

300617

32
29



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U. N. A. M.

DISEÑO Y FABRICACION DE UNA MAQUINA LAVADORA DE CANULA PARA LA ELABORACION DE AGUJAS HIPODERMICAS

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :

CASIMIRO ADOLFO ROJAS MONTEMAYOR

DIRECTOR DE TESIS:
M. I. M. Ezequiel Eduardo Ruíz Muñiz

México, D. F.

1990

FALLA DE ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E G E N E R A L

INTRODUCCION	VI.1
CAPITULO 1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO	1
1.1 El Proceso de Elaboración de Agujas hipodérmicas	1
1.2 El Proceso de Lavado de Cánula	6
1.3 La Máquina Lavadora y los Parámetros de Diseño	7
CAPITULO 2. DISEÑO DE LA CAJA HUMEDA Y DE LOS MECANISMOS DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL Y TRANSVERSAL	12
2.1 Diseño de la Caja Húmeda	14
2.2 Bases para el Diseño de los Mecanismos de Movimiento	26
2.3 Diseño de los Mecanismos de Movimiento Longitudinal	34
2.4 Diseño de los Mecanismos de Movimiento Transversal	49
CAPITULO 3. DISEÑO DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS	60
3.1 Sistema Hidráulico de Movimiento Longitudinal	60
3.1.1 Diseño	62
3.1.2 Operación	68
3.1.3 Mantenimiento	70
3.2 Sistema Hidráulico de Lavado a Presión	72
3.2.1 Diseño	74
3.2.2 Operación	86
3.2.3 Mantenimiento	87
3.3 Tanque de Almacenamiento de Agua	91
CAPITULO 4. DISEÑO DE LOS SISTEMAS ELECTRICOS Y DE CONTROL	95
4.1 Secuencia de Operación de la Máquina	95
4.2 Sistemas de Control	97
4.2.1 Terminal Industrial Optibasic	98
4.2.2 Controlador Programable	109
4.2.3 Control del Motor de Pasos GE FANUC S/1	114
(INDEXER)	114
4.3 Sistema Electrico	116

CONCLUSIONES	119
---------------------------	------------

APENDICES

I. Análisis de Ecuaciones de Flexión	
Utilizadas	121
II. Lista de Materiales	130
III. Planos de Fabricación	134

BIBLIOGRAFIA	B.1
---------------------------	------------

INTRODUCCION

PAG.	FIG.	DESCRIPCION
VI.6	1	MAQUINA LAVADORA DE CANULA

CAPITULO I

PAG.	FIG.	DESCRIPCION
3	2	TIRA DE CANULA UNIDA MEDIANTE CINTA ENGOMADA

CAPITULO II

PAG.	FIG.	DESCRIPCION
12	3	VASO UTILIZADO EN EL PROCESO DE LIMPIEZA
13	4	CANASTILLA
16	5	ARREGLO DE LAS CANASTILLAS DENTRO DEL CAJON
17	6	MECANISMO PARA APRISIONAR LAS CANASTILLAS
18	7	DISEÑO DE LAS CORREDERAS DEL CAJON
20	8	CUBIERTA PRINCIPAL DE LA CAJA HUMEDA
21	9	ESCURRIDERO PRINCIPAL
25	10	REDUCCION DE AREA EN TUBERIA DE DRENAJE
29	11	BARRIDO EN DOS EJES CON MOVIMIENTOS CONTINUOS
30	12	BARRIDO EN DOS EJES CON MOVIMIENTOS DISCRETOS
31	13	COMPARACION DE MOVIMIENTOS CONTINUOS Y DISCRETOS
32	14	VISTA LATERAL DE TUBOS DIST. CON CANASTILLAS
33	15	VISTA FRONTAL DE TUBOS DIST. CON CANASTILLAS
34	16	MECANISMOS DE MOVIMIENTO
36	17	DESPLAZAMIENTO LONGITUDINAL MAXIMO DE 22"
38	18	VISTA DEL CARRO TRANSVERSAL DESPLAZADO
40	19	FACTOR DE LONGITUD DE SERVICIO
42	20	FACTOR DE DUREZA
44	21	FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE CADA UNA DE LAS FLECHAS
47	22	CARRO DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL
48	23	SOPORTES DEL MECANISMO DE MOV. LONGITUDINAL
50	24	VISTA LATERAL DEL CARRO TRANSVERSAL
51	25	VISTA FRONTAL DE MECANISMOS MOV. TRANSVERSAL
52	26	CARRO DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL
54	27	TRANSMISION DE ENGRANES

CAPITULO III

PAG.	FIG.	DESCRIPCION
61	28	DIAGRAMA HIDRAULICO DE BOMBEO SENCILLO
65	29	UNIDAD DE FUERZA HIDRAULICA SCHRADER BELLOWS
72	30	AREA TOTAL DE LAVADO
73	31	DESPLAZAMIENTOS NECESARIOS CON SEIS BOQUILLAS
75	32	GASTO A DIVERSAS PRESIONES PARA VARIAS BOQUILLAS
77	33	DIAGRAMA ESQUEMATICO SIST. HIDR. DE ALTA PRESION
78	34	LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS DE TUBERIA
79	35	PERDIDA DE PRESION POR CADA 100 PIES DE TUBERIA
79	36	PERDIDA DE PRESION POR CADA 100 PIES DE MANGUERA
82	37	BANDA GATES HI-POWER SECCION B
90	38	BOMBA CAT MODELO 1050
94	39	TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA

CAPITULO IV

PAG.	FIG.	DESCRIPCION
98	40	DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LOS SIST. DE CONTROL
99	41	TERMINAL INDUSTRIAL OPTIBASIC
100	42	PANTALLA DEL MENU PRINCIPAL
103	43	PANTALLA OIT-F1
104	44	PANTALLA OIT-F2
105	45	PANTALLA OIT-F3
106	46	PANTALLA OIT-F4
107	47	PANTALLA OIT-F5
108	48	PANTALLA OIT-F6
109	49	DIAGRAMA BASICO DE BLOQUES DE UN PC
111	50	CONTROLADOR PROGRAMABLE GE FANUC S/1
113	51	DIAGRAMA DE CONEXIONES DE LOS MODULOS DE ENT/SAL
114	52	PROGRAMADOR MANUAL DEL PC
115	53	INDEXER S/230
116	54	DIAGRAMA ELECTRICO ESQUEMATICO

APENDICE I

PAG.	FIG.	DESCRIPCION
121	55	CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CORREDERAS
122	56	CORTE A UNA DISTANCIA "X" DEL PUNTO "A"
124	57	CARGAS PUNTUALES SOBRE CORREDERAS LONGITUDINALES
125	58	DIAGRAMA Mz DEBIDO A CARGAS PUNTUALES

I N T R O D U C C I O N

El proceso de elaboración de agujas hipodérmicas comprende varias etapas, que van desde la elaboración del fleje, que se utiliza como materia prima, hasta el empaque y la esterilización, para que finalmente llegue el producto terminado al consumidor.

En los últimos años se han establecido normas de sanidad, que prohíben la utilización de jeringas y sueros reusables y de uso compartido, debido a que son un medio importante en la propagación de enfermedades contagiosas e infecciosas. Esto ha incrementado significativamente la demanda de agujas y jeringas de uso desechable por parte de los consumidores. Por otra parte, la responsabilidad de los fabricantes hacia esta necesidad mundial, ha provocado múltiples e inesperados cambios en los procesos de manufactura en períodos de tiempo sumamente cortos.

Esto es perfectamente apreciable en el mercado europeo, el cual ha tenido que ser apoyado por los fabricantes norteamericanos; sin embargo, ellos tampoco tienen la capacidad instalada suficiente para satisfacer sus requerimientos internos. Esto nos afecta en forma directa ya que han recurrido a nosotros para ayudarles a cubrir esta necesidad.

En México, después de hacer un estudio del proceso de elaboración local de agujas hipodérmicas, se encontró con que el lavado de la cánula se ha convertido en uno de los puntos que requieren de mayor cuidado y modernización para cubrir la creciente demanda del mercado nacional y tener acceso al internacional.

El presente trabajo tiene como objetivo ayudar en el fortalecimiento de esta parte del proceso mediante el diseño, fabricación y puesta en marcha de una máquina que permita realizar, con la tecnología más avanzada, la operación de lavado de cánulas de una manera automática, eficiente y económica.

En el primer capítulo, se incluye una breve descripción del proceso de elaboración de agujas. Con ello, se pretende familiarizar al lector con el tema e identificar el problema fundamental, motivo del presente trabajo (lavado a presión de cánula), el cuál, se tratará en detalle en los capítulos subsecuentes.

No ha sido fácil describir los diferentes elementos de diseño en forma aislada; sin embargo, el orden en que se presentan los temas, es el que me pareció más adecuado para mostrar con claridad los objetivos que se persiguen. En el capítulo II se explican los fundamentos del diseño mecánico

La máquina tiene un cajón en el que se colocan tres canastillas, cada una de las cuales, contiene doce vasos. En ellos, se coloca el producto, que es lavado por seis chorros de agua a una presión de 700 psi. Estos últimos, provienen de un sistema de alta presión dada por una bomba de desplazamiento positivo que termina en dos tubos distribuidores con tres boquillas de flujo recto cada uno.

El barrido de la zona de lavado, se logra por medio de un conjunto de mecanismos que dan movimiento a los tubos distribuidores en dos ejes. El movimiento longitudinal está dado por un cilindro hidráulico, el transversal, lo hace un motor de pasos, programable en 200 posiciones por cada revolución, que permite dar avances lentos y pequeños, dando una gran versatilidad de operación a la máquina.

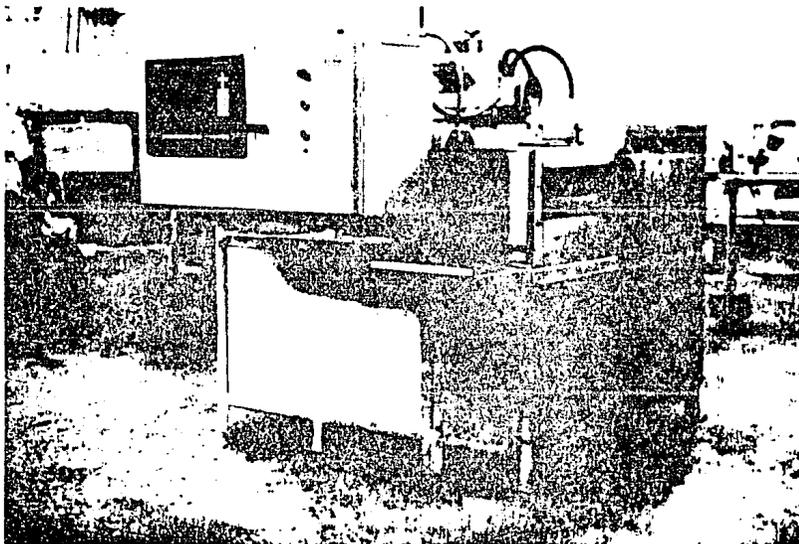
Los sistemas de alarma y seguridad, así como la operación de los motores y la secuencia de operación, están regulados por un controlador programable de tipo industrial. El sistema cuenta con una pantalla que sirve como interfaz entre el controlador industrial y el indexer que es el que interpreta los programas de operación y emite la información que gobierna al motor de pasos. Esta pantalla también sirve como medio de comunicación entre el operario y la máquina, mostrándole las opciones de lavado, la forma de iniciar la operación, gráficas, estadísticas de cada ciclo y el estado

de los dispositivos que pudieran entrar en estado de alarma por mal funcionamiento. Además, la máquina cuenta con dos botones para paro de emergencia colocados en lugares visibles y de fácil acceso. Uno está en el tablero principal y otro cerca de la zona de mecanismos que es donde las probabilidades de accidente son mayores; sin embargo, este riesgo es bajo siempre que la máquina se opere con el debido cuidado.

La versatilidad que se le da a la máquina con los sistemas de control programables es admirable. Las velocidades de avance son regulables, y se pueden dar avances transversales muy pequeños para mejorar la calidad de lavado. Dependiendo del tipo de cánula que se trabaje, es posible modificar la duración y condiciones de limpieza, dejando las que más se ajusten a las necesidades.

Considero que el presente trabajo, además de las ventajas directas que ha proporcionado al proceso de elaboración de agujas hipodérmicas, es importante porque se encuentra dentro de un nuevo campo de diseño y control, que en México se ha desarrollado poco y que marca una gran diferencia respecto a los países altamente industrializados, permitiéndonos entrar de pleno en la automatización de equipos de proceso.

La siguiente figura muestra la máquina lavadora en su estado final.



MAQUINA LAVADORA DE CANULA

FIGURA 1

C A P I T U L O I

ANTECEDENTES DEL PROYECTO

1.1 El Proceso de Elaboración de Agujas Hipodérmicas.

El mayor fabricante de agujas hipodérmicas de la República Mexicana, firma de prestigio internacional, cuenta con una capacidad instalada para producir tres millones de agujas diariamente.

El proceso de elaboración de agujas comienza con la compra de acero inoxidable especial de procedencia estadounidense. Específicamente, se adquiere fleje de acero T-103 calibre 18 x 15/16" de ancho. Este se pasa a través de una máquina que le da una limpieza inicial con un solvente que provoca un desengrasado.

Una vez limpio, el fleje pasa por una laminadora que, haciéndolo pasar a través de varios dados, forma el tubo al que le denominan calibre 1, el cual tiene un diámetro aproximado de 7.3 mm. La unión en la costura es por fusión, por medio de un proceso de soldadura con argón sin material de aporte. Después pasa por un horno en el que se eleva la temperatura hasta 1,200 °C, seguido de un enfriamiento lento que mejora sus propiedades de ductilidad, dejándolo

preparado para el siguiente proceso que será el de estirado en frío.

El proceso de estirado puede variar de 5 hasta 24 pasos dependiendo del calibre de cánula que se requiera. Los calibres que se fabrican en México van desde el No. 6 hasta el No. 30 inclusive, con las siguientes dimensiones:

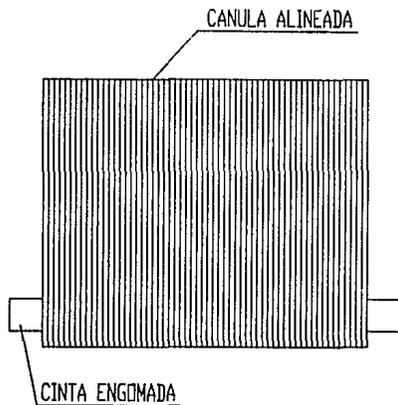
Calibre No.6 0.2020" D.E. x 0.1700" D.I.

Calibre No.30 0.0120" D.E. x 0.0055" D.I.

Una vez fabricado el tubo se almacena en rollos, los cuales son utilizados de acuerdo a los programas de producción.

Se cuenta con máquinas adecuadas que se alimentan con estos rollos. Estas enderezan el tubo, y después, con velocidades hasta de 250 cortes por minuto, se obtiene el producto denominado cánula con longitudes desde 10 hasta 70 mm. La cánula es depositada en unas máquinas oscilantes, en donde se lava con agua y detergente, y luego se enjuaga con agua. Una máquina vibratoria orienta la cánula, y la alinea para preparar tiras de aproximadamente 800 piezas (la cantidad exacta varía de acuerdo con calibre que se

trabaje), unidas mediante una cinta engomada. El arreglo se puede apreciar en la siguiente figura:



TIRA DE CANULA UNIDA MEDIANTE CINTA ENGOMADA

FIGURA 2

Estas tiras facilitan el manejo del material para colocarse en las máquinas afiladoras, las cuales, al igual que las rectificadoras, utilizan discos de abrasivos muy finos bañados continuamente con refrigerante durante el proceso.

Mediante un proceso manual se elimina la cinta engomada y la cánula suelta, se pone en pequeños vasos de acero inoxidable. Estos a su vez, se colocan en canastillas del mismo material que serán empleadas durante todo el proceso

de lavado. Es aquí donde comienza nuestro particular interés dentro del proceso de fabricación de las agujas hipodérmicas.

Las canastillas se introducen dentro de una tina en donde se someten al proceso de lavado por medio de un chorro de agua a presión, después se enjuagan en otro recipiente con agua y detergente seguido de otro lavado con agua a presión.

Luego se reposan en una atmósfera de percloro, seguido de un enjuague con alcohol. Se cuenta con una banda transportadora en donde se colocan las canastillas en forma suspendida y se van introduciendo en un tandem de 10 tinas en las que se lava la cánula por medio de soluciones de agua con detergentes y ácidos, como son el dynanet y el ácido nítrico respectivamente, a temperaturas de 60 a 75 °C, alternando con enjuagues de agua destilada a 85 °C. Esta parte del proceso permite diluir los agentes grasos, pegamento, e impurezas que la cánula ha acumulado en las demás etapas del proceso, ó que provienen del material virgen que se utiliza para fabricarla.

Para concluir el proceso de limpieza, se someten a un tercer lavado con agua a presión y secado en una máquina centrífuga a 80 °C.

En el departamento de control de calidad se hace una primera inspección para eliminar las cánulas a las que se les ha dañado la punta. Después se hacen pruebas de limpieza interior y exterior, seleccionando un determinado número de cánulas de cada vaso. Se les inyecta una crema testigo de color blanco, si ésta sale manchada, la canastilla completa vuelve a pasar por todo el proceso de lavado. La prueba de limpieza exterior se hace pasando la cánula através de una tela blanca de algodón de tejido fino. Si ésta deja residuos indeseables, se debe repetir el proceso de limpieza.

Se hace una segunda inspección para detectar nuevamente puntas dañadas ó cánula tapada, pero esta vez bajo microscopio. Si no se observan fallas mayores, el producto se envía al laboratorio, donde toman muestras para hacer la última inspección, que es la más estricta.

Las normas de calidad que tienen establecidas permiten que haya un máximo de veinte partículas de 5μ ó cinco partículas de 10μ . Si en la inspección se determina que las impurezas exceden estos máximos permisibles, el producto debe volver a pasar por el proceso de limpieza y control de calidad.

La cánula aprobada se envía al departamento de ensamble en donde se le coloca la raíz plástica que le permite unirse

a la jeringa. A partir de ahora, el producto recibe el nombre de **aguja hipodérmica**. Las agujas son cubiertas por un capuchón de plástico, se ensamblan a la jeringa y se empacan para ser llevadas al departamento de esterilización.

Estas normas de higiene que rigen la producción de agujas hipodérmicas y jeringas desechables, permiten ofrecer al consumidor nacional e internacional un producto confiable y de alta calidad.

1.2 El Proceso de Lavado de Cánula.

Durante el proceso de afilado, la cánula se coloca, como ya se indicó, en tiras adheridas a una cinta engomada que facilitan su manejo. Cuando esta cinta se desprende, quedan residuos de pegamento que deberán ser totalmente eliminados durante el proceso de limpieza. Además, el polvo de los abrasivos, lubricantes y la finísima viruta producto del afilado, forman una especie de masa ó lodo que al secarse queda fuertemente adherida a la cánula.

La parte del proceso de limpieza que nos interesa, es el lavado con chorro de agua a presión que se realiza en tres etapas distintas. Para ello, se cuenta con una bomba de desplazamiento positivo que maneja 3.4 gpm a 700 psi

através de una boquilla de chorro recto número 8 (diámetro de orificio de 0.072").

El producto se trabaja en canastillas que soportan 12 vasos. Cada uno de éstos, a su vez, contiene un promedio de 800 cánulas. La canastilla es colocada por el operador dentro de una tina y recorre, aplicando a cada vaso, un chorro de agua a presión con la boquilla a unos 10 cm de distancia, haciendo movimientos circulares para cubrir toda el área. El tiempo aproximado de lavado es de cinco segundos por cada vaso, ésto es, un minuto por canastilla.

1.3 La Máquina Lavadora y los Parámetros de Diseño.

El problema que representa esta parte del proceso se volverá importante cuando la empresa trabaje a su máxima capacidad, que se estima en 3 millones de cánulas diarias.

¿Qué es lo que representan estos 3 millones de cánulas producidas en un día para la etapa de lavado? Analicemos esta situación:

- a) Cada vaso contiene en promedio 800 cánulas.
- b) Cada canastilla contiene 12 vasos.

$$12 (800) = 9,600 \text{ cánulas por canastilla}$$

c) La capacidad diaria de la planta es de 3,000,000 de cánulas. Esto representado en canastillas es:

$$\frac{3,000,000}{9,600} = 312.5 \text{ canastillas por día}$$

d) Un operario tarda un minuto de tiempo efectivo en el lavado de una canastilla, pero a esto hay que agregar aproximadamente dos minutos más por cambios de operación, reetiquetado y tiempos muertos.

Esto representa un tiempo de trabajo diario de:

$$3 \text{ min (312.5)} = 937.5 \text{ min} = 15.62 \text{ hrs/día}$$

Sabemos además que el lavado a presión se realiza en tres etapas distintas dentro del proceso de limpieza y esto triplica el tiempo de operación, quedando:

$$15.62 \text{ hrs (3)} = 46.86 \text{ hrs/día}$$

Este tiempo apenas se puede cubrir con dos operarios en tres turnos. Y si además, a ésto le agregamos que el 30 % del producto es rechazado por el departamento de control de calidad ó el laboratorio por no cumplir con las normas de calidad establecidas, entonces se necesitarían tres operarios trabajando en cada uno de los tres turnos, y la consecuencia sería un incremento excesivo en la mano de obra. Por tanto, la solución no se encuentra en poner otras tinas de lavado con más operarios, sino en buscar la forma de automatizar el proceso para que un solo operario pueda atender dos ó tres máquinas lavadoras.

Además del ahorro en mano de obra, es posible obtener otras ventajas, como la disminución de los costos de operación haciendo más rápido el proceso, mejorando la calidad y uniformidad del lavado y disminuyendo los rechazos por control de calidad.

La máquina que se diseñe debe adaptarse a las condiciones actuales con que se maneja el material. El diseño de las canastillas está hecho para aplicarse en la banda transportadora y las máquinas de secado centrífugo. Si se pensara en modificar las canastillas, habría que rediseñar estas máquinas y las complicaciones serían aún mayores.

Así como los parámetros que limitan nuestro diseño, es necesario definir las variables que pueden ser modificadas para lograr que la eficiencia y calidad de lavado se incrementen y amorticen el costo del proyecto. Hagamos un análisis para identificar las constantes que no podemos eliminar y las variables con que contamos para lograr nuestros objetivos.

PARAMETROS CONSTANTES O LIMITANTES

a) Se deben utilizar las mismas canastillas que se emplean para dar los baños químicos através de la banda transportadora y el secado en las máquinas centrifugas.

b) El tiempo efectivo de lavado no puede variar mucho con respecto al empleado en el proceso manual ya que es el que se ha encontrado como óptimo.

c) El incremento de presión no es posible, debido a que dañaría las puntas de la cánula.

PARAMETROS VARIABLES

a) De ser posible, la altura de la boquilla debe ser ajustable.

b) Se puede utilizar más de una boquilla a la vez.

c) Sabemos que el tiempo efectivo de lavado no puede variar considerablemente; sin embargo, sí es posible eliminar tiempos muertos.

d) Un operario puede atender varias máquinas a la vez.

OBJETIVOS

a) Se debe buscar uniformidad y versatilidad en las velocidades de barrido para asegurar una mejor limpieza en las cánulas de calibre pequeño y no ocupar más tiempo del necesario en las de calibre grande.

b) Sería conveniente tener ciclos de lavado con diferente duración de tiempo y utilizarlos dependiendo de la calidad de limpieza que se requiera.

c) Se debe asegurar una calidad de limpieza tanto interior como exterior en la cánula.

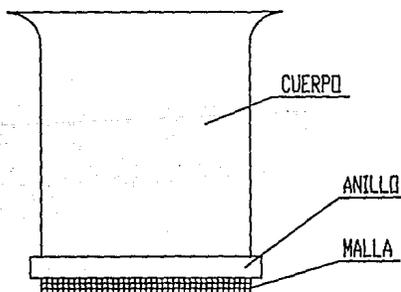
d) La operación de la máquina debe ser confiable, segura y sencilla.

C A P I T U L O I I

DISEÑO DE LA CAJA HUMEDA Y DE LOS MECANISMOS DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL Y TRANSVERSAL

Como primer punto, debemos analizar los vasos y las canastillas, que son fundamentales en la concepción del diseño que nos ocupa.

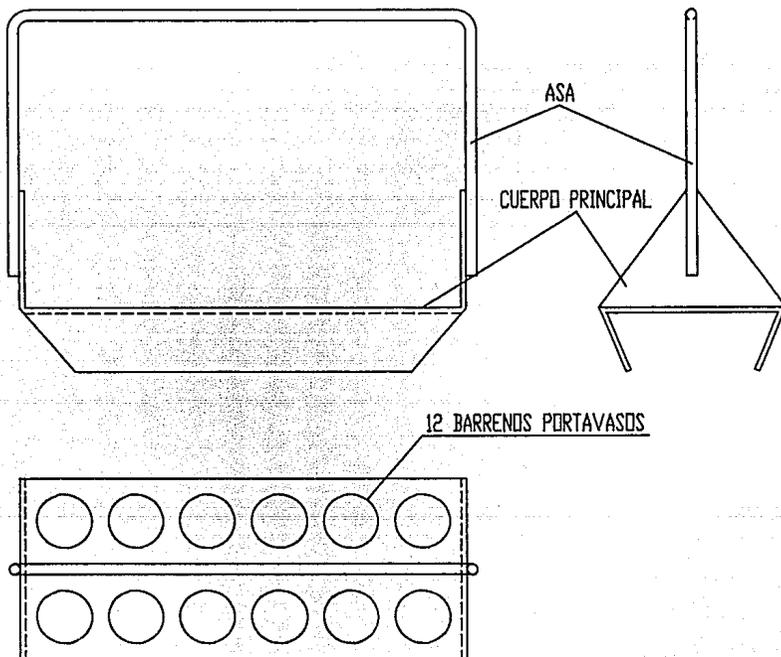
Los vasos son formados a partir de tubo de acero inoxidable 308 de 1" D.E. calibre 20 (espesor de pared de 0.049"). Tienen una ceja superior que abre hasta 1.430" de diámetro formada en frío por rechazado. El piso está formado de malla inoxidable que puede variar desde 50 hasta 100 mesh dependiendo del calibre de cánula que se trabaje, y ésta es aprisionada por un anillo que tiene 1.215" D.E. y una altura de 0.235" como se muestra en la figura.



VASO UTILIZADO EN EL PROCESO DE LIMPIEZA

FIGURA 3

Las canastillas son de lámina de acero inoxidable 308 calibre 18 (espesor de 0.050"). Tienen forma rectangular de 3.687" x 10.500" y una ceja inferior 0.955" con 10° de inclinación. El asa, formada de varilla del mismo material, tiene un diámetro de 1/4" y una altura de 8.600". Cuentan con 12 perforaciones de 1 1/4" de diámetro para colocar los vasos, repartidas en dos hileras de 6 cada una.



CANASTILLA

FIGURA 4

Teniendo en cuenta el diseño y dimensiones de las canastillas, se consideró la posibilidad de utilizar un cajón de tipo escritorio en el que se colocaran varias unidades. De esta forma, se determinó que para que el cajón tuviera dimensiones adecuadas, con tres canastillas sería suficiente.

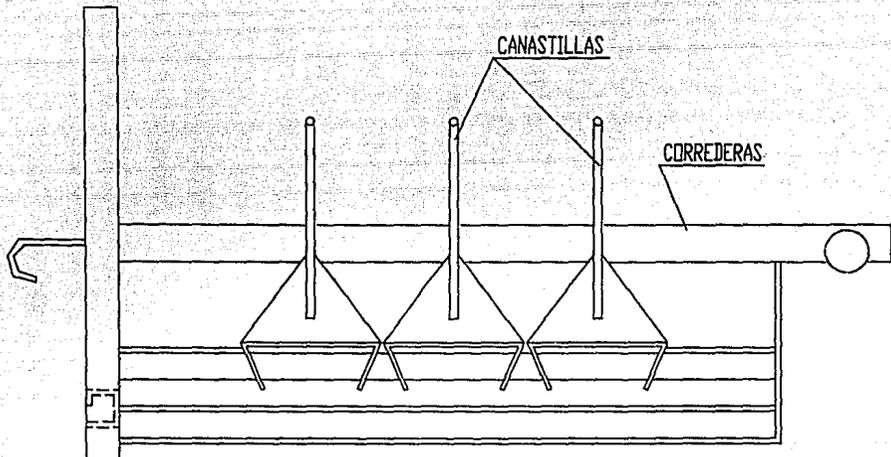
La idea de manejar varias canastillas dentro del cajón implica un ahorro considerable de tiempo en el proceso ya que el operador no tiene que correr un ciclo de lavado por cada pleza. Este concepto también se utiliza en las máquinas de lavado centrífugo en donde se pueden colocar cargas de trabajo de tres ó cuatro unidades.

2.1 Diseño de la Caja Húmeda.

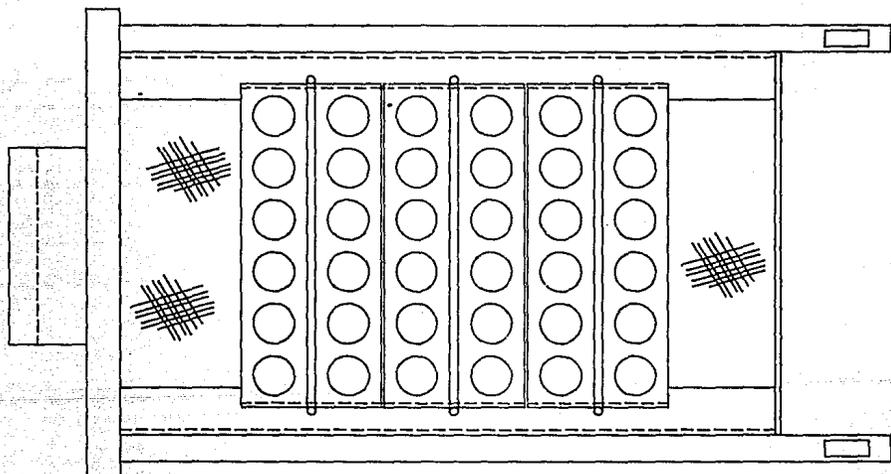
La caja húmeda es la parte medular de la máquina ya que es precisamente en ésta, donde se lleva a cabo la operación de lavado. Está constituida por el cajón, el escurridero principal, las charolas de escurrimiento interior y exterior, la tubería de drenaje y la cubierta principal.

El frente, costados y parte posterior del cajón están hechos de lámina calibre 22 (espesor de pared de 0.031"), de acero inoxidable 304. El fondo es de lámina perforada calibre 18 (espesor de pared de 0.50"), para dar mayor rigidez al perfil y al mismo tiempo permitir un buen escurrimiento del agua. Al frente del cajón hay una ranura a todo lo ancho que permite introducir una malla 50 mesh para detener la cánula que pudiera caer de los vasos. Esta malla es independiente del cajón y puede retraerse del mismo, para facilitar su limpieza. Además, está prensada por un marco de lámina sujeto con tornillos que permite un intercambio rápido si ésta llegara a deteriorarse.

El diseño del cajón sigue la idea de uno del tipo de escritorio y permite colocar tres canastillas contiguas, alineadas transversalmente al eje de deslizamiento del mismo. El arreglo se puede apreciar en la siguiente página, en donde se muestra una vista lateral y una vista en planta.



