de alto, espesor de 6.3mm, ¼ plg, con dos placas ASTM 36 soldadas, la placa superior es el soporte para la plataforma y la placa inferior es el soporte de base con el piso. La placa superior tiene dimensiones de 10 x 6 plg por ½ plg de espesor. La placa inferior tiene dimensiones de 20x10 plg, por ½ pulgada.

La plataforma de la estructura, que será la base de los rieles inferiores, es placa ASTM 351 (AINOX), de dimensiones 50x120 plg, y espesor de ½ pulgada. Lleva huecos de 15mm de diámetro para tornillería Allen M8, separados cada 52mm.

La transmisión del eje X está compuesta por un tornillo de esferas precargadas de 120 pulgadas de longitud, paso 1 pulgada por revolución, densidad lineal de 3.398 kg/m, con terminaciones Nema 34. Dos chumaceras de 6 x 2.22 plg y una nuez de 4.38 plg de longitud.

Los rieles rectangulares tienen una longitud de 3000 mm, de precisión  $\pm 20\mu$  en su perfil y densidad lineal de 7.5 kg/m. Tiene huecos para tornillería Allen M8.

Los soportes de los rieles inferiores de dimensiones de 109 mm de largo, 100mm de ancho x 42 mm de alto.

Las calzas son de placa ASTM 351, de dimensiones de 109 mm de largo, 100 mm de ancho por 4 pulgadas de alto.

La plataforma del brazo en cantilever es la base de los rieles superiores, el material es placa ASTM 351 de dimensiones 17x43 plg, espesor ½ pulgada. Lleva huecos de 15mm de diámetro para tornillería Allen M8, separados cada 52mm.

El tornillo de potencia del brazo en cantilever, es el mismo que el de la base. En su extremo tiene una plataforma secundaria para la chumacera, de placa ASTM 351 de 17x 8, el espesor es ¼ de pulgada.

Los rieles superiores son los mismos que los inferiores de igual dimensión.

La cabeza de corte con estructura de aluminio, tiene una masa 10 kg, con entrada para abrasivo y boquilla de corte de 0.050 plg.

### **3.22 Dificultades en la construcción y operación de la máquina.**

Para prevenir dificultades serias durante la construcción y operación de la máquina, antes de la adquisición de los sistemas de control e hidráulico debe asegurarse la compatibilidad total entre dichos sistemas, pues puede surgir un problema grave entre la comunicación del PLC del sistema amplificador de presión y el controlador. Estos deben ser compatibles en el tipo de lógica, voltajes utilizados (24 volts), tiempos de señal y tener los puertos disponibles para su comunicación. El controlador escogido tiene 8 entradas o salidas y se puede adquirir con la opción de 40 entradas ó 42 salidas

sin embargo, el fabricante del sistema de Amplificación de presión, sólo se ha indicado que el PLC de dicho sistema presenta 8 puertos de entrada ó salida para comunicación. Si el sistema de control no gobierna adecuadamente al sistema de intensificación de presión, la máquina no trabajará, por lo que se sugiere no adquirir el sistema amplificador de presión sin realizar una visita directa a su proveedor, verificando la conectividad del sistema y estableciendo un contrato por escrito donde los proveedores garanticen la conectividad del sistema con el controlador.

Durante la construcción del sistema se pueden tener problemas de radios mínimos de flexión en la manguera de alta presión, teniéndose en el peor de los casos que diseñar un soporte especial para dicha tubería.

Durante la puesta en marcha de la máquina será necesario realizar una base de datos de materiales y espesores que permitan seleccionar la velocidad de corte de los diversos materiales de acuerdo con el Apéndice 2.

La máquina está diseñada para cortar superficies planas, por lo que para el corte de algunos materiales como el mármol, el operario tendrá que poner énfasis especial en la distancia de la boquilla al material, observando que la boquilla no choque con el material. Este punto puede motivar a integrar al sistema un sensor de distancia entre el material a cortar y la boquilla para la optimización del proceso.

Por último destaquemos que a los operadores de la máquina se les debe dar una capacitación previa, pues ésta, no podrá ser utilizada por personal no entrenado.

Es importante que antes de comenzar el proyecto se establezca un contrato entre diseñadores e inversionistas, en el que se comparta el riesgo en caso del fracaso del sistema adquiriendo de nuestra parte el compromiso total de la construcción y puesta en marcha del sistema.

La construcción y puesta en marcha no será tarea sencilla y requerirá de toda la atención del equipo de trabajo para que la máquina trabaje conforme a sus especificaciones. Una tarea no menos importante será el obtener los clientes para que el proyecto no fracase económicamente y poder recuperar la inversión realizada, en el siguiente capítulo se hablará del costo del proyecto.

