



53
21

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA ELEVAR Y VOLTEAR
TAMBORES DE 200 LITROS.

T E S I S

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

PABLO ANTONIO DELGADO SANTILLAN

ASESOR: M.I. FELIPE DIAZ DEL CASTILLO RODRIGUEZ

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DEMEX. 1997

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

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



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Diseño de una máquina para elevar y voltear

tambores de 200 lt."

que presenta el pasante: Delgado Sentillán Pablo Antonio
con número de cuenta: 8711368-2 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Mecánico Electricista.

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cuautitlan Izcalli, Edo. de Mex., a 23 de Septiembre de 1997

PRESIDENTE	<u>Ing. Filiberto Leyva Pina</u>	
VOCAL	<u>Ing. José Luis Buenrostro R.</u>	
SECRETARIO	<u>Ing. Felipe Díaz del Castillo R.</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. Gerardo Sosa</u>	
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. Enrique Cortés González</u>	

**Gracias ante todo a Dios
porque siempre está
presente en todos mis
proyectos y logros.**

**Gracias a mis padres que
siempre me han dado su
apoyo, cariño y presencia
incondicionales.**

**Gracias a mis abuelos por
su cariño, apoyo e
invaluable ejemplo que
son para mí.**

**Gracias a la UNAM y a la FES
Cuautitlán, a mis profesores
particularmente al M. I. Felipe
Díaz del Castillo Rodríguez.**

**Gracias a Química Omega,
particularmente al Ing.
Fernando Hernández Sotí e
Ing. Arturo Escorcia López**

CAPÍTULO 1	2
INTRODUCCIÓN	3
DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	6
OBJETIVO	8
CAPÍTULO 2	9
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	10
CAPÍTULO 3	15
ANÁLISIS DE DIFERENTES SOLUCIONES	16
ESPECIFICACIONES	16
ESTUDIO DE FACTIBILIDAD	17
Elevación	19
Volteo	19
Transmisión neumática de potencia	20
Transmisión hidráulica de potencia	23
Motores eléctricos	25
DESARROLLO DE ALTERNATIVAS	33
CAPÍTULO 4	37
DISEÑO PRELIMINAR	38
DETERMINACIÓN DE LA FORMA	44
DETERMINACIÓN DE CARGAS Y EFECTOS DEL AMBIENTE	47
SELECCIÓN DEL MATERIAL	48
CÁLCULOS	49
CONJUNTO DE ELEVACIÓN	49
Cálculo del "Eje"	54
Chumaceras y rodamientos.	61
FUERZA MOTRIZ	62
DIBUJOS	62
CAPÍTULO 5	75
CONCLUSIONES	76
ANEXO	78

INTRODUCCIÓN



INTRODUCCIÓN

Al inicio de nuestros estudios de nivel superior, vemos el tiempo que hemos de transcurrir como estudiantes antes de obtener un título profesional, como un océano infinito de obstáculos, y al mismo tiempo nos da la impresión que ese día no llegará nunca, asimismo, se nos ocurre que el día de hacer la tesis y prepararnos para nuestro examen profesional se encuentra mas lejano aún. Sin embargo, es tal la rapidez con que pasa el tiempo que sin sentirlo, llega el día de buscar un tema sobre el cual desarrollaremos nuestra tesis, estructurarla y prepararnos para lo que será el principio de las satisfacciones exigidas por tantos años de esfuerzo y dedicación.

Es muy fácil pensar que en cuanto se tenga la necesidad de hacer la tesis y dados los conocimientos que se habrán adquirido para entonces, el elegir un tema no presentará mayor problema, aunque en realidad y precisamente por los conocimientos que se tienen a estas alturas, resulta ser bastante complicado. Buscamos que lo que elijamos, salga de lo rutinario, (sea original), que nos pueda servir en nuestra vida profesional como "tarjeta de presentación", pero sobre todo, algo que mucho nos preocupa es el hecho de hacer algo que no solamente nunca hemos hecho o que no dominamos, sino hacer algo que tal vez podamos utilizar algún día, o porqué no, realizar físicamente nuestro proyecto y no como modelo, sino como prototipo para que de esta forma se le de uso, y mas allá de la satisfacción y el orgullo de haberlo hecho, observar que somos capaces de crear cosas útiles a la sociedad.

Uno de los problemas mas graves que surgen tras la necesidad de implementar sistemas de producción mas eficientes, es el de contar con un recurso tecnológico que permita elevar estos índices de producción. Desgraciadamente en México, no se

cuenta muchas veces con la tecnología suficiente para afrontar estos retos, y es entonces cuando se recurre a tecnologías que solo algunos países ostentan. Esto acarrea un problema inminente, un elevado costo de producción, y en ocasiones el crecimiento o supervivencia de la misma industria se ve seriamente afectado, impidiendo a su vez un adecuado desarrollo económico.

Es aquí en donde los ingenieros como mentes creadoras, juegan un papel fundamental, porque en ellos está proveer al país de una tecnología propia y capaz de hacer crecer la economía nacional. De aquí la necesidad y el gusto de inclinar nuestro campo de acción como ingenieros capaces de transformar fenómenos propios de la mecánica a formas y elementos altamente productivos, hacia el diseño de una máquina que sea capaz de realizar el trabajo de algunos hombres y máquinas, y que además de ejercer un papel evidentemente substitutivo, se refuerce la seguridad en este campo de producción, al no arriesgar vidas humanas en este tipo de procesos, así como aumentar la rapidez del proceso.

Así pues, En el primer capítulo, se expone una breve introducción en la cual se dan a conocer nuestras inquietudes, así como una breve descripción del problema. Así mismo se describe el objetivo que se intenta alcanzar al concluir la presente tesis.

En el capítulo dos se pretende dar una descripción clara de el problema, en la cual se muestran las restricciones y características que debe cumplir la máquina que se pretende diseñar.

El tercer capítulo lo destinamos al análisis de cada una de las soluciones que nos podrían servir y/o asistir, incluyendo la selección de una, con la cual continuaremos el desarrollo de la presente.

Una vez que determinamos la forma en que resolveremos el problema continuamos con el desarrollo de la solución adoptada, y a lo largo del cuarto capítulo incluiremos la memoria de cálculo y los planos respectivos y detallados de cada parte de la solución.

En cuanto se concluya el desarrollo, pretendemos en el quinto capítulo describir las conclusiones que nos arroje nuestro trabajo así como concretar el alcance de nuestro objetivo.

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Para la elaboración de nuestro proyecto, hemos considerado una compañía que se dedica a la recolección y disposición de residuos peligrosos, hablese de reciclaje, confinamiento, o calcinación. Precisamente el programa de calcinación, pretende mediante un método sumamente controlado, la elaboración de un producto combustible que por sus características fisicoquímicas, es capaz de sustituir al combustóleo en la elaboración del clinker, es decir en la industria cementera.