VISTA LATERAL

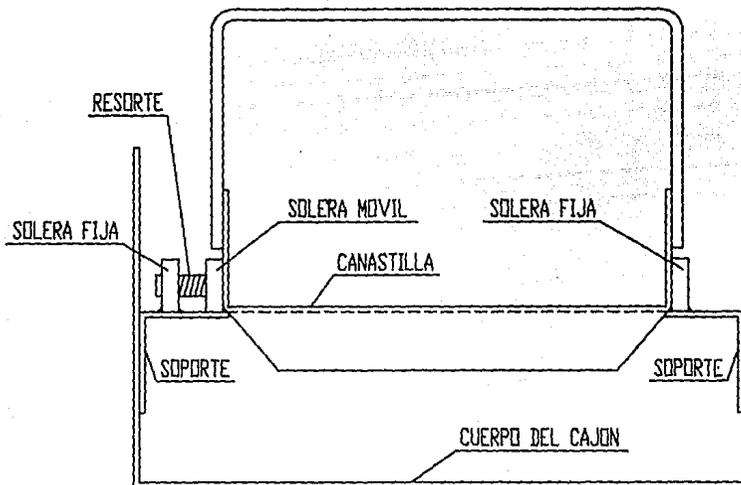


VISTA EN PLANTA

ARREGLO DE LAS CANASTILLAS DENTRO DEL CAJON

FIGURA 5

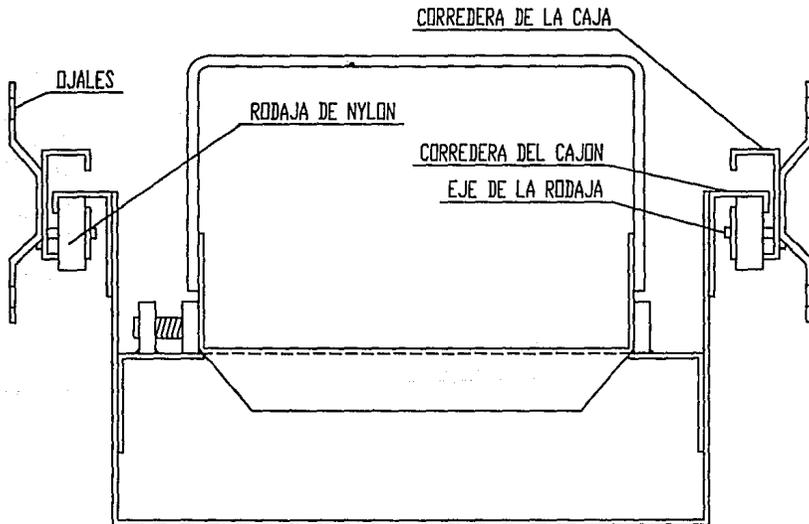
Para facilitar la colocación y extracción de las canastillas, se soldaron unos soportes de lámina en ambos lados del cajón. En uno de ellos, hay tres soleras fijas y tres móviles, separadas por medio de unos resortes que ejercen presión sobre las canastillas, aprisionándolas contra el otro extremo en donde se encuentra una solera corrida que sirve de tope. El arreglo se muestra en la siguiente figura:



MECANISMO PARA APRISIONAR LAS CANASTILLAS

FIGURA 6

Hubo que poner especial atención en el diseño, fabricación y ensamble de las correderas para asegurar un deslizamiento suave y una buena alineación del cajón. Para su construcción se utilizó lámina calibre 16 (espesor de pared de 0.062), de acero inoxidable 304 y tienen cuatro rodajas de nylon para disminuir la fricción y evitar el desgaste y los rechinidos que se producen al tallar metal con metal. Unos soportes de lámina, también calibre 16, unidos con tornillos a la cubierta principal, sostienen a las correderas en sus extremos. Estos tienen ojales que permiten ajustes verticales para alinear el cajón.



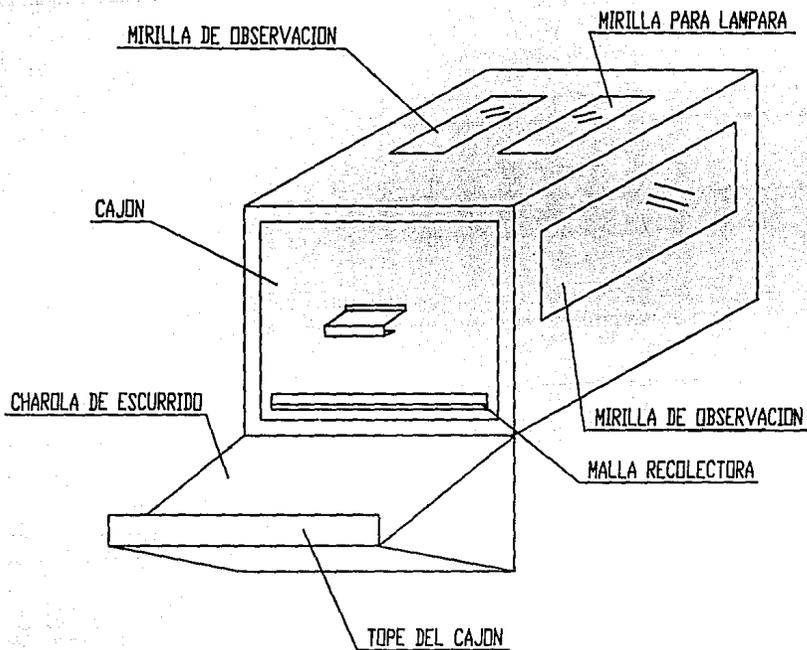
DISEÑO DE LAS CORREDERAS DEL CAJON

FIGURA 7

La cubierta principal tiene dos mirillas cubiertas con lexan, que es una resina de policarbonato de gran resistencia al impacto y a la temperatura. Dichas propiedades, además de su transparencia, permiten sustituir al vidrio brindando mayor durabilidad y seguridad. La mirilla lateral sirve para observar el proceso mientras que en la superior está colocada una lámpara fluorescente que ilumina el área de lavado. En la parte posterior, la cubierta principal, tiene una ventanilla por la que pasan los tubos distribuidores en los que se encuentran las boquillas de atomización.

Se hizo una cortina de banda tejida sanitaria EXTREMULTUS de 1/16" de espesor cortada en tirillas que evita que el agua que salpica en el cajón llegue al área de mecanismos. Debajo de ésta, y por fuera de la cubierta principal se colocó una charola que recibe el agua que pudiera gotear, mandándola a la tubería de drenaje através de una manguera flexible de 1/2" D.N.

En la parte frontal de la cubierta principal se colocó otra charola que recibe el agua que gotea del cajón cuando éste se encuentra abierto, y que además sirve como tope para no sacarlo de las correderas durante su manejo.

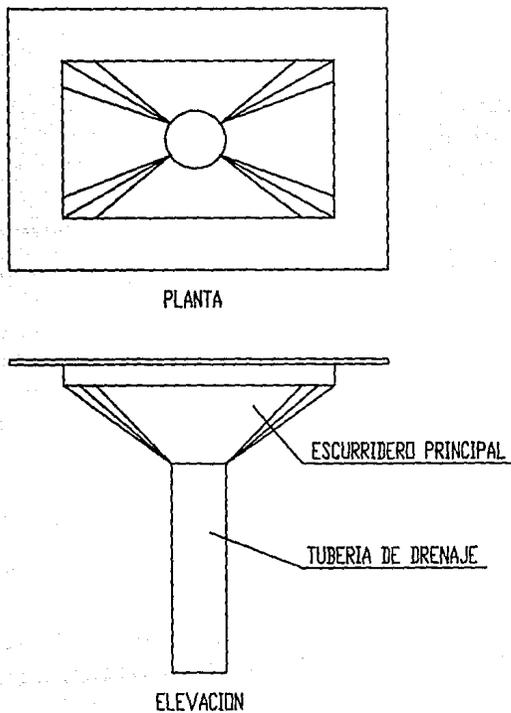


CUBIERTA PRINCIPAL DE LA CAJA HUMEDA

FIGURA 8

El escurridero principal, fabricado en lámina calibre 20 de acero inoxidable 304, es una transición de rectangular a redondo con una inclinación menor de 30°. En la parte superior se une con la cubierta principal de la caja húmeda

y en la inferior con la tubería de drenaje. Para determinar el diámetro mínimo de ésta última, se hicieron las consideraciones que a continuación se mencionan:



ESCURRIDERO PRINCIPAL

FIGURA 9

Adelantándonos un poco, consideremos que el gasto aproximado através de las boquillas de atomización será de 12 gpm. Empleando un factor de conversión, tenemos:

$$12 \text{ gpm} * 63.09 = 757.08 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

El ducto de drenaje se encuentra en posición vertical y tiene una longitud de 24" (60.96 cm). Podemos calcular la velocidad del agua a la salida de éste con la ecuación de Torricelli:

$$V = C_d * (2gh)^{(1/2)} \quad [\text{ref.3}]$$

dónde, V = velocidad a la salida del tubo.

C_d = coeficiente de descarga adimensional que depende de las condiciones del flujo y de la geometría de la tubería, sobre todo a la succión. Consideraremos C_d = 0.6 debido a que los cantos son rectos en la entrada de la alcantarilla.

h = altura ó longitud de la tubería.

g = aceleración de la gravedad,

g = 9.81 m/s² = 981 cm/s².

Aplicando la ecuación, tenemos:

$$V = 0.6 * (2 * 981 * 60.96)^{(1/2)} = 207.50 \text{ cm/seg}$$

Ahora apliquemos la ley de la conservación de la masa para un fluido incompresible, la cual se puede escribir como:

$$Q = V \cdot A \quad [\text{ref.3}]$$

despejando el área,

$$A = Q/V$$

sustituyendo valores,

$$A = 757.08/207.50 = 3.65 \text{ cm}^2$$

Una tubería de drenaje nunca debe trabajar a flujo lleno, así que consideraremos esta área como el 30 % de la capacidad total. Así, el área requerida será:

$$A_r = 3.65/0.3 = 12.16 \text{ cm}^2$$

El diámetro interior de la tubería correspondiente a esta área es:

$$D = ((4 \cdot A_r) / \pi)^{(1/2)}$$

$$D = ((4 \cdot 12.16) / \pi)^{(1/2)} = 3.93 \text{ cm} = 1.549 \text{ plg}$$

Debemos verificar además, el área que obstruye la malla que se utiliza como filtro, la cual es 50 mesh con tejido sencillo de alambre de acero inoxidable calibre 32 (0.008" D.E.), y tiene un área libre de 35 %. Por tanto, el área calculada anteriormente, debe ser equivalente al 35 % y el área total (At), será el 100 %.

$$At = 12.16/0.35 = 34.74 \text{ cm}^2$$

El diámetro correspondiente será:

$$D = ((4*34.74)/\pi)^{(1/2)} = 6.65 \text{ cm} = 2.618 \text{ plg}$$

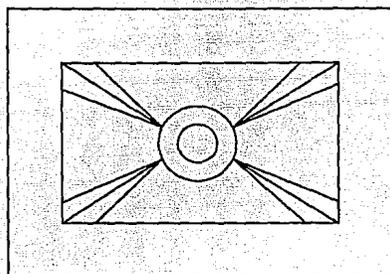
Esto nos lleva a decidir entre dos alternativas:

a) Dejar una entrada amplia que dé la capacidad At que se requiere para la malla, y después reducir a una tubería de 1 1/2" D.N. cédula 5, la cual dá la capacidad Ar.

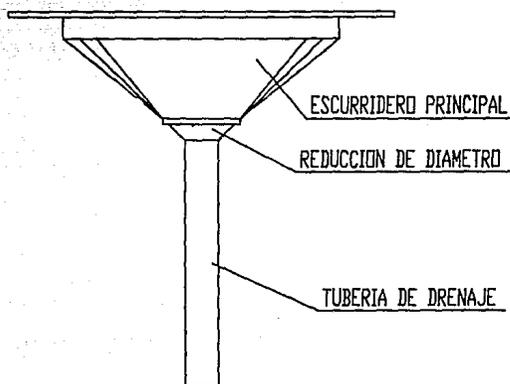
b) Utilizar tubo de 2 1/2" D.N. cédula 5 a todo lo largo del drenaje.

En la primera opción, aún cuando se ahorra costo de tubería, hay que utilizar al menos una reducción ó ampliar

el área cambiando la geometría del escurridero como se muestra a continuación:



PLANTA



ELEVACION

ARREGLO CON REDUCCION DE AREA EN LA TUBERIA DE DRENAJE

FIGURA 10

La segunda alternativa nos permite tener un arreglo mucho más simple, y en este caso no representa gran diferencia en el costo ya que la tubería de descarga es bastante corta.

De esta forma, se utilizó tubo de acero inoxidable 304 de 2 1/2" D.N. cédula 5, que tiene 2.875" D.E. x 2.709" D.I. Este desagua directamente a un registro del drenaje principal del departamento de cánula y carece de conexión alguna que limite en otra forma el flujo del agua de desecho. El arreglo se puede observar en la figura 9.

2.2 Bases para el Diseño de los Mecanismos de Movimiento.

El conjunto de mecanismos fué diseñado para dar movimiento a los tubos distribuidores a lo largo de dos ejes, de esta manera es posible cubrir toda el área de lavado.

Originalmente se pensó en utilizar un doble sistema de fuerza por medio de unidades hidráulicas. El movimiento en un sentido (longitudinal), podría ser relativamente rápido, mientras que en el otro (transversal), tendría que ser sumamente lento. Las velocidades de movimiento serían

dependientes entre sí, guardando siempre una relación entre sus velocidades como se explicará a continuación.

Llamaremos movimiento longitudinal al que se realiza en forma paralela al eje de los tubos distribuidores, y transversal al que es perpendicular a este último.

En el caso menos crítico, el desplazamiento longitudinal de los tubos distribuidores debe ser igual al ancho de una canastilla, que es de 3.687", mientras que el transversal será un poco menor que la mitad de la longitud de la misma, es decir, 4.375". Esto se entenderá mejor cuando se explique el comportamiento conjunto de los sistemas de movimientos y los tubos distribuidores empleados.

Por otro lado, si las boquillas se colocaran a una altura de 10 cm por encima de las canastillas, en el punto de incidencia con la cánula, el chorro tendría un diámetro aproximado de 4 mm. Esto significa que el avance transversal no debe ser mayor que esta distancia para que no queden zonas de cánula sin lavar. Aún más indicado sería que hubiera un pequeño traslape en los avances transversales para asegurar que se cubre toda el área. Por tales motivos, se estableció como avance máximo 1/8".

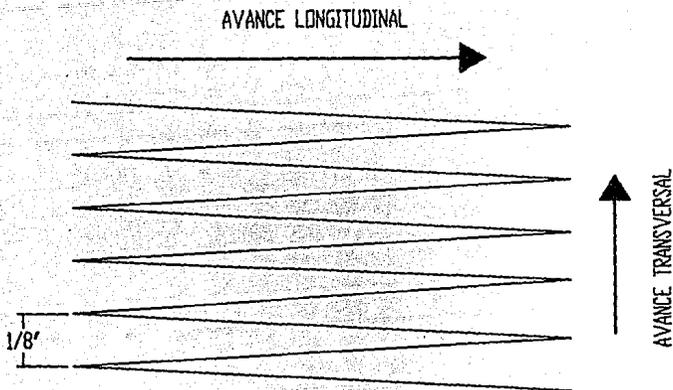
De lo anterior, podemos obtener la siguiente conclusión:

Mientras el cilindro encargado del movimiento longitudinal ejecuta las acciones de entrada y salida, es decir, realiza dos carreras completas de 3.687", el otro cilindro debe recorrer un máximo de 1/8". Con estos números podemos obtener la relación entre las velocidades de la siguiente forma:

$$RV = 2(3.687)/0.125 = 58.99$$

Esto implica que cualquiera que sea la velocidad que establezcamos como base, la otra estará afectada por esta relación.

Además de que la sincronización sería difícil, el proceso se volvería bastante lento y la limpieza no sería pareja debido a que los movimientos en ambos sentidos son continuos y producen un barrido en forma de diente de sierra tal como el que se muestra en la figura 11.

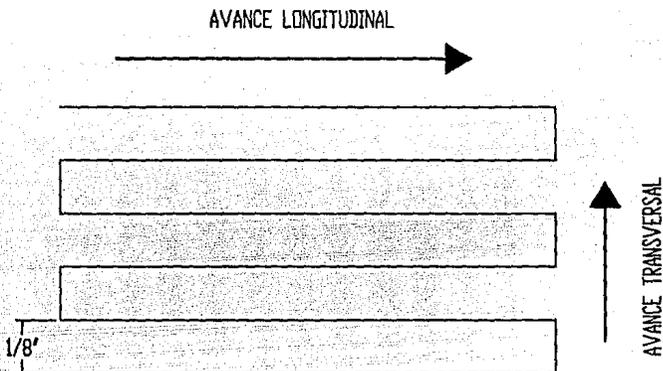


BARRIDO EN DOS EJES CON MOVIMIENTOS CONTINUOS

FIGURA 11

Las dificultades que representaba la aplicación de este sistema hizo que se buscaran otras alternativas. La solución más adecuada fué la de usar un motor de pasos para dar el movimiento transversal. Este tipo de motores pueden ser controlados en sus avances y velocidades. Así, mientras el pistón hidráulico ejecuta el movimiento longitudinal, detectores de proximidad que se encuentran en los extremos, mandan una señal al motor para que entre en operación. De esta forma, se elimina la dependencia entre las velocidades y avances de ambos movimientos, pudiéndose modificar y

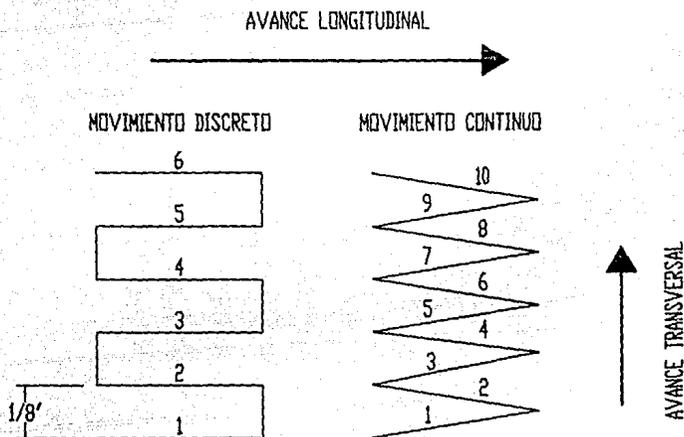
adaptar a las condiciones como mejor convenga. Además, la combinación de movimientos discretos produce un barrido bien uniforme. Obsérvese en la siguiente figura:



BARRIDO EN DOS EJES CON MOVIMIENTOS DISCRETOS

FIGURA 12

Otra ventaja de este sistema es el ahorro de tiempo de operación. Obsérvese que en el barrido de movimientos continuos el avance transversal máximo de $1/8''$ se da por cada dos carreras del cilindro longitudinal, mientras que en el de movimientos discretos se avanza $1/8''$ por cada viaje del cilindro hidráulico. Esto disminuye el tiempo de lavado a la mitad.



COMPARACION DE MOVIMIENTOS CONTINUOS Y DISCRETOS

FIGURA 13

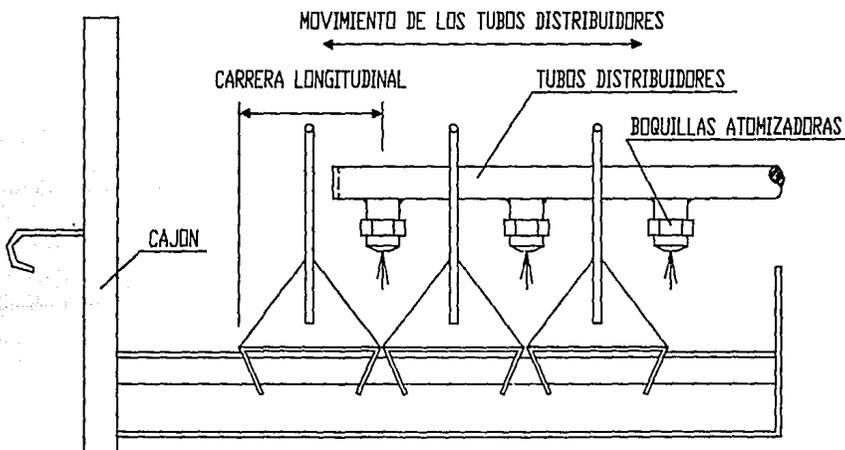
Al concebir una nueva máquina, se deben establecer ciertos parámetros de los que dependen las demás partes del diseño. En nuestro caso, nos encontramos con que los tubos distribuidores son, sin lugar a duda, la parte más importante de nuestro diseño debido a que los mecanismos de movimiento, y, como veremos en el capítulo III, la capacidad de la bomba de alta presión y del tanque de almacenamiento dependen de ellos.

El diseño de los tubos distribuidores se hizo de tal forma que se pudiera ahorrar tiempo de lavado mediante la disminución de las longitudes de movimiento en ambos sentidos.

Si se utilizara una simple boquilla de atomización como se hace en el proceso manual, habría que recorrer en el sentido longitudinal una distancia igual a la suma de los tres anchos de las canastillas, esto es:

$$3 \times 3.687 \text{ plg} = 11.06 \text{ plg}$$

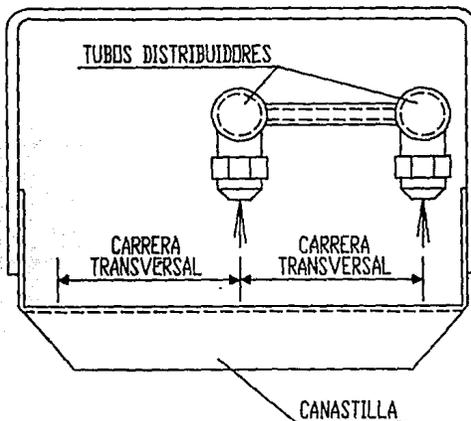
La idea de poner tres boquillas en cada tubo distribuidor es precisamente la de disminuir la carrera longitudinal a una tercera parte.



VISTA LATERAL DE TUBOS DISTRIBUIDORES CON CANASTILLAS

FIGURA 14

Se utilizaron dos tubos distribuidores para disminuir el movimiento transversal a la mitad, quedando de 4.375". No fué práctico poner más tubos debido a que el gasto se incrementaba, teniendo que aumentar la capacidad de la bomba y consecuentemente la del tanque de almacenamiento.

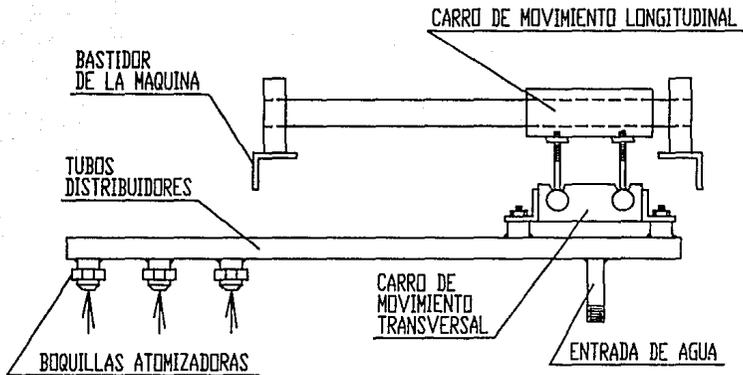


VISTA FRONTAL DE TUBOS DISTRIBUIDORES CON CANASTILLAS

FIGURA 15

Otra característica fundamental a considerar, es que los mecanismos deben operar aislados de la caja húmeda, debido a que algunos de sus componentes, como son los collarines axiales y el motor de pasos que se dañarían con la humedad.

Con las bases de diseño establecidas, el conjunto de mecanismos tomó la forma que se muestra en la siguiente figura:



MECANISMOS DE MOVIMIENTO

FIGURA 16

2.3 Diseño de los Mecanismos De Movimiento Longitudinal.

El sistema de movimiento longitudinal consta de un bloque de aluminio (al que llamaremos carro longitudinal), soportado por cuatro collarines axiales que deslizan sobre dos flechas de acero de alta resistencia rectificadas. El

desplazamiento de dicho carro, está dado por el actuador de una unidad de fuerza hidráulica.

Para este tipo de sistemas, en ocasiones, es común utilizar collarines de teflón ó de algún otro polímero que reúna características similares. Aunque su coeficiente de fricción es bajo (entre 0.15 y 0.25), el desgaste es mucho mayor al de un collarín de bolas de tipo industrial, que son los que finalmente se utilizaron debido a diversas razones como las que se mencionan a continuación:

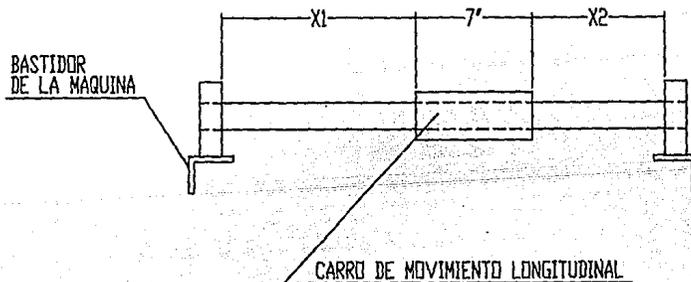
a) Aunque el conjunto de mecanismos están diseñados para ser desensamblados fácilmente, se requieren ajustes delicados al momento de armar nuevamente. Por esta razón, se decidió diseñar el sistema para 30,000 hrs de operación, característica que no se puede cumplir con materiales como el teflón.

b) El funcionamiento correcto de los mecanismos de movimiento transversal dependen del ajuste de los collarines por lo que es necesario evitar al máximo el desgaste.

c) Los collarines de bolas de tipo industrial tienen tolerancias de ajuste del orden de micras, y un coeficiente de fricción muy bajo, entre 0.001 y 0.003. Esto asegura un movimiento suave y uniforme.

El mecanismo de movimiento longitudinal debe reunir otras características importantes. Debe ser ligero, estético y funcional. El carro debe tener dimensiones adecuadas para alojar los collarines, soportar en una de sus caras al motor de pasos y en la parte inferior a los mecanismos de movimiento transversal.

Aunque el desplazamiento longitudinal necesario, como hemos visto hasta ahora es de 3.687", se buscó dar mayor versatilidad a la máquina dejando la posibilidad de aprovechar la máxima carrera en caso de que se requiera a futuro, de otras aplicaciones. Este desplazamiento máximo está limitado por el largo del cajón que es de 24". Para ello se necesitan unas correderas de aproximadamente 30", y fué ésta la dimensión que se tomó como base para el diseño.



$$\text{DESPLAZAMIENTO MAXIMO} = X_1 + X_2 = 22''$$

DESPLAZAMIENTO LONGITUDINAL MAXIMO DE 22"

FIGURA 17

El sistema de movimiento transversal sigue el mismo principio que el longitudinal, con algunas diferencias, como se verá en la sección 2.4.

Todavía, no conocemos el peso real de los mecanismos, así que debemos suponerlo para determinar cuáles serán los collarines adecuados para la carga de trabajo.

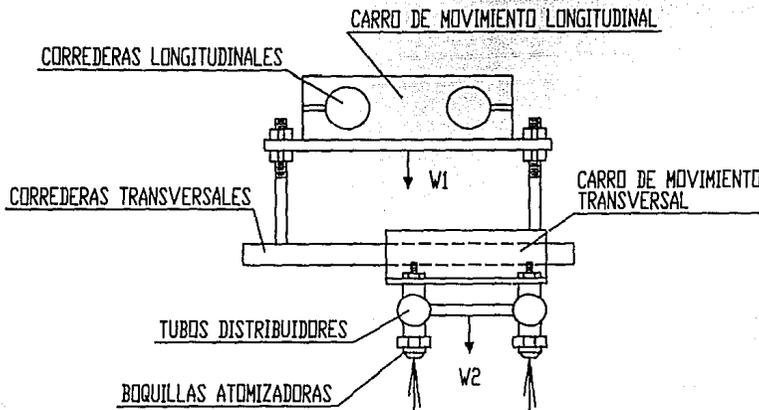
Para esto, dividiremos la carga en dos distintas:

W1 = Aquella que se mueve junto con el carro longitudinal, que incluye además de éste, al motor de pasos y su soporte, la transmisión de engranes, el detector de proximidad, las correderas del carro transversal y la tornillería.

W2 = La que se mueve junto con el carro transversal, que incluye además de éste, a la cremallera, los tubos distribuidores con sus soportes, la manguera con sus conexiones y la tornillería.

Consideraremos que la carga W1 es de 30 lb, mientras que W2 es igual a 15 lb. La situación crítica de carga para cada una de las flechas es cuando el carro transversal se

encuentra en alguno de los extremos de su carrera, tal como se muestra en la figura:



VISTA DEL CARRO TRANSVERSAL DESPLAZADO

FIGURA 18

En esta posición, $W2$ actúa directamente sobre una flecha, mientras que $W1$ está repartida entre las dos. De esta forma, el peso sobre cada collarín, cuando el carro transversal se encuentra en uno de los extremos será:

$$W = 30/4 + 15/2 = 15 \text{ lb}$$

aplicando un factor de conversión para obtener newtons,

$$W = 15 \cdot 4.45 = 66.75 \text{ N}$$

La calidad de lavado dependerá en gran parte de la velocidad con que viajen los tubos distribuidores. Por ahora no sabemos cuál será la velocidad óptima en cada aplicación, así que debemos definir un rango de velocidades de operación. Si establecemos que la máxima sea de 4 plg/seg, entonces la gama de velocidades estará comprendida entre cero y este valor. Sabemos además, que la longitud de una carrera deberá ser de 3.687". Con estos datos podemos obtener la frecuencia máxima de movimiento en carreras por minuto.

$$(3.687 \text{ plg/carrera}) / (4 \text{ plg/seg}) = 0.921 \text{ seg/carrera}$$
$$(60 \text{ seg/min}) / (0.921 \text{ seg/carrera}) = 65.1 \text{ carreras/min}$$

Reuniendo datos, podremos calcular el tipo de collarín necesario del catálogo IKO LINEAR BUSHINGS. [ref.13]

Carga sobre cada collarín, $W = 66.75 \text{ N}$

Carrera, $L = 3.687 \text{ plg} = 93.65 \text{ mm}$

Frecuencia de movimiento, $FM = 65.1 \text{ carreras/min}$

Vida útil necesaria, $VU = 30,000 \text{ hrs}$

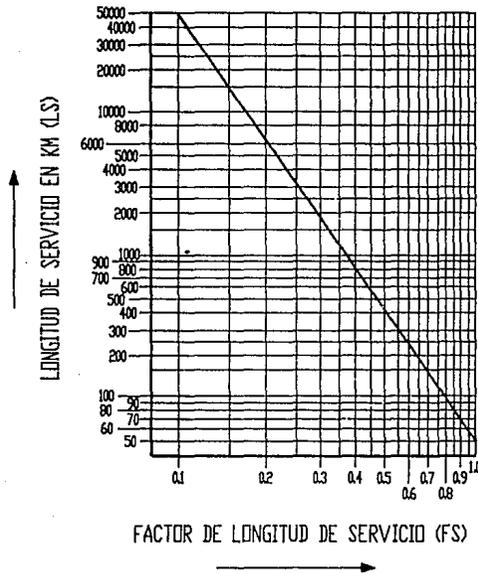
Obtengamos la longitud de servicio en km,

$$LS = (L \cdot FM \cdot VU) \cdot 60$$

$$LS = (93.65 * 65.1 * 30,000) * 60 = 10,974 \times 10^6 \text{ mm}$$

$$LS = 10,974 \text{ km}$$

De la siguiente figura, obtendremos el factor de longitud de servicio FS:



FACTOR DE LONGITUD DE SERVICIO

[ref.13]

FIGURA 19

$$FS = 0.17$$

Ahora debemos aplicar la fórmula para obtener el factor de carga dinámica básica C:

$$C = \frac{P}{f_d * F_S}$$

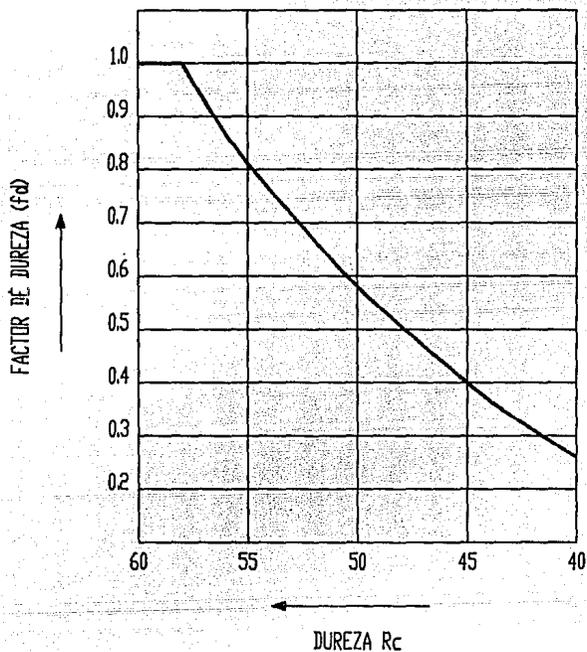
donde f_d = factor de dureza, que depende del material utilizado.