### Referencias del Capítulo.

- [1] Jet Edge Ultra-High Pressure Intensifier Pumps. 825 Rhode Island Avenue, Mineapolis 55426, USA.
- [2] Singh, P.W. BensonD. "Development of Phased Intensifier" Proceedings 11<sup>th</sup> international Conference on Jet Cutting Technology, 1992 St. Andrews Scotland. .
- [3] Davis A Summers "Waterjetting Technology" E& FN SPON 1995 Oxford



- [4] Leach, S.J., "Some Aspects of Rock Cutting by High Speed Water Jets" Phil. Trans Vol. 260A 1966 p 295-308.
- [5] Franz N.C., "Fluid additives for improving high velocity jet cutting" 1st International symposium on jet Cutting Technology, Coventry UK, 1972.
- [6] Howells W.G., " Polymerblasting with Super-Water from 1974-89" International Journal of Water Jet Technology, Vol. 1, No.1 1990, p 1-16
- [7] Zakin, J.L., Summers, D.A., " the effect of Visco-Elastic Additives on Jet Structure" 3rd International Symposium on Jet Cutting Technology, Chicago, USA 1976
- [8] Hanish, M., " Abrasive Jets" Fluid jet Technology Fundamentals and Applications" Water Technology Association, St. Lois USA 1991
- [9] Advance Linear Actuator Guide, Thomson Saginaw 1998.
- [10] Luis Ortiz Berrocal, "Elasticidad" Mc Graw Hill, 3ra edición Madrid España, 1998.

## **4. Viabilidad del proyecto.**

Con el objeto de conocer la inversión requerida para la construcción y puesta en marcha de la máquina, en este capítulo se presentan las cotizaciones de los sistemas descritos en el capítulo anterior, se establece una comparación del costo de la máquina con respecto a algunas otras marcas comerciales, se indica, también, el costo de recuperación del proyecto y el tiempo de vida útil del mismo.

### **4.1 Costo del proyecto.**

Como se mencionó en la introducción, los sistemas de corte por chorro de agua se han ofrecido comercialmente desde 1972 y del primer equipo a los sistemas actuales, presentan grandes diferencias competitivas. Existen varias marcas de máquinas de corte por chorro de agua para placa, dentro de ellas, las de mayor éxito comercial (no forzosamente las mejores) son Flow, Jet-Edge y Messer. Lo interesante es que al tener contacto con estas marcas y pedir sus catálogos, su sistema de transmisión de potencia y su control corresponden a los que se han elegido para este desarrollo, es decir, la transmisión de potencia de las marcas antes citadas se realiza con tornillos de potencia Thomson o NSK y el sistema de control es Yaskawa o Allan Bradley. El sistema hidráulico si es propio de cada marca, pero se puede adquirir también de forma comercial, por lo que es posible aprovechar componentes en venta, como los tornillos de potencia y los sistemas de control, tan eficientes como los de las otras marcas, para competir en precio y funcionalidad.

Con las cotizaciones para los sistemas que integran a la máquina se puede evaluar el costo del proyecto, como se muestra a continuación:

proyecto.

Transmisión de potencia	Precio unitario En USD.	Cantidad	Total
Tornillo de esferas	1944	2	3888
Guías lineales	2000	4	8000
		IVA	1783
		Costo Total	13671 USD
		Costo Total	136710.00 pesos

Sistema de control	Precio unitario en USD	Cantidad	Total
Controlador	3651	1	3651
Servomotor	701.5	2	1403
Amplificador	1186.8	2	2373.6
Software traductor CAD/CAM	1000	1	1000
Reductor	500	2	1000
Cables y conexiones	372	2	744
Unidad de Cómputo	1000	1	1000
		IVA	1675.74
		Costo Total	12847.34 USD
		Costo Total	128473.4 pesos

Sistema Hidráulico	Precio unitario en USD.	Cantidad	Total
Sistema Intensificador	53,500	1	53,500
Cabeza de corte Con Boquilla	1385	1	1385
Tubería de alta presión	1500	1	2373.6
Sistema proveedor de abrasivo	1985	1	1,985
		Arancel 24%	14218.5 USD
		Costo Total	73462.1 USD
		Costo Total	734621.0 pesos

Sistema Estructural	Precio Unitario en USD	Cantidad	Total
Mesa de corte bajo			3000
Especificaciones	3000	1	2000
Tina de agua	2000	1	2500
Cubrepolvos y cubiertas	2500	1	2500
			10000
		IVA	1150 USD

proyecto.

		Costo Total	11150 USD
		Costo Total	111500 pesos

Salarios	Costo	17391.3 USD
	IVA	2608.7,USD
	Costo Total	20000 USD
	Costo Total	200000 pesos

Costo Total del Proyecto			131131 USD
Costo Total del Proyecto			1311310 pesos

Comparación del costo del proyecto con respecto a los sistemas comerciales.

Comparaciones	Precio Unitario	Arancel 24%	Total	Diferencia	Porcentaje de ahorro
Máquina Flow	178,975	42954	221929 USD	90798 USD	69.20%
Máquina Jet Edge	222,600	53424	276024 USD	144893 USD	110%
Máquina Concepts for Progress	153020	189744.8	189744.8 USD	58614 USD	44.70%
Máquina Instituto de Ingeniería UNAM			131131 USD		

En la tabla anterior se observa una considerable disminución del costo de la inversión, sobre todo al comparar con la marca Flow que es la de mayor venta en el mercado. El ahorro sería de 90,000 USD cantidad que representa un 70% de ahorro de la inversión.

Nota: Las cotizaciones obtenidas de los diversos proveedores y fabricantes se muestran en el Apéndice 2, las cuales fueron digitalizadas.