El origen de este combustible, es a partir de los residuos industriales denominados peligrosos, sin embargo, no pueden formar parte de él los compuestos que contengan pesticidas, bifenilos policlorados (pcb's), o algunos que por su alto contenido de cloro o agua, puedan modificar su capacidad calorífica o mucho peor, dañar el clinker o los hornos cementeros. A partir de estos materiales, se conforma un producto que por su particular propiedad de transformarse en calor con el mínimo de desechos atmosféricos, (prácticamente CO_2 y H_2O) se le ha nombrado Combustible Técnico Ecológico "Combustec". Su elaboración a partir de los productos mencionados anteriormente, es particularmente simple, sin embargo, requiere de un proceso de mezclado en el cual se lleve a cabo la homogeneización del producto, aún si contiene partículas sólidas que posteriormente se trituran hasta un mínimo permisible. La compañía ha invertido enormes cantidades de capital para la elaboración de Combustec, gastos que van desde asesoría del extranjero para las instalaciones en los hornos, hasta la "importación" del equipo necesario; sin embargo, existe un límite en la disposición de recursos financieros, principalmente si se tiene en cuenta que la compañía es muy joven y por lo mismo, no cuenta con capitales tan grandes como los grandes monstruos industriales, esto recae en la rapidez de la compañía en producir el combustible, es decir, se encuentra limitada

para el abastecimiento de los hornos, etc. hasta caer en un círculo vicioso. Es verdad que si la compañía ha importado equipo, se debe en primera instancia, a que no se fabrica en México, y en ocasiones ni siquiera existen distribuidores en el país de algún equipo en particular, con lo que es necesario, comprarlo directamente en USA la mayoría de las ocasiones con sus respectivos problemas de importación.

Precisamente para el proceso de mezclado se utilizan básicamente un tanque dispersor, con su respectivo agitador; sin embargo, por las características de la planta de proceso, estos tanques solamente se pudieron disponer en forma vertical y sobre el nivel de piso terminado, con lo cual, se debe elevar el tambor hasta la altura de la boca del dispersor, para posteriormente, verter el contenido del tambor dentro de él; para ello se ha colocado una estructura en la cual por medio de un montacargas, se elevan los tambores y se colocan sobre dicha estructura, posteriormente, entre un grupo de personas, voltean el tambor hasta verter el contenido de este en el dispersor, y así hasta completar la capacidad del dispersor. Cabe mencionar que este procedimiento desperdicia mucho espacio, y tiempo vital para la compañía, pero sobre todo, es sumamente laborioso y riesgoso para los operadores encargados de esta etapa del proceso. Sin embargo, existe una máquina en el mercado norteamericano, que soluciona este problema, su único inconveniente, es que su costo incluyendo gastos de importación, tiempo en la aduana y en general problemas de importación, lo hacen por el momento incosteable, no obstante la simplicidad relativa de este artefacto.

Debido a lo anterior, nos hemos dado a la tarea de solucionar parte de este problema ideando una máquina capaz de realizar las actividades anteriormente descritas, pero sobre todo un equipo que se encuentre al alcance de la compañía y

que se acople de la mejor manera al proceso; por lo tanto pretendemos Diseñar una máquina para elevar y voltear tambores de 200 lts.

OBJETIVO

Una vez planteado el problema, se pueden observar con claridad los inconvenientes de continuar con el ejercicio actual del vaciado de los tambores. Básicamente, se trata de realizar una máquina que realice dicha operación de la forma mas cercana al ideal de menor espacio y menor tiempo, lo cual permitiría al mismo tiempo emplear a la gente que interviene en este proceso en otros puntos del proceso, con lo cual no solo se obtiene productividad en un punto determinado, sino en otras actividades. También se busca satisfacer esta necesidad con la menor inversión de capital.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA



PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la formulación del problema, fue suficiente identificar el estado de entrada como el acto de sujetar y levantar un tambor, y el estado de salida el hecho de voltearlo de tal forma que se vacíe su contenido en el tanque dispersor. Sin embargo, para resolver el problema es necesario saber más de la entrada y la salida. Por lo tanto hay que determinar las características cualitativas y cuantitativas de los estados de entrada y de salida.

Una restricción es una característica de una solución que se fija previamente por una decisión, por la naturaleza, por requisitos legales o por cualquier otra disposición que tenga que cubrir el diseñador.

En primer punto es necesario conocer el área disponible para resolver el problema. La planta de proceso se compone principalmente de dos áreas, a las cuales se les ha llamado Área 1 y Área 2; en el Área 2, se concentra la mayor parte del equipo de proceso, esto incluye columnas de destilación, torres de enfriamiento, tanques de almacenamiento, generadores de vapor, compresores, redes de tuberías, bombas de proceso, cuarto de controles, oficinas en general y zonas de carga y descarga desde y hacia carros tanque. Estos equipos y zonas específicas se encuentran distribuidas conforme a la fig. 2.1

En el Área 1, se encuentran tanques de almacenamiento, una subestación de energía eléctrica, los tanques dispersores y prácticamente en su totalidad, ocupada por

PLANTA DE RECICLAJE

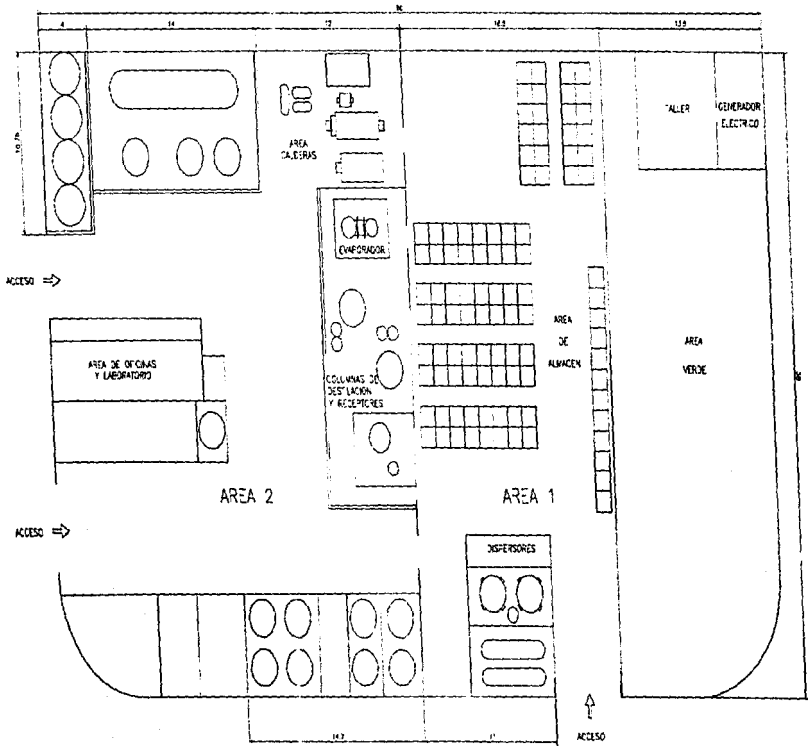


Fig 2.1

tambores de 200 lts distribuidos en tarimas de cuatro tambores y colocadas en 3 camas una sobre otra. Una gran cantidad de estos tambores son destinados al proceso de mezclado del combusTec, estos equipos se encuentran distribuidos segun la fig 2.1

Como se puede observar, algo en lo que se ha hecho incapie, es principalmente, en la falta de espacio, que no necesariamente es para dispocisión de algún elemento, sino mas bien, para el transporte y manejo de todo lo que ahí se encuentra.