Para minimizar el desgaste y alargar la vida del equipo es recomendable utilizar un acero templado que tenga una dureza de 55 a 60 Rc. Este debe ser rectificado para respetar las tolerancias de ajuste recomendadas por los fabricantes de collarines, y el problema para cumplir con este requisito es que la longitud de las flechas es considerable (30 plg). En México, fué difícil encontrar quien realice este trabajo con precisión y a precio justo.

La solución se encontró con los fabricantes de cilindros hidráulicos. Los vástagos de estos equipos se fabrican en acero de alta resistencia con una dureza de 50 a 55 Rc. Tienen un recubrimiento de cromo duro para aumentar su resistencia al desgaste, corrosión y oxidación y están rectificadas y pulidas con tolerancias de 5 micras. El costo final es comparable al de la otra opción, y además, se

disminuye la probabilidad de retrasos y la molestia de tratar con diferentes proveedores.

En la siguiente tabla, para una dureza de 50 Rc, obtenemos $f_d = 0.57$.



FACTOR DE DUREZA

[ref.13]

FIGURA 20

sustituyendo datos en la fórmula,

$$C = \frac{66.75}{0.57 \cdot 0.17} = 688.85$$

Debemos utilizar un collarín que cumpla con la condición $C \geq 688.85$

De esta forma, seleccionamos collarines LBB 12 UU AJ, para flecha de 3/4" D.E. que tiene un factor de carga dinámica básica, $670 \leq C \leq 980$.

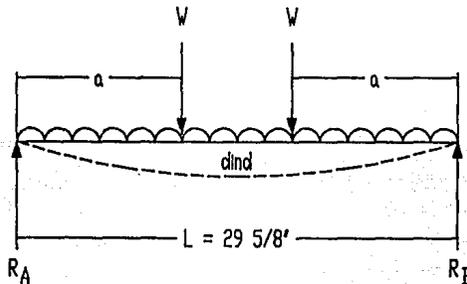
Aquí surge otro inconveniente. Los vástagos para cilindros hidráulicos sólo se fabrican en 5/8" ó 1" de diámetro y nosotros necesitamos 3/4". Esto nos podría llevar a utilizar la primera alternativa (comprar el material, templearlo y rectificarlo), pero antes de esto debemos verificar la deflexión inducida por la carga en las flechas.

Los fabricantes de correderas JERGENS SLIDES, [ref.11] recomiendan para este tipo de equipos, una deflexión máxima equivalente al 0.11 % del claro. Excediendo este límite, el movimiento del carro se vuelve errático y se reduce considerablemente la vida de los collarines.

En nuestro caso, tenemos un claro de $30'' = 762 \text{ mm}$. La deflexión máxima permisible, es:

$$d_{\max} = 0.0011 \cdot 762 = 0.838 \text{ mm}$$

Las cargas que actúan en cada una de nuestras flechas se muestra en el siguiente diagrama:



FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE CADA UNA DE LAS FLECHAS

FIGURA 21

La deflexión máxima inducida está dada por la siguiente ecuación:

$$d_{ind} = \frac{W \cdot L^3}{6 \cdot E \cdot I} * \left[\frac{3 \cdot a}{4 \cdot L} - \left(\frac{a}{L} \right)^3 \right] + \frac{5 \cdot w \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad [\text{ap.1}]$$

donde, W = carga concentrada sobre la flecha =

$$(30/4) + (15/2) \text{ lb} = 15 \text{ lb} = 6.806 \text{ kg.}$$

$$w = \text{peso propio de la flecha} = 2.23 \text{ kg/m}$$

$$= 0.0223 \text{ kg/cm para } 3/4" \text{ D.E.}$$

$$L = \text{longitud de la flecha} = 29 \frac{5}{8}" = 75.25 \text{ cm.}$$

$$a = \text{distancia del centro del collarín al apoyo más cercano} = 12.063" = 30.64 \text{ cm}$$

$$E = \text{módulo de elasticidad del acero}$$

$$= 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2.$$

$$I = \text{momento de inercia para una sección circular}$$

$$= (\pi r^4)/4 = 0.646 \text{ cm}^4 \text{ para } 3/4" \text{ D.E. [ref.2]}$$

sustituyendo datos,

$$\begin{aligned} d_{ind} &= \frac{6.806 * 75.25^3}{6 * 2.1 \times 10^6 * 0.646} * \left[\frac{3 * 30.64}{4 * 75.25} - \left(\frac{30.64}{75.25} \right)^3 \right] + \\ &+ \frac{5 * 0.0223 * 75.25^4}{384 * 2.1 \times 10^6 * 0.646} \end{aligned}$$

$$d_{ind} = 0.0847 + 0.0069 = 0.0916 \text{ cm} = 0.916 \text{ mm}$$

$0.916 > 0.838$ (la deflexión máxima inducida es mayor a la permisible). Debemos utilizar flechas de mayor diámetro. Probemos con las de 1" D.E. ($w = 3.97 \text{ kg/m} = 0.0397 \text{ kg/cm}$)

$$I = (\pi * r^4)/4 = (\pi * 1.27^4)/4 = 2.04 \text{ cm}^4.$$

$$d_{ind} = \frac{6.806 * 75.25^3}{6 * 2.1 * 10^6 * 2.04} * \left[\frac{3 * 30.64}{4 * 75.25} - \left(\frac{30.64}{75.25} \right)^3 \right] +$$

$$+ \frac{5 * 0.0223 * 75.25^4}{384 * 2.1 * 10^6 * 2.04}$$

$$d_{ind} = 0.0268 + 0.0022 = 0.0290 \text{ cm} = 0.290 \text{ mm}$$

0.290 < 0.838 (la deflexión máxima inducida está dentro del rango de aceptación). Por tanto, utilizaremos collarines LBB 16 UU AJ, para flecha de 1" D.E.

Las características de este collarín son:

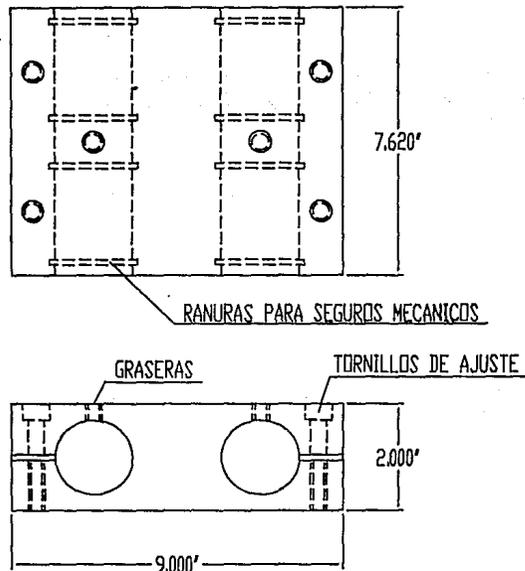
- a) Alta precisión.
- b) Tiene una ranura que le permite ajustarse al diámetro de la flecha, asegurando un movimiento suave. Además, si ésta va sufriendo desgaste, se puede reducir la tolerancia apretando tanto cuanto sea necesario.

c) Tiene sellos en ambos lados para protegerlo del polvo y la humedad.

d) Los asientos de las bolas tienen espacio para alojar lubricante, de esta manera, el aceite ó grasa es distribuido en forma efectiva en todas las superficies en las que existe rozamiento.

Con esta parte del diseño definida, fué posible integrar las dimensiones generales del carro longitudinal.

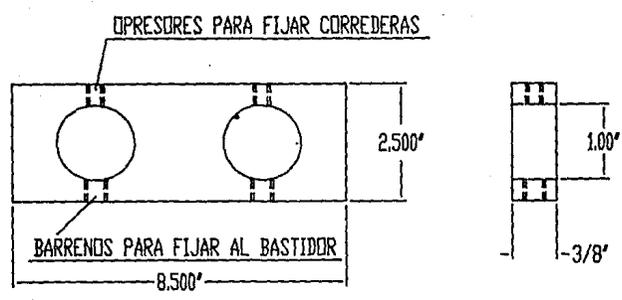
Se tuvo mucho cuidado en el maquinado de las cajas de los collarines para que éstos quedaran bien alineados. Por facilidad de manufactura, las cajas se hicieron a un solo diámetro, barrenando de lado a lado y se colocaron seguros mecánicos interiores como separadores para evitar que los collarines tiendan a moverse. Se hizo una ranura a todo lo largo para permitir el ajuste de los collarines con la flecha por medio de tornillos de cabeza hexagonal. Las dimensiones de las caras frontal y trasera son adecuadas para soportar al motor y la flecha del cilindro hidráulico. El carro longitudinal se muestra en la siguiente figura:



CARRO DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL

FIGURA 22

Las correderas están soportadas en sus extremos por dos soleras de CRS (acero rolado en frío), de 8 1/2" x 2 1/2" x 5/8" que fueron barrenadas en forma conjunta para lograr un buen paralelismo entre las flechas. Los soportes recargan sobre unas placas soldadas a la estructura principal que fueron rectificadas ya ensambladas con el fin de obtener una superficie confiable para alinear bien los mecanismos.



SOPORTES DEL MECANISMO DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL

FIGURA 23

2.4 Diseño de los Mecanismos de Movimiento

Transversal.

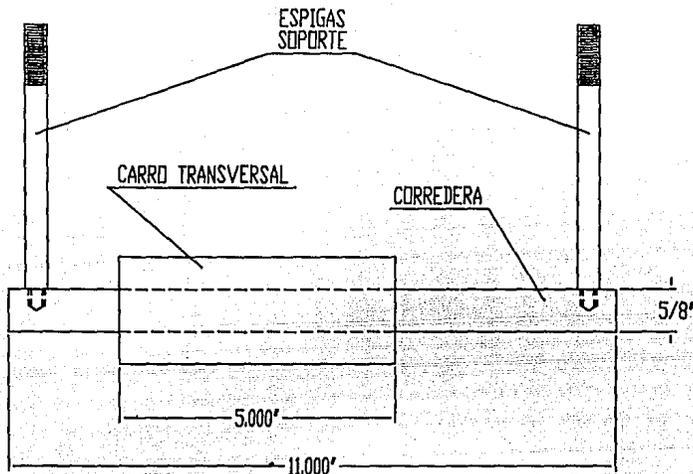
En muchos casos de diseño de maquinaria, es necesario modificar las dimensiones mínimas de algunos elementos que fueron obtenidas por resistencia debido a diversas razones, como es la estética, deformaciones por falta de rigidez, acción de efectos dinámicos, estandarización, facilidad de manufactura ó la necesidad de fijar dimensiones complementarias.

Hago mención de ésto, ya que para lograr un diseño funcional de los mecanismos de movimiento transversal se hicieron algunas consideraciones especiales.

1. El desgaste en las flechas que soportan al carro no tiene relevancia, puesto que la frecuencia de deslizamiento de los collarines sobre éstas, es mucho menor que en el caso del sistema longitudinal. En esta misma sección, veremos más adelante, que en el caso más crítico el desplazamiento transversal se realiza tan sólo una vez por cada dieciseis carreras longitudinales.

2. Los efectos de flexión en las correderas tampoco son importantes debido a que la carga y el claro son pequeños. Además, la carga no actúa en forma puntual puesto que las

dimensiones del carro y los collarines comparadas con el claro son grandes.



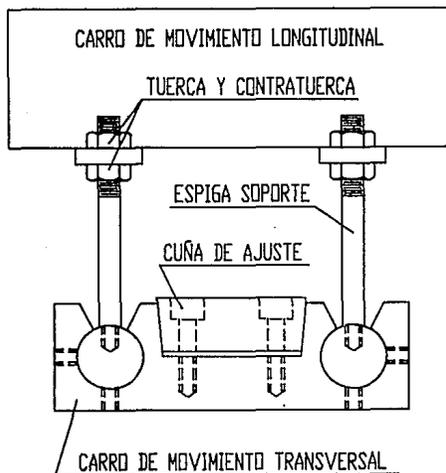
VISTA LATERAL DEL CARRO TRANSVERSAL

FIGURA 24

3. Por tanto, si calculamos las correderas por flexión ó desgaste, obtendremos una sección bastante pequeña, y es recomendable que no sea tan reducida puesto que serán colocadas en forma suspendida y se necesitan soportes rígidos.

De acuerdo a estas ideas, y siguiendo el mismo razonamiento de selección del material, se utilizaron

flechas de acero de alta resistencia similares a las empleadas en el sistema de movimiento longitudinal, pero con un diámetro de 5/8" y una longitud de 11". Los collarines son marca IKO, modelo LBB 10 UU OP. Se colocaron 4 espigas soporte de acero inoxidable 304 de 3/8" de diámetro, roscadas en ambos extremos y sujetas a unas soleras del carro longitudinal por medio de una tuerca y contratuerca para facilitar ajustes verticales. En la figura se puede apreciar el arreglo:

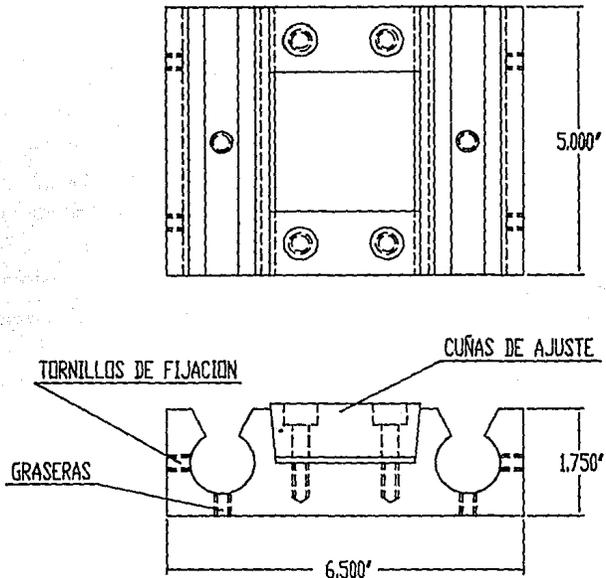


VISTA FRONTAL DE MECANISMOS DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL

FIGURA 25

La calibración de los collarines se hace por medio de unas cuñas de forma trapezoidal que ejercen presión sobre

las paredes de la caja interior del carro, el cual, está fabricado a partir de un bloque de aluminio y tiene las siguientes dimensiones:



CARRO DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL

FIGURA 26

La transmisión de movimiento se hace por medio de un mecanismo de piñón y cremallera. A continuación se presentan los factores que intervinieron en su selección.

Podemos suponer el paso diametral y dejar como variable el ancho de la cara. Así;

$$Pd = 28$$

Para facilitar la programación del motor de pasos, se puede hacer que el desplazamiento total sea equivalente a un número entero de revoluciones. Analicemos primeramente el caso en el que una revolución nos da el desplazamiento completo. Para esto, el círculo de paso del engrane debe ser igual a la longitud por recorrer, y el diámetro de paso estará dado por:

$$Dp = Pc/\pi = 4.375/\pi = 1.3926 \text{ plg} \quad [\text{ref.8}]$$

El número de dientes aproximado es:

$$N = Pd * Dp = 28 * 1.3928 = 38.99 \text{ dientes} \quad [\text{ref.8}]$$

Si utilizamos un engrane de 39 dientes, el diámetro de paso real es:

$$Dp = N/Pd = 39/28 = 1.3928'' \quad [\text{ref.8}]$$

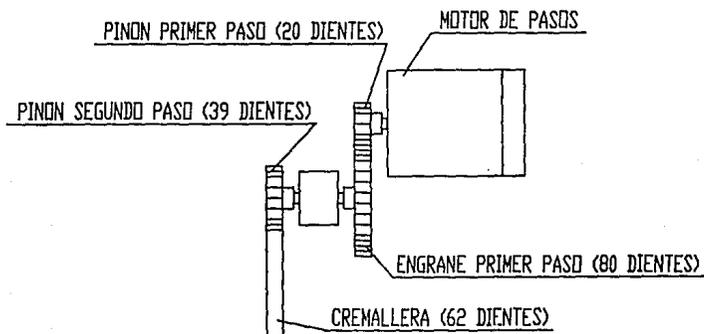
y el avance por cada revolución es:

$$Dp * \pi = 1.3928 * \pi = 4.376'' \quad [\text{ref.8}]$$

que es lo que necesitamos.

Definido ésto, se continuó con el cálculo del engrane y se utilizó directamente con la cremallera; sin embargo, al momento de llevar esto a la práctica se tuvieron algunos problemas para dar avances pequeños (menores a 10 pasos del motor). La precisión para detenerse en la localidad especificada fué muy baja y como consecuencia el lavado poco uniforme.

Esto nos llevó a rediseñar el sistema poniendo una reducción de engranes que permitiera hacer avances del motor más largos y aprovechar mejor la inercia desarrollada por éste. Para ello se colocaron dos engranes, uno de 20 dientes y el otro de 80, para reducir el avance de la cremallera a una cuarta parte. El arreglo quedó como se muestra a continuación:



TRANSMISION DE ENGRANES

FIGURA 27

Ahora debemos complementar el diseño estableciendo el ancho de los dientes de los engranes utilizados y comprobar su resistencia con las condiciones de arranque del motor que es cuando desarrolla su par máximo.

Las características de los engranes utilizados son:

PRIMER PASO: $N = 20$ dientes

$$Pd = 28$$

$$Dp = N/Pd = 20/28 = 0.7143''$$

SEGUNDO PASO: $N = 80$ dientes

$$Pd = 28$$

$$Dp = 80/28 = 2.8571''$$

TERCER PASO: $N = 39$ dientes

$$Pd = 28$$

$$Dp = 39/28 = 1.3928''$$

La ecuación de Lewis para el cálculo de engranes se basa en la suposición de que la carga está uniformemente repartida en todo el ancho de la cara. En ocasiones esto no es cierto debido al desalineamiento de los dientes. Para

obtener buenos resultados, en la práctica se han establecido las siguientes proporciones:

$$\frac{8}{Pd} < b < \frac{12.5}{Pd} \quad [\text{ref.1}]$$

Anteriormente establecimos que el paso diametral que utilizaremos es $Pd = 28$; de esta forma:

$$\frac{8}{28} < b < \frac{12.5}{28}$$

quedando,

$$0.285" < b < 0.446"$$

Tomaremos una medida intermedia y comercial, digamos $3/8" = 0.375"$.

De la curva de potencia del motor SUPERIOR ELECTRIC MOD. M062, [ref.9], podemos observar que el par máximo es 95.5 Ncm a una velocidad de 200 pasos por segundo y una potencia de 5 watts.

La velocidad angular $n = 200 \text{ pps} = 1 \text{ rps} = 60 \text{ rpm}$.

Podemos obtener la velocidad en el círculo de paso mediante la siguiente ecuación, [ref.1]:

$$V_m = \pi * D_p * n = \pi * (0.7142/12) * 60 = 11.22 \text{ pies/min}$$

La carga transmitida es, [ref.1]:

$$F_t = \frac{33,000 * (5 \text{ watts}/745)}{11.22} = 19.739 \text{ lb}$$

La carga dinámica para engranes pequeños con dientes cortados comercialmente se calcula con la ecuación (k) [ref.1, pag.397].

$$F_d = \frac{(600 + V_m) * F_t}{400} = \frac{(600 + 11.22) * 19.739}{400} = 30.16 \text{ lb}$$

Para un engrane de 20 dientes, el factor Y de la ecuación de Lewis, se obtiene de la tabla 45, [ref.1, pag.400].

$$Y = 0.320$$

y sustituyendo valores en la ecuación de Lewis, tenemos:

$$F_s = (s * b * Y) / P_d \quad \text{[ref.1]}$$

donde, F_s = carga de fatiga

$$s = 0.5 \text{ sy} = \text{esfuerzo de diseño}$$

$s_y = \text{esfuerzo en el punto de cedencia}$

$Y = \text{factor de Lewis}$

$P_d = \text{paso diametral}$

$s_y = 45,000 \text{ lb/plg}^2 \text{ para el latón SAE 430-A [ref.6]}$

$$F_s = (0.5 * 45,000 * 0.375 * 0.320) / 28 = 96.42 \text{ lb}$$

$$F_s > F_d$$

Como la carga de fatiga es mayor a la dinámica, el diseño se considera bueno.

Se puede seguir el mismo procedimiento para verificar la resistencia de los otros dos engranes y la cremallera.

El engrane del segundo paso tiene 80 dientes; $Y = 0.436$

$$F_s = (0.5 * 45,000 * 0.375 * 0.436) / 28 = 131.38 \text{ lb}$$

$$F_s > F_d$$

El engrane del tercer paso tiene 39 dientes; $Y = 0.386$

$$F_s = (0.5 * 45,000 * 0.375 * 0.386) / 28 = 116.32 \text{ lb}$$

$$F_s > F_d$$

Con los mecanismos diseñados técnicamente, se hicieron dibujos de conjunto elementales para visualizar el comportamiento y funcionalidad de los sistemas. Se fijaron las dimensiones complementarias correspondientes y finalmente los planos de fabricación.

Los pesos aproximados de los mecanismos que finalmente se utilizaron, (sin cambios considerables respecto a los supuestos para los cálculos anteriores) son los siguientes:

W1:	a) Motor de pasos M062	2.00 lb
	b) Carro longitudinal	12.00 lb
	c) 4 collarines LBB 16 UU AJ	1.50 lb
	d) Soportes del carro transversal	1.25 lb
	e) Soporte del vástago del cil. hidr.	0.75 lb
	f) Transmisión de engranes	3.00 lb
	g) Correderas carro transversal	0.90 lb
	h) Soporte del motor	0.50 lb
	i) Detector de proximidad c/soporte	1.00 lb
	j) Tornillería y extras	1.50 lb
W2:	a) Carro transversal	5.00 lb
	b) 4 collarines LBB 10 UU OP	0.57 lb
	c) Soportes de tubos distribuidores	0.75 lb
	d) Tubos distribuidores	3.00 lb
	e) Manguera y conexiones	1.75 lb
	f) Tornillería y extras	1.50 lb

DISEÑO DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS

3.1 Sistema Hidráulico de Movimiento Longitudinal.

El movimiento longitudinal necesario es un movimiento alternativo simple cuya velocidad debe ser fácilmente regulable. Anteriormente (en sección 2.3), se estableció un rango de velocidad entre 0 y 4 plg/seg para tener la opción de encontrar la más adecuada para cada aplicación específica.

Tomando en consideración estas características, se decidió utilizar una unidad hidráulica de bombeo sencillo, la cuál, además de cumplir satisfactoriamente con estas condiciones, presenta diversas ventajas sobre otros sistemas también factibles; a saber:

- a) Facilidad y precisión en la regulación de velocidad.
- b) Mantenimiento sencillo.
- c) Higiénico e independiente.
- d) Movimiento uniforme.
- e) Costo accesible.
- f) Asesoría técnica y facilidad de encontrar refacciones con distribuidores nacionales.

En la siguiente figura se muestra el diagrama del sistema y los componentes que lo integran.

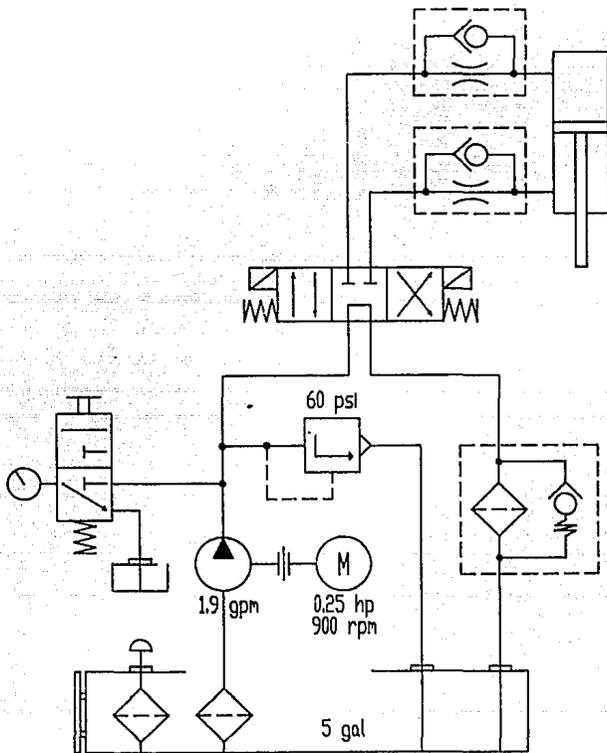


DIAGRAMA HIDRAULICO DE BOMBEO SENCILLO

FIGURA 28

3.1.1 Diseño.

Teóricamente, el peso que debe ser capaz de desplazar el cilindro, es muy pequeño debido a que el coeficiente de fricción de los collarines de bolas industriales es mínimo, pero es necesario asegurarse de que no hay variaciones de consideración al momento de llevar ésto a la práctica.

Ahora conocemos el peso real de los mecanismos que serán desplazados, pero es conveniente seguir utilizando la carga de 45 lb con la cual se diseñaron las flechas y collarines. Esta carga es aproximadamente 20 % superior a la real, lo que nos da un factor de seguridad adicional que compensa los momentos producidos por las cargas excéntricas debidas a componentes tales como los tubos distribuidores.

El coeficiente de fricción teórico de los collarines fluctúa alrededor de 0.003; sin embargo, la experiencia práctica nos ha enseñado que en este tipo de equipos se llegan a tener valores hasta de 0.05 ó mayores, debidos a efectos adicionales como la dilatación térmica, imperfección en la alineación de las correderas, desbalanceo y aplicación de cargas puntuales que llegan a deformar los mecanismos en zonas importantes.

Tomando en cuenta las ideas anteriores, podremos calcular la carga por desplazar de la siguiente forma:

$$F = 45 \cdot 0.05 = 2.25 \text{ lb}$$

Como vemos, la carga es muy reducida, y esto nos llevó a utilizar un cilindro hidráulico también pequeño. Los datos necesarios para el diseño del sistema son:

- + Carga por desplazar, $F = 2.25 \text{ lb}$.
- + Presión de trabajo, $P = 60 \text{ psi}$.
- + Carrera del cilindro, $L = 4 \text{ plg}$.
- + Velocidad de desplazamiento, $V = 4 \text{ plg/seg}$.

La situación más desfavorable del cilindro en cuanto a fuerza se presenta en el momento del jalón, es decir, cuando se realiza la carrera de regreso. En esta situación, el área en que ejerce fuerza el fluido, está reducida por aquella que ocupa el vástago.

Del manual de componentes hidráulicos de la compañía PARKER, SCHRADER BELLOWS [ref.10], el cilindro comercial que más se aproxima a nuestras necesidades es el de 1 1/2" de diámetro, con vástago de 5/8" D.E., el cual tiene un área efectiva de trabajo en el jalón de:

$$A = (\pi/4) \cdot (1.500^2 - 0.625^2) = 1.46 \text{ plg}^2$$

La menor presión de operación recomendada por los fabricantes es de 60 psi. Con ella podemos calcular la fuerza que el cilindro es capaz de ejercer. Así,

$$F = P \cdot A = 60 \text{ psi} \cdot 1.46 \text{ plg}^2 = 87.62 \text{ lb} \quad [\text{ref.10}]$$

esta fuerza es más que suficiente para el propósito que perseguimos.

El gasto máximo se presenta en el empujón debido a que el área efectiva es la total del cilindro, y es:

$$Q = V \cdot A = 4 \text{ plg/seg} \cdot (\pi/4) \cdot 1.500^2 = 7.07 \text{ plg}^3/\text{seg}$$

aplicando factores de conversión para obtener galones por minuto, tenemos:

$$Q = (7.07 \cdot 60) / 231 = 1.84 \text{ gpm},$$

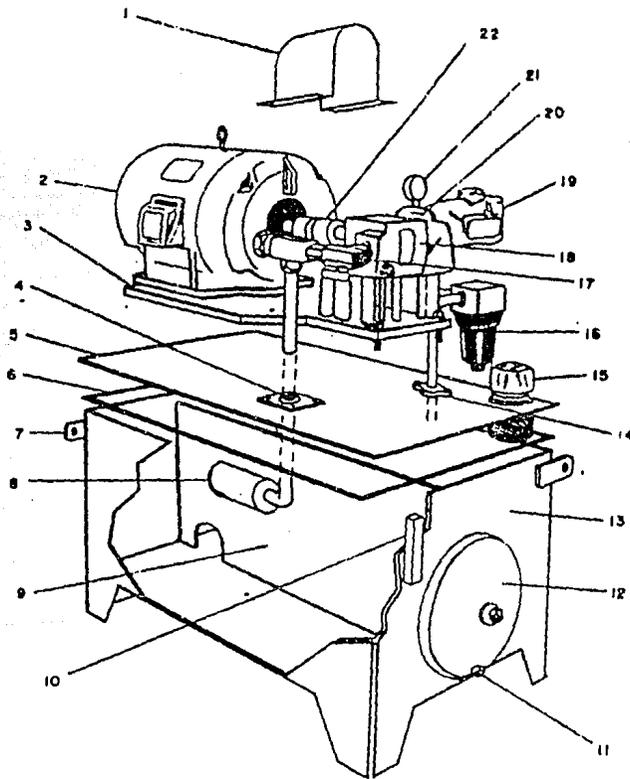
lo que nos conduce a utilizar una bomba de engranes internos de 1.9 gpm a 900 rpm [ref.10].