Un punto muy importante para la operación óptima del sistema, es las condición que el agua debe de cumplir para evitar un desgaste prematuro de la máquina y obstrucción del sistema por sedimentos, las condiciones que debe cumplir el agua se muestran a continuación [1]:

Total de sólidos disueltos	< 500mg/dm <sup>3</sup>
Fluoruros	< 250mg/dm <sup>3</sup>
Hierro	< 0.2mg/dm <sup>3</sup>
Manganesio	< 0.1mg/dm <sup>3</sup>
Cloro	< 1mg/dm <sup>3</sup>
PH del Agua	[6.5-8.5]

Por lo que es necesario adquirir una planta de tratamiento de agua que garantice las condiciones anteriormente descritas. Las plantas más comunes que realizan dicho

proyecto.

tratamiento son las De-Ionizadoras y las de Osmosis-Inversas su precio promedio es aproximadamente, 15000 USD, por lo que tal cantidad hay que sumarla a los costos anteriormente descritos.

De tal forma se tiene que el capital total de inversión es de 146, 131.00 USD, suponiendo que el taller tenga las condiciones adecuadas para la instalación de la máquina en caso contrario se deberán considerar las modificaciones que deban realizarse al taller.

#### 4.2 Costos de recuperación

A continuación se describe una estimación del capital que debe ingresar al taller de corte diariamente para recuperar la inversión en lapsos de 1, 2, 3 y 4 años. Se describe también el costo por cm de corte de material, suponiendo que el taller opere 6 días a la semana, es decir 312 días por año.

Desglose de los gastos requeridos por un taller de corte con agua :

Inversión de la máquina 146,131.00 USD

Sueldos Mensuales 1,200.00 USD

Renta Mensual 800.00 USD

Costos de Operación mensuales 3,120.00 USD [2]

Sueldo Renta y Costos de Operación anuales 61,440.00 USD

Inversión total en un año 207,571 USD

La amortización de la máquina puede ser a 1, 2, 3 y 4 años, la decisión la tomará el inversionista en función del costo total de la máquina y del precio que él pueda ofrecer al público por cm de corte, pues el éxito del negocio dependerá de lo atractivo que resulte a los clientes los servicios de corte ofrecidos.

Suponiendo una inflación del 12% en salarios y renta y del 3% en los costos de operación, a continuación se calcula el ingreso diario que debe tener un taller.

**Tabla 4.1** Costos por Cm de corte para distintos periodos de recuperación

Amortización	Capital a amortizar en USD	Ingreso al Taller Diario USD	Costo por cm USD (Cpcm)

proyecto.

1er año	207571	665.30	0.178845292
2do Año	273018	437.53	0.117615281
3er Año	342843	366.30	0.098463779
4to Año	417472	334.55	0.089922801

El cálculo se estableció con la velocidad promedio de corte de los distintos materiales y espesores que se muestran en el Apéndice 1, la cual es 155.5 mm/min. Se supone también que el taller corta material durante 4 horas efectivas por día. Queda claro que entre más rápido sea el proceso de corte del material, más económico será el costo.

El costo por cm de corte se establece por:

$$C=K(C_{pcm}) \quad (4.1)$$

Donde:

C, es el costo del material que se desea cortar.

$K = \frac{V_{prom}}{V_{material}}$ , es la razón de velocidades, entre la velocidad promedio de corte y la

velocidad del material que se desea cortar.

$C_{pcm}$ , es el costo por cm de corte de material para los diferentes periodos de amortización que se muestran en la Tabla 4.1

Por ejemplo: si se desea conocer cual será el costo por cm de corte para el Titanio de 12mm de espesor en un periodo de 2 años de recuperación, se observa del Apéndice 1 que la velocidad de corte de titano de 12 mm de espesor es de 36mm/min, si se realiza el cociente anteriormente establecido se tiene que:

$$K = \frac{155.5 \frac{mm}{min}}{36 \frac{mm}{min}} = 4.32 \text{ de modo que el costo por cm es:}$$

$$\text{Costo material} = k * (\text{Costo por cm USD}) = 4.32 * (0.12 \text{ USD}) = 0.52 \text{ USD.}$$

De esta forma, se tiene que el costo por cm para cortar titanio de 12 mm de espesor es de 0.52 USD. Utilizando la relación (4.1) se podrán establecer los costos por cm de corte para los distintos materiales y espesores que se muestran en el Apéndice-1 y los distintos tiempos de recuperación.

#### 4.3 Vida útil de la máquina.

proyecto.

A continuación se describen los cálculos de la vida útil de los diversos sistemas que integran a la máquina y a partir de los primeros, se calculará la vida útil de la máquina de corte.