Los tanques dispersores se encuentran colocados sobre el nivel de piso terminado, y se elevan 2.8 metros según se muestra a continuación la fig 2.2.

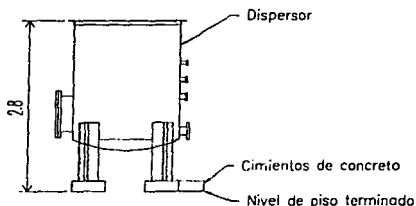


Fig. 2.2

Al mismo tiempo, es muy conveniente que se lleve a cabo en el menor tiempo posible. Se conocen equipos disponibles en el mercado que son capaces de realizar

esta actividad en lapsos menores a un minuto, considerando desde la colocación del tambor en el sistema.

Se encuentran disponibles diferentes tipos de equipo que podrían ser útiles, obviamente, el costo es igualmente variado, pero podemos encontrar entre otros, los que no solo levantan y vacían un tambor de 200 lts sino que además lo “exprimen”, es decir, estando colocado en la posición de vaciado en el depósito se activa un pistón que reduce el tamaño de un tambor de esta capacidad de acero al carbón, cual si fuese una lata de aluminio, quedando reducido el tanque a tan solo una placa de acero prácticamente sin capacidad de almacenamiento y su contenido completamente vertido en el depósito. Naturalmente, nos interesa conservar el estado del tanque de manera que no podemos pensar en ese tipo de sistema, además, el espacio que emplea es demasiado.

Algo que no se puede considerar de menor importancia, ni mucho menos olvidar o dejar a lo último, son las características de nuestro tambor; aunque en realidad, no tiene una fisonomía demasiado complicada, mas bien se encuentra sumamente sencilla, según se aprecia en la fig 2.4, y en cuanto a el contenido del tambor, lo encontramos sumamente variable considerando que el generador no solamente vacía su residuo, sino que en repetidas ocasiones, el tambor es objeto de tirar basura y en ocasiones herramienta en condiciones de usarse; sin embargo, se puede generalizar que la sustancia mas pesada que se dispone en el proceso, tiene una densidad relativa de 1.4, además, no se cuenta con equipo triturador de sólidos, con lo que podemos descartar los tambores mas pesados que los totalmente llenos con percloroetileno, más aún, esta sustancia no se puede incluir en el proceso del Combustec debido a su alto contenido de cloro, con lo que queda mas que aceptable el término $S=1.4$

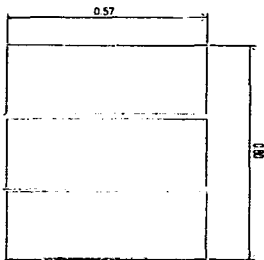


Fig 2.4

Dentro de toda la variedad de equipo disponible, se puede observar los ángulos de vertido que se manejan, el cual varía desde 33° hasta 180° ; lógicamente, la definición del ángulo esta determinada de acuerdo al uso y al material que se vaya a vertir. En nuestro caso, el ángulo está mas bien definido por la localización que el equipo tome respecto a los tanques dispersores.

ANÁLISIS DE DIFERENTES SOLUCIONES



ANÁLISIS DE DIFERENTES SOLUCIONES

En contraste con algunos problemas de tipo científico, los problemas de diseño no tienen una sola respuesta, en efecto, una respuesta que es adecuada ahora, puede ser muy bien una solución impropia mañana.

En lo que se refiere al mecanismo empleado en los diversos equipos existentes, es extremadamente variado, existen desde los equipos manuales, los cuales disponen de un sistema de correas y bandas con las se tiran manualmente y al mismo tiempo en el otro extremo, se va elevando el objeto hasta obtener la altura deseada, en este momento se cambia el mecanismo de elevación por el mecanismo de vertido; Hasta los totalmente automáticos que detectan la presencia del objeto, lo elevan y detectan cuando el contenido de éste se ha vertido por completo, pasando por los que se elevan mediante sistemas hidráulicos, neumáticos, con motor eléctrico y mixtos.

Especificaciones

Una restricción que se debe tomar muy en cuenta, es el ambiente en el que se va a operar el equipo, ya se habló que se trata de manejo de solventes y residuos industriales peligrosos, por lo que es fácil pensar en la atmósfera que puede existir en el entorno como un ambiente conteniendo gran cantidad de vapores de los productos que se manejan que incluso son inflamables, cosa que se agravia por el hecho de tener confinada el área de trabajo entre muros y techo y mas aún con poco espacio. Todos estos impedimentos arrojan a la vista la inviabilidad del uso de un motor de combustión interna, hecho que se confirma, si se toma en cuenta que este motor necesita combustible, y que debido a reglamentaciones bajo las cuales se rige la

distribución de la planta el depósito de éste combustible debe encontrarse en un lugar ya establecido con determinadas características; así también, una instalación de este tipo involucra muchos otros elementos que encarecerían el costo de operación y montaje así como la complejidad del equipo.

De acuerdo con el proceso de diseño, es de capital importancia definir la especificaciones, es decir, debemos concretar los requerimientos que debe cumplir el diseño, así como las sub-unidades con las que debe de contar. Estas especificaciones las podemos extraer de la definición de nuestro problema, en términos concretos, debemos decir que el prototipo deberá contar con un soporte que le permita posicionarse dentro de la planta y en el cual se desempeñarán las sub-unidades que pudieran resultar en el diseño; debe de contar con un mecanismo de elevación, el cual se encargará de colocar el tambor en la posición de vertido; también con un mecanismo de volteo, que será el que vacíe plenamente el contenido del tambor en el dispersor; y debe contar con un mecanismo o mecanismos de sujeción, que deben sujetar firmemente al tambor desde antes que éste sea levantado, y hasta que se cubra todo el ciclo de tal manera que se cubra la integridad del tambor y que además evite cualquier posibilidad de accidente por efecto del tambor. Desde luego debe contar con una fuerza motriz y la debida distribución de esta fuerza para los efectos que se requieran.

Estudio de factibilidad

En el estudio de factibilidad, se debe evaluar cada necesidad que deba cubrir el nuevo diseño y de esta forma proponer un conjunto de soluciones. En este caso, el estudio de factibilidad, lo expresaremos en forma de matriz, por la sencillez que involucra este proceso.

En primer lugar hay que definir las especificaciones que se deben cubrir:

- Soporte
- Mecanismo de elevación
- Mecanismo de volteo
- Mecanismo de sujeción,
- Fuerza motriz
- Transmisión de fuerza

Sin embargo, podemos notar que hay 3 efectos que pueden desarrollarse con una fuerza motriz para cada efecto, o con una sola fuerza motriz para desarrollar los tres o al menos dos de ellos; entonces, podemos hacer tres matrices para poder observar esto mas detalladamente.