La potencia del motor, considerando una eficiencia de la bomba de 80 % se calcula de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \text{POT} = \frac{Q \cdot P}{\eta} &= 1.84 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \cdot 60 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \cdot \frac{0.002228 \text{ pies}^3/\text{seg}}{1 \text{ gal/min}} \cdot \\ &\cdot \frac{144 \text{ plg}^2}{1 \text{ pie}^2} \cdot \frac{1 \text{ hp}}{550 \text{ lb pie/seg}} \cdot \frac{1}{0.8} = 0.08 \text{ hp} \end{aligned}$$

Utilizaremos un motor de 0.25 hp a 900 rpm.

De esta forma, quedaron seleccionados los dispositivos de fuerza de la unidad hidráulica. La compañía proporciona los demás componentes (reguladores de flujo, válvulas de alivio, seguridad y direccionales, medidores de nivel, presión y temperatura), adecuados al sistema. El diseño de la unidad es compacto y en conjunto tiene el siguiente arreglo:



UNIDAD DE FUERZA HIDRAULICA SCHRADER BELLOWS

FIGURA 29

A continuación se describen los componentes que se muestran en la figura 29:

1.- GUARDA; es la protección del acoplamiento, la cuál, siempre debe estar colocada.

2.- MOTOR ELECTRICO.

3.- PLACA DE MONTAJE.

4.- BRIDA DE SUCCION.

5.- TAPA DEL TANQUE.

6.- EMPAQUE DE HULE SINTETICO; para llenar la unidad, prevee la introducción de contaminantes.

7.- OREJAS DE FIJACION.

8.- FILTRO DE SUCCION; prevee la introducción de contaminates al sistema, su capacidad de filtración es de 140 micrones.

9.- PLACA DEFLECTORA; divide el volumen en dos, un lado de succión y el otro de retorno. Todo el aceite que regresa es forzado a circular antes de ser succionado y enviado al sistema nuevamente, de este modo se le da oportunidad a que disipe el calor.

10.- INDICADOR DE NIVEL DE ACEITE; indica nivel mínimo y máximo, así como la temperatura del aceite.

11.- TAPON DE DRENADO; para vaciar el tanque.

12.- BRIDA DE LIMPIEZA.

13.- TANQUE; contiene el aceite. El fondo tiene declive al centro para que los sedimentos que se produzcan fluyan hacia esa parte del tanque sin ser succionados. También posee tapas de acceso para limpieza.

14.- BRIDA DE RETORNO.

15.- TAPON-COLADOR-RESPIRADOR; tiene un colador de malla para separar sólidos del aceite al llenar. Permite respirar al tanque cuando el nivel del aceite sube ó baja. Protege al tanque de contaminantes.

16.- FILTRO DE RETORNO; retiene las impurezas que pudieran haberse desprendido del sistema, evitando que lleguen al tanque.

17.- CONECTOR.

18.- BOMBA DE ENGRANES; proporciona el flujo de aceite correspondiente.

19.- VALVULA DE SEGURIDAD Y ALIVIO; ajustada en fábrica para la presión máxima que designe el usuario.

La capacidad nominal del tanque puede variar, pero se considera adecuado el orden de tres veces la capacidad de la bomba en gpm debido a que debe cumplir con varias funciones importantes, como las que se mencionan a continuación:

- a) Alojamiento del fluido hidráulico con capacidad de abastecimiento de reserva.
- b) Limpieza del aceite.
- c) Mantener una temperatura adecuada.

d) Eliminar el aire del aceite que regresa.

e) Montaje de elementos del sistema.

En nuestro caso, necesitaremos un tanque con una capacidad de:

$$VOL = 1.9 * 3 = 5.7 \text{ gal}$$

utilizaremos un tanque de 6 gal, que es el comercial más próximo.

Se observa que el tanque también lleva una placa deflectora, bridas de inspección y limpieza, tapón de drenaje, filtro de succión, separadores magnéticos, indicadores de nivel con termómetro, tapón respirador y llenador, filtro de retorno y placa de montaje para motor, bomba y accesorios reguladores de flujo.

3.1.2 Operación.

Para la correcta operación de la unidad hidráulica, se deben seguir ciertas recomendaciones. Las más importantes se mencionan a continuación:

1. El aceite que se utilice debe ser de la más alta calidad y reunir las siguientes características:

- a) Alto índice de viscosidad.
- b) Alta resistencia de película y buena lubricidad.
- c) Alta resistencia a la oxidación.
- d) Antiemulsionante.
- e) Antiherrumbe.
- f) Antiespumante.

2. Al vertir el aceite, nunca se deben utilizar embudos profundos ó instrumentos que puedan dañar la malla.

3. Antes de arrancar el sistema, se deben seguir los siguientes pasos:

- a) Verificar que la flecha del motor, cople y flecha de la bomba giren con facilidad a mano.
- b) Verificar que el tanque esté lleno de aceite.
- c) Revisar que no haya goteras en ninguna conexión.
- d) Verificar que todos los controles del sistema estén en posición tal que no obstruyan la circulación del aceite.
- e) Dar un arranque corto para verificar la rotación correcta de la bomba.
- f) Verificar que el manómetro registre la presión de trabajo y calibrar ésta mediante la perilla de la válvula de alivio en caso de requerirse.

3.1.3 Mantenimiento.

a) Limpiar el filtro de succión después de la primera hora de trabajo, una vez más a las 10 horas y por último después de una semana.

b) Hacer inspecciones periódicas del aceite para detectar contaminantes en suspensión, lodos depositados en el fondo del tanque, cambio de viscosidad ó de color.

Como una guía para el personal de mantenimiento, a continuación se listan las fallas más comunes, seguidas de las probables causas y sus soluciones.

INADECUADA OPERACION DE LA BOMBA.-

1. INSUFICIENCIA DE ACEITE.- Revise el nivel y asegúrese que la línea de succión esté siempre sumergida.

2. LINEA DE SUCCION O FILTROS TAPADOS.- Limpie el filtro y/o remueva la obstrucción.

3. INTRODUCCION DE AIRE EN LA LINEA DE SUCCION.- Agregue aceite y/o apriete ó repare la línea de succión.

4. VISCOSIDAD MUY ALTA DEL ACEITE.- Reemplace al aceite por el adecuado.

5. ROTACION ERRONEA DE LA BOMBA.- Cambiar la polaridad del motor.

6. FLECHA ROTA DE LA BOMBA O COPLE SUELTO.- Repare ó reemplace según sea el caso.

7. BASURA EN LA BOMBA.- Desarme y limpie ó mándese a la fábrica para servicio.

NO HAY PRESION EN EL SISTEMA.

1. LA BOMBA NO ABASTECE.- Siga las soluciones descritas con anterioridad.

2. LA VALVULA DE ALIVIO NO FUNCIONA ADECUADAMENTE.- Recalibre, revise que no haya fugas en el asiento de la válvula ó reemplace el resorte según sea el caso.

3. LIBRE RECIRCULACION DEL ACEITE HACIA EL TANQUE.- La válvula direccional puede estar en posición de centro abierto ó el resorte de la válvula de alivio está roto.

LA BOMBA SE DESGASTA PREMATURAMENTE.

1. MATERIALES ABRASIVOS EN EL ACEITE.- Cambie el aceite con más frecuencia.

2. VISCOSIDAD BAJA DEL ACEITE.- Reemplace el aceite por el adecuado.

3. PRESIONES SOSTENIDAS SUPERIORES A AQUELLAS PARA LAS QUE LA BOMBA ESTA DISEÑADA.- Recalibre la válvula de alivio.

4. DESLIZAMIENTO ENTRE LA BOMBA Y MOTOR.- Arregle ó reemplace el cople.

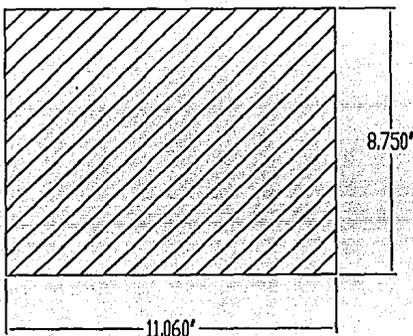
5. AIRE EN EL SISTEMA.- Purgue y agregue aceite.

3.2 Sistema Hidráulico de Lavado a Presión.

En la sección 2.2 se mencionaron las ventajas que trae consigo la utilización de varias boquillas de atomización. La determinación del número de éstas, debe guardar un equilibrio entre el tiempo de barrido, la capacidad de la bomba y las dimensiones del tanque de almacenamiento de agua.

Teniendo en cuenta estas ideas, se tomó la determinación de utilizar seis boquillas de chorro recto del número 4, lo cual nos reduce el tiempo de lavado a una sexta parte.

Para entender mejor esta idea, representemos el área total de lavado.



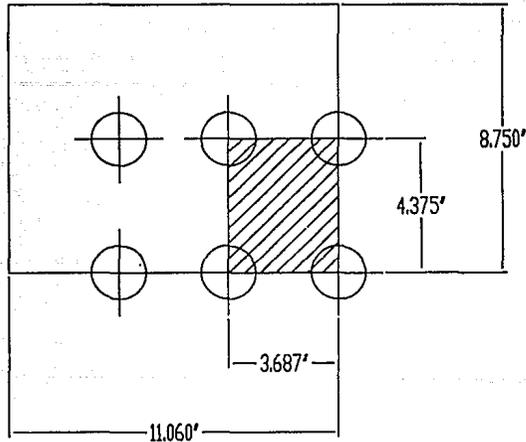
AREA TOTAL DE LAVADO

FIGURA 30

Si se utilizara una simple boquilla, el desplazamiento longitudinal en cada pasada sería de 11.060" y 8.750" en el transversal. Considerando avances de 1/8" en este último sentido, entonces se necesitarían:

$$8.75 \text{ plg} * 8 = 70 \text{ pasadas}$$

La utilización de seis boquillas reduce el área de barrido a 3.687" en el sentido longitudinal y 4.375" en el transversal.



DESPLAZAMIENTOS NECESARIOS PARA CUBRIR EL AREA DE LAVADO
UTILIZANDO SEIS BOQUILLAS DE ATOMIZACION

FIGURA 31

Con avances de 1/8" en este último sentido, se necesitan:

$$4.375 \text{ plg} * 8 = 35 \text{ pasadas}$$

representando una distancia total de:

$$35 * 3.687 \text{ plg} = 129.04 \text{ plg}$$

Este dato lo utilizaremos más adelante en la sección 3.3 del presente capítulo.

Como vemos, este arreglo de boquillas reduce la carrera longitudinal a una tercera parte, y el área y tiempo de lavado a una sexta parte.

3.2.1 Diseño.

El diseño de nuestro sistema hidráulico va a depender de la presión que se maneje y de las boquillas que se utilicen.

Através de innumerables pruebas, se ha determinado que la presión de trabajo debe estar entre 650 y 750 psi. Si ésta se encuentra debajo de este rango, la cánula no queda bien lavada, mientras que en el caso contrario, el daño que

se hace a las puntas y fillos se vuelve un problema de gran importancia.

De esta manera, tomaremos como base de diseño los siguientes datos:

+ Presión de operación; $P = 700$ psi.

+ Boquillas; 6 piezas del número 4, las cuales tienen un diámetro de orificio de 0.055".

Los fabricantes de boquillas [ref.12,14], han desarrollado unas tablas en donde muestran el gasto en gpm a varias presiones de operación para las diferentes boquillas comerciales.

NUMERO DE BOQUILLA	PRESION DE OPERACION		
	600 PSI	700 PSI	800 PSI
2	0.77 GPM	0.80 GPM	0.89 GPM
4	1.60 GPM	1.70 GPM	1.80 GPM
4.5	1.70 GPM	1.90 GPM	2.00 GPM

GASTO EN GPM A DIVERSAS PRESIONES PARA LAS BOQUILLAS MAS COMUNES

FIGURA 32

Para una boquilla número 4, éste es de 1.70 gpm a 700 psi, y nuestro gasto total será de $6 \times 1.70 = 10.2$ gpm.

Estimativamente podemos seleccionar una bomba CAT modelo 1050 [ref.14], que tiene una capacidad máxima de 12 gpm y una presión de descarga hasta de 1,800 psi a 1200 rpm; sin embargo, todavía no se incluyen las pérdidas de presión debidas a la tubería y accesorios, así que debemos hacer un arreglo preeliminar de la instalación, y determinar si éstas son importantes.

Los componentes elementales que debe tener un sistema de bombeo de alta presión de este tipo son:

- a) Filtro de succión.
- b) Regulador de presión.
- c) Amortiguador de pulsaciones.
- d) Manómetro de glicerina.

La selección de la tubería de succión es de gran importancia para el funcionamiento correcto de nuestra bomba. Para ello, seguiremos las recomendaciones de los fabricantes de bombas CAT, [ref.14]:

a) La tubería debe ser 1 1/2 a 2 veces mayor que el portillo de succión especificado para la bomba. En nuestro caso, el modelo 1050 tiene dos portillos de 3/4" NPT, así que utilizaremos tubería de 1 1/2" D.N. cédula 40. Esta tiene un área interior aproximadamente 1.9 veces mayor que la de los portillos.

b) Cuando no hay alguna limitación que lo impida, es preferible utilizar los dos portillos de entrada.

c) Se recomienda utilizar manguera flexible en la succión para que la vibración de la bomba no dañe ó afloje algún elemento.

d) La tubería debe ser lo más corta posible, evitando accesorios, codos y conexiones.

De acuerdo con estas condiciones y optimizando el área que se a dejado para la instalación del sistema hidráulico, tenemos el siguiente arreglo:

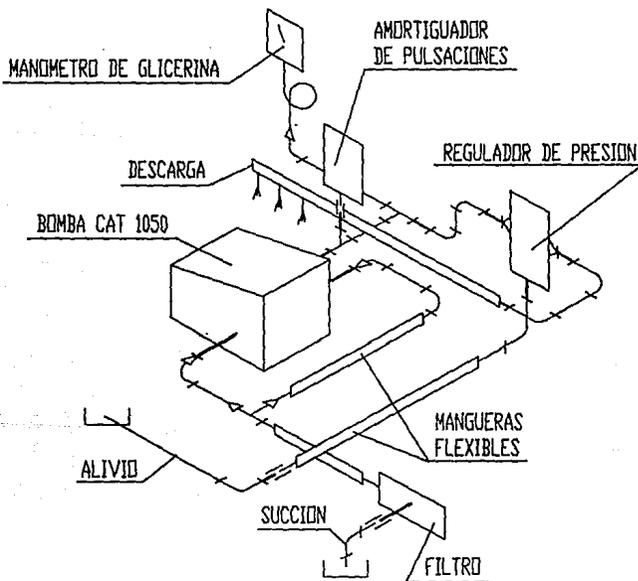


DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA HIDRAULICO DE ALTA PRESION

FIGURA 33

La longitud de tubería y los accesorios en la descarga de la bomba son:

- a) 1 conexión T de paso de 1/2" NPT.
- b) 1 conexión T de ramal de 1/2" NPT.
- c) 5 codos de 90° de 1/2" NPT.
- e) 1 pie de tubería de 1/2" NPT.
- f) 3.5 pies de manguera flexible de 1/2" D. NOM.

En la siguiente tabla, [ref.14] podemos obtener la longitud equivalente de los accesorios para tubería de 1/2" D.N.

DIAMETRO DE TUBERIA	LONGITUD EQUIVALENTE EN PIES		
	CODO DE 90°	T DE PASO	T DE RAMAL
1/2' D.N.	1.67	0.93	3.33
3/4' D.N.	2.21	1.23	4.41
1' D.N.	2.81	1.56	5.62

LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS DE TUBERIA

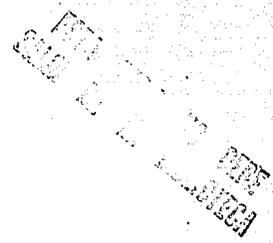
FIGURA 34

Sumando las longitudes de cada uno, tenemos:

$$(1 \times 0.93) + (1 \times 3.33) + (5 \times 1.67) + 1 = 13.61 \text{ pies}$$

La pérdida de presión por cada 100 pies de tubería de 1/2" D.N. es de 43 psi, y se obtiene de la tabla, [ref.14]:

GASTO	DIAMETRO NOMINAL DE TUBERIA		
	3/8" D.N.	1/2" D.N.	3/4" D.N.
8 GPM	86 PSI	28 PSI	6.7 PSI
10 GPM	130 PSI	43 PSI	10 PSI
15 GPM	270 PSI	90 PSI	21 PSI



PERDIDA DE PRESION POR CADA 100 PIES DE TUBERIA

FIGURA 35

Así, la pérdida de presión es:

$$P_1 = 13.61 \times 0.43 = 5.85 \text{ psi}$$

La pérdida de presión por cada 100 pies de manguera de 1/2" D.N. es de 120 psi para un gasto de 10 gpm. Estos datos se obtienen de la siguiente tabla, [ref.14]:

GASTO	DIAMETRO INTERIOR DE MANGUERAS		
	3/8" D.N.	1/2" D.N.	3/4" D.N.
8 GPM	300 PSI	80 PSI	25 PSI
10 GPM	—	120 PSI	38 PSI
15 GPM	—	250 PSI	80 PSI

PERDIDA DE PRESION POR CADA 100 PIES DE MANGUERA

FIGURA 36

En nuestro caso, tenemos 3.5 pies de manguera flexible.
Por tanto, la pérdida de presión es:

$$P_2 = 3.5 \times 1.2 = 4.20 \text{ psi}$$

Sumando todas las pérdidas, obtenemos la total:

$$P = P_1 + P_2 = 5.85 + 4.20 = 10.05 \text{ psi}$$

Esta pérdida es menor al 1.5 % de la presión de 700 psi que estamos manejando en nuestro sistema, así que podemos considerar que no es importante.

De este análisis podemos concluir que la bomba CAT modelo 1050 ha sido bien seleccionada. Sus características son las siguientes:

Bomba de desplazamiento positivo de tres pistones.

Volumen máximo: 12 gpm.

Máxima presión de descarga: 1,800 psi.

Máxima velocidad angular: 1,200 rpm.

Presión de succión: 0 a 60 psi.

Máxima temperatura de fluido: 100 °F.

Dos portillos de entrada de 3/4" NPT.

Dos portillos de salida de 1/2" NPT.

Diámetro de flecha: 1.180"

Peso: 44 lb.

Dimensiones: 15.83" x 12.99" x 6.46"

Eficiencia: 85 %

Montaje: Derecho ó izquierdo.

La potencia requerida para el motor se calcula de la siguiente forma:

$$POT \text{ (hp)} = \frac{GPM * PSI}{1,460} \quad [\text{ref.14}]$$

En donde ya está considerada la eficiencia del 85 %; así:

$$POT = (12 * 700) / 1,460 = 5.75 \text{ hp}$$

Utilizaremos un motor tipo jaula de ardilla marca ASEA de 7.5 hp, 4 polos y 1,730 rpm.

Para seleccionar el tipo y número de bandas para transmitir esta potencia, nos basaremos en el catálogo de diseño de transmisiones con correas en V Gates Hi-Power, [ref.17] con el siguiente procedimiento:

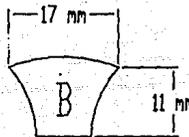
1. Obtenemos el factor de servicio considerando como máquina motriz un motor de inducción trifásico de corriente alterna tipo jaula de ardilla, y una bomba de desplazamiento positivo de pistones como máquina impulsada.

$$F = 1.4$$

2. La potencia de diseño PD, se obtiene multiplicando la del motor por el factor de servicio.

$$PD = P * F = 7.5 * 1.4 = 10.5 \text{ hp}$$

3. De la tabla 3, [ref.17] obtenemos la sección adecuada de bandas en V para 10.5 hp y 1,730 rpm como velocidad angular máxima.



BANDA GATES HI-POWER SECCION B

FIGURA 37

4. La relación de velocidad que necesitamos está dada por el cociente de la velocidad angular del motor entre la de la bomba.

$$RV = 1,730 / 1,200 = 1.44$$

5. Si utilizamos la polea estándar de la bomba que tiene un diámetro de 9.8" = 248.92 mm, entonces la polea del motor tendrá:

$$9.8"/1.44 = 6.8 \text{ plg} = 172.72 \text{ mm de diámetro,}$$

la cuál, también es una polea comercial.

6. La velocidad de la correa está dada por la fórmula:

$$V \text{ (m/seg)} = \frac{\pi * w * d}{60,000}$$

donde, w = velocidad angular de la polea pequeña en rpm.

d = diámetro de la polea pequeña en mm.

y es:

$$V = \frac{\pi * 1,730 * 172.72}{60,000} = 15.64 \text{ m/seg}$$

Las bandas en V Hi-Power están diseñadas para trabajar a una velocidad máxima de 25 m/seg, así que estamos dentro del rango de aceptación.

7. La distancia entre centros aproximada C' , puede ser el diámetro de la polea mayor D , ó $(D+3*d)/2$, la que resulte mayor.

a) $C' = D = 248.92 \text{ mm}$

b) $C' = (248.92+3*172.72)/2 = 383.54 \text{ mm}$

8. La longitud tentativa de la banda es:

$$S' = 1.57*(D+d)+C'*2$$

$$S' = 1.57*(248.92+172.72)+383.54*2 = 1,429.05 \text{ mm}$$

Escógemos una banda B-55 con $S = 1,450 \text{ mm}$ de longitud.

9. La distancia entre centros real se obtiene de la siguiente forma:

$$C = \frac{A-h*(D-d)}{2}$$

donde, $A = S-1.57*(D+d) = 1,450 - 1.57*(248.92+172.72) = 788$

h es el factor de distancia entre centros que depende de $(D-d)/A$; en nuestro caso $(248.92-172.72)/788 = 0.096$. Y para este valor, de la tabla 8 ,[ref.17] obtenemos un valor de $h = 0.05$.

Aplicando la fórmula para obtener C, tenemos:

$$C = \frac{788 - 0.05 * (248.92 - 172.72)}{2} = 392.1 \text{ mm}$$

10. El factor de corrección por arco de contacto se obtiene de la tabla 10, [ref.17] a partir del cociente $(D-d)/C = (248.92 - 172.72)/392.1 = 0.19$. Para este valor, obtenemos un factor $G = 0.97$ correspondiente a un arco de contacto de la polea pequeña de 169 .

11. De la tabla 11, [ref.17] obtenemos un factor de corrección de longitud, $K = 0.90$ para la banda B-55.

12. El factor de corrección de potencia es:

$$FCP = K * G = 0.90 * 0.97 = 0.87$$

13. Para una relación de velocidad de 1.44:1, obtenemos el factor de corrección de diámetro de la polea pequeña de la tabla 13-A, [ref.17]. Este tiene un valor de 1.11. Así, el diámetro equivalente es:

$$d_{eq} = 1.11 * 172.72 = 191.72 \text{ mm}$$

La potencia para una banda tipo B operando a 15.6 m/seg con el diámetro equivalente calculado, se obtiene de la tabla 13, [ref.17] y es 6.23 hp.

Aplicando el factor de corrección de potencia, obtenemos la potencia efectiva por banda.

$$PEB = 6.23 * 0.87 = 5.42 \text{ hp}$$

14. El número de bandas será el entero próximo mayor al cociente de la potencia de diseño entre la potencia efectiva por banda, así:

$$\text{Número de bandas} = PD/PEB = 10.5/5.42 = 1.93$$

Utilizaremos 2 bandas Gates Hi-Power modelo B-55

El arreglo final del sistema hidráulico de alta presión se muestra en la figura 33 del presente capítulo.

3.2.2 Operación.

1. Antes de utilizar el sistema, cerciórese que el nivel de aceite de la bomba sea el adecuado.
2. Verifique que la rotación de la bomba sea la indicada por la flecha realizada de la carcasa.

3. A los sistemas que se ponen en marcha por primera vez, es recomendable cambiarles el aceite después de la primera hora de operación y una vez más después de la segunda.

4. Verifique que no haya fugas en las tuberías.

5. El fluido de trabajo siempre debe cubrir por completo la entrada de la tubería de succión.

6. Verifique que el manómetro registre la presión y calibre la válvula reguladora para que ésta no exceda la máxima para la que fué diseñado el sistema.

3.2.3 Mantenimiento.

1. Revise diariamente el nivel de aceite.

2. Haga una rutina de revisión y limpieza del filtro de succión de acuerdo a sus necesidades.

3. Cambie el aceite regularmente.

4. Lubrique las válvulas de la bomba en forma regular.

5. Nunca trabaje la bomba en vacío.

6. No trabaje fluidos que no estén aprobados por el fabricante.

7. Nunca sobrepase las condiciones de diseño de la bomba que se especifican en el manual de operación.

8. Siempre instale el equipo necesario y de la mejor calidad para proteger su bomba.

A continuación se mencionan algunas fallas comunes con sus probables causas y soluciones.

PULSACION.

1. AMORTIGUADOR DE PULSACIONES.- Instale el adecuado ó precargue.

BAJA PRESION.

1. BOQUILLAS.- Instale las indicadas ó reemplace si ya se encuentran abocardadas.

2. DESLIZAMIENTO DE LA BANDA.- Use la adecuada ó tense correctamente.

3. ENTRADA DE AIRE EN LA SUCCION.- Selle las fugas en la tubería y cerciórese de que el nivel de fluido de trabajo nunca esté por debajo de la toma.

4. EL MANOMETRO NO REGISTRA.- Revise si hay alguna obstrucción ó reemplace.

5. LA SUCCION ESTA TAPADA O RESTRINGIDA.- Elimine el tapón ó instale accesorios del tamaño adecuado.

6. NO FUNCIONA BIEN LA VALVULA DE ALIVIO.- Revise y repare ó reemplace.

LA BOMBA HACE MUCHO RUIDO Y LA PRESION ES BAJA.

1. ENTRADA DE AIRE O RESTRICCIÓN EN LA SUCCIÓN.- Repare las fugas ó instale tubería de dimensiones adecuadas.

2. SELLOS DE LAS VALVULAS DE ENTRADA DAÑADOS.- Instale piezas nuevas.

FUGAS DE ACEITE.

1. EXCESO DE ACEITE.- Reduzca la cantidad de aceite vertida en cada llenada.

2. SELLOS DETERIORADOS.- Revise las juntas del cuerpo de la bomba.

3. BALERO DAÑADO.- Cambie por uno nuevo.

AGUA DENTRO DE LA CARCASA.

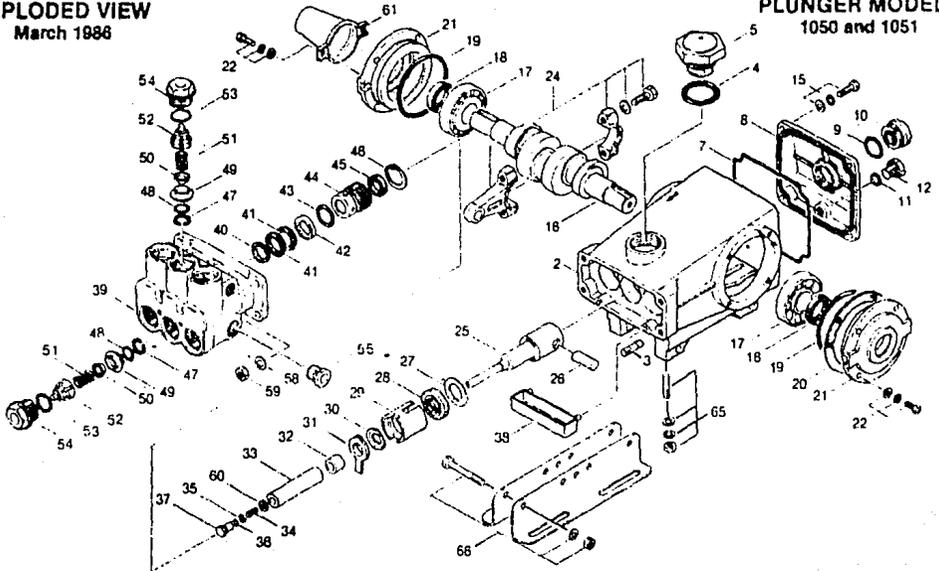
1. AMBIENTE HUMEDO.- Cambie el aceite cada mes ó cada 200 horas de operación.

2. FUGA INTERIOR.- Cambie los sellos de las válvulas de entrada.

En la siguiente figura se muestra una explosión
ilustrativa de la bomba CAT MODELO 1050.

EXPLODED VIEW
March 1986

PLUNGER MODELS
1050 and 1051



BOMBA CAT MODELO 1050

FIGURA 38

3.3 Tanque de Almacenamiento de Agua.

Se ha dejado esta sección, para analizar en detalle algunas consideraciones de importancia, que se hicieron para determinar la capacidad del tanque.

En la sección 2.3 se establecieron 4 plg/seg como velocidad máxima de diseño para el movimiento longitudinal. Esto nos permite utilizar cualquier velocidad de desplazamiento que esté comprendida entre 0 y este valor.

Supongamos ahora una velocidad baja con la que aseguremos la calidad de lavado que necesitamos. Por ejemplo; una pulgada en 4 segundos.

En el análisis de la sección 3.2 obtuvimos que el total de los desplazamientos longitudinales, con avances transversales de 1/8" y utilizando 6 boquillas de atomización, equivale a 129.04 plg.

De esta forma, el tiempo necesario para cubrir esta distancia es:

$$129.04 \text{ plg} * 4 \text{ seg/pulg} = 516.16 \text{ seg}$$

$$516.16/60 = 8.60 \text{ min}$$

Si tenemos un gasto máximo de 12 gpm, en este tiempo se manejará un volumen de agua de:

$$12 \text{ gpm} * 8.60 \text{ min} = 103.20 \text{ gal}$$

$$103.20 \text{ gal} * 3.785 = 390.61 \text{ lt}$$

Una condición que se estableció, como lo veremos en el siguiente capítulo, es que un ciclo de lavado no se puede iniciar sin que el tanque se encuentre lleno. Esto es con el fin de asegurar que, aunque fallara el suministro de agua, la carga de trabajo que se coloque será terminada de lavar.

El ciclo ideal de lavado no puede ser determinado hasta que se hagan las pruebas necesarias. No sabemos si las condiciones que establecimos para diseñar el tanque realmente cubren todos los posibles casos de limpieza. Por ejemplo, pudieran necesitarse en algunos casos, avances transversales menores a 1/8". Por esta razón, es conveniente incrementar la capacidad del tanque en un 30 %.

Así, el volumen quedará:

$$390.61 \text{ lt} * 1.30 = 507.79 \text{ lt}$$

Considerando esta capacidad para integrar las medidas generales del tanque al diseño de la máquina, tenemos:

Largo estimado: 42 plg = 10.98 dm

Ancho estimado: 54 plg = 13.71 dm

Altura estimada: 14 plg = 3.55 dm

Esto nos da un volumen de:

$$\text{VOL} = 10.98 \times 13.71 \times 3.55 = 534.40 \text{ lt}$$

Aumentaremos cinco pulgadas en la parte inferior para asegurar que la tubería de succión siempre quede sumergida, y seis pulgadas en la superior para colocar los dispositivos de alimentación y dejar un espacio libre entre el nivel de agua y el borde superior del tanque. Así, la altura se incrementa a:

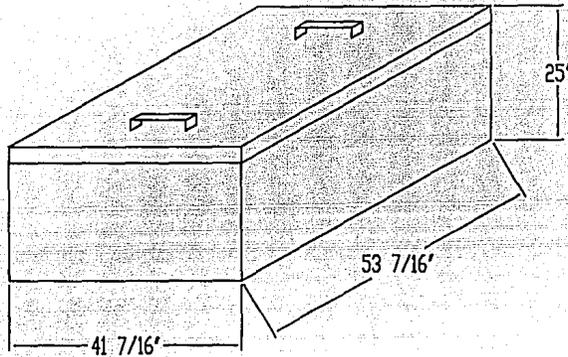
$$14 + 5 + 6 = 25 \text{ plg} = 6.35 \text{ dm}$$

El volumen total del tanque será:

$$\text{VOL TOT} = 10.98 \times 13.71 \times 6.35 = 955.9 \text{ lt}$$

Con un volumen útil de 534.40 lt.