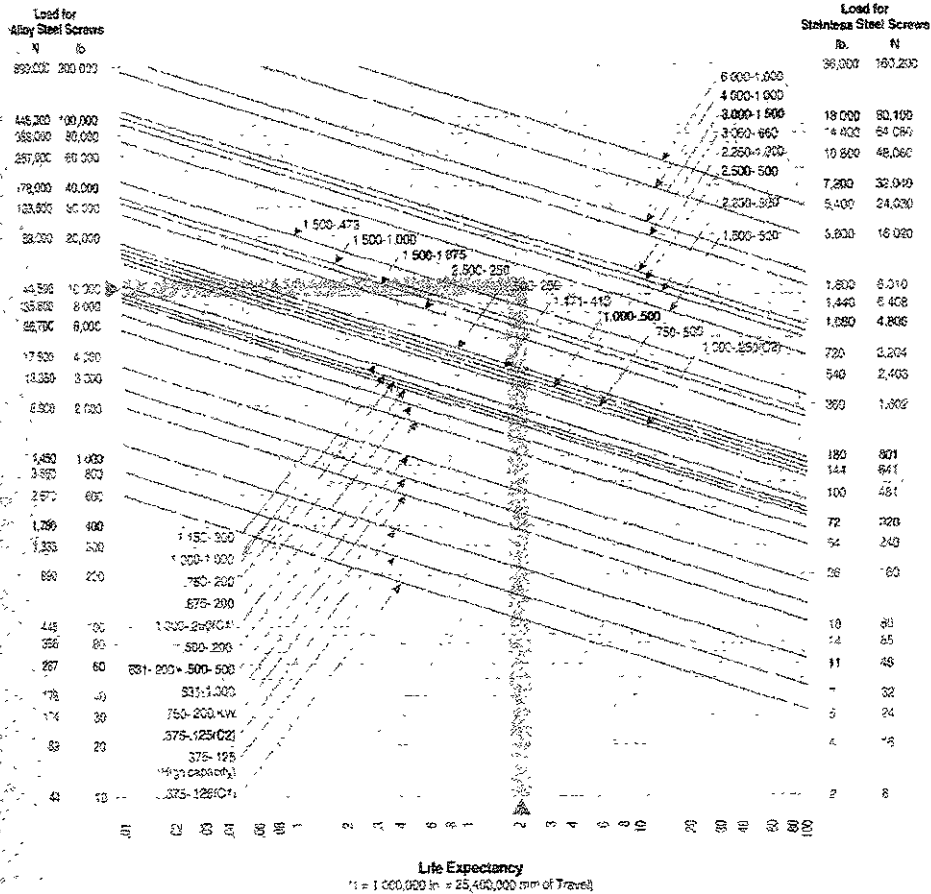
a) Sistema de transmisión de potencia.

El recorrido de vida útil que tiene un tornillo de potencia, se estima con base en los cálculos experimentales que reporta el fabricante [3], los cuales se muestran en la figura 4.1.

La máquina utiliza tornillo de potencia de 1.00  $\phi$  x 1.00 paso y la carga que soporta el tornillo de acuerdo a la sección 3.11 es, aproximadamente 1500 N. De la figura 4.1 se observa que la curva correspondiente al tornillo 1.00  $\phi$  x 1.00 paso y la recta de carga de 1500 N, no se intersectan, por lo que se puede estimar al menos un recorrido de 2.54 millones de metros de recorrido.

Tabla 4.1 Gráfica de la distancia esperada recorrida Vs Carga

Ball Screw Assemblies



proyecto.

Del Apéndice 1 se tiene que la velocidad promedio de corte de material de la máquina es de 9.33 m/hora y de la sección 3.19 se tiene que la velocidad promedio de posicionamiento es de 457.2 m/hora.

Si la máquina pasa  $\frac{4}{5}$  partes de su tiempo de operación cortando y  $\frac{1}{5}$  parte de su tiempo de operación trasladándose, entonces la distancia recorrida en una hora por la cabeza de corte se describe como:

$$l = \frac{4}{5} V_{\text{corte}} + \frac{1}{5} V_{\text{tras}} = \frac{4}{5} 9.33 + \frac{1}{5} 457.2 = 98.9 \text{ m.}$$

lo cual le da una velocidad de recorrido promedio a la máquina de 98.9 m/hora.

El tiempo de duración de la máquina se conocerá a través de utilizar la velocidad promedio de recorrido y la distancia estimada de recorrido, de donde:

$$t = \frac{2.54 \times 10^6 \text{ m}}{98.9 \frac{\text{m}}{\text{h}}} = 25682 \text{ horas.}$$

Si se estiman jornadas completas de 8 horas y años de 312 días laborales la vida útil de los tornillos de potencia sería de 10.3 años.

b) Sistema Amplificador de presión.

La vida útil del sistema amplificador de presión es de 130,000 horas, de acuerdo a su fabricante [4],[5], al mismo ritmo de trabajo que el caso anterior implica una vida útil del sistema amplificador de presión de 52.08 años de trabajo.

c) Sistema de control.

El sistema de control completo tiene una vida útil de acuerdo a su fabricante [6] de 25000 horas lo que significan 10 años de operación.

d) Sistema de deslizamiento.