Tabla 3.1

NECESIDAD	SOLUCIONES				
	Fijo	Móvil			
Soporte					
Elevación	Plataforma	Ganchos	Brazos	Grúa	Canastillas
Volteo	Brazos palanca	Volante inercial	Canasta		
Sujeción	Cangrejos	Tenazas	Correas	Ganchos	Cajón

Ahora, si consideramos 2 subunidades, una de elevación y otra de volteo, y si definimos las especificaciones que deben de cubrir, entonces podemos preparar las 2 matrices siguientes:

Elevación

Tabla 3.2

NECESIDAD	SOLUCIONES					
Fuerza motriz	hidráulico	neumático	Motor eléctrico	Motor a gasolina	Contra peso	Manual
Transmisión de fuerza	Poleas y bandas	Cadenas y ruedas dentadas	Tornillo sinfin			

Volteo

Tabla 3.3

NECESIDAD	SOLUCIONES					
Fuerza motriz	hidráulico	neumático	Mecanismo de elevación	Motor eléctrico	Motor a gasolina	Manual
Transmisión de fuerza	Brazos	Directa	Engranajes	Cadenas		

De esta forma, se han expuesto algunas de las soluciones posibles a seguir, sin embargo se debe formular un criterio para poder hacer una selección adecuada de

estas soluciones; hay que recordar que las matrices simplemente muestran de una forma ordenada las soluciones propuestas a cada necesidad o especificación y en ningún momento representan un seguimiento o alguna dependencia entre las propuestas.

Algo elemental pero no de menor importancia, es el hecho de que no se cuenta con mucho espacio, por lo tanto no podemos pensar en grandes estructuras o mecanismos muy voluminosos, tampoco se pueden disponer grandes recursos económicos para fabricar el prototipo; entonces observamos una relación muy estrecha entre la sencillez y la economía con el diseño. Algo importante que salta a la vista en las tablas 3.1 a 3.3 es la elección de la fuerza motriz, básicamente se proponen tres fuentes, la hidráulica, la neumática, y mediante motor eléctrico, ya se menciono anteriormente que se descarta totalmente el uso de motores de combustión interna; entonces haremos una descripción de cada una de estas 3 propuestas a modo de hacer una selección objetiva de acuerdo a sus ventajas y desventajas, así como de los requerimientos de cada una para poder dar una idea de la relativa sencillez o complicación que implicaría el uso de alguna de ellas

Transmisión neumática de potencia

La irrupción verdadera y generalizada de la neumática en la industria se inició hasta que llegó a hacerse más imperiosa la exigencia de una automatización y racionalización en los procesos de trabajo. Esto se debe entre otras cosas, a que en la solución de algunos problemas de automatización no puede disponerse de otro medio que sea más simple y más económico.

Son muchas las propiedades del aire comprimido, que han contribuido a su extenso uso. Primeramente está disponible para su compresión prácticamente en todo el mundo, en cantidades ilimitadas, es decir, es abundante. El aire comprimido puede ser fácilmente transportado por tuberías de retorno; no es preciso que un compresor permanezca continuamente en servicio. El aire comprimido puede almacenarse en depósitos y tomarse de éstos. además, se puede transportar en recipientes; no existe ningún riesgo de explosión ni de incendio; por lo tanto, no es necesario disponer instalaciones antideflagrantes, que son caras; El aire comprimido es limpio y, en caso de faltas de estanqueidad en tuberías o elementos, no produce ningún ensuciamiento; La concepción de los elementos de trabajo es simple y, por tanto, de precio económico; Es un medio de trabajo muy rápido y, por eso permite tener velocidades de trabajo muy elevadas; Las herramientas y elementos de trabajo neumáticos pueden utilizarse hasta su parada completa sin riesgo alguno de sobrecargas.

Sin embargo, como todos los elementos energéticos, tiene sus propiedades adversas. El aire comprimido debe ser preparado, antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad; Con aire comprimido no es posible obtener para los émbolos velocidades uniformes y constantes; El aire comprimido es económico sólo hasta cierta fuerza. Condicionado por la presión de servicio normalmente usual de 700 kPa, el límite, también en función de la carrera y la velocidad, es de 20.000 a 30000 N; El aire comprimido es una fuente de energía relativamente cara, este elevado costo se compensa en su mayor parte por los elementos de precio económico y el buen rendimiento.

La energía del aire comprimido se transforma por medio de cilindros en un movimiento lineal de vaivén, y mediante motores neumáticos, en movimiento de giro.

Los cilindros de simple efecto tienen una sola conexión de aire comprimido. No pueden realizar trabajos más que en un sentido. Se necesita aire sólo para un movimiento de traslación. El vástago retorna por el efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa. En los cilindros con muelle incorporado, la longitud de éste limita la carrera. Por eso, estos cilindros no sobrepasan una carrera de unos 100 mm. Se utilizan para sujetar, expulsar, apretar, levantar, alimentar, etc.

En los cilindros de doble efecto, la fuerza ejercida por el aire comprimido anima al émbolo, a realizar un movimiento de traslación en los dos sentidos. Se dispone de una fuerza útil tanto en la ida como en el retorno. Los cilindros de doble efecto se emplean especialmente en los casos en que el émbolo tiene que realizar una misión también al retornar a su posición inicial. En principio, la carrera de los cilindros no está limitada, pero hay que tener en cuenta el pandeo y doblado que puede sufrir el vástago salido. También en este caso, sirven de empaquetadura los labios y émbolos de las membranas.

Cuando las masas que traslada un cilindro son grandes, al objeto de evitar un choque brusco y daños se utiliza un sistema de amortiguación que entra en acción momentos antes de alcanzar el final de la carrera. Antes de alcanzar la posición final, un émbolo amortiguador corta la salida directa del aire al exterior. En cambio, se dispone de una sección de escape muy pequeña, a menudo ajustable.

Existen también los cilindros tandem, que están constituidos por dos cilindros de doble efecto que forman una unidad. Gracias a ésta disposición, al aplicar simultáneamente presión sobre los dos émbolos se obtiene en el vástago una fuerza casi igual al doble de la de un cilindro normal del mismo diámetro. Se utiliza cuando se necesitan fuerzas considerables y se dispone de un espacio determinado, no siendo posible utilizar cilindros de un diámetro mayor.

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000 mm. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo de aire. Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de guía es demasiado grande. Para evitar el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal. Además, al prolongar la carrera la distancia entre cojinetes aumenta y, con ello, mejora la guía del vástago.

La velocidad del émbolo en cilindros neumáticos depende de la fuerza de la presión del aire, de la longitud de la tubería, de la sección entre los elementos de mando y trabajo y del caudal que circula por el elemento de mando. Además, influye en la velocidad la amortiguación de final de carrera.

Transmisión hidráulica de potencia

Los sistemas para la transmisión de potencia hidráulica comprenden maquinaria y componentes auxiliares que funcionan para generar, transmitir, controlar y utilizar la potencia hidráulica. El fluido de trabajo, líquido a presión e incompresible, comúnmente es con base en petróleo o un tipo resistente al fuego. Este último es con

base en emulsiones de agua y aceite, mezclas de agua y glicol o líquidos sintéticos, como silicones o sales fosfatadas.