Al hacer el arreglo final del tanque, se hicieron pequeñas modificaciones en estas dimensiones para adaptarlo a la estructura de la máquina. Las dimensiones finales son las que se muestran en la siguiente figura:



TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA

FIGURA 39

DISEÑO DE LOS SISTEMAS ELECTRICOS Y DE CONTROL

4.1 Secuencia de Operación de la Máquina.

El diseño del sistema de control no se puede realizar sin antes haber definido la secuencia de operación de la máquina. Los pasos a seguir, son los siguientes:

1. Se cierra el interruptor de navajas que permite el paso de corriente hacia el tablero general de la máquina. Se energizan los instrumentos principales de control por medio de un interruptor trifásico de dos posiciones que se encuentra en el mismo. La terminal industrial OPTIBASIC, en la que se inicia un autodiagnóstico para verificar que todos sus componentes estén en buenas condiciones de funcionamiento y se presenta el menú principal en la pantalla. Al mismo tiempo se enciende una lámpara piloto de color rojo que indica que hay energía en el sistema. Esta señal tiene además, otros propósitos:

- a) Indica cuando ha terminado un ciclo de lavado.
- b) Se enciende cuando hay un paro de emergencia.

2. Se ilumina el interior de la caja húmeda mediante una lámpara que se puede encender ó apagar a voluntad para observar el proceso de lavado.

3. Se abre el cajón de la caja húmeda y se coloca la carga de trabajo. Se cierra el cajón. Un detector de proximidad transmite una señal para indicar que éste ha sido cerrado. Al mismo tiempo, por medio de un indicador de nivel, se verifica que haya el agua necesaria para iniciar operaciones.

4. Se presiona el botón de arranque de color verde que se encuentra en el tablero general, con el cual se enciende una lámpara piloto del mismo color, y se energizan los contactores que brindan protección de arranque a los motores de las bombas de aceite y agua. Esto se lleva a cabo, siempre que se hayan cumplido todas las condiciones del punto anterior, en caso contrario, no se tendrá ningún efecto. Al mismo tiempo, el motor de pasos debe mandar al carro transversal a su extremo de inicio de operación. Este botón también energiza la bobina que acciona el mecanismo de seguridad que evita que el cajón sea abierto mientras la máquina se encuentra operando.

5. Se selecciona e inicia el ciclo de lavado, pudiéndose antes, verificar las condiciones generales de la máquina mediante las teclas de funciones que se encuentran en la terminal industrial OPTIBASIC.

6. Al terminar el ciclo, se desconectan en secuencia el motor de la bomba de aceite, el sistema de lavado a presión y finalmente la bobina que acciona el seguro del cajón para permitir descargar la máquina. Al mismo tiempo se enciende la lámpara piloto de color rojo que indica la terminación del ciclo.

4.2 Sistemas de Control.

El sistema de control consta de tres componentes principales, que son:

- a) Terminal Industrial Optibasic.
- b) Controlador Programable GE FANUC S/1.
- c) Control del motor de pasos (INDEXER S/230).

En la siguiente figura se puede apreciar un diagrama esquemático que muestra el funcionamiento conjunto de los tres componentes básicos.

TERMINAL INDUSTRIAL OPTIBASIC

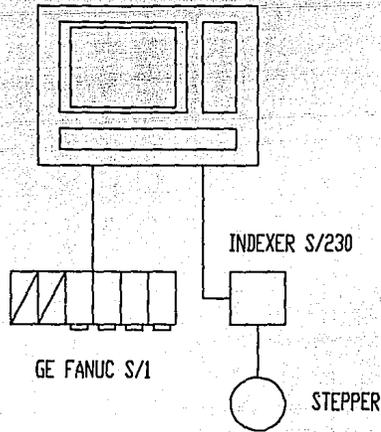


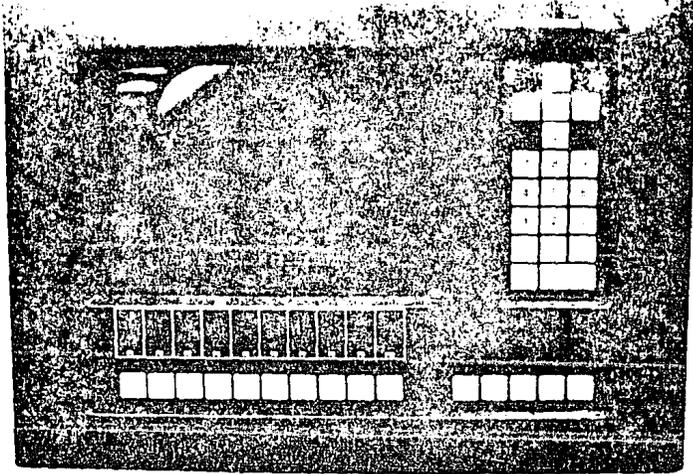
DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LOS SISTEMAS DE CONTROL

FIGURA 40

4.2.1 Terminal Industrial Optibasic.

Esta terminal sirve como interfaz entre el controlador programable GE FANUC S/1 y el INDEXER S/230. Aquí reside el programa maestro de control que organiza la interacción de todos los dispositivos de la máquina. Además es el medio a través del cual, el operario tiene acceso a la operación de la misma.

En la siguiente figura se aprecia su apariencia física:



TERMINAL INDUSTRIAL OPTIBASIC

FIGURA 41

Al momento de energizar por primera vez la máquina, se carga en el sistema un programa de lavado de prueba que tiene la característica de ser muy corto (tan sólo 8 pasadas longitudinales). Este permanece como default hasta que se selecciona uno distinto. Al mismo tiempo, aparece en la pantalla el menú principal, el cual, presenta varias opciones que pueden ser seleccionadas por el operador, oprimiendo la tecla suave correspondiente (marcadas con F1 a F7), localizadas en la parte inferior de la terminal.

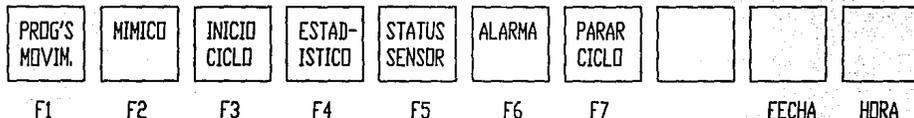
CRI

CONTROL Y ROBOTICA
INDUSTRIAL S.A. DE C.V.



MAQUINA LAVADORA DE CANULAS

MENU PRINCIPAL



PANTALLA DEL MENU PRINCIPAL

FIGURA 42

A continuación se describen las funciones de las teclas
suaves mencionadas anteriormente:

F1 = PROGRAMAS DE MOVIMIENTO. Al utilizar esta opción, la terminal muestra en su pantalla tres diferentes programas de lavado que el usuario puede seleccionar dependiendo del tipo de cánula que se va a lavar. Una vez seleccionado un programa, éste permanece como default hasta que se requieran nuevas condiciones.

Existen varios factores fundamentales, que nos sirvieron de base para determinar la duración de los ciclos de lavado que se muestran en la pantalla F1. El criterio que se siguió fué el siguiente:

1. El avance transversal por cubrir, como se mencionó en la sección 3.2, es de 4.375".

2. Este avance se logra con 4 revoluciones del motor de pasos, según se estableció en el capítulo II.

3. El motor de pasos tiene 200 posiciones por cada revolución, es decir, las 4.375" que corresponden al avance transversal, se cubren con 800 posiciones del motor.

4. El avance transversal máximo, establecido en la sección 2.2, es de $1/8"$ y corresponde a:

$$4.375"/0.125" = 35 \text{ pasadas,}$$

que se daría con $800/35 = 22.86$ pasos del motor. Pero como este número no es entero, tomaremos como base, 20 pasos, lo cual nos da:

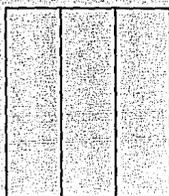
$$800/20 = 40 \text{ pasadas,}$$

que corresponde a avances de $4.375"/40 = 0.109"$.

5. El avance transversal mínimo está limitado debido a que no es recomendable dar avances del motor menores a 10 pasos (razón por la que se diseñó la transmisión de engranes). Esto nos lleva a un ciclo de lavado de $800/10 = 80$ pasadas, con avances de $4.375"/80 = 0.055"$.

6. Se incluyó, además, un programa intermedio en que los avances del motor fueran nuevamente un número entero de pasos, es decir, 16 pasos, que nos permite dar $800/16 = 50$ pasadas, con avances de $4.375"/50 = 0.088"$.

SELECCION DEL PROGRAMA DE MOVIMIENTO



PROG F1 PRESION = 700
40 PASOS



PROG F2 PRESION = 700
50 PASOS



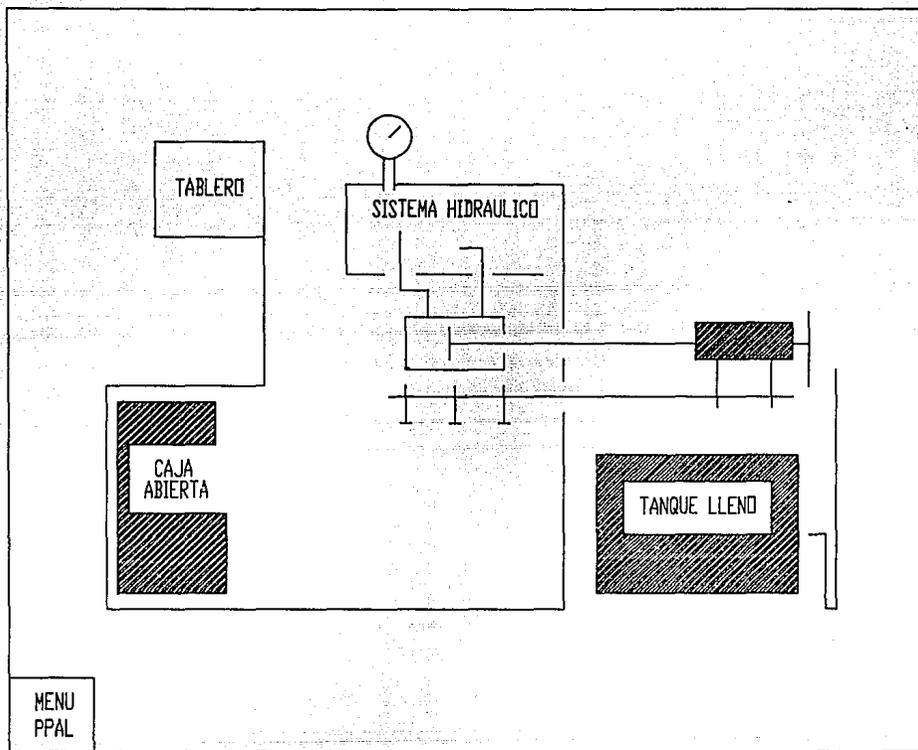
PROG F3 PRESION = 700
80 PASOS



PANTALLA OIT-F1

FIGURA 43

F2 = MIMICO. Con esta opción se puede observar, en forma esquemática, el estado actual de algunos elementos de la máquina. Esto permite revisar rápidamente si se cumplen las condiciones básicas (tanque lleno y cajón cerrado), para iniciar el ciclo.



F1

FECHA HORA

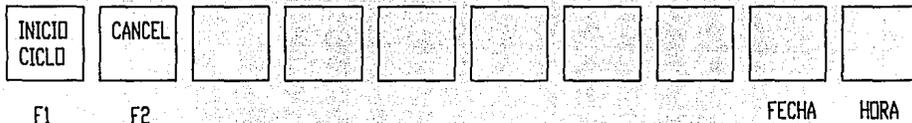
PANTALLA OIT-F2

FIGURA 44

F3 = INICIO CICLO. Al oprimir esta tecla, la pantalla muestra una advertencia para evitar que la máquina se opere por error, de esta forma, al presionar F1, se inicia la secuencia de lavado seleccionada con dicha tecla. Hay que recordar que si no se han cumplido las condiciones establecidas en los puntos 1 a 4 de la sección 4.1, no se tendrá ningún efecto.

ADVERTENCIA

ESTA OPCION PONE EN MARCHA
LA LAVADORA. REVISE QUE LAS
CONDICIONES DE ARRANQUE SEAN
ADECUADAS.



PANTALLA OIT-F3

FIGURA 45

F4 = ESTADISTICO. Se muestra el programa que se encuentra en operación y un reporte con los tiempos reales de lavado.

ESTADISTICO

PROGRAMA ACTUAL : F2

NUMERO DE PASADAS : 50

TIEMPO ULTIMO CICLO : 3.6 SEGUNDOS

TIEMPO TOTAL : 1.44 MINUTOS



F1

FECHA

HORA

PANTALLA OIT-F4

FIGURA 46

F5 = STATUS SENSOR. Esta opción muestra una pantalla que lista todas las solenoides del sistema para auxiliar al operador en el seguimiento lógico de operación de la máquina.

STATUS DE SENSORES

SENSOR DE INICIO DE CICLO : ON	INICIO CARRERA STEPPER : OFF
SENSOR DE NIVEL DE AGUA : ON	SEGURO ELECTRICO : ON
ELEMENTOS TERMICOS ACEITE : ON	CILINDRO ADELANTE : OFF
ELEMENTOS TERMICOS AGUA : ON	CILINDRO ATRAS : ON
BOMBA DE ACEITE : ON	BOMBA DE AGUA : ON



F1

FECHA HORA

PANTALLA OIT-F5

FIGURA 47

F6 = ALARMA. En esta pantalla se muestran los dispositivos que determinan si se han cumplido las condiciones de arranque. Todos deben estar en "OK" para iniciar un ciclo de lavado.

DISPOSITIVOS EN ALARMA
(CONDICIONES DE ARRANQUE)

SENSOR DE NIVEL DE AGUA : OK
SENSOR DE INICIO DE CARRERA STEPPER : OK
SENSOR DE CAJON CERRADO : OK
ELEMENTOS TERMICOS ACEITE : OK



F1

FECHA HORA

PANTALLA OIT-F6

FIGURA 48

F7 = PARAR CICLO. Es una opción que se le da al usuario para detener y reiniciar un ciclo de lavado en el momento que lo desee.

4.2.2 Controlador Programable GE FANUC S/1.

Los controladores programables, ó comunmente llamados PC's (por las siglas en inglés Programable Controller), ofrecen numerosas ventajas respecto a otros instrumentos de control como son los relevadores y contadores eléctricos. Además, de tener un bajo costo, se recomiendan por:

- a) Alta precisión de operación.
- b) Ocupan muy poco espacio.
- c) Fácil mantenimiento.
- d) Son fácilmente reprogramables.
- e) Son capaces de ejecutar múltiples funciones.

Los elementos que componen al controlador programable se pueden representar en un diagrama de bloques:

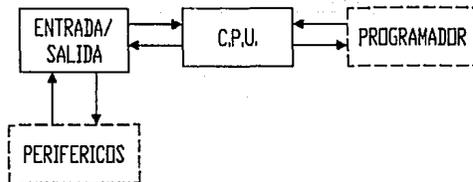


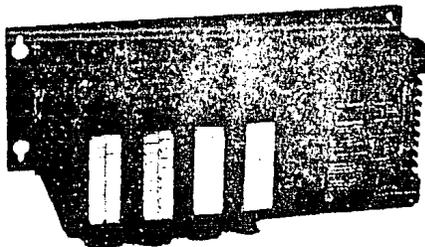
DIAGRAMA BASICO DE BLOQUES DE UN PC

FIGURA 49

Para nuestra aplicación se seleccionó un controlador programable GE FANUC S/1 con las siguientes características básicas:

- a) Temperatura de operación entre 0 y 60 °C.
- b) Humedad de ambiente entre 0 y 95 %, sin condensación.
- c) Voltaje de alimentación, 115 V/230 V AC.
Frecuencia, 47-63 Hz.
- d) Panel de 54 plg² con una profundidad de 5 1/2".
- e) Capacidad de memoria hasta 1724 palabras de 16 bits en CMOS ó EPROM.
- f) Hasta 64 contadores y relojes de alta velocidad.
- g) Hasta 112 puntos de entrada-salida disponibles en múltiplos de 4.
- h) 28 relevadores de bloqueo.
- i) Módulos de entrada-salida intercambiables.
- j) Programador manual de 7 oz de peso.
- k) Indicador de batería baja tanto interno como externo.
- l) 128 registros secundarios.
- m) Hasta 64 secuencias disponibles, de 1000 pasos c/u.
- n) Autodiagnóstico.

En la siguiente figura se muestra el controlador programable GE FANUC S/1.



CONTROLADOR PROGRAMABLE GE FANUC S/1

FIGURA 50

El controlador es básicamente un instrumento con un microprocesador que ejecuta decisiones lógicas de acuerdo a una programación basada en diagramas de escalera de relevadores. El CPU también realiza un autodiagnóstico que revisa el buen funcionamiento de todos sus componentes, asegurando precisión en la operación.

La sección de entradas-salidas protege al CPU del ruido eléctrico. Aquí las señales de entrada son filtradas y los niveles de voltaje son validados y puestos en operación dependiendo de las decisiones tomadas en la unidad central de proceso (CPU).

El controlador funciona recibiendo señales del campo dadas por detectores de proximidad, relevadores ó pulsadores. La información es procesada, se toman decisiones y se ejecutan acciones enviando señales a los actuadores eléctricos del campo.

El controlador consta de un módulo de entradas y uno de salidas configurados de la siguiente forma:

ENTRADAS

1. Nivel de agua; nos sirve para detectar que el tanque esté lleno para que trabaje la bomba.
2. Elementos térmicos del contactor MS2; verifica que el contactor esté en condiciones de trabajar.
3. Elementos térmicos del contactor MS3; verifica que el contactor esté operando correctamente.
4. Sensor de proximidad LS1; detecta la posición posterior del cilindro.
5. Sensor de proximidad LS2; detecta la posición delantera del cilindro.
6. Sensor de proximidad LS3; detecta la posición inicial del motor de pasos y el fin de ciclo.
7. Sensor de proximidad LS4; detecta la posición abierto-cerrado del cajón.

SALIDAS

1. Bomba de agua.
2. Bomba de aceite.
3. Seguro eléctrico.
4. Solenoide de cilindro atrás.
5. Solenoide de cilindro adelante.
6. Lámpara piloto de alarma.

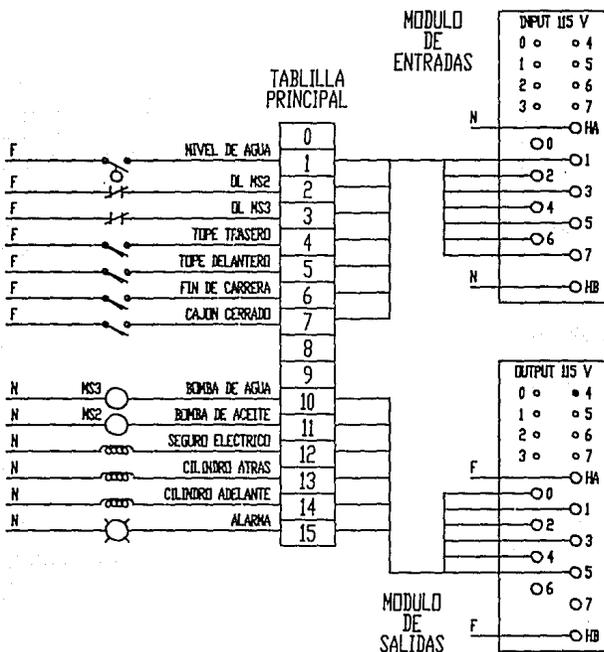
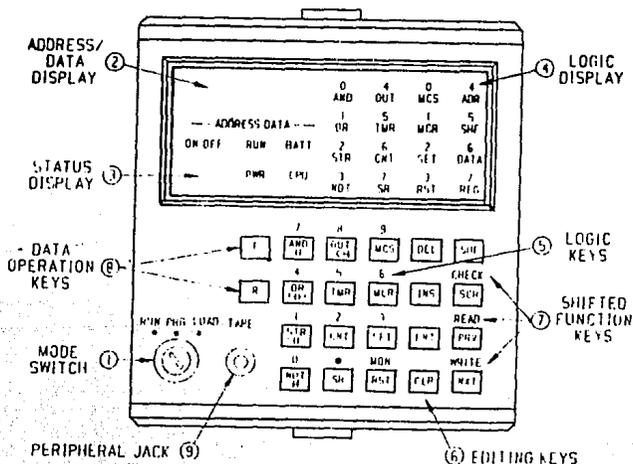


DIAGRAMA DE CONEXIONES DE LOS MODULOS DE ENTRADA/SALIDA

FIGURA 51

Uno de los periféricos más importantes del PC, es el programador manual, el cual permite la entrada, examen y alteración de la memoria del controlador. Este se puede conectar permanentemente al CPU ó removerse para utilizarse en otros controladores sin afectar la operación.



PROGRAMADOR MANUAL DEL PC

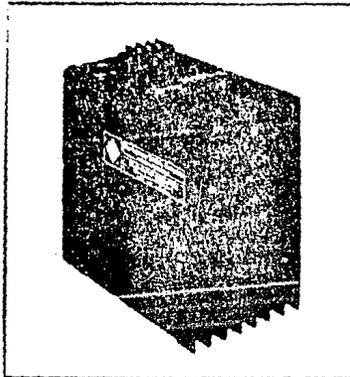
FIGURA 52

4.2.3 Control del Motor de Pasos (INDEXER S/230).

El control del motor de pasos se hace mediante un INDEXER S/230 de la compañía SUPERIOR ELECTRIC.

El controlador está montado dentro de un armazón de aluminio que lo protege contra el medio ambiente y le permite disipar rápidamente el calor. Opera con corriente alterna. La programación de la EEPROM se puede hacer através del puerto serie ó del paralelo mediante un lenguaje estándar que se utiliza en la industria de las máquinas herramientas.

Se utiliza un programador manual para hacer entradas, modificaciones ó respaldos de los programas. El INDEXER se muestra en la siguiente figura:



INDEXER S/230

FIGURA 53

4.3 Sistema Eléctrico.

Como se puede observar en la figura 54, el sistema eléctrico está protegido contra corto-circuito, através de un interruptor de navajas colocado cerca de la máquina.

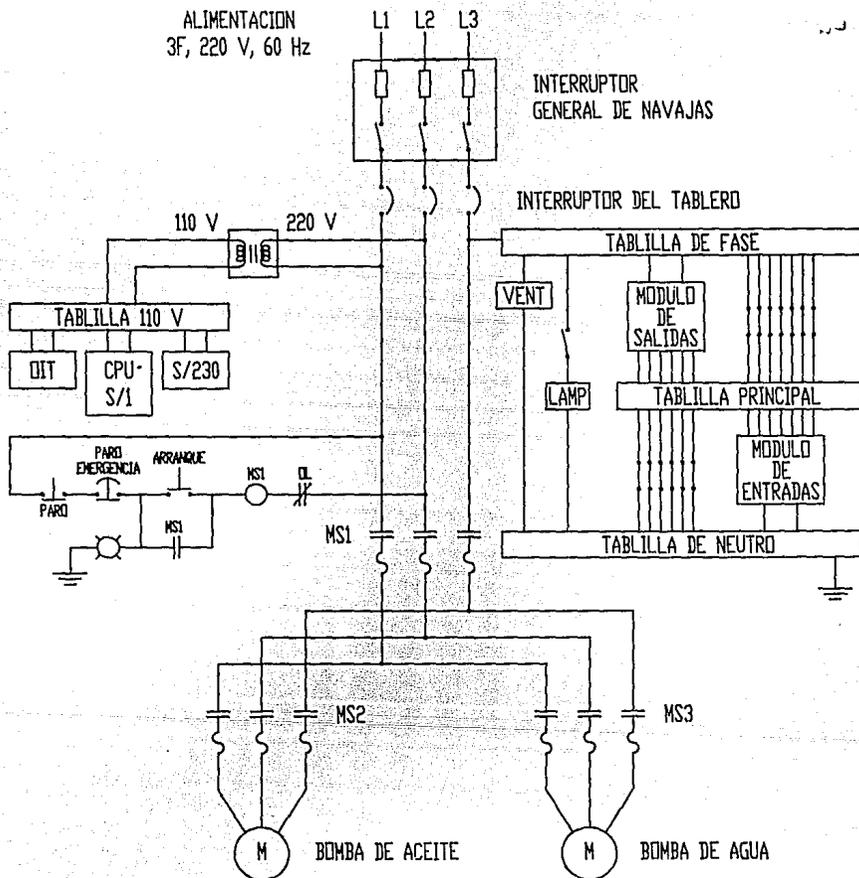


DIAGRAMA ELECTRICO ESQUEMATICO

FIGURA 54

El circuito continua hacia el tablero general, en donde se encuentran los demás elementos del sistema. La construcción de dicho tablero sigue las especificaciones NEMA 4 (National Electrical Manufacturers Association). Esto lo hace resistente al polvo, salpicaduras de agua y humedad relativa alta en el medio ambiente.

En el tablero se encuentra un interruptor tripolar que permite el paso de corriente hacia las tablillas de distribución de energía.

Se derivan dos fases (220 V) hacia un transformador de 220 V a 110 V, para alimentar la terminal industria OPTIBASIC, el CPU del controlador GE FANUC S/1 y el INDEXER S/230. Con otra fase y un neutro, se alimentan las tablillas correspondientes de FASE y NEUTRO, en donde se conectan los demás elementos del sistema a 127 V, que son:

1. Ventilador de la OIT.
2. Lámpara de la caja húmeda.
3. Módulo de entradas y módulo de salidas del S/1.
4. Indicador de nivel de agua.
5. Detectores de proximidad.
6. Bobina del seguro eléctrico.
7. Bobinas de las válvulas direccionales del cilindro.
8. Lámparas piloto.

El contactor MS1 sirve para habilitar la fuerza a los contactores MS2 y MS3, y a la vez, proteger através de sus elementos termomagnéticos de cualquier sobrecarga que se genere en el circuito. Dicho contactor es controlado por los botones de arranque, paro y paro de emergencia.

Al pulsar el botón de arranque, la bobina MS1 es excitada y mantenida por su propio contacto auxiliar. Los contactores MS2 y MS3 brindan protección contra sobrecorriente a los motores de la bomba de aceite y agua respectivamente. Estos son accionados através de la tecla de "INICIO DE CICLO" de la pantalla industrial OPTIBASIC y su secuencia de arranque y paro es controlada por el GE FANUC S/1.

C O N C L U S I O N E S

El diseño de la máquina fué satisfactorio ya que cumple ampliamente con los objetivos planteados como anteproyecto.

La calidad de lavado mejoró notablemente, reduciéndose los rechazos de laboratorio a un promedio inferior al 10 %. Como se mencionó en el capítulo I, son dos los factores que intervienen para que el producto sea rechazado en esta etapa del proceso, a saber:

- a) PUNTAS DAÑADAS; que representan un 30 % del rechazo.
- b) PARTICULAS NO DESEABLES; que representan el 70 % restante; sin embargo, estas partículas son residuos no disueltos en los baños químicos, por lo que el lavado a presión se considera confiable casi en un 100 %.

Después de numerosos ensayos, se determinó que esta confiabilidad se alcanzaba con el lavado F2 (50 pasadas longitudinales con avances transversales de 0.088"), calibrando la velocidad de avance del cilindro hidráulico a un valor cercano a 2 plg/seg, es decir, 1.8 seg por carrera. Esto permite completar el ciclo de 50 pasadas en:

$$1.8 * 50 = 90 \text{ seg} = 1.5 \text{ min.}$$

El tiempo real de lavado se incrementó de 1 min, empleado con el método tradicional, a 1.5 min con el nuevo

proceso; sin embargo, ahora se lavan 3 canastillas a la vez, obteniendo un tiempo efectivo de lavado de 30 seg por canastilla, lo cual representa un ahorro de tiempo de 50 %.

Otra ventaja importante, es la disminución de tiempos muertos debidos a cambios de operación y reetiquetado, ya que durante este minuto y medio, el operador tiene las manos libres y puede preparar la siguiente carga de trabajo. Esto nos lleva, finalmente, a un tiempo total de lavado aproximado de 40 seg por canastilla.

Así, el volumen de 3,000,000 de agujas diarias que se pretende producir, se puede cubrir con una máquina operando unas 12 horas al día. Por ello, se decidió la inversión en una segunda máquina, para lograr el objetivo deseado con un solo operario trabajando ambas máquinas en un turno.

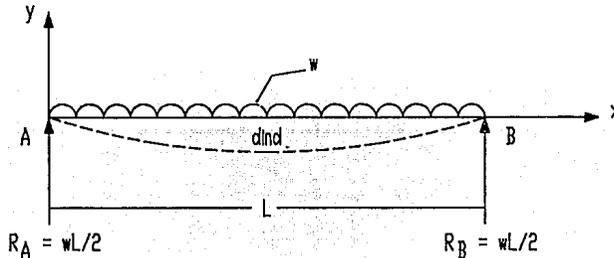
La integración de los sistemas mecánicos con los equipos de control, ha sido muy atractivo para países como Brasil, quienes han manifestado su interés en la adquisición de un sistema de lavado como el que se ha descrito a lo largo del presente trabajo.

Lo más importante es que se alcanzó la calidad de lavado internacional; superando incluso, la operación y calidad dada por equipos similares que operan en las plantas filiales de otros países.

A P E N D I C E I

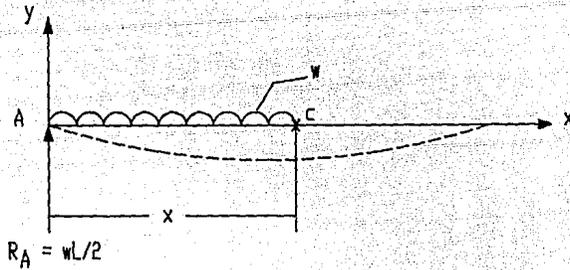
El sistema de cargas que actúa sobre las correderas longitudinales, está constituido por dos tipos de fuerzas;

1. Una carga uniformemente distribuida, debida al peso propio de las correderas, el cuál, se puede representar en un diagrama de cuerpo libre como se muestra a continuación:



CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE LAS CORREDERAS
LONGITUDINALES
FIGURA 55

Hagamos un corte a una distancia " x " del punto " A ", y un análisis de los momentos ocasionados por la carga, respecto al punto mencionado.



CORTE A UNA DISTANCIA "X" DEL PUNTO "A"
FIGURA 56

Así,

$$M_C = 0 \quad (\oplus)$$

$$M_C = \frac{w \cdot L \cdot x}{2} - w \cdot x \cdot \left(\frac{x}{2} \right)$$

$$M_C = \frac{w \cdot L \cdot x}{2} - \frac{w \cdot x^2}{2} \quad (1)$$

La ecuación de la elástica, deducida por métodos avanzados de mecánica de materiales, nos dice que el momento flexionante inducido por un sistema de fuerzas en una viga, es igual al módulo de elasticidad del material, multiplicado por el momento de inercia de la sección y por la segunda derivada de la flecha respecto al eje longitudinal en que se encuentra apoyada la viga.