La vida útil de las guías de deslizamiento, la podemos calcular a través de la expresión [7].



proyecto.

$$L = \left[ \frac{4600}{F} \right]^{3.3} \times 100 \text{ km}$$

Donde L es el recorrido de vida de la guía expresado en km, y F es la carga en N que traslada el sistema, puesto que estas soportan una carga de 1500 N se tiene entonces que :

$$L = \left[ \frac{46600}{1500} \right]^{3.3} \times 100 \text{ Km} = 8 \times 10^9 \text{ m}$$

al dividir esta distancia entre la velocidad de recorrido promedio por hora de la máquina en operación se tiene que

$$t = \frac{8 \times 10^9 \text{ m}}{98.9 \frac{\text{m}}{\text{h}}} = 8 \times 10^7 \text{ horas}$$

El tiempo de operación se encuentra fuera de dimensión y se necesita otra expresión para calcularla y hasta el momento el fabricante no ha presentado otro tipo de dato o gráfica para estimarla, pero indica que las guías no se tendrán que reemplazar por desgaste en esta aplicación. Así que se supondrá que las guías tendrán la misma duración que el sistema amplificador de presión, dicha suposición se hará también para la estructura.

De lo anterior, se tiene que algunos sistemas habrá que reemplazarlos antes que otros como sucede en cualquier sistema mecánico. La vida útil del sistema se calculará cuando la máquina se deprecie en un 50 % respecto a su valor inicial. De la sección 4.1 se tiene que el 50% de la inversión es un capital de 65565 USD, los costos del sistema y las partes a reemplazar se muestran a continuación.

Parte o Sistema	Costo	Vida útil
Tornillo de esferas	4471.2	10 años
Sistema de control	12847	10 años
Total	17318.2	
Sistema Hidráulico	73462	50 años
Sistema Estructural	11150	50 años
Guías	9200	50 años
Total	93812	

proyecto.

Después de 10 años de uso de la máquina, habrá que reemplazar los tornillos de esferas y el sistema de control, lo que da una suma de 17318 USD en ese lapso el sistema hidráulico, el sistema estructural y las guías de desplazamiento lineal se habrán depreciado en una  $\frac{1}{5}$  de su valor inicial, por lo que la depreciación total de la máquina en los primeros 10 años de uso será de  $D = 17318 \text{ USD} + 18762 \text{ USD} = 36080 \text{ USD}$

Para que esta depreciación a 10 años alcance la mitad del valor del costo de la máquina, hay que realizar su división siendo el resultado la vida útil  $VU$  del sistema en periodo de 10 años.

De modo que la vida útil de la máquina es:

$$VU = \frac{65565}{36080} = 1.82 \text{ que en periodos de 10 años significa que la máquina tendrá una}$$

vida útil de 18 años.

#### 4.4 Financiamiento.

Los dos sectores del país que pueden financiar el proyecto son, el sector privado y el sector público. A continuación se describen brevemente los objetivos del diseño en cada sector y nuestro compromiso con cada uno de ellos

##### Sector Privado.

Existen varias industrias que pudieran estar interesadas en adquirir una máquina de corte por agua, entre ellas destaca la industria pañalera y los servicios de corte de placa metálica. Hasta el momento no se ha logrado establecer el contrato para el inicio de la máquina, se ha visitado a algunos talleres de corte de placa metálica sin ningún resultado concreto todavía, pero es labor nuestra el tocar puertas y establecer compromisos con los términos correspondientes que lleva toda venta de maquinaria, (póliza de garantía, mantenimiento, contrato). El capital, en este caso, será otorgado por el inversionista de acuerdo a los convenios que se establezcan, para de esta forma iniciar la construcción del proyecto. El objetivo en este caso será la puesta en marcha de la máquina con un fin claro de trabajo como puede ser: cortar pañal, placa metálica o tapete automotriz, entre otros.

Para resolver satisfactoriamente la problemática de corte que tenga el cliente, la máquina aquí presentada, podría cambiar en las características del diseño, como área de trabajo o incluir otro grado de libertad al corte.

##### Sector Público.

proyecto.

En este sector, para un investigador que pertenece a la UNAM, el capital para la realización de los distintos proyectos se obtiene comúnmente del CONACYT y de los fondos de la propia UNAM-DGAPA. En el siguiente párrafo se comenta acerca de dichos fondos y de otras fuentes de financiamiento como la National Science Foundation y convenios de investigación con otras universidades extranjeras y nacionales.

a) Proyectos Nacionales del CONACYT.

El CONACYT presenta una convocatoria anual abierta, donde el responsable tiene como condición ser investigador de tiempo completo en la institución solicitante. Los proyectos en los que se concursa para obtener el financiamiento son:

Proyectos de investigación individuales.

Proyectos de grupo.

Tanto los proyectos de investigación individuales como los de grupo, son financiados por el gobierno federal y un préstamo del Banco Mundial, hoy dichos proyectos han alcanzado cifras tope en nuestro país que a continuación se muestran.

	Proyecto Individual	Proyecto en grupo
Capital asignado en 2 años		
Convocatoria 1999	815,000.00 pesos	
Capital asignado en 3 años		
Convocatoria 1999	1,350,000.000 pesos	
Capital asignado en 2 años		
Convocatoria 2000	900,000 pesos	
Capital asignado en 3 años		
Convocatoria 2000	1,500,000 pesos	
Capital asignado en 5 años		
Convocatoria 1999		5,400,000.00 pesos
Capital asignado en 5 años		
Convocatoria 2000		6,000,000,00 pesos

---

proyecto.