La mayor parte de las aplicaciones hidráulicas emplean bombas de desplazamiento positivo del tipo de engranes, de aspas, de tornillo o de pistón; las bombas de pistón son axiales, radiales o alternantes. Entre las características de flujo de los circuitos hidráulicos deben considerarse las propiedades del fluido, la caída de presión, la magnitud del flujo y las tendencias a las oscilaciones de la presión. Los sistemas de tubería pueden diseñarse de tal manera que reduzcan los cambios en la velocidad de flujo, problemas de distribución de velocidad y turbulencia, todo lo cual disipa energía y origina caídas de presión en el circuito. Se usa tubo común, tubería especial y mangueras flexibles para conducir la potencia hidráulica; existen accesorios convenientes para todos los tipos y para la transformación de un tipo a otro. Los motores que proveen rotación continua tienen características de operación muy relacionadas con sus similares, las bombas. Un actuador lineal, o cilindro, provee movimiento alterno en línea recta; un actuador rotatorio provee movimiento oscilatorio de arco.

Las mangueras se usan cuando el conducto se debe flexionar, o en las aplicaciones en que es inconveniente el conducto rígido y fijo. Debe tenerse muy en cuenta la variación de la temperatura de operación; la mayor parte de las aplicaciones caen en la serie de -40 a 200 °F. Con materiales apropiados pueden mantenerse temperaturas de operación superiores. Las conexiones de manguera son del tipo de rosca o remachadas, lo cual depende de la presión y temperatura de operación.

El tubo tiene la ventaja de ser relativamente barato, se aplica sobre todo para los tramos rectos y es, en general, de acero. Las conexiones para tubo son accesorios

para tubo normal para presiones mas bien bajas, o conexiones mas elaboradas para sistemas de alta presión a prueba de fugas.

La tubería especial se dobla mas fácilmente, en formas precisas, para ajustarse entre las conexiones de entrada y salida. Se usa la tubería especial de acero y de acero inoxidable para las aplicaciones en presiones mas altas; la tubería especial de aluminio, plástico y cobre se usa también cuando las condiciones de operación de presión y de temperatura son apropiadas. La tubería de cobre activa la oxidación de los fluidos hidráulicos a base de aceite; en consecuencia, su uso debe restringirse ya sea a conductos de aire o con los líquidos que no sean afectados por el cobre en sus límites de operación. La velocidad de flujo en líneas de succión en general es del orden de 0.3 a 1.5 m/s; en líneas de descarga varía de 3 a 8 m/s.

El tubo común o tubería especial están bajo presión interna. la selección de material y el espesor de pared se obtiene de las ecuaciones adecuadas. Los factores de seguridad van desde 6 hasta 10 o mas altos, lo cual depende de la severidad de la aplicación.

Motores eléctricos

Según la variabilidad de la velocidad de los motores se clasifican en cinco tipos:

- 1) Motores a velocidad constante. En este tipo, la velocidad de trabajo es constante o prácticamente constante, tales como el motor sincrónico, el motor de inducción con pequeño deslizamiento, o el motor shunt de corriente continua.

2) Motor de velocidad variable. En este tipo de motor, la velocidad varía con la carga, disminuyendo generalmente cuando esta aumenta; son de este tipo los motores arrollados en serie o de repulsión.

3) Motor de velocidad regulable. En este tipo de motor, la velocidad puede variarse gradualmente en una gama considerable, pero una vez ajustada, permanece prácticamente inalterada por la carga; Tales son los motores continuos shunt con resistencia de control de campo, previstos para un ajuste de velocidad en gama considerable.

La velocidad básica de un motor de velocidad regulable es la velocidad inferior nominal, obtenida con la carga y voltaje nominales con el aumento de temperatura especificado en su régimen.

4) Motor ajustable de velocidad variable. Es aquel en que la velocidad puede ajustarse gradualmente, pero una vez ajustada varía considerablemente al cambiar la carga; por ejemplo los motores compound de corriente continua ajustados por control de campo, o los motores de inducción de rotor devanado con control de velocidad mediante reostato.

5) Motor de velocidad múltiple. Los motores de este tipo pueden trabajar a cualquiera de dos o más velocidades definidas, siendo cada una de ellas prácticamente independiente de la carga; así se comportan los motores de corriente continua con dos arrollamientos en armadura, o los motores de inducción con arrollamientos en agrupaciones de varios polos. En el caso de motores con condensador permanentemente dividido y polos apantallados, las velocidades dependen de la carga.

Quando se requiere más de una velocidad o cambios de velocidades, pueden elegirse los siguientes tipos de motores, según sean los demás requisitos. Para corriente continua, el motor normal con arrollamientos en derivación (shunt) con regulación de campo, tiene una variación de 2 a 1 en algunos casos; el motor de velocidad ajustable puede tener una variación desde 3 a 1 hasta 6 a 1; este mismo motor shunt con voltaje ajustable ofrece una variación de 20 a 1, o más, por debajo de la velocidad base, y 4 o 5 por sobre de ésta, dando una variación total de hasta 100 a 1 o más. En cuanto a motores polifásicos, los de inducción en jaula con velocidad múltiple tienen dos, tres o cuatro velocidades fijas; el motor de rotor devanado tiene una variación de 2 a 1; el de rotor devanado de dos velocidades la tiene de 4 a 1; el motor en derivación con cambiaescobillas tiene una variación de 4 a 1; el motor en serie con cambiaescobillas, 3 a 1, y el motor en jaula de ardilla con suministro de frecuencia variable tiene una variación muy amplia. Para corriente monofásica, el motor de repulsión con cambiaescobillas tiene una variación de $2\frac{1}{2}$ a 1; el motor con condensador de arrollamiento derivado la tiene de 2 a 1, y el motor con condensador de velocidad múltiple tiene dos o tres velocidades fijas. La regulación de la velocidad es, sobre todo, posible en motores con arrollamientos de campo en serie, y falta por completo en los motores sincrónicos.

Quando la carga que ha de soportar un motor no es constante, pero sigue un ciclo definido, una curva de la fuerza requerida facilita la determinación de sus puntas de carga en caballos, expresadas por la raíz cuadrada de la suma media de los cuadrados, que indica la potencia media que debe tener el motor adecuado desde el punto de vista del calentamiento. En donde la carga se mantiene constante por un periodo desde 15 minutos a dos horas, según el tamaño, la indicación de los caballos requeridos generalmente no debe ser menor que para esta carga constante. Cuando se

elige el tamaño de un motor de inducción, no ha de olvidarse que este tipo funciona a pleno rendimiento cuando va cargado a su máxima capacidad. Cuando el trabajo tiene que hacerse a muchas velocidades, deben determinarse los caballos para cada una de estas.