Esto se expresa de la siguiente forma:

$$M_c = E \cdot I \cdot y''$$

Sustituyendo en la ecuación (1), obtenemos la (2):

$$E \cdot I \cdot y'' = \frac{w \cdot L \cdot x}{2} - \frac{w \cdot x^2}{2} \quad (2)$$

Resolvamos esta ecuación:

Integrando,

$$E \cdot I \cdot y' = \frac{w \cdot L \cdot x^2}{4} - \frac{w \cdot x^3}{6} + C_1$$

integrando nuevamente,

$$E \cdot I \cdot y = \frac{w \cdot L \cdot x^3}{12} - \frac{w \cdot x^4}{24} + C_1 \cdot x + C_2 \quad (3)$$

que es la solución general.

$$\text{Si } x = 0; y = 0 \implies C_2 = 0$$

$$x = L; y = 0 \implies w \cdot L^4/12 - w \cdot L^4/24 + C_1 \cdot L = 0$$

$$\text{de donde, } C_1 = w \cdot L^3/24 - w \cdot L^3/12$$

$$C_1 = -w \cdot L^3/24$$

Sustituyendo C_1 y C_2 en (3), obtenemos la solución particular:

$$E \cdot I \cdot y = \frac{w \cdot L \cdot x^3}{12} - \frac{w \cdot x^4}{24} - \frac{w \cdot L^3 \cdot x}{24} \quad (4)$$

Sabemos que y_{max} se encuentra en $x = L/2$, quedando:

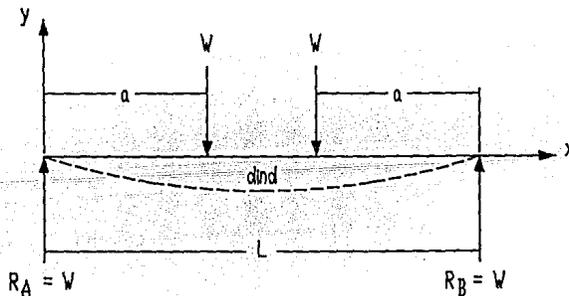
$$E \cdot I \cdot y_{max} = \frac{w \cdot L^4}{96} - \frac{w \cdot L^4}{384} - \frac{w \cdot L^4}{48}$$

$$E \cdot I \cdot y_{max} = - \frac{5}{384} * w * L^4$$

$$y_{max} = - \frac{5 \cdot w \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$$

que es la ecuación que queríamos demostrar.

2. El segundo sistema de fuerzas, está constituido por aquellas que ejercen los collarines de deslizamiento axial del carro longitudinal, sobre las correderas, pudiéndose representar como cargas puntuales, de acuerdo al siguiente diagrama de cuerpo libre:



CARGAS PUNTUALES QUE ACTUAN SOBRE LAS CORREDERAS
LONGITUDINALES
FIGURA 57

El momento flexionante inducido lo podemos dividir en tres intervalos a lo largo del claro de la corredera. Esto se puede observar en el siguiente diagrama:

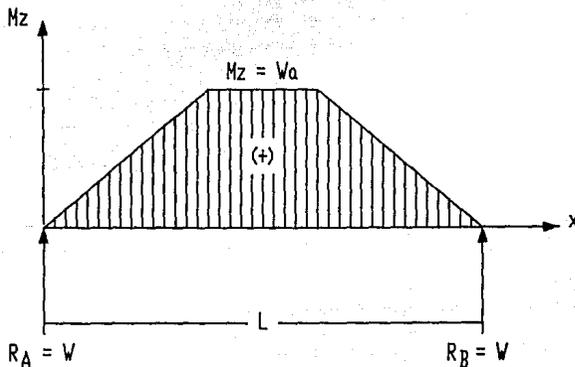


DIAGRAMA DE MOMENTO FLEXIONANTE DEBIDO A LAS CARGAS PUNTUALES EN LAS CORREDERAS LONGITUDINALES
FIGURA 58

Apliquemos ahora la ecuación de la elástica a los diferentes intervalos.

1.- Intervalo $0 \leq x < a$

$$E \cdot I \cdot y'' = W \cdot x$$

$$E \cdot I \cdot y' = \frac{W \cdot x^2}{2} + C_1$$

$$E \cdot I \cdot y = \frac{W \cdot x^3}{6} + C_1 \cdot x + C_2 \quad (1)$$

que es la solución general del primer intervalo.

La solución particular en función de C_1 , se obtiene apartir de la condición:

$$\text{Si } x = 0; y = 0 \implies C_2 = 0$$

quedando,

$$E \cdot I \cdot y = \frac{W \cdot x^3}{6} + C_1 \cdot x \quad (1)'$$

2.- Intervalo $a \leq x < L-a$

$$E \cdot I \cdot y'' = W \cdot a$$

$$E \cdot I \cdot y' = W \cdot a \cdot x + C_3$$

$$E \cdot I \cdot y = \frac{W \cdot a \cdot x^2}{2} + C_3 \cdot x + C_4 \quad (2)$$

que es la solución general del segundo intervalo.

La solución particular en función de C_4 se obtiene apartir de la condición:

$$\text{Si } x = L/2; y' = 0 \implies C_3 = -W \cdot a \cdot L/2$$

quedando,

$$E \cdot I \cdot y = \frac{W \cdot a \cdot x^2}{2} - \frac{W \cdot a \cdot L \cdot x}{2} + C_4 \quad (2)'$$

El punto $x = a$, pertenece a los intervalos "1" y "2" a la vez. De esta forma, podemos emplear la siguiente condición:

Si $x = a$; y' del int. "1" = y' del int. "2"

Así,

$$\frac{W*a^2}{2} + C1 = W*a^2 + C3$$

Sabemos además que $C3 = -W*a*L/2$, lo cual nos permite obtener el valor de $C1$.

$$\frac{W*a^2}{2} + C1 = W*a^2 - \frac{W*a*L}{2}$$

$$C1 = \frac{W*a^2}{2} - \frac{W*a*L}{2}$$

Al sustituir en (1)', obtenemos la solución particular del primer intervalo:

$$E*I*y = \frac{W*x^3}{6} + \left[\frac{W*a^2}{2} - \frac{W*a*L}{2} \right] * x \quad (1)''$$

Otra condición que se cumple en el punto $x = a$, es la siguiente:

Si $x = a$; y del int. "1" = y del int. "2"

Esto nos permite igualar las ecuaciones (1)'' y (2)'
para obtener el valor de C4.

$$\frac{W*a^3}{6} + \frac{W*a^3}{2} - \frac{W*a^2*L}{2} = \frac{W*a^3}{2} - \frac{W*a^2*L}{2} + C4$$

de donde,

$$C4 = \frac{W*a^3}{6}$$

y sustituyendo en (2)', obtenemos la solución particular del
segundo intervalo.

$$E*I*y = \frac{W*a*x^2}{2} - \frac{W*a*L*x}{2} + \frac{W*a^3}{6} \quad (2)''$$

Se sabe que la deflexión máxima se encuentra en el
punto $x = L/2$, que está precisamente, dentro del segundo
intervalo. De esta forma, obtenemos la ecuación que
buscamos:

$$E*I*y_{max} = \frac{W*a*L^2}{8} - \frac{W*a*L^2}{4} + \frac{W*a^3}{6}$$

$$E*I*y_{max} = \frac{W*a^3}{6} - \frac{W*a*L^2}{8}$$

$$E*I*y_{max} = - \frac{W*L^3}{6} * \left[\frac{6*a}{8*L} - \left(\frac{a}{L} \right)^3 \right]$$

$$y_{\max} = - \frac{W \cdot L^3}{6 \cdot E \cdot I} * \left[\frac{3 \cdot a}{4 \cdot L} - \left(\frac{a}{L} \right)^3 \right]$$

que es la ecuación que queríamos demostrar.

A P E N D I C E I I

Para organizar la lista de materiales, se dividió la máquina en varias secciones para formar diversos GRUPOS DE MATERIALES. Estos se listan a continuación:

GRUPO 1.- Estructura.

GRUPO 2.- Mecanismos.

GRUPO 3.- Caja Húmeda.

GRUPO 4.- Sistema Hidráulico de Alta Presión.

GRUPO 5.- Sistema Hidráulico de Movimiento.

GRUPO 6.- Sistema Eléctrico.

LISTA DE MATERIALES DE LA MAQUINA LAVADORA DE CANULA

GRUPO	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL	CONSUMO UNIT
1	2	RESBALON DE RODAJA	ACERO AL CARBON GALVANIZADO	PZA
1	4	BISAGRA TIPO PEINE	ACERO INOX 304 CAL 20 DE 3/4"	23
1	2	BISAGRA TIPO PEINE	ACERO INOX 304 CAL 20 DE 3/4"	15"
1	1	BASTIDOR	ANGULO INOX 304 2" X 1/8"	32m
1	2	SOPORTE DETECTOR DE PROXIMIDAD	ANGULO INOX 304 2" X 1/8"	4 1/2"
1	1	EMPAQUE PARA PUERTAS	HULE 1" X 3/16"	8m
1	2	PUERTA INFERIOR DERECHA	LAMINA INOX 304 CAL 20	DIM 22" X 13 3/4"
1	1	PUERTA INFERIOR IZQUIERDA	LAMINA INOX 304 CAL 20	DIM 22" X 13 1/2"
1	1	PUERTA SUPERIOR	LAMINA INOX 304 CAL 20	DIM 15" X 13 3/4"
1	3	CUBIERTA DE ESTRUCTURA	LAMINA INOX 304 CAL 22	TOTAL 3' X 8' COM 8 CORTES
1	3	BASE PARA PATA DOBLE	PLACA INOX 304 1/4"	6" X 4"
1	8	BASE PARA PATA SIMPLE	PLACA INOX 304 1/4"	4" X 4"
1	1	PLACA SOPORTE DRENAJE	PLACA INOX 304 1/4"	29 3/4" X 15 3/4"
1	1	PLACA SOPORTE MOTOR	PLACA INOX 304 1/4"	23 3/4" X 15 3/4"
1	2	BASE PARA SOLERA SOPORTE	PLACA INOX 304 3/8"	8 1/2" X 2"
1	4	BOTON PARA FIJAR CUBIERTA	REDONDO INOX 304 1/2" D.E.	1/2"
2	1	COPEL 1/2" NPT	ACERO INOX 304 - 3000 lb	9 1/4" X 8" X 2 1/4"
2	1	CARRO LONGITUDINAL	ALUMINIO	6 3/4" X 5 1/4" X 2"
2	1	CARRO TRANSVERSAL	ALUMINIO	11"
2	1	TOPE SENSOR MOV LONGITUDINAL	ANGULO INOX 304 1" X 1/8"	6 1/8"
2	2	SOPORTE TUBOS DISTRIBUIDORES	ANGULO INOX 304 2" X 1/8"	11"
2	2	CUBIERTA DE ESTRUCTURA	CUADRADO CRS 3/4"	1 1/8"
2	8	BOQUILLA FLUIDO RECTO No. 4	HEXAGONAL INOX 304 3/4"	1 1/4"
2	1	SEGURO MECANICO 1 9/15" D.I.	IRR 3000X156	PZA
2	1	CUBIERTA DE MECANISMOS	LAMINA INOX 304 CAL 20	39 3/4" X 25 3/4"
2	1	SOPORTE CABLE MOTOR	LAMINA NEGRA CAL 10	4 1/2" X 1/2"
2	4	GRASERA RECTA 1/4"-32 hpp	LATON COMERCIAL	PZA
2	1	CORREDERA LONGITUDINAL	REDONDO ACERO 4140-1 1" D.E.	29 3/4"
2	1	CORREDERA TRANSVERSAL	REDONDO ACERO 4140-1 5/8" D.E.	11 1/4"
2	1	CAJA DE TRANSMISION	REDONDO CRS 1 1/2" D.E.	1 1/8"
2	1	FLECHA DE TRANSMISION	REDONDO CRS 1 1/2" D.E.	3 1/8"
2	12	SOPORTE Y CONECTOR BOQUILLAS	REDONDO INOX 304 1" D.E.	5/8"
2	4	TAPON TUBOS DISTRIBUIDORES	REDONDO INOX 304 3/4" D.E.	1/4"
2	4	ESPIGAS ROSCADAS	REDONDO INOX 304 3/8" D.E.	2 1/8"
2	4	ESPIGA SOPORTE CORREDERA TRANS	REDONDO INOX 304 3/8" D.E.	4 1/8"
2	1	PIRON DE SEGUNDO PASO	REDONDO LATON SAE 430-A 1 1/2" D.E.	1"
2	1	PIRON DE PRIMER PASO	REDONDO LATON SAE 430-A 1" D.E.	1"
2	1	ENGRANE DE PRIMER PASO	REDONDO LATON SAE 430-A 3" D.E.	1"
2	2	SELLO DE BOQUILLA	REDONDO TEFLON 1" D.E.	1/4"
2	6	BALERO DE BOLAS	SKF 2001-ZZ	PZA
2	1	SOPORTE CAJA TRANSMISION	SOLERA CRS 2 1/2" X 1/4"	2 1/2"
2	1	SOPORTE DE TRANSMISION	SOLERA CRS 2 1/2" X 1/4"	4 3/4"
2	1	SOPORTE FRONTAL DE MOTOR	SOLERA CRS 2 1/2" X 1/4"	3 1/4"
2	1	SOPORTE SUPERIOR DE MOTOR	SOLERA CRS 2 1/2" X 1/4"	6 1/4"
2	2	SOPORTE DE CORREDERAS LONG	SOLERA CRS 2 1/2" X 5/8"	8 1/2"
2	1	PLACA RECEPTORA DE CILINDRO	SOLERA CRS 2" X 1/2"	2 5/8"
2	1	TOPE SENSOR INICIO CARREKA	SOLERA CRS 3/4" X 3/16"	3 1/8"
2	1	SOPORTE DE CORREDERAS TRANS	SOLERA LATON 1" X 1/4"	11"
2	1	CREMALLERA	SOLERA LATON SAE 430-A 2" X 3/8"	7 1/4"
300	1	ELEMENTOS DE SUJECCION VARIOS	TORNILLOS, REMACHES, PIAS, TUERCAS	PZA
300	1	PARO DE TUBOS DISTRIBUIDORES	TUBO INOX 304 1/2" D.N. CED 40	2m
300	1	ATEZADOR DE TUBOS DISTRIB	TUBO INOX 304 3/8" D.N. CED 5	5"
3	4	ABRAZADERA	ABRAZADERA DE TORNILLO 5/8"	PZA
3	1	NIPLE 1/2" NPT ESCURRIDERO EXT	ACERO INOX 304	2"-R
3	1	COPEL 1/2" NPT	ACERO INOX 304 - 3000 lb	PZA
3	6	RESORTE DE COMPRESION	ACERO INOX 304 CAL 16	DIM 7/16" D.E. X 1" X 6 ESP
3	1	ANGULO GUARDIA	ANGULO INOX 304 1" X 1" X 1/8"	11 1/8"
3	1	TOPE PARA CANASTILLAS	ANGULO INOX 304 2" X 2" X 1/8"	2"
3	1	ANGULO SOPORTE	ANGULO INOX 304 2" X 2" X 1/8"	24"
3	2	ANGULO SOPORTE CANASTILLAS	ANGULO INOX 304 1 1/2" X 1/16"	13" X 4"
3	1	CORTINA POSTERIOR	BANDA TEJIDA SANITARIA NYLON 1/16"	2m
3	1	EMPAQUE HULE MIRILLA	EMPAQUE DE HULE T-7	19 1/8" X 1"
3	2	SOLERA FIJA	LAMINA INOX 304 CAL 10	1 1/2" X 1/2"
3	1	SEGUNDA MALLA	LAMINA INOX 304 CAL 16	23 1/2" X 2 3/4"
3	2	CORREDERA DE CAJON	LAMINA INOX 304 CAL 16	23 1/2" X 3 1/4"
3	1	PORTA MALLA	LAMINA INOX 304 CAL 16	125" X 1/2"
3	4	SOPORTE DE CORREDERA	LAMINA INOX 304 CAL 16	5 3/8" X 1 3/4"
3	1	ESCURRIDERO PRINCIPAL	LAMINA INOX 304 CAL 20	DIM 24" X 16" X 6"
3	1	SOPORTE DETECTOR PROX HUMEDO	LAMINA INOX 304 CAL 20	4" X 2"
3	1	CAJA HUMEDA	LAMINA INOX 304 CAL 22	DIM 16" X 16 1/2" X 24"
3	1	CUBIERTA PARA LAMPARA	LAMINA INOX 304 CAL 22	DIM 15 3/4" X 6 1/2" X 2"
3	1	ESCURRIDERO EXTERIOR	LAMINA INOX 304 CAL 22	DIM 15 3/4" X 14" X 11"
3	1	ESCURRIDERO INTERIOR	LAMINA INOX 304 CAL 22	15" X 4 1/4"
3	1	JALADOR DE MALLA	LAMINA INOX 304 CAL 22	12 3/4" X 3"
3	1	CAJON	LAMINA INOX 304 CAL 22 Y PERF CAL 18	DIM 19" X 12 1/4" X 7 1/4"
3	2	MECANISMO ACCIONAMIENTO SEGURO	LAMINA NEGRA 1" X 1/8"	6"

GRUPO	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL	CONSUMO	UNIT
3	1	PIVOTE ACCIONAMIENTO SEGURO	LAMINA NEGRA 3/4" X 1/8"	1	1/4"
4	1	ESPIGA MATERIAL MANGUERA 1/2"	LATON COMERCIAL	PZA	
4	1	MIRILLA LATERAL	LEXAN 1/4"	18" X 6"	
4	1	MIRILLA SUPERIOR	LEXAN 1/4"	8" X 4"	
4	1	MIRILLA DE ALUMBRADO	LEXAN 1/4"	8 1/2" X 4"	
4	1	MALLA	MALLA INOX 304 MESH 50	19" X 12"	
4	1	MANGUERA ESCURRIDEROS	PLASTICO TRANSPARENTE TRAMADO 1/2"	40"	
4	1	BUJE GUJA	REDONDO CRS 1 1/4" D.E.	1	1/8"
4	1	BUJE PORTA RESORTE	REDONDO CRS 1 1/4" D.E.	5/8"	
4	1	BUJE PORTA RESORTE FIJO	REDONDO CRS 1 1/4" D.E.	7/8"	
4	1	BUJE TOPE	REDONDO CRS 1 1/4" D.E.	3/8"	
4	1	BUJE SEPARADOR	REDONDO CRS 1" D.E.	1/2"	
4	1	CILINDRO DE ARTICULACION	REDONDO CRS 1/2" D.E.	1	1/8"
4	1	ESPIGA DE ARTICULACION	REDONDO CRS 1/2" D.E.	1	5/8"
4	4	CENTRO DE RODAJA	REDONDO INOX 304 1/2" D.E.	1/2"	
4	5	PERNO PARA RODAJA	REDONDO INOX 304 1/2" D.E.	1	1/16"
6	9	TERNILLO SOLERA MOVIL	REDONDO INOX 304 1/2" D.E.	1	3/8"
6	0	SEPARADOR RODAJA	REDONDO INOX 304 3/8" D.E.	1	1/4"
4	1	VASTAGO DEL SEGURO	REDONDO INOX 304 3/8" D.E.	7	5/8"
4	4	LLANTA RODAJA	REDONDO NYLON 1 1/2" D.E.	1	1/4"
10	3	ROLDANA SELLADGRA	REDONDO TEFLON 3/4" D.E.	1	1/4"
3	3	SOLERA MOVIL	SOLERA INOX 304 1/4"	3	1/4" X 1 1/4"
3	1	TUBO DE DRENAJE	TUBO INOX 304 2 1/2" D.N. CED 5	25"	
4	2	1/2 COPLE 3/4" NPT	ACERO INOX 304 - 3000 lb	PZA	
4	1	COPLE REDUCIDO 1"-1/2" NPT	ACERO INOX 304 - 3000 lb	PZA	
4	1	CODO 90 - 1" NPT - R	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	CODO 90 - 1/2" NPT - R	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	COLA DE COCHINO 1/4" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	CONEXION TE 1 1/2" NPT - R	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	2	CONEXION TE 1/2" NPT - R	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	NIPLE 1 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	4"-R	
4	1	NIPLE 1 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	5"-R	
4	1	NIPLE 1 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	3"-R	
4	1	NIPLE 1" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	3"-R	
4	1	NIPLE 1" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	4 1/2"-R	
4	2	NIPLE 1" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	3 1/2"-RR	
4	1	NIPLE 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	4"-RR	
4	1	NIPLE 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	3"-RR	
4	1	NIPLE 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	5"-RR	
4	1	NIPLE 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	2"-RR	
4	1	NIPLE CC 1 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	NIPLE CC 1" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	NIPLE CC 1/2" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	NIPLE CC 3/4" NPT	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	2	REDUCCION BUSHING 1 1/2"-1"	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	2	REDUCCION BUSHING 1"-3/4"	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	REDUCCION BUSHING 1/2"-1/4"	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	2	REDUCCION BUSHING 3/4"-1/2"	ACERO INOX 304 CED 40	PZA	
4	1	TUBO 1" D.N.	ACERO INOX 304 CED 40	32"	
4	1	MOTOR DE LA BOMBA CAT	ASEA MBT DE 7.5 HP, 4 POLOS, 1730 RPM	5"	
4	1	BOMBA DE PISTONES	CAT MODELO 1050	PZA	
4	1	KIT DE MONTAJE	CAT MODELO 30661	PZA	
4	1	AMORTIGUADOR DE PULSACIONES	CAT MODELO 6009	PZA	
4	1	MANOMETRO GLICERINA 1500 PSI	CAT MODELO 6092	PZA	
4	1	REGULADOR DE PRESSION	CAT MODELO 7021	PZA	
4	1	FILTRO SUCCION 1 1/2" D.N.	CAT MODELO 7105	PZA	
4	1	POLEA ESTANDAR 2-B-9.8"	CAT MODELO 7801-262	PZA	
4	1	ADAPTADOR PARA POLEA	CAT MODELO 7812-17	PZA	
4	2	BANDA GATES HI POWER	GATES MODELO B-55	PZA	
4	1	POLEA 2-B-6.8"	HIERRO FUNDIDO	PZA	
4	1	TANQUE DE ALMACENAMIENTO	LAMINA INOX 304 CAL 18	DIM 53 7/16" X 41 7/16" X 25"	
4	1	TAPA TANQUE ALMACENAMIENTO	LAMINA INOX 304 CAL 18	DIM 53 7/16" X 41 7/16" X 3/4"	
4	1	MANGUERA 1 1/2" D.N.1.	MANGUERA 150 lb	5"	
4	1	MANGUERA 150 PSI 1/2"	MANGUERA 150 lb	10"	
4	2	ACEITE PARA BOMBA	MANGUERA CON CONECTORES MACHO 1/2" NPT	1"	
4	3	SELLADOR LOCTITE LIQUIDO	QUAKER STATE SAE 40	1"	
			TEFLON N/P 567-31	PZA	
5	4	CODO 90 - 1/2" NPT - R	ACERO AL CARBON CD 40	PZA	
5	1	NIPLE 1/2" NPT	ACERO AL CARBON CED 40	4"-RR	
5	1	NIPLE 1/2" NPT	ACERO AL CARBON CED 40	10"-RR	
5	2	NIPLE CC 1/2"	ACERO AL CARBON CED 40	PZA	
5	6	MANGUERA 150 PSI 1/2"	MANGUERA CON CONECTORES MACHO 1/2" NPT	PZA	
5	2	ACEITE HIDRAULICO	MOBIL OIL #. 24	GAL	
5	1	TANQUE ACEITE 6 GAL	PARKER MOD TH-5	PZA	
5	1	FILTRO DE RETORNO	PARKER MODELO 12AT25CN15BBN	PZA	
5	1	CILINDRO HIDRAULICO 1 1/2"	PARKER MODELO 300400200	PZA	
5	1	MOTOR 1/4" HP, 900 RPM	PARKER MODELO 315936	PZA	
5	1	TAPON CON FIBRO DE LLENADO	PARKER MODELO A052-001	PZA	
5	1	BRIDA DE SUCCION	PARKER MODELO A512-0011	PZA	
5	4	BRIDA DE RETORNO	PARKER MODELO A512-001R	PZA	

GRUPO	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL	CONSUMO	UNIT
5	1	BOMBA DE ENGRANES 1.9 GPM	PARKER MODELO D22AA2A		PZA
5	2	VALVULA REGULADORA DE FLUJO	PARKER MODELO F-400B		PZA
5	1	VALVULA AISLADORA DE MANOMETRO	PARKER MODELO GT-4005		PZA
5	1	FILTRO DE SUCCION	PARKER MODELO H028-30		PZA
5	1	MANOMETRO 0-100 PSI	PARKER MODELO H032-15G		PZA
5	1	NIVEL CON TERMOMETRO	PARKER MODELO H032-32		PZA
5	1	VALVULA DIRECCIONAL 3 VIAS	PARKER MODELO Q1VWBCY		PZA
5	1	VALVULA DE ALIVIO	PARKER MODELO RD102K038		PZA
6	1	TRANSFORMADOR	ALLEN BRADLEY 220V-110V		PZA
6	1	CONTACTOR TRIFASICO	ALLEN BRADLEY 509-BOA		PZA
6	1	CONTACTOR TRIFASICO	ALLEN BRADLEY 509-COA		PZA
6	1	CONTACTOR TRIFASICO	ALLEN BRADLEY 509-TOA		PZA
6	1	PULSADOR ROJO	ALLEN BRADLEY 800T-A1A		PZA
6	1	PULSADOR VERDE	ALLEN BRADLEY 800T-B6A		PZA
6	1	HONGO JUMBO-ROJO	ALLEN BRADLEY 800T-D6JA		PZA
6	1	LAMPARA PILOTO ROJA	ALLEN BRADLEY 810T-A1A		PZA
6	1	LAMPARA PILOTO VERDE	ALLEN BRADLEY 810T-B6A		PZA
6	3	SENSOR DE PROXIMIDAD	ALLEN BRADLEY 871C-D15R33		PZA
6	1	DETECTOR DE PROXIMIDAD	ALLEN BRADLEY 871C-E4812		PZA
6	4	TABLILLA	ALLEN BRADLEY TB-016		PZA
6	9	CODO 90 - 1/2" D.N. LIQUATITE	ALUMINIO		PZA
6	2	CODO 90 - 2" D.N. LIQUITITE	ALUMINIO		PZA
6	3	CONECTOR RECTO 1/2" D.E. LIQ	ALUMINIO		PZA
6	1	VALVULA SOLENOIDE 1" D.N. 2-V	ASCO 8-210-CA		PZA
6	1	VENTILADOR 4" D.E.	BIRTMAN 127V-60Hz		PZA
6	1	INTERRUPTOR COLA DE RATON	CROMADO, 2P 3 AMP		PZA
6	1	ELECTRONIVEL	ELAMEX MOD RN7008		PZA
6	1	PANTALLA OPTIBASIC	GE IC60K0513		PZA
6	1	PROGRAMADOR DEL GE FANUC S/1	GE IC610CCN105		PZA
6	1	CPU DEL GE FANUC S/1	GE IC610CPU104		PZA
6	1	MODULO DE 8 SALIDAS	GE IC610MD175		PZA
6	1	MODULO DE 8 ENTRADAS	GE IC610MDL125		PZA
6	1	RACK DE 5 SLOTS	GE IC610MDL125		PZA
6	1	TABLERO NEMA 4	LAMINA NEGRA CAL 14		DIH 42" x 24" x 15"
6	1	TUBO FLEXIBLE 1/2" D.N.	LIQUATITE FORRADO		2.50m
6	1	LAMPARA FLUORESCENTE 13 W	PHILLIPS PL-13		PZA
6	1	BALASTRA BAJO FACTOR POTENCIA	PHILLIPS S-PL-13		PZA
6	1	INTERRUPTOR DE NAVAJAS	SQUARE-D 3 X 30 AMP		PZA
6	1	INTERRUPTOR TRIFASICO	SQUARE-D		PZA
6	1	CABLE OPTIBASIC-INDEXER	SUPERIOR ELECTRIC B216066-001		PZA
6	1	CABLE OPTIBASIC-GE S/1	SUPERIOR ELECTRIC C215851-007		PZA
6	1	MOTOR DE PASOS (STEPPER)	SUPERIOR ELECTRIC M062-CF402		PZA
6	1	INDEXER	SUPERIOR ELECTRIC S/230		PZA
6	1	CABLE USO RUDO	THW 2 X 14		8m
6	1	CABLE USO RUDO	THW 3 X 12		4m
6	1	CABLE ELCTRICO	THW CAL 12		15m

A P E N D I C E I I I

A continuación se presenta la lista de planos de fabricación que se muestran en el presente apéndice.

PLANO 1. Arreglo general de los mecanismos de movimiento.

PLANO 2. Carros de movimiento longitudinal y transversal.

PLANO 3. Partes diversas de los mecanismos de movimiento.

PLANO 4. Partes diversas de los mecanismos de movimiento.

PLANO 5. Partes diversas de los mecanismos de movimiento.

PLANO 6. Tubos distribuidores y boquillas de atomización.

PLANO 7. Estructura de la máquina.