La convocatoria para estos proyectos, usualmente se abre en mayo y cierra en agosto. La misma comunidad que trabaja en el área de la ingeniería en las diferentes instituciones de investigación del país, son las que evalúan el proyecto y en noviembre se da el resultado.

Un gran defecto que tiene este tipo de proyectos, es que el capital se reparte en periodos de 2 y 3 años, si el proyecto es individual y 5 años si es en grupo. El proyecto presentado en este trabajo de tesis se estima realizar en un periodo menor a un año ver Apéndice 3.

En el área Diseño Mecánico, en la convocatoria del 2000 hubo pocos proyectos otorgados (menos de 5), los resultados están disponibles en la página del CONACYT. Será responsabilidad de nuestra comunidad aumentar el número de proyectos en dicha área.

Proyectos DGAPA (Dirección General de Asuntos del Personal Académico).

La UNAM presenta una convocatoria anual abierta para todo su personal de tiempo completo a través de DGAPA para obtener financiamiento para los distintos proyectos de investigación y docencia que pueda realizarse dentro de la UNAM. El programa que otorga el financiamiento se llama Programa de Apoyo a Proyectos de Investigación e Innovación Tecnológica (PAPIIT), Los proyectos deben tener una duración de dos a tres años y se presentan generalmente a finales de abril. En la Convocatoria del 2000 se asignaron los siguientes apoyos:

Proyecto a 3 años 600,000.00 pesos  
Proyecto a 2 años 400,000.00 pesos

La convocatoria se encuentra disponible en la pagina de DGAPA.

<http://tlaloc.dgapa.unam.mx/papiit/solicitud.html>

Los proyectos son revisados por la comunidad Universitaria y son una fuente importante de financiamiento de los proyectos que se realiza en la UNAM.

Si se combinan los proyectos CONACYT y UNAM (DGAPA) se podrá obtener un excelente financiamiento para poder construir y poner en marcha la máquina expuesta en este trabajo.

El objetivo, en caso de desarrollar la máquina a través de fondos públicos, será llevar a cabo la construcción de la máquina y la puesta en marcha de la misma, además se tendrá la oportunidad de caracterizar cada uno de sus componentes como también evaluar los rendimientos de éstos. La máquina se ocupará con fines educativos, los planos y datos de los diferentes mecanismos, estarán a disposición de toda la comunidad, con el único fin de participar y fortalecer los grupos de diseño que existen dentro de la universidad. También a partir de esta máquina se podrán analizar sus mecanismos por separado y

---

proyecto.

realizar diseños propios de estos. En los que podría destacar el desarrollo de un sistema amplificador de presión.

### **Referencias del Capítulo.**

- [1] Davis A Summers “Waterjetting Technology” E& FN SPON 1995 Oxford.
- [2] Labus, T.J. “ Section 8” Fluid Jet Technology Fundamentals an Applications 5<sup>th</sup> American WaterJet Conference, Toronto Canada, 1989.
- [3] Advanced Linear Actuator Guide, Thomson Saginaw 1998
- [4] Water Service Inc 1027 West 4<sup>th</sup> Street Joplin, Missouri USA (417) 761-7982.
- [5] Flow International Corporation 23500 64<sup>th</sup> Avenue South Kent, Washington USA (253) 813 3285.
- [6] Yaskawa Electric America, Inc 2942 MacArtur Boulevard NorthBrook, Illinois 60062-2028 USA (847) 291 2340.
- [7] Thomson Linear Guides, Thomson Saginaw 1998.

## Conclusiones.

Las condiciones actuales de especialización en los diversos sistemas, mecanismos y dispositivos que utiliza la ingeniería, sumada a la comercialización de éstos, permite seleccionar diferentes mecanismos cuya integración dé por resultado sistemas tan funcionales como los existentes en el mercado. Dichas condiciones permiten que al seleccionar, analizar e integrar adecuadamente las diversas componentes que constituyen un sistema de corte por chorro de agua, se pueda obtener una máquina que compita en funcionalidad y en el precio con los sistemas comerciales.

Las principales características funcionales de la máquina diseñada son: una precisión de posicionamiento de  $\pm 0.417\text{mm/m}$ , ( $\pm 0.005$  plg/pie), una velocidad promedio de posicionamiento de  $7.62\text{ m/min}$  ( $300\text{ plg.min}$ ) y un flujo de agua de 4 litros por minuto a una presión de 55000 psi. Se observa también que la integración de componentes puede traer ahorros porcentuales económicos del 44% al 110% de la inversión requerida.

La construcción de sistemas mediante la integración de componentes comerciales puede abrir las puertas para una mejor relación de la academia con la industria. El diseño que se presenta en esta tesis, muestra que es posible identificar necesidades industriales y que existe la capacidad técnica para proponer soluciones. Además, se han identificado mecanismos de financiamiento en el CONACyT y la misma UNAM, que podrían poner la semilla inicial de una relación fructífera del área de la ingeniería mecánica con algunas industrias nacionales.

Finalmente, a mediano plazo, el siguiente paso sería diseñar algunas de las componentes que requiere la máquina, como el intensificador de presión de pistones duales, pudiéndose generar áreas específicas de investigación dentro de los diferentes centros de investigación con los que cuenta el país.