Si el motor ha de formar parte integrante de la máquina que acciona y el espacio es muy limitado, puede ponerse un motor parcial. Un motor completo está formado por un estator, un rotor, un árbol y dos tapas extremas con cojinetes. Un motor parcial es el que carece de uno o más de estos elementos. Un tipo común es el que no tiene la tapa y cojinetes del lado motriz y está directamente acoplado al extremo o lado de la máquina accionada, como en el cabezal del torno. Un tipo de motor llamado sin árbol, se suministra sin este y sin las tapas y cojinetes extremos, y se destina a aplicaciones tales como taladros múltiples, rectificadoras de precisión, bombas para pozo profundo, compresores y elevadores, donde el rotor constituye una pieza más de la máquina. Cuando se usan motores parciales, el proyectista de la máquina a que se destine debe disponer la ventilación adecuada, el montaje, alineación y cojinetes.

La aplicabilidad de un motor dado no viene limitada solamente por su facultad de arrancar y accionar, sino también por la temperatura que alcanza bajo la carga. Se da un escalado de temperaturas a los motores que se basan en el tipo de aislamiento usado en su construcción y su tipo de armazón.

Se toma como temperatura ambiente normal la de 40°C. Para motores de uso general del tipo abierto con aislamiento de la clase A (algodón, seda, papel y materias orgánicas impregnadas de un líquido dieléctrico; materiales moldeados o laminados con relleno celulósico, resinas fenólicas y otras resinas de propiedades similares; películas y hojas de acetato de celulosa y otros derivados de la celulosa;

barnices aplicados a los conductores), la elevación normal de la temperatura es de 25°C, dependiendo de la construcción. Los motores con aislamiento de la clase A y su armazón protegida, semiprottegida, a prueba de goteo o a prueba de salpicaduras, tienen una tasa de elevación de temperatura de 3°C. Los motores con aislamiento de la clase A con armazón completamente cerrada, totalmente cerrada y con enfriamiento por ventilador, a prueba de explosiones, impermeables al agua y al polvo, sumergible o a prueba de polvo y explosión, tienen una tasa de elevación de temperatura de 38°C.

A los motores con aislamiento de la clase B (mica, amianto, lana de vidrio y materiales inorgánicos similares reforzados con sustancias orgánicas de ligazón), se les permite cualquier temperatura hasta 110°C para el tipo abierto, y hasta 115°C para el tipo cerrado.

Cuando los motores han de funcionar en lugares que presuponen condiciones de funcionamiento no usuales, debe consultarse al fabricante de motores, especialmente si ocurre alguna de las siguientes condiciones: 1° exposición a vapores químicos; 2° funcionamiento en sitios húmedos; 3° funcionamiento a velocidades mayores que las especificadas como sobrevelocidades; 4° exposición a polvos combustibles o explosivos; 5° exposición a polvos areniscos o conductores; 6° exposición a hilasas o plumón; 7° exposición al vapor; 8° funcionamiento en locales deficientemente ventilados; 9° funcionamiento en pozos o completamente encerrados en cajas; 10° exposición a gases inflamables o explosivos; 11° exposición a temperaturas inferiores a 10°C; 12° exposición a vapores de aceite; 13° exposición a aire salino; 14° a choques o vibraciones anormales procedentes de su exterior; 15° donde las variaciones del voltaje normal son excesivas; 16° donde el suministro de voltaje de corriente alterna es desequilibrado.

Los materiales y procedimientos aislantes perfeccionados y la mayor protección mecánica contra los materiales y líquidos que pueden caer sobre el motor, facilitan el empleo de motores corrientes en muchos lugares en donde se habían considerado necesarios hasta ahora los motores de uso especial. Los motores a prueba de salpicaduras que tienen aberturas de ventilación bien protegidas y arrollamientos tratados especialmente, se usan en donde están expuestos a derrames o salpicaduras de agua o han de lavarse con una manguera. Cuando las condiciones climatológicas no son severas, este tipo de motor se usa también con éxito en instalaciones a la intemperie no protegidas.

Si la atmósfera circundante contiene cantidades anormales de polvos metálicos, abrasivos o explosivos, o vapores ácidos o alcalinos, debe pedirse un motor totalmente cerrado con enfriamiento por ventilador. En este tipo, el motor queda completamente encerrado, pero se sopla aire a través de la cubierta que envuelve el motor completa o parcialmente. Cuando el polvo de la atmósfera es de naturaleza tal, que tiende a apelotonarse o solidificarse y taponar los pasos de aire de los motores a prueba de salpicadura o totalmente cerrados con enfriamiento por ventilador, se usan los motores totalmente cerrados sin ventilación. Este tipo, restringido a potencias pequeñas, se usa también para servicio a la intemperie en climas suaves o rigurosos.

Además de estos motores para uso especial, existen dos tipos de motores a prueba de explosión, proyectados para sitios peligrosos. Un tipo es para funcionar en lugares de polvo peligroso, mientras que el otro sirve para atmósferas que contienen vapores y humos explosivos clasificados en la clase 1, grupo D (gasolina, nafta, alcoholes, acetona, vapores de disolvente de la laca, gas natural.).

Tabla 3.4

Tipo	Arranque	Par de funcionamiento momentáneamente máximo	Régimen de velocidad	Regulación de velocidad	Aplicaciones
Arrolamiento shunt, velocidad constante	Par de arranque mediano, varía con	Del 125 al 200 % Limitado por conmutación.	De 8 a 12 %	De la velocidad básica al 200 % de ésta, por regulación del campo	Para accionamiento donde los requerimientos de arranque no son rigurosos. Úsese el de velocidad constante o el de velocidad ajustable, según la velocidad que se precisa.
Arrolamiento shunt, velocidad ajustable	el voltaje suministrado al rotor, y está limitado por la resistencia de		De 10 a 20 % aumenta con campos débiles.	De la velocidad básica al 60 % de ésta, por regulación del campo.	Bombas centrífugas, ventiladores, sopladores, transportadores, montacargas, máquinas para el trabajo de los metales y de la madera
Arrolamiento shunt, regulación de voltaje ajustable	arranque del 25 al 200 % del par a plena carga		Hasta el 25 % Menor que el 5 % obtenible con un regulador giratorio especial.	De la velocidad básica al 2 % de ésta, y de la velocidad básica al 200 % de ésta.	Para accionamiento donde se requieren una velocidad uniforme, amplia regulación continua de velocidad, aceleración de par constante y adaptabilidad al trabajo automática. Cepilladoras, mandriladoras, fresadoras, tornos.
Arrolamiento compound, velocidad constante	Fuerte par de arranque. Limitado por resistencia de arranque del 130 al 260 % del par de plena carga.	Del 130 al 260 % Limitado por conmutación.	Combinación normal, 25 % Depende de la cantidad de arrolamiento en serie.	De la velocidad básica al 125 % de ésta por regulación del campo.	Para accionamiento donde se requieren alto par de arranque y velocidad casi constante. Cargas intermitentes. Cizallas, rodillos de curvar, bombas, transportadores, machacadoras, etc.
Arrolamiento en serie, velocidad variante	Par de arranque muy potente. Oscila del 300 al 350 % del par a plena carga.	Del 300 al 350 % Limitado por conmutación.	Muy alto. Velocidad infinita sin carga.	De cero a la máxima velocidad, según la regulación y la carga.	Cuando se requiere muy elevado par de arranque y la velocidad puede regularse. Grúas, elevadores, compuertas, puentes, descargaderos, etc.