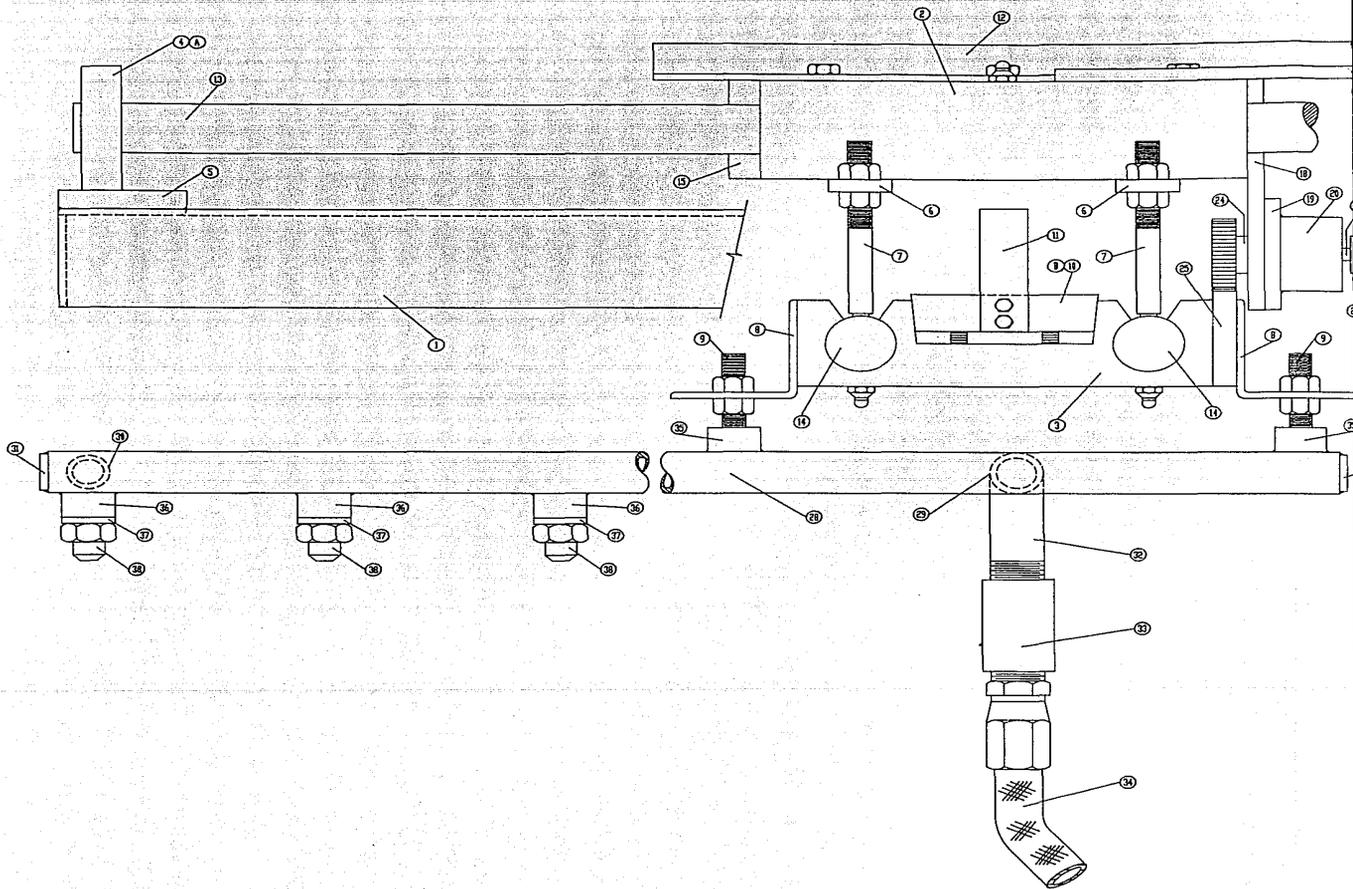
PLANO 8. Elementos de la caja húmeda.

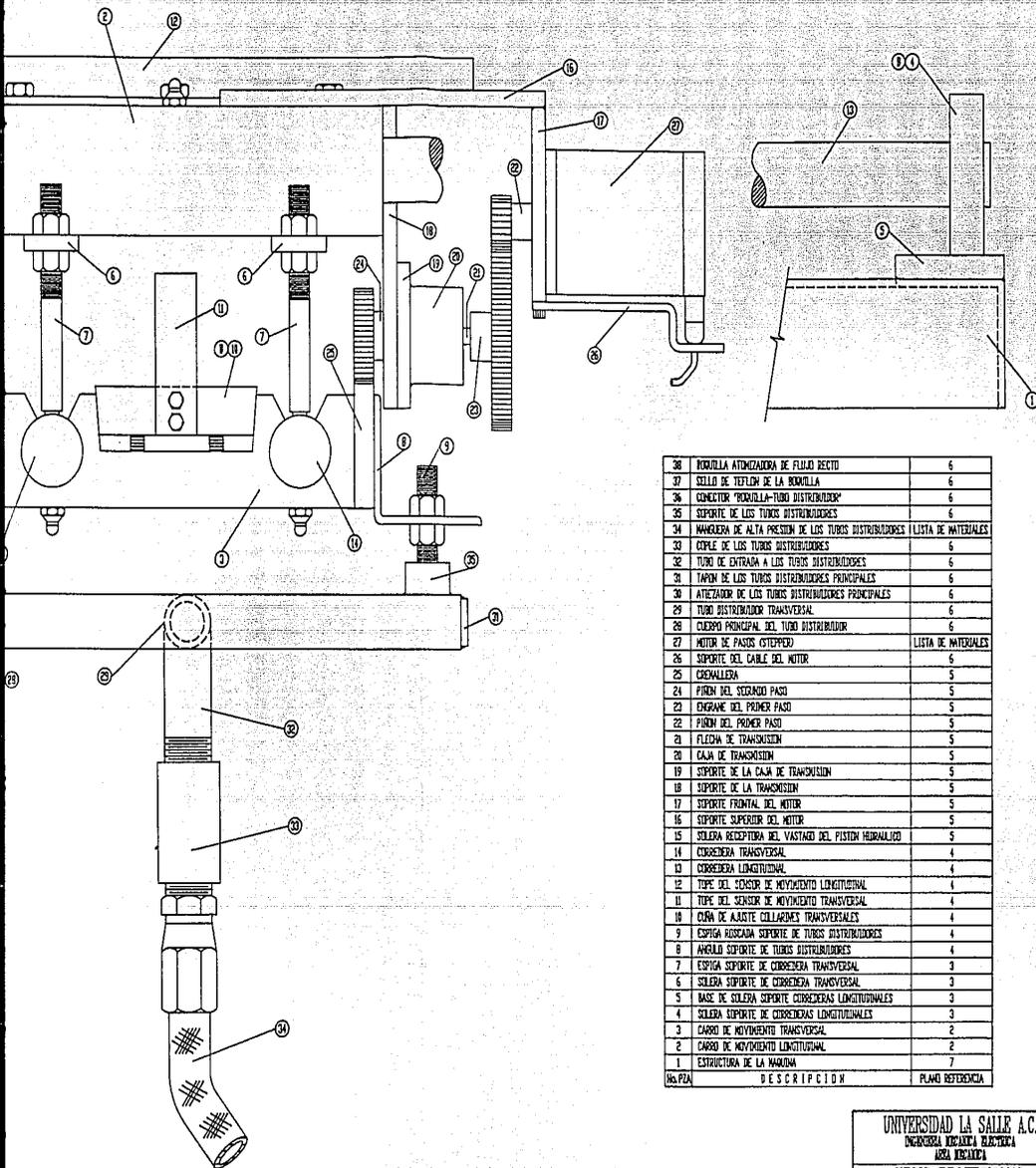
PLANO 9. Cajón de lavado.

PLANO 10. Complementos de la caja húmeda.

PLANO 11. Malla de recolección y seguro eléctrico.

PLANO 12. Tablero eléctrico y tanque de almacenamiento.





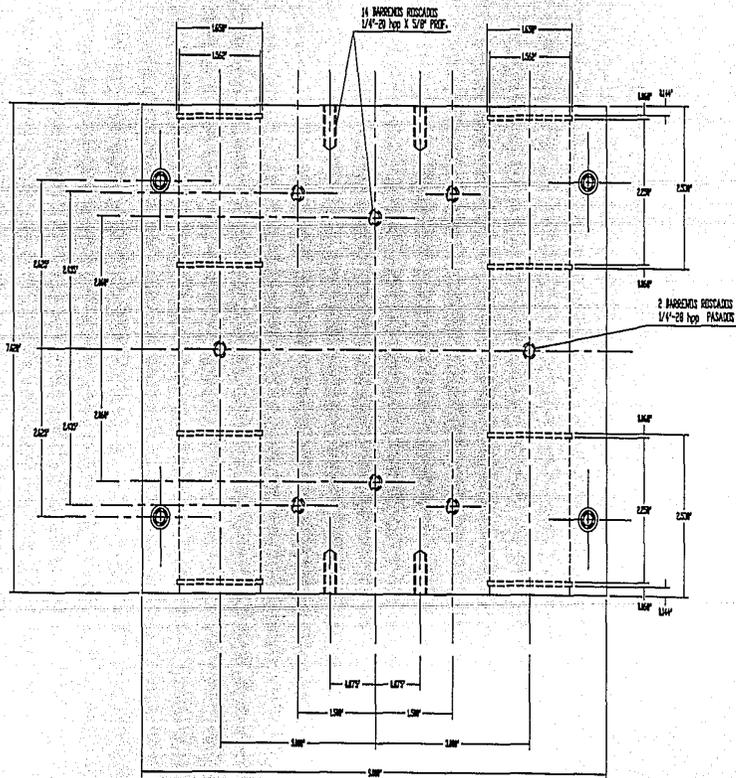
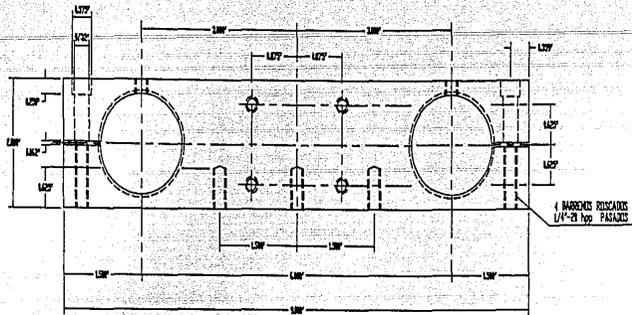
38	BOQUILLA ATORIZADORA DE FLUJO RECTO	6
37	SELLO DE TEFLON DE LA BOQUILLA	6
36	CONECTOR "BOQUILLA-TUBO DISTRIBUIDOR"	6
35	SOPORTE DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES	6
34	MANEJERA DE ALTA PRESION DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES (LISTA DE MATERIALES)	
33	COUPLE DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES	6
32	TUBO DE ENTRADA A LOS TUBOS DISTRIBUIDORES	6
31	TAPÓN DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES PRINCIPALES	6
30	ATEJADOR DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES PRINCIPALES	6
29	TUBO DISTRIBUIDOR TRANSVERSAL	6
28	CUERPO PRINCIPAL DEL TUBO DISTRIBUIDOR	6
27	MOTOR DE PASOS (STEPPER) (LISTA DE MATERIALES)	
26	SOPORTE DEL CABLE DEL MOTOR	6
25	CREMALLERA	5
24	PISTÓN DEL SEGUNDO PASO	5
23	ENGRAÑE DEL PRIMER PASO	5
22	PISTÓN DEL PRIMER PASO	5
21	FLECHA DE TRANSMISIÓN	5
20	CAJA DE TRANSMISIÓN	5
19	SOPORTE DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN	5
18	SOPORTE DE LA TRANSMISIÓN	5
17	SOPORTE FRONTAL DEL MOTOR	5
16	SOPORTE SUPERIOR DEL MOTOR	5
15	SELLETA RECEPTORA DEL VASTAGO DEL PISTÓN HIDRAULICO	5
14	COBREERA TRANSVERSAL	4
13	COBREERA LONGITUDINAL	4
12	TIPO DEL SENSOR DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL	4
11	TIPO DEL SENSOR DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL	4
10	CUÑA DE AJUSTE COLLARINES TRANSVERSALES	4
9	ESPIGA APOYADA SOPORTE DE TUBOS DISTRIBUIDORES	4
8	ANILLO SOPORTE DE TUBOS DISTRIBUIDORES	4
7	ESPIGA SOPORTE DE COBREERA TRANSVERSAL	3
6	SELLETA SOPORTE DE COBREERA TRANSVERSAL	3
5	BASE DE SELLETA SOPORTE COBREERAS LONGITUDINALES	3
4	SELLETA SOPORTE DE COBREERAS LONGITUDINALES	3
3	CARGO DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL	2
2	CARGO DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL	2
1	ESTRUCTURA DE LA MANEJERA	7
NÚMERO	DESCRIPCIÓN	PLANO REFERENCIA

UNIVERSIDAD LA SALLE A.C.
 INGENIERIA MECANICA BACTERA
 AREA BACTERA

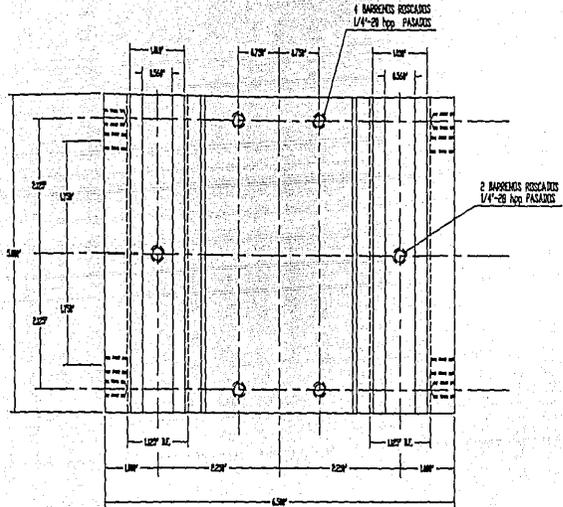
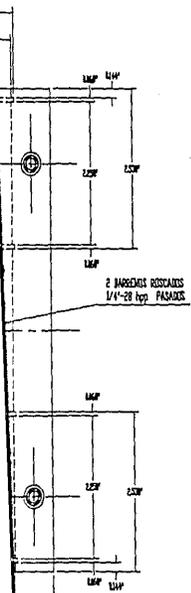
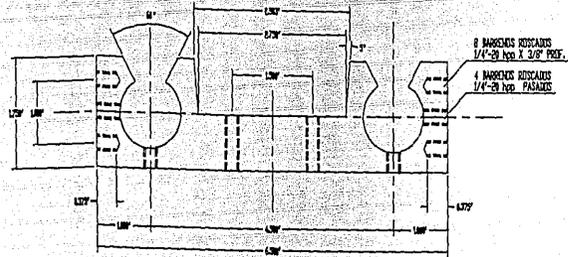
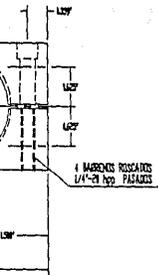
TESIS PROFESIONAL

ARREGLO GENERAL DE
 MECANISMOS DE MOVIMIENTO

FECHA JUNIO 1990 ESCALA 1=1 CORTES PLG
 DIBUJ. CASIMIRO ABELITO DELAS MENTEMAYOR
 REVIS. N/A. EZEQUIEL RUIZ MURIZ DIBUJO No. 1



PZA 2 : CARRO DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL
1 PZA REQUERIDA



PZA. 3 | CARRO DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL
1 PZA REQUERIDA

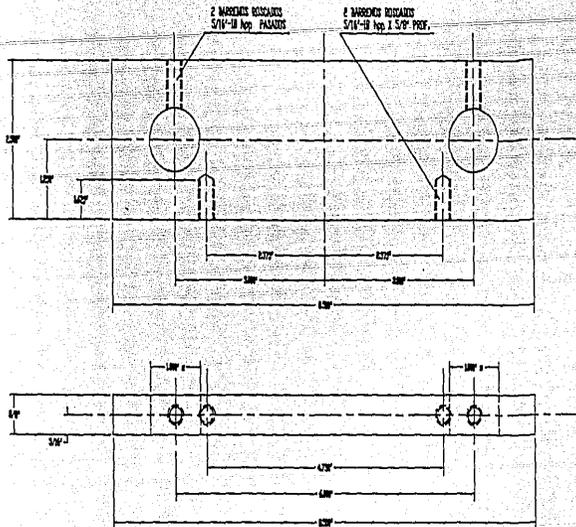
3	CARRO DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL	ALUMINIO 6.75" X 3.25" X 2.00"
2	CARRO DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL	ALUMINIO 9.25" X 3.00" X 2.25"
No. PZA	DESCRIPCION	MATERIAL

UNIVERSIDAD LA SALLE A.C.
 DEPARTAMENTO DE INGENIERIA ELECTRONICA
 1300 NEVADA

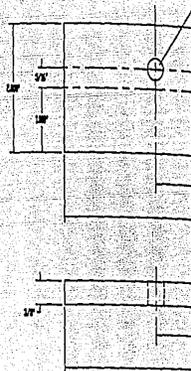
TESIS PROFESIONAL

CARROS DE MOVIMIENTO
 LONGITUDINAL Y TRANSVERSAL

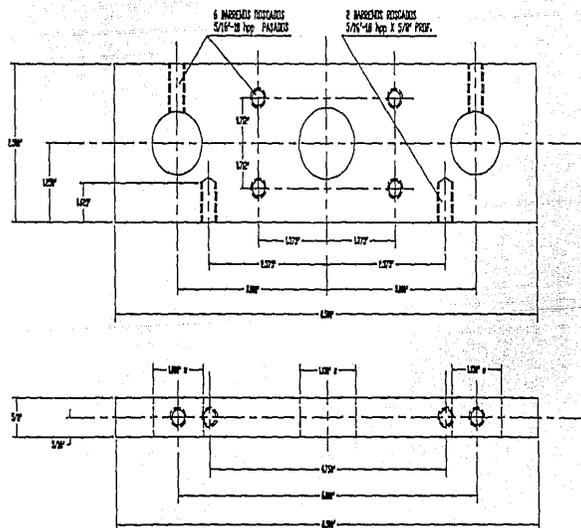
FECHA: JUNIO 1990 ESCALA: 1:1 OTRAS PLG
 TERCERO CASIMIRO ADOLFO REILAS MONTENAYOR
 ENTREGA: WILLY EZEQUIEL ROJAS ALONSO DISEÑO No. 2



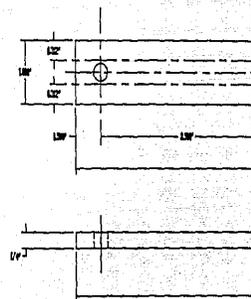
PZA 4(A) + SOLERA SOPORTE DE CORREDERAS LONGITUDINALES
1 PZA REQUERIDA



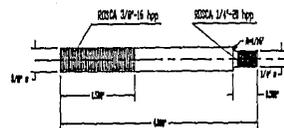
PZA 5 + BASE DE



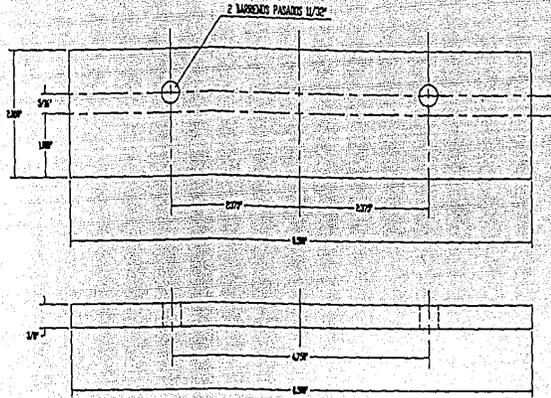
PZA 4(B) + SOLERA SOPORTE DE CORREDERAS LONGITUDINALES Y CILINDRO HIDRAULICO
1 PZA REQUERIDA



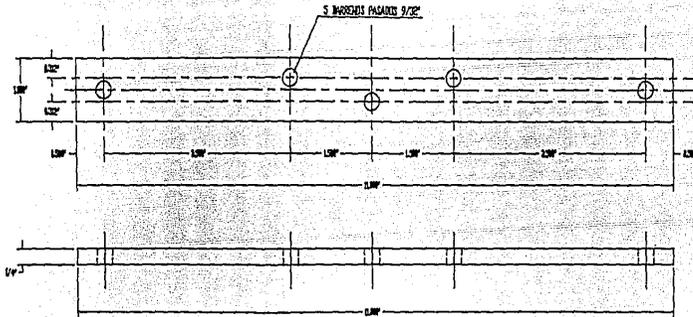
PZA 6 +



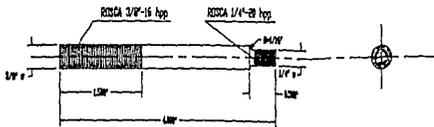
PZA 7 + ESPIGA SOPORTE DE CORREDERA TRANSVERSA
4 PZAS REQUERIDAS



PZA 5 : BASE DE SOLERA SOPORTE CORREDERAS LONGITUDINALES
2 PZAS REQUERIDAS



PZA 6 : SOLERA SOPORTE DE CORREDERA TRANSVERSAL
2 PZAS REQUERIDAS



PZA 7 : ESPIGA SOPORTE DE CORREDERA TRANSVERSAL
4 PZAS REQUERIDAS

7	ESPIGA SOPORTE DE CORREDERA TRANSVERSAL	AC. DADA 3/8" DE X 4.125"
6	SOLERA SOPORTE DE CORREDERA TRANSVERSAL	LATON 1/4" X 1/4" X 11"
5	BASE DE SOLERA SOPORTE CORREDERAS LONGITUDINALES	AC. DADA 3/4" 3/8" X 2" X 0.500"
4	SOLERA SOPORTE DE CORREDERAS LONGITUDINALES	SOLERA DCS 5/8" X 2.500" X 0.500"
No. PZA	DESCRIPCION	MATERIAL

UNIVERSIDAD LA SALLE A.C.
INGENIERIA MECANICA INDUSTRIAL
AREA MECANICA

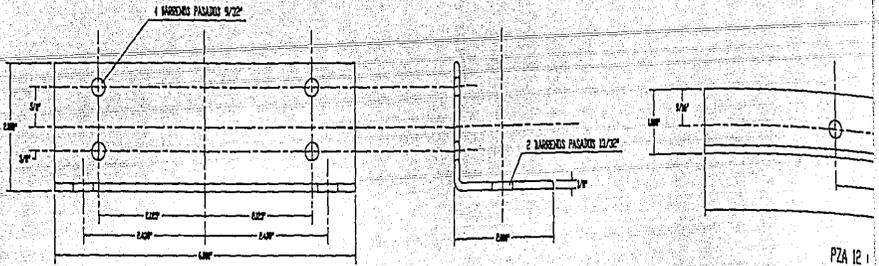
TESIS PROFESIONAL

DIVERSAS PARTES DE LOS
MECANISMOS DE MOVIMIENTO

FECHA: JUNIO 1990 ESCALA: 1=1 COTAS: PLG

DESIGN: CASADURO ADOLFO ROSAS MONTENAYTOR

DISEÑO: NLM, EZEQUIEL, RUIZ, MARTI, DESDIB: No. 3

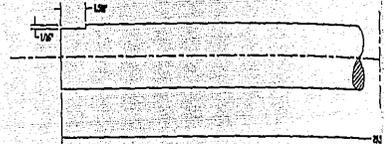


PZA 8 • ANGULO SOPORTE DE TUBOS DISTRIBUIDORES
2 PZAS REQUERIDAS

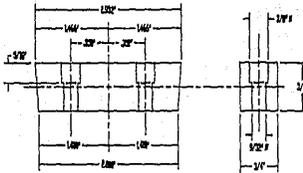
PZA 12 •



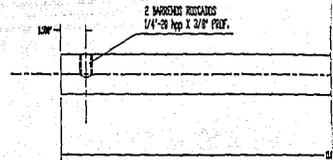
PZA 9 • ESPIGA ROSCADA SOPORTE DE TUBOS DISTRIBUIDORES
4 PZAS REQUERIDAS



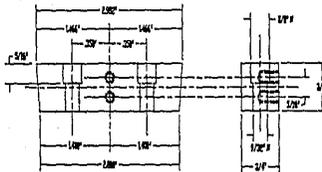
PZA 13 • CORREDE
1 PZA RE



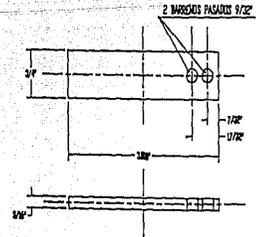
PZA 10(A) • CUÑA DE AJUSTE COLLARINES TRANSVERSALES
1 PZA REQUERIDA



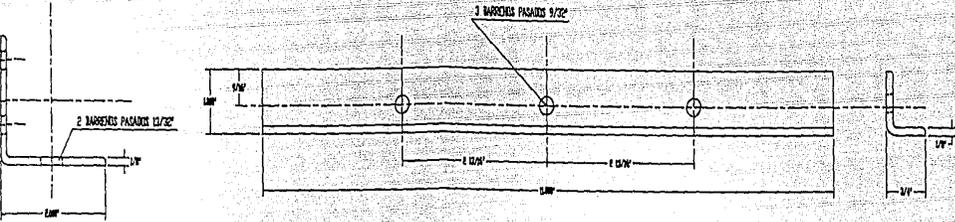
PZA 14 • CORREDE
1 PZA RE



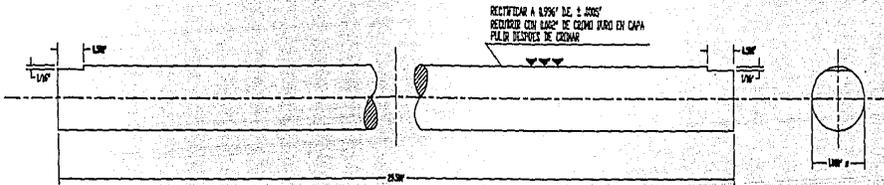
PZA 10(B) • CUÑA DE AJUSTE COLLARINES TRANSVERSALES CON BARRENDOS ROSCADOS
1 PZA REQUERIDA



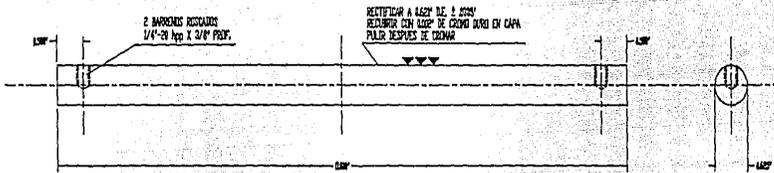
PZA 11 • TOPE DEL SENSOR DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL
1 PZA REQUERIDA



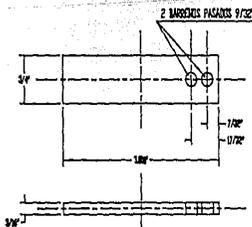
PZA 12 • TOPE DEL SENSOR DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL
1 PZA REQUERIDA



PZA 13 • CORREDERA LONGITUDINAL
1 PZA REQUERIDA



PZA 14 • CORREDERA TRANSVERSAL
1 PZA REQUERIDA



PZA 11 • TOPE DEL SENSOR DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL
1 PZA REQUERIDA

14	CORREDERA TRANSVERSAL	AC. 4140-T 5/8" DE 1.1250"
13	CORREDERA LONGITUDINAL	AC. 4140-T 1" DE 1.8750"
12	TOPE DEL SENSOR DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL	AC. 303 1" X 3/4" X 1/4"
11	TOPE DEL SENSOR DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL	303 5/4" X 3/4" X 3/8"
10	PIÑA DE AJUSTE COLLARINES TRANSVERSALES	303 5/4" X 3/4" X 3"
9	CAPITA PROTECTORA SOPORTE DE TUBOS DISTINTIVADORES	AC. 303 3/4" DE 1.125" X 2 1/8"
8	ANILLO SOPORTE DE TUBOS DISTINTIVADORES	AC. 303 3/4" X 1" X 1/8" X 6"
NO. PZA	DESCRIPCION	MATERIAL

UNIVERSIDAD LA SALLE A.C.
INGENIERIA MECANICA ELECTRONICA
JENA MEXICO

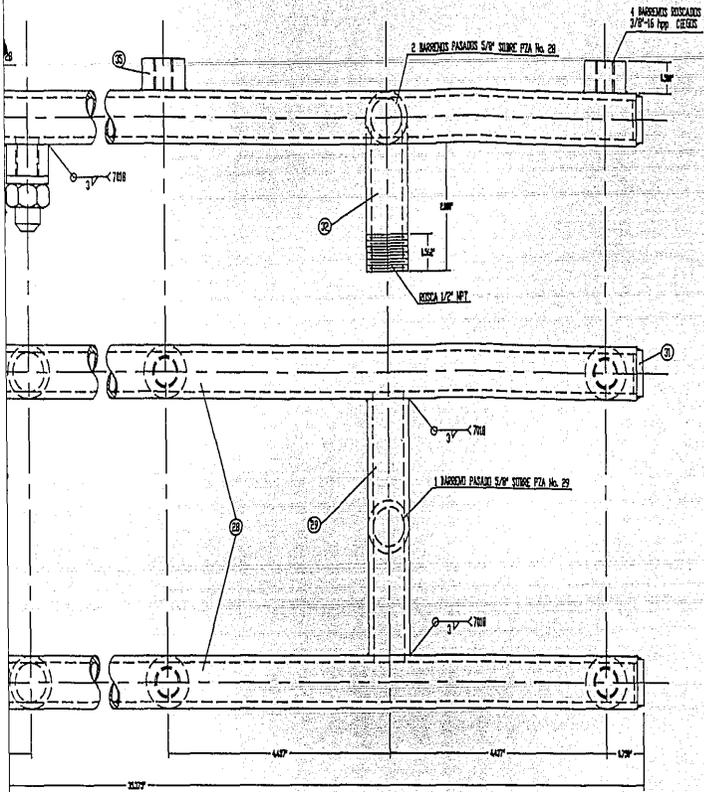
TESIS PROFESIONAL

DIVERSAS PARTES DE LOS
MECANISMOS DE MOVIMIENTO

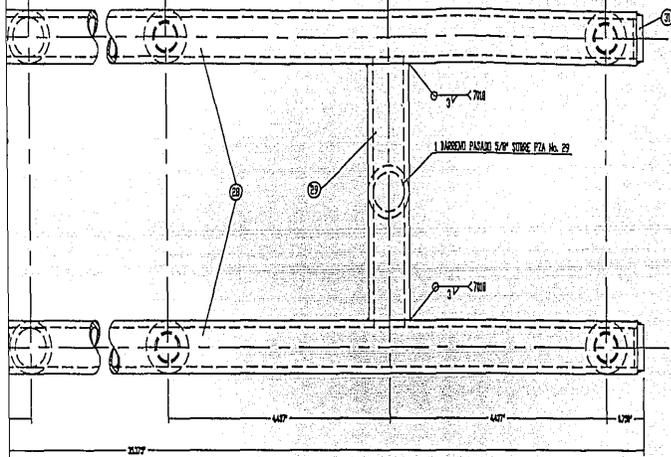
PROF. JUNIO 1990 ESCALA 1:1 OTRAS PLG

DESIGN: CASIMIRO ANSELMO DELAS VENTANAYOR

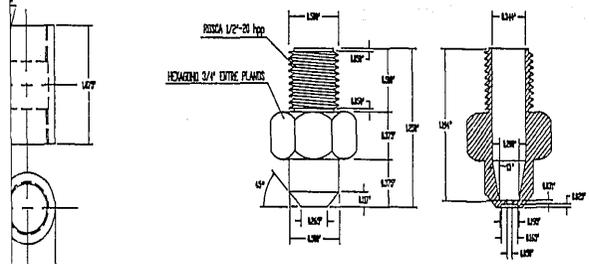
REVISOR: ALM. EJERQUEL RUIZ MUÑOZ DISEÑO No. 4



PZA 35 • SOPORTE DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES
4 PZAS REQUERIDAS

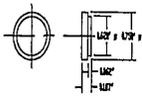


PZA 36 • CONECTOR "BOQUILLA-TUBO DISTRIBUIDOR"
6 PZAS REQUERIDAS



PZA 38 • BOQUILLA ATORIZADORA DE FLUJO RECTO
6 PZAS REQUERIDAS
ESC = 2 : 1

NO. PZA	DESCRIPCION	MATERIAL
38	BOQUILLA ATORIZADORA DE FLUJO RECTO	AC. INOX. 304 MEMBRANA 3/4"
37	SELLO DE TEFLON DE LA BOQUILLA	TEFLON P/ AC. 1/4" X 1/4" L
36	CONECTOR "BOQUILLA-TUBO DISTRIBUIDOR"	AC. INOX. 304 P/ AC. 1/2" X 5/8" L
35	SOPORTE DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES	AC. INOX. 304 P/ AC. 1/2" X 5/8" L
33	COJIN DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES	AC. INOX. 304 1/2" NPT 20X1.40
32	TUBO DE ENTRADA A LOS TUBOS DISTRIBUIDORES	AC. INOX. 304 1/2" NPT 20X1.40
31	TAPON DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES PRINCIPALES	AC. INOX. 304 3/4" 3/2" X 1/4" L
30	ATACADOR DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES PRINCIPALES	AC. INOX. 304 3/4" 3/2" X 1/4" L
29	TUBO DISTRIBUIDOR TRANSVERSAL	AC. INOX. 304 1/2" 3/2" X 1/4" L
28	CUERPO PRINCIPAL DEL TUBO DISTRIBUIDOR	AC. INOX. 304 1/2" 3/2" X 1/4" L
26	SOPORTE DEL CABLE DEL MOTOR	1/4" X 1/2" X 1/2" X 4.500"