ESTA TESIS NO SALE  
DE LA BIBLIOTECA

**Velocidades de corte para los diversos materiales.**

Material	Espesor en mm	Velocidad de corte	Presión
		(mm/min)	(bar)
Fundición de Hierro	3	210	750
Fundición de Hierro	10	32	690
Acero Armor	8	40	750
Acero C-Mn	12	50	750
Acero C-Mn	25	25	750
Acero C-Mn	30	20	750
Acero C-Mn	50	15	750
Acero- Inoxidable	3	200	750
Acero- Inoxidable	8	60	700
Acero- Inoxidable	10	35	690
Acero- Inoxidable	30	15	700
Aluminio	3	500	900
Aluminio	3	350	690
Aleaciones de Al	6	250	690
Aleaciones de Al	10	125	690
Aleaciones de Al	12	130	740
Cobre	3	150	750
Titanio	12	36	690
Titanio	25	25	700
Concreto reforzado	70	20	690
Concreto reforzado	120	25	720
Cerámica	4	200	700
Mármol	25	50	700
Kevlar	4	130	720
Fibra de Carbono	2	1000	690
Fibra de Carbono	8	350	690

La velocidad promedio de corte para los distintos materiales y espesores es de 125.5 mm/min

Tabla de las distintas velocidades de tomada de "Waterjetting Technology" David A. Summers, E&FN Spon pag 240. Oxford 1995.

Cotizaciones de Los diversos sistemas que integran a la máquina

Cotización del Sistema de Control.

02/22/90 MAR 17.15 FAX

F-01

6291



**PILLAR MEXICANA, S.A. DE C.V.**

INDUSTRIA DEL ESTADO DEL ARTE SA CV  
AV. CAUSTEMOC 800

COTIZACION **66236**  
16/MAR/90

Atención IVAN ESPINOSA, JEFE DE SISTEMAS MED

Por medio de la presente agradecemos su interés y nos es grato cotizarle lo siguiente:

FOR. LINE	DESCRIPCION	PRECIO U.	TOTAL
001	1 CONTROLADORA SMC-3000 MODELO SMC-30002, MAR. DE JAPON 2, YASKAWA YASKAWA Tiempo de entrega 5 semanas	US 3,651.60	3,651.60
002	2 CABLE MODELO SMC-30002, MARCA YASKAWA Tiempo de entrega 5 semanas	US 228.00	456.00
003	2 SERVO MOTOR MODELO SMC-C21384L, POTENCIA 200W, MARCA YASKAWA Tiempo de entrega 4 semanas	US 701.51	1,403.03
004	2 SERVO CONTROL MODELO SMC-D2BE., MARCA YASKAWA Tiempo de entrega 3 semanas	US 1,186.80	2,373.60
005	2 KIT PERECODER MC., CABLE 10M MODELO DP924009-3, MARCA YASKAWA Tiempo de entrega 3 semanas	US 216.60	433.30
006	2 KIT PANTON, CABLE 10M MODELO DP924009-3, MARCA YASKAWA Tiempo de entrega 3 semanas	US 153.01	306.02

DOLARES SUBTOTAL 8,679.56  
DOLARES MENOS DESCUENTO 399.58  
DOLARES TOTAL SIN I.V.A. 8,279.98  
DOLARES I.V.A. 1,349.56  
DOLARES TOTAL CON I.V.A. 9,629.54

EN CASO DE RECIBIR ESTA COTIZACION, SE REQUIERE UN ANTICIPO DE 2,255.99 DOLARES, (I.V.A. INCLUIDO), SEGUN SE INDICA EN EL PUNTO 1 DE LAS CONDICIONES GENERALES.

ESTA COTIZACION YA INCLuye UN DESCUENTO. SI NO SE ADQUIEREN TODAS LAS PARTIDAS O CANTIDADES COTIZADAS EL DESCUENTO VARIARA.

**CONDICIONES GENERALES:**

- 1) Las Partidas 1, 2, 3 y 4 requieren un anticipo del 25%, el resto a la entrega, y no son cancelables. Las Partidas 5 y 6 se pagan contado contra entrega.
- 2) Los tiempos de entrega deberán confirmarse al domicilio de hecho su pedido.
- 3) 90% producción tiempo en año de garantía contra defectos de fabricación en nuestra planta.
- 4) La instalación será realizada por ustedes con cargo con nuestra asesoría.
- 5) Precios sujetos a cambio sin previo aviso, ya incluyen descuentos.
- 6) La entrega se hace I.V.A. en planta.

sin otro particular de momento y en espera de verlos favorecidos con su apreciable pedido, quedamos a sus órdenes.

ATENTAMENTE

IVAN ESPINOSA JEFE DE SISTEMAS  
INDUSTRIA DEL ESTADO DEL ARTE SA CV



Sistema Hidráulico.