Características y aplicaciones de los motores de corriente continua de 1 a 300 hp

Tabla 3.5

Tipo polifásico	Hp	Régimen de velocidad	Regulación de velocidad	Par de arranque	Par de funcionamiento	Aplicaciones
En jaula, arranque a todo voltaje, par elevado de arranque, corriente normal de arranque. Diseño C	3 a 150	Menos de 5 %	Ninguna, excepto en los tipos de velocidad múltiple, proyectados para 2 a 4 velocidades fijas	De 200 a 250 % de la de plena carga	Del 190 al 225 % de la plena carga.	Servicio de velocidad constante donde se requiere un par de arranque elevado a intervalos no frecuentes con corrientes de arranque de, aprox. el 500 % de la plena carga. Bombas alternativas, compresores, transportadoras, machecadoras, pulverizadoras, agitadores, etc.
En jaula, arranque a todo voltaje, par elevado de arranque, deslizamiento elevado. Diseño D	0.5 a 150	Decae aproximadamente del 7 al 12 % del vacío a la plena carga.	Ninguna, excepto en los tipos de velocidad múltiple, proyectados para dos a cuatro velocidades fijas.	275 % de la plena carga, según velocidad y resistencia del rotor.	275 % Usualmente no se atascará hasta la carga de su par máximo	Servicio de velocidad constante y elevado par de arranque, si éste no es demasiado frecuente, y para resistir fuertes puntas de carga con volante o sin él. Punzonadoras, prensas de estampar con matriz, cizallas, grúas, elevadores, montacargas, estampadoras, agitadores, etc.
Rotor bobinado, arranque por resistencia exterior.	0.5 a varios miles	Con los arcos del rotor corto circuito decae aprox. del 3 % para tamaños grandes, al 5 % para los pequeños.	La velocidad puede reducirse al 50 % de la normal por resistencia del rotor. La velocidad varía inversamente a la carga	Hasta el 300 % según la resistencia externa del circuito del rotor y como está distribuida.	200 % cuando los arcos de deslizamiento del rotor están en corto circuito.	Donde se requiere elevado par de arranque con baja corriente de arranque o regulación limitada de la velocidad. Ventiladores, bombas centrífugas y de pistón, compresores, transportadoras, elevadores, grúas, molinos de bolas, elevadores de compuertas, etc.
Sincrónico	25 a varios miles	Constante	Ninguna, excepto para los motores especiales proyectados para dos velocidades fijas.	40 % para baja velocidad, a 160% para velocidades medianas, diseños de factor de potencia 0.8 Diseño especial para par elevado	De factor de potencia 1=170 %, factor de potencia 0.8=225 %, diseños especiales hasta el 300 %	Para el servicio de velocidad constante, acoplamiento directo a las máquinas de poca velocidad y en donde se necesita corregir el factor de potencia.

Características y aplicaciones de motores de corriente alterna polifásicos

Desarrollo de alternativas

De la tabla 3.1 podemos analizar 3 alternativas para el soporte; un soporte fijo, daría la posibilidad de colocarse solamente en un lugar, se necesitarían 2 equipos o idear otro sistema para compartir la descarga hacia los dos dispersores, en cambio un soporte móvil daría la posibilidad de desplazarlo a la posición adecuada para cada dispersor, además si tomamos en cuenta que el agitador debe disponer de 1.2 metros hacia arriba de la boca de los dispersores entonces no podemos abarcar el área con otro sistema de distribución; ahora, suponiendo que se disponga de 2 equipos, uno para cada dispersor, entonces el problema ya no sería la descarga sin embargo si habría que emplear mas dinero en hacer dos equipos, en cambio, existen aparatos móviles de este tipo en el mercado además de sistemas de ruedas y rodamientos de gran capacidad de carga, con lo que hacerlo móvil no presentaría mayor problema. De igual forma, haciendo un análisis para cada necesidad, se pueden hacer las siguientes proposiciones:

Se puede disponer de un soporte fijo, con la elevación mediante una plataforma que al llegar a la altura necesaria, provoque mediante un dispositivo que el tambor se desplace hasta una canastilla que activada por un mecanismo de engranes o poleas verterá el contenido del tambor; este mecanismo puede ser activado con un actuador hidráulico o neumático como elevador, y mediante un motor eléctrico o un mecanismo manual para voltear el tambor, sin embargo el hecho de tener separados los mecanismos de elevación y de volteo implica mayores dimensiones y mayor área requerida, un bosquejo de este equipo pudiera presentarse como en la figura 3.1

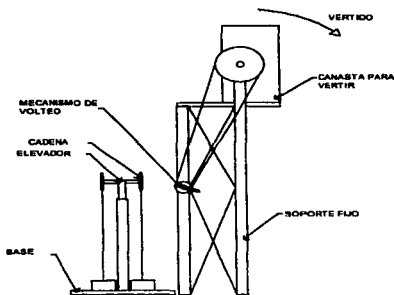


Fig. 3.1

También se puede tomar un soporte fijo o móvil y mediante un elevador por pistón y unos brazos horizontales, además unas tenazas con otro actuador para sujetar el tambor, así mismo un pistón que active el mecanismo de volteo mediante brazos de palanca; sin embargo el hecho de tener 3 fuentes motrices con diferente emplazamiento, no refleja de ninguna manera la sencillez del aparato, y en consecuencia el costo, sin embargo es un equipo que no dispone de demasiada área y que además tiene la ventaja de contener todo en un sólo soporte con lo que no habría inconveniente en hacerlo móvil. Un equipo como este puede ser representado como en la figura 3.2

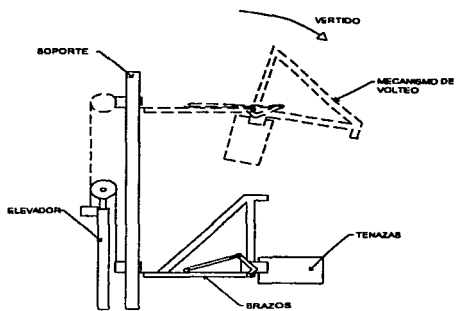


Fig. 3.2

No obstante que estos modelos pueden resultar satisfactorios, un análisis mas profundo nos conduce a un nuevo modelo, el cual es considerablemente mas sencillo que los anteriores; este modelo puede equiparse con cualquiera de las fuentes motrices propuestas, además involucra un solo mecanismo para desarrollar los efectos de elevador y de volteador, sujetando al tambor mediante ganchos ajustables y alojándolo en una especie de canastilla, y ya que la sencillez es su principal característica, no muestra ningún inconveniente en ser fijo o móvil, o incluso puede incluir un sistema de freno para garantizar su inmovilización cuando este en uso, según se puede observar en la figura 3.3