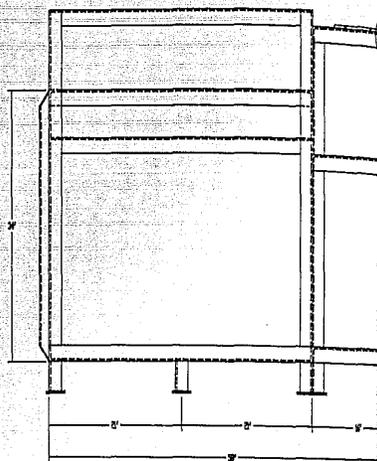
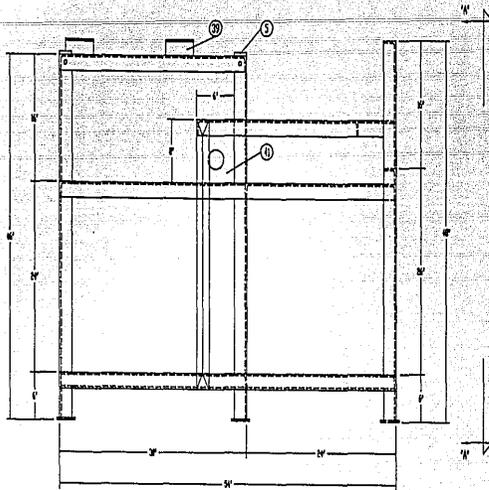
PZA 31 • TAPON DE LOS TUBOS DISTRIBUIDORES PRINCIPALES
4 PZAS REQUERIDAS

LOS TUBOS DISTRIBUIDORES REQUERIDA

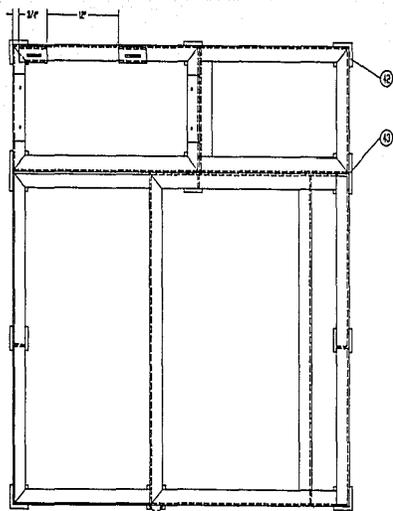
UNIVERSIDAD LA SALLE A.C.
INSTITUTO TECNOLÓGICO
DE LA SALLE

TESIS PROFESIONAL
TUBOS DISTRIBUIDORES
Y
BOQUILLAS DE ATORIZACION

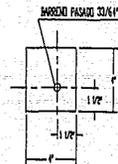
FECHA: JUNIO 1999 ESCALA: 1:1 OZIAS PLG
DISEÑO: CASIMIRO ANDRÉS ROLAS MONTENAYTER
REVISOR: KILM. CRESQUILLO, RUIZ. MARCELO DEBIDO No. 6



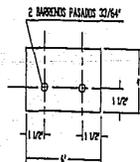
VISTA 'A'



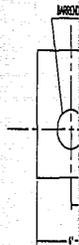
PZA 1 : ESTRUCTURA DE LA MAQUINA
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 8



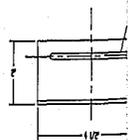
PZA 42 : BASE PARA PATA SIMPLE
8 PZAS REQUERIDAS
ESC = 1 : 4



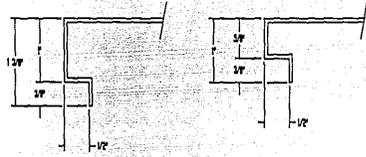
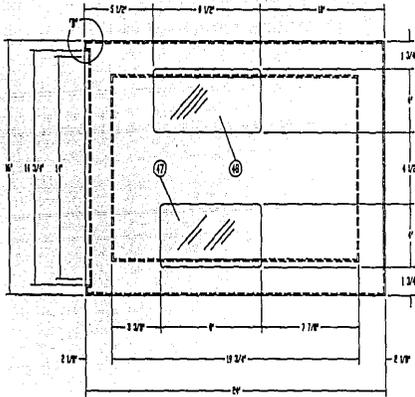
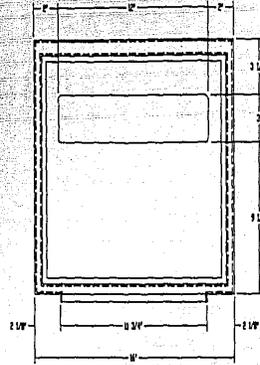
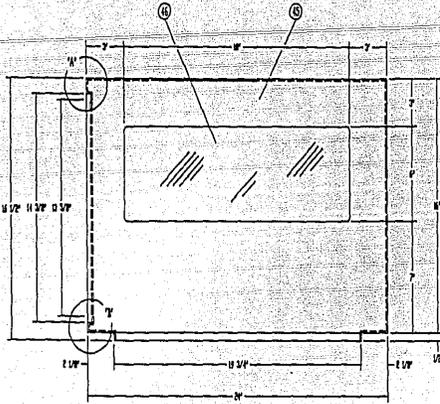
PZA 43 : BASE PARA PATA DOBLE
3 PZAS REQUERIDAS
ESC = 1 : 4



PZA 41 : SOPORTE
1 PZA R
ESC



PZA 39 : SOPORTE DE
2 PZAS I
ESC

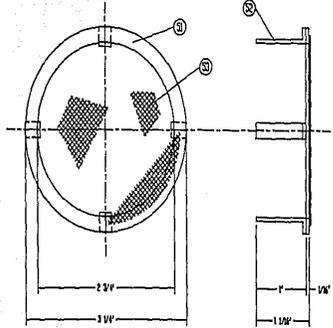


DETALLE 'A'
ESC = 1 : 1

DETALLE 'B'
ESC = 1 : 1

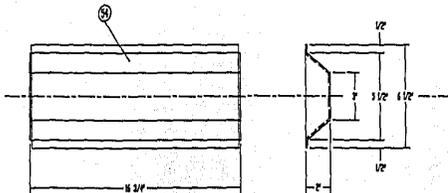
PZA 45 : CAJA HUMEDA
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 4

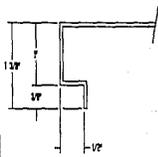
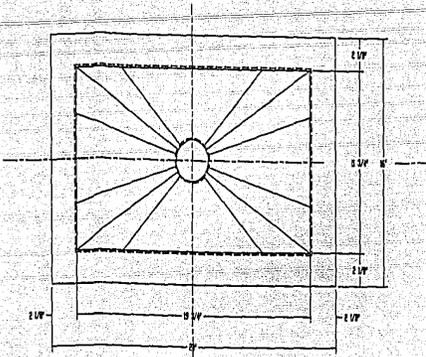
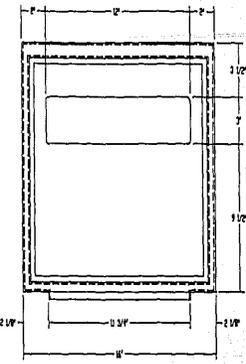
PZA 46 : MIRILLA LATERAL
PZA 47 : MIRILLA SUPERIOR
PZA 48 : MIRILLA DE ALUMBRADO
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 4



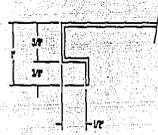
PZA 51 : PORTA MALLA DE DRENAJE
PZA 53 : MALLA DE DRENAJE
1 PZA REQUERIDA

PZA 52 : CENTRADOR DE PORTA MALLA DE DRENAJE
4 PZAS REQUERIDAS
ESC = 1 : 1

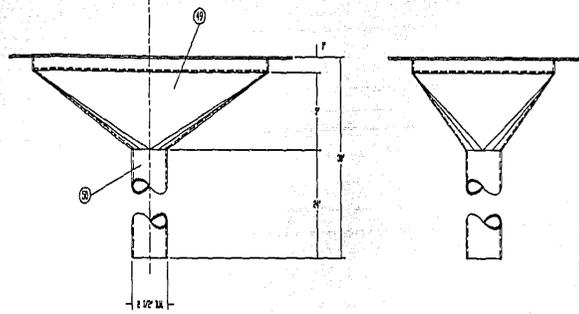




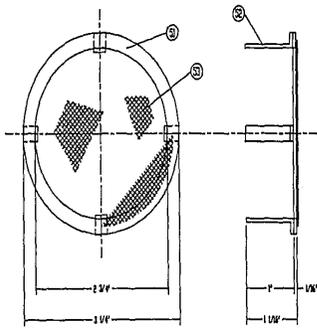
DETALLE 'A'
ESC = 1 : 1



DETALLE 'B'
ESC = 1 : 1

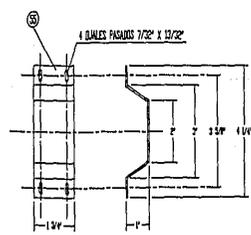


PZA 49 : ESCURRIDERO PRINCIPAL
PZA 50 : TUBO DE DRENAJE
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 4



PZA 51 : PORTA MALLA DE DRENAJE
PZA 53 : MALLA DE DRENAJE
1 PZA REQUERIDA

PZA 52 : CENTRADOR DE PORTA MALLA DE DRENAJE
4 PZAS REQUERIDAS
ESC = 1 : 1



PZA 55 : SOPORTE DE CORREDERAS DEL CAJON
4 PZAS REQUERIDAS
ESC = 1 : 2

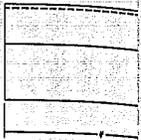
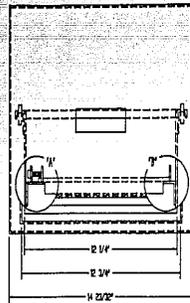
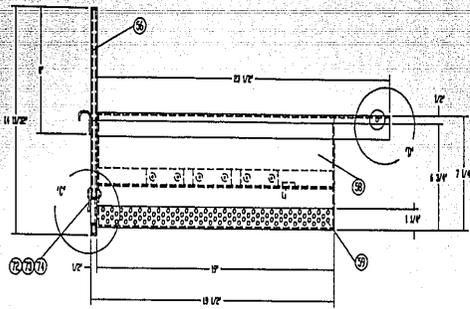
55	SOPORTE DE CORREDERAS DEL CAJON	LAN INDI 304 CAL 22 - 6 1/2\"/>
54	CORREDER DE LA LAMINA	LAN INDI 304 CAL 22 - 20 3/4\"/>
53	MALLA DE DRENAJE	INDI 304 SS MESH 3 1/2\"/>
52	CENTRADOR DE PORTA MALLA DE DRENAJE	LAN INDI CAL 16 - 1 1/2\"/>
51	PORTA MALLA DE DRENAJE	LAN INDI CAL 16 - 3 1/4\"/>
50	TUBO DE DRENAJE	INDI 304 2 1/2\"/>
49	ESCURRIDERO PRINCIPAL	LAN INDI 304 CAL 20 10\"/>
48	MISERIA DE ALUMINIO	125MM 8 1/2\"/>
47	MISERIA SUPERIOR	125MM 10\"/>
46	MISERIA LATERAL	125MM 10\"/>
45	CAJA HANCHA	LAN INDI 304 CAL 22 10\"/>
No. PZA	DESCRIPCION	MATERIAL

UNIVERSIDAD LA SALLE A.C.
INGENIERIA QUIMICA INDUSTRIAL
BOCA RATON

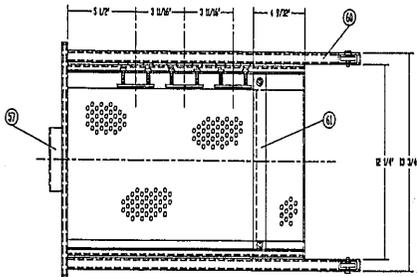
TESIS PROFESIONAL

ELEMENTOS DE LA CAJA HANCHA

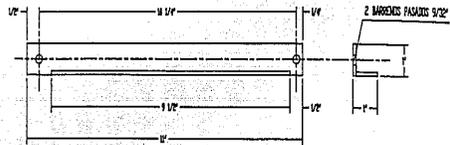
FECHA: JUNIO 1990 ESCALA: IND. OTRAS: PLS
DISEÑO: CASABLANCO ANDRÉS POLANS MONTENAYTOR
SERVO: ALMA EZEQUIEL RUIZ MONTZ. DEBIDO No. 9



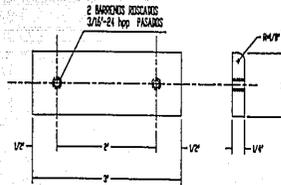
PZA 57



ARREGLO GENERAL DEL CAJÓN DE LAVADO
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 4

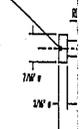


PZA 61 : TOPE DE LAS CANASTILLAS
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 2

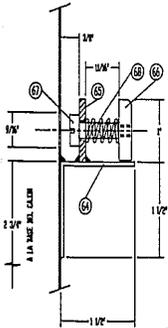


PZA 66 : SOLERA MOVIL
3 PZAS REQUERIDAS
ESC = 1 : 1

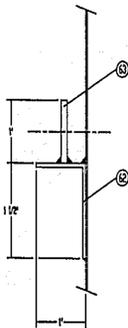
ANILLO 1/2" X 1/8" X 1/8"



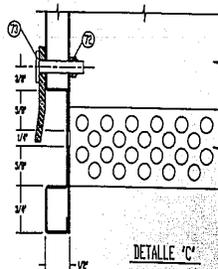
PZA 67 : TORNILLO PARA
6 PZAS
ESC



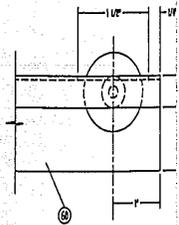
DETALLE "A"
ESC = 1 : 1



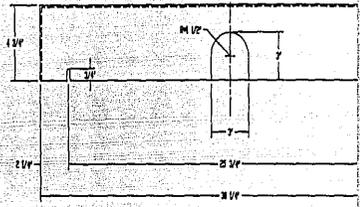
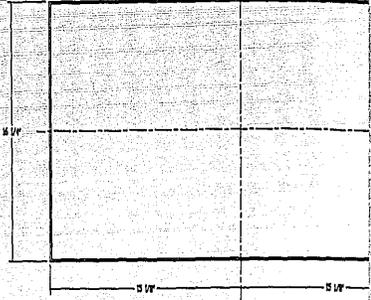
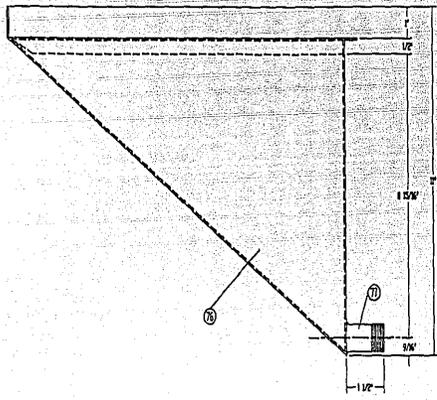
DETALLE "B"
ESC = 1 : 1



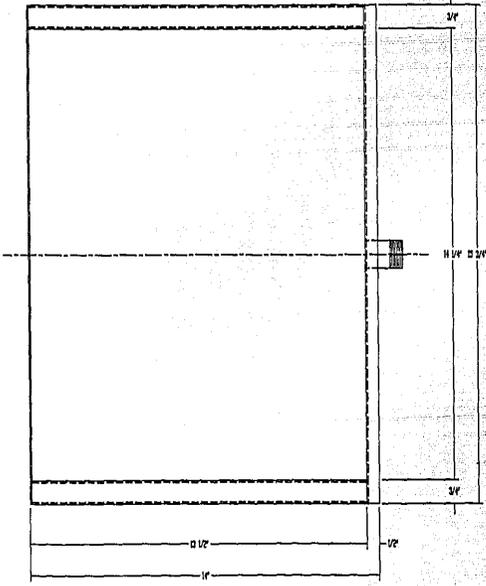
DETALLE "C"
ESC = 1 : 1



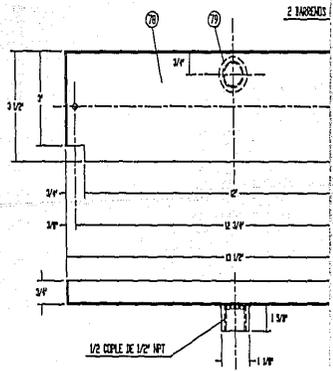
ESC



PZA 75 : CUBIERTA DE MECANISMOS
 1 PZA REQUERIDA
 ESC = 1 : 4



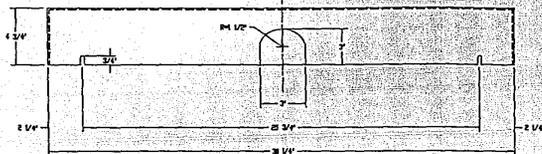
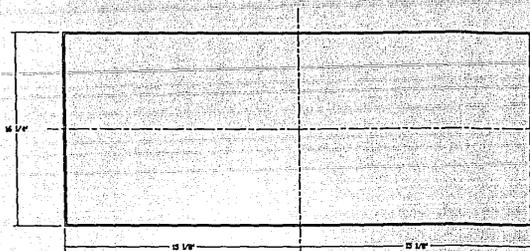
PZA 76 : ESCURRIDERO EXTERIOR
 1 PZA REQUERIDA
 ESC = 1 : 2



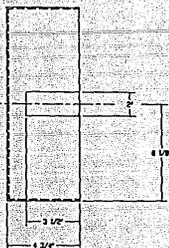
PZA 78 : ESCURRIDERO INTERIOR
 1 PZA REQUERIDA
 ESC = 1 : 2

2 BARRIDOS

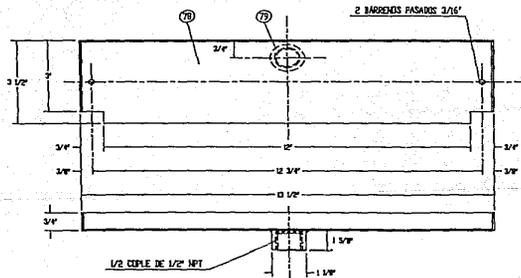
1/2 CABLE DE 1/2" NPT



PZA 75 : CUBIERTA DE MECANISMOS
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 4



PZA 60 : CORREDERA FIJA
2 PZAS REQUERIDAS
ESC = 1 : 1



PZA 78 : ESCURRIDERO INTERIOR
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 2

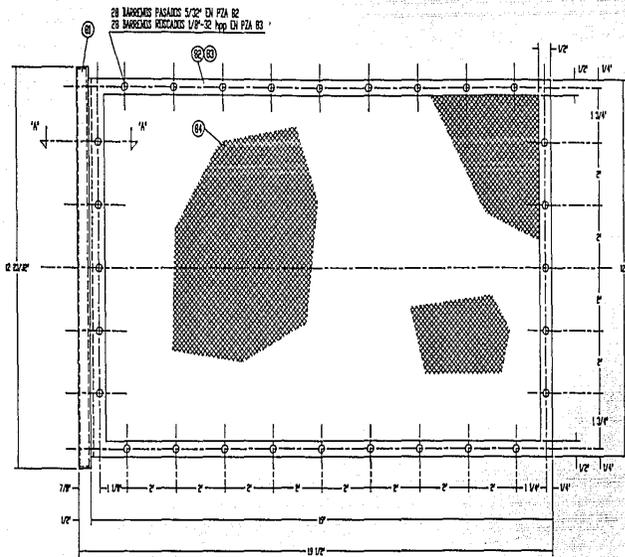
60	CORREDERA FIJA	LAW INOX 304 CAL 16 - 23 1/2" X 2 1/2"
79	CEPILLO DEL ESCURRIDERO INTERIOR	INOX 304 CED 46 1/2" NPT
78	ESCURRIDERO INTERIOR	LAW INOX 304 CAL 22 15" X 4 1/4"
77	CEPILLO DEL ESCURRIDERO EXTERIOR	INOX 304 CED 46 1/2" NPT X 1 1/2" - 3
75	ESCURRIDERO EXTERIOR	LAW INOX 304 CAL 22 108 15 3/4" X 1 1/4" X 11"
75	CUBIERTA DE LOS MECANISMOS	LAW INOX 304 CAL 20 39 3/4" X 25 3/4"
No. PZA	DESCRIPCION	MATERIAL O PLANO DE REFERENCIA

UNIVERSIDAD LA SALLE A.C.
INGENIERIA MECANICA INDUSTRIAL
8004 REYNOSA

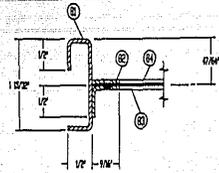
TESIS PROFESIONAL

COMPLEMENTOS
DE LA CAJA HUMEDA

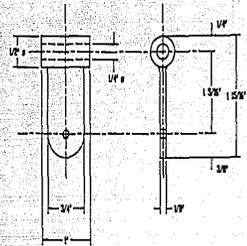
FECHA: AÑO 1990 ESCALA: INCL. COTAS: PLG
DISEÑO: CASIMIRO ADOLFO ROLAS HENTENAYTOR
REVISOR: M.J.A. EZEQUIEL RUIZ MURIZ DEBIDO No. 10



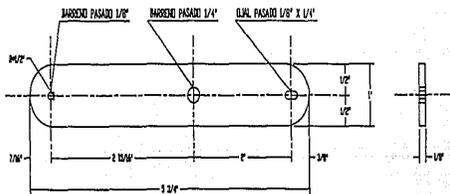
ARREGLO GENERAL DE LA MALLA DE RECOLECCION
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 2



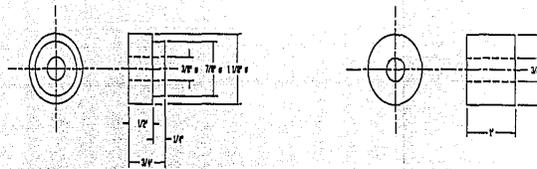
DETALLE 'A'
ESC = 1 : 1



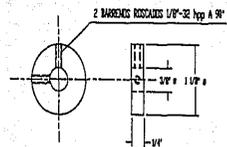
PZA 66 + BRAZO DE ARTICULACION
PZA 67 + CILINDRO DEL BRAZO DE ARTICULACION
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 1



PZA 65 + BRAZO DE PALANCA
2 PZAS REQUERIDAS
ESC = 1 : 1

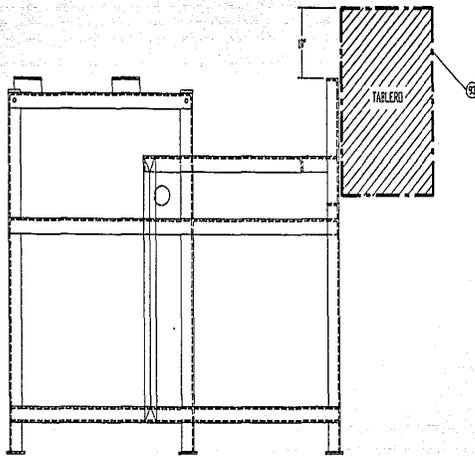


PZA 90 + BUJE PORTA RESORTE FLUJO
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 1

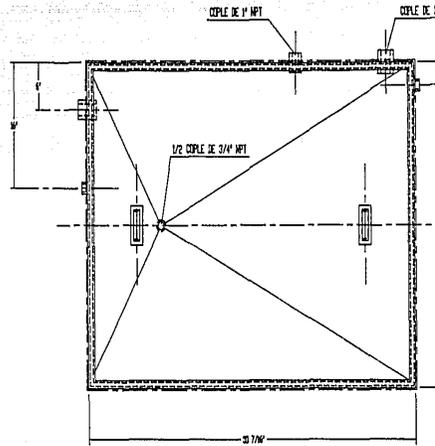
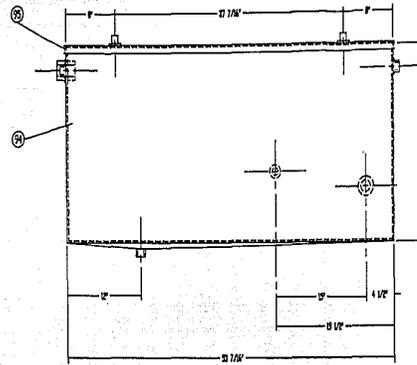


PZA 91 + BUJE GUIA
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 1

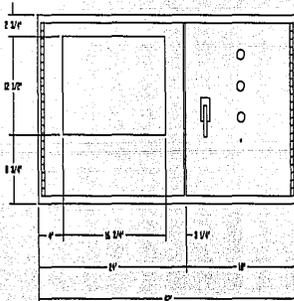
PZA 92 + BUJE TOPE
1 PZA REQUERIDA
ESC = 1 : 1



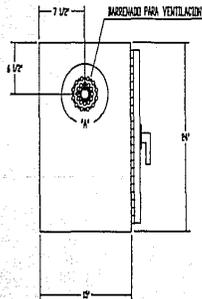
COLOCACION DEL TABLERO EN EL BASTIDOR DE LA MAQUINA

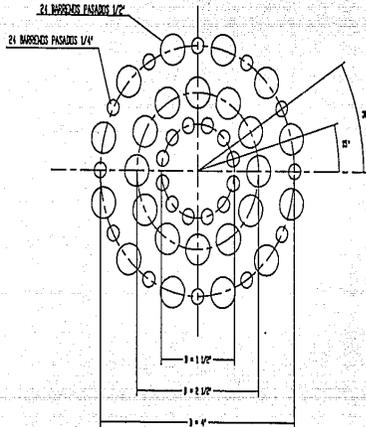
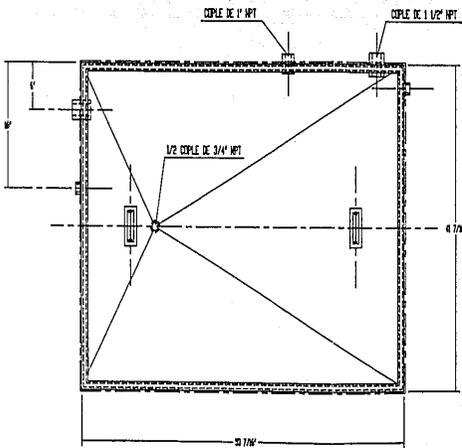
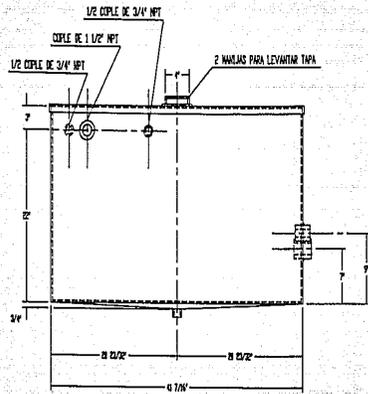
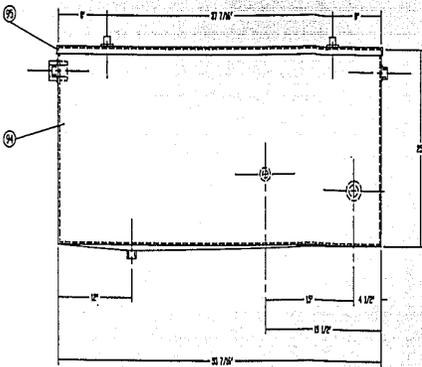


PZA 94 | TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA
 PZA 95 | TAPA DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO
 1 PZA REQUERIDA



PZA 93 | TABLERO ELECTRICO
 1 PZA REQUERIDA





DETALLE 'A'

ESC = 1:1

PZA 94 + TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA
 PZA 95 + TAPA DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO
 1 PZA REQUERIDA

95	TAPA DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO	LAM. INOX. 304 CAL. 18
94	TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA	LAM. INOX. 304 CAL. 18
93	TARJERO PRINCIPAL	LAM. NEGRA CAL. 14 ODEM. 40
No. PZA	DESCRIPCION	MATERIAL

UNIVERSIDAD LA SALLE A.C.
 INGENIERIA ELECTROELECTRONICA
 AREA TECNICA

TESIS PROFESIONAL

TARJERO ELECTROD

TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA

PROFE: JUAN JOSÉ ESCALA 1-8 OPTIC. PLG

DIRIG: CASIMIRO ANSELMO ROSAS MONTENAYOR

ASIST: ALBA EZEQUIEL RUIZ MARTÍNEZ SEBASTIÁN No. 12

B I B L I O G R A F I A

1. Faires, Virgil Moring; DESIGN OF MACHINE ELEMENTS: Third Edition, Editorial Macmillan Company, New York, 1955.
2. Beer, Ferdinand; Russell, Johnston Jr.; MECHANICS OF MATERIALS: First Edition, Editorial Mc Graw Hill, Tokyo, 1981.
3. White, Frank M.; MECANICA DE FLUIDOS: Primera Edición, Editorial Mc Graw Hill, México, 1983.
4. Istrati, George; MANUAL DE LOS ACEROS INOXIDABLES: Primera Edición, Editorial Alsina, Buenos Aires, 1961.
5. Mc Intyre, R. L.; CONTROL DE MOTORES ELECTRICOS: Segunda Edición, Publicaciones Marcombo, México, 1982.
6. Hoyt, Samuel L.; METALS PROPERTIES ASME HANDBOOK, First Edition, Mc Graw Hill Book Company, INC, New York, 1954.
7. Baumeister; Marks; STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS, Seventh Edition, Editorial Mc Graw Hill, New York, 1967.
8. Oberg, Erik; Jones, F. D.; MACHINERY'S HANDBOOK, Sixteenth Edition, Machinery Publishing Co., Boston, 1959.
9. Superior Electric SLO-SYN MICRO SERIES STEP MOTOR, DRIVES AND PROGRAMMABLE MOTION CONTROLS CATALOG, Connecticut, 1987.
10. Parker, Schrader Bellows; FLUID POWER COMPONENTS HANDBOOK, North Carolina, 1986.
11. Jergens Slides; AUTOMATION COMPONENTES FOR HANDLING AND ASSEMBLY GENERAL CATALOG, Ohio, 1988.
12. Spraying Systems Co.; SPRAY NOZZLES AND ACCESSORIES GENERAL CATALOG, Illinois, 1987.
13. Nippon Thompson Co, LTD.; IKO LINEAR BUSHINGS GENERAL CATALOG, Tokyo, 1980.
14. Sellers Sales Co. Inc.; CAT PUMPS GENERAL CATALOG, Minesota, 1988.
15. GE Fanuc; SERIES SIX OPERATOR INTERFACE TERMINAL WITH OPTIBASIC PROGRAMMING MANUAL, Virginia, 1987.
16. GE Fanuc; SERIES ONE AND SERIES ONE PLUS PROGRAMMABLE CONGROLLERS USER'S MANUAL, Virginia, 1987.

**17. Gates; CATALOGO DE DISEÑO DE TRANSMISIONES CON
CORREAS EN V HIGH POWER, México, 1980.**