WATERJET SERVICE

TEL: 1-417-781-7982

May 18, 99

16:21 No.006 P.01



1027 West 4th Street  
Joplin, Missouri 64801  
(417) 781-7778  
Fax (417) 761-7982

May 18, 1999

Cortes Especiales de Inoxidable S A de C.V.  
Conkal 505 Padierna  
Mexico City 14200

Attention: Alfredo Rojas

Dear Mr. Rojas,

We are pleased to quote as follows:

\$53,500 - 1 WASO Intensifier Pump  
\$91,500 - 1 WA100 Intensifier Pump  
\$1,385.00 - 1 VLV-1000 head cut  
\$1,385.00 - 1 VLV-200 head cut  
\$1,985.00 - 1 abrasive system delivery  
Estimate \$75.00 per foot - High pressure plumbing system.

Delivery 8 weeks

If you have any questions, please feel free to call.

Sincerely,

Waterjet Service Inc

A handwritten signature in cursive script that reads 'Steve Balls'.

Steve Balls

Sistema de transmisión de potencia.

02/10/2000 18:12 DE:

P: 256307385

P: 1

**BARMEX, S.A. de C.V.**

**COTIZACION**

Referencia: 3010L002

Fecha: 30/10/2000 08:03:32 p.m.

No. cotización: Mex/MLC



SEDE: Av. 505  
Eje Central Acapulco  
Col. Glorias  
P. Benito Juárez  
Tel. 545 28 28 00  
545 28 25 00  
545 28 25 00

Física e Ingeniería de Diseño (FID)  
Conkal 505  
Tlalpan D.F.  
/ 5 1031-1087

Atención: Ing. Iván Espinosa  
Departamento: Ingeniería  
C.C.

De acuerdo a su solicitud, le estamos presentando nuestra cotización por lo siguiente:  
Descripción: Productos Thomson

CANT.	No. DE PARTE	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
1	BSA-021.0x120"	THOMSON	Ensamble con correa de. - Tiene embudo roto de 1" de diámetro x 1" de paso x 120" de longitud, medidos en los extremos tipo B, cuerda derecha tipo DR 76204281 - Tuca embudo con brca tipo ms 67075081	1,944.00	1,944.00
<b>TOTAL</b>				<b>1,944.00</b>	

Tiempo de entrega: 4 a 5 semanas

Condiciones de venta: 50 % de anticipo con su pedido, resto contra entrega  
 NCTAS:  
 Los precios antes mencionados son netos en Dólares Americanos y se les cargara el 15 % de I.V.A. al momento de recibir en pago al tipo de cambio vigente en esa fecha  
 No hay BSA-6-T de 120", el más largo es de 96" por eso se les está cotizando otra alternativa. Anexo copias de catálogo.

Sin más por el momento y en espera de su apreciable pedido, quedamos de usted.

ATENTAMENTE

  
 Ing. María Antonieta Lecona Olivier



Ultra High Pressure Waterjet Cutting and Grinding Systems

PROPOSAL NO.	CUSTOMER	PREPARED BY	DATE	REV.	PAGE	OF
4956-19	Cortes Especiales de Inoxidable S.A. de C.V.	Brody Fanning	3/29/99	A	13	16
Item	Qty	Part No.	Description	Price/Each		
6	1		<b>Spare Parts Package for the following:</b> · Start-up and initial operation: · Model 55-100B Intensifier Pump · Permalign® II Abrasive Head · OmniJet® III Cutting Head · Refer to Page 12	\$ 2,500.00		
7	1		UHP Tools and Training Video	\$ 1,400.00		
8	1		<b>Installation Assistance and Operational Training:</b> · Does not include travel and living expenses	\$ 6,000.00		
<b>TOTAL SYSTEM PRICE (Excluding Option):</b>				<b>\$ 222,600.00</b>		
<p>NOTICE: Any product or service contained in this quotation is covered in the Terms and Conditions, and Limited Warranty (at the back of this proposal).</p>						
<p><b>5.0 OPTIONS</b></p>						
Item	Qty	Part No.	Description	Price/Each		
9	1		<b>Upgrade to Model 68 XY System:</b> · 2.4 m x 1.8 m (8' x 6') cutting area · Allen-Bradley 9/230 Control · Allen-Bradley Mini DNC Software · RS232 Communications Port · 304.8 mm (12") Motorized Main Z axis · Single nozzle · Graphics · +/- 0.127 mm (0.005") Positioning Tolerance · +/- 0.025 mm (0.001") Repeatability (Bi-directional) · Split Y-axis (dual motors) · High Pressure Plumbing to On/Off Valve · Hand held pendant for Z-axis with Motion Stop control · 12700 mm/minute (500 inches per minute) maximum speed · Lip seal system · Abrasive Catcher Tank · Replaces Item #2 (Model 48 XY)	Add \$ 8,000.00		

Plan de Trabajo

Mes	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Modificaciones al diseño inicial	■								
Solicitud y entrega de los diversos sistemas									
Sistema hidráulico		■	■						
Sistema de control		■	■						
Sistema de transmisión de potencia		■	■						
Sistema de deslizamiento		■							
Sistema Estructural		■	■	■					
Colocación de los sistemas sobre el sistema estructural e interconexión de éstos									
Sistema hidráulico					■				
Sistema de control					■				
Sistema de transmisión de potencia					■				
Sistema de deslizamiento					■				
Sistema Estructural					■				
Programación						■	■	■	
Pruebas y Puesta en marcha							■	■	■