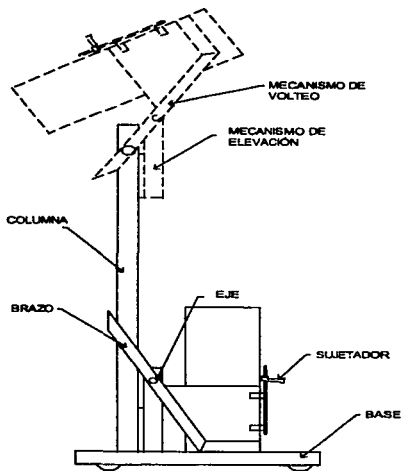


Fig 3.3

DISEÑO DEL MECANISMO SELECCIONADO



DISEÑO PRELIMINAR

Para diseñar una máquina cualquiera, hay que responder las preguntas: ¿cual es su geometría? ¿que cargas, de qué magnitud y en que puntos actúan sobre ella? ¿que tipo de esfuerzos inducen dichas cargas? ¿que material se empleará para construirla? ¿como se relaciona la resistencia del material con los esfuerzos inducidos? ¿como se fabricará dicho elemento?. La labor que debe desempeñar una máquina y la forma en que lo haga, impone sobre sus elementos constitutivos, condiciones que deberán cumplir para que la máquina opere en la forma en que se espera.

Por esta razón el diseño de los elementos de una máquina; parecería no poder desligarse del diseño de la misma, pues las cargas sobre ellos, las limitaciones de espacio, las velocidades de operación, etc., están impuestas por la máquina y la función que debe desempeñar.

A veces, la resistencia de un elemento es un asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento. En tal caso, se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. La expresión factor de diseño significa alguna característica o consideración que influye en el diseño de un elemento. Por lo general se tienen que tomar en cuenta varios de esos factores en un caso de diseño determinado.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o procesos de fabricación, o bien, a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

De acuerdo con lo anterior, la composición suele constar de dos etapas: la de bosquejo y la de ejecución. En la composición de bosquejo se elaboran el esquema fundamental y la construcción general del conjunto. Sobre la base del examen de la composición de bosquejo se realiza la composición de trabajo que especifica la construcción del conjunto y que sirve de material inicial para el diseñado ulterior. En el curso de la composición es importante saber distinguir lo principal de lo secundario y establecer la correcta secuencia para elaborar la construcción. Hay que empezar la composición con la solución de los problemas principales de la construcción, es decir, la elección de los esquemas racionales de fuerza y cinemático, de las dimensiones y forma correctas de las piezas, la determinación de su disposición recíproca más racional. Aclarar los pormenores de la construcción en la etapa dada no solo es inútil, sino también perjudicial, ya que distrae la atención del diseñador de los problemas fundamentales de la composición y turba la marcha lógica de la elaboración de la construcción.

No se debe confiar a la vista al elegir las dimensiones y las formas. Tampoco es justo confiar íntegramente en los cálculos. En primer lugar, los métodos existentes de cálculo de resistencia mecánica no tienen en cuenta una serie de factores que determinan la capacidad de trabajo de la construcción. En segundo lugar, hay piezas que no se pueden calcular (por ejemplo, las de los cuerpos). En tercer lugar, las necesarias dimensiones de las piezas dependen no sólo de la resistencia mecánica, sino también de otros factores. Para las piezas que se someten a elaboración mecánica conviene tener en cuenta la resistencia a los esfuerzos de corte y dar a éstas la necesaria rigidez. Las piezas tratadas térmicamente deben ser lo bastante masivas para evitar torceduras. Las dimensiones de las piezas de mando conviene elegir las contando con la comodidad de su manejo.

La condición necesaria del diseñado correcto consiste en estar constantemente sobre las cuestiones de la fabricación y desde el principio dar a las piezas formas tecnológicamente racionales. Conviene realizar la composición sobre la base de las dimensiones normales (diámetros de las superficies de ajuste, dimensiones de las uniones por chavetas y por estrías, diámetros de roscas, etc.). al mismo tiempo, hay que lograr la máxima unificación de los elementos normales.

En general, la metodología empleada está determinada por las reglas fundamentales en uno u otro grado inherentes a cualquier proceso de composición las cuales son:

- La secuencia de elaboración, la aclaración en las primeras etapas es solo de los elementos principales de la construcción y menosprecio de los pormenores de la construcción;

- La consideración, de diversas variantes y la elección de la mejor de ellas sobre la base de confrontamiento de la racionalidad constructiva, tecnológica y de funcionamiento;

- Los cálculos aproximados y paralelos con el diseñado de la resistencia mecánica, rigidez y longevidad;

- La previsión de reservas, desde los primeros pasos de la composición, del desarrollo del conjunto y la aclaración de los límites de su forzamiento;

- La atribución de cualidades de ingeniería a la construcción que se elabora, la realización sucesiva de la unificación y normalización;

- La elaboración del esquema de montaje y desmontaje;

- La revisión minuciosa de todos los elementos de la construcción y del conjunto en total en el sentido de longevidad y seguridad de funcionamiento.

En cuanto al factor de seguridad, se tiene su mayor utilidad cuando se compara el esfuerzo con la resistencia a fin de evaluar el grado de seguridad. El factor de seguridad se usa para tener en cuenta dos efectos que generalmente no están relacionados.

1.- Cuando han de ser fabricadas muchas piezas a partir de diversas existencias de materiales, ocurrirá una variación en la resistencia de las diferentes piezas por una variedad de razones, como el procesamiento, el trabajo en caliente o frío y la configuración geométrica.

2.- Cuando una pieza ha de ser ensamblada, en una máquina, y ésta es adquirida por el usuario último, habrá una variación en la carga que experimentará la pieza y en consecuencia, los esfuerzos inducidos por tal acción, sobre lo cual el fabricante y el diseñador no tienen control.

Así pues, el factor de seguridad es usado en la ingeniería de diseño para considerar las incertidumbres que puedan ocurrir cuando las cargas reales actúen sobre un elemento diseñado y construido.

Existen diversas formas de utilizar el factor de seguridad, sin embargo en el proyecto se utilizó de acuerdo con la explicación siguiente:

El factor de seguridad aplicado en su totalidad a la resistencia¹.

$$\sigma = \frac{S}{n} \quad \text{o} \quad \tau = \frac{S_s}{n}$$

En esta circunstancia, los esfuerzos σ y τ se denominan esfuerzos de seguridad o de diseño. Puesto que solo un factor de seguridad figura en las ecuaciones anteriores, no debe incluir márgenes según las incertidumbres que existan en la resistencia y en las cargas. Debe advertirse que las relaciones anteriores implican que el esfuerzo varía linealmente con la carga. Si existiera cualquier duda acerca de esta proporcionalidad, entonces no puede usarse este caso.

¹ σ y τ representan los esfuerzos normal y cortante respectivamente; S representa el límite de proporcionalidad del material

Cuando una pieza ya ha sido diseñada y se conocen su configuración, sus cargas y su resistencia, se calcula el factor de seguridad con objeto de evaluar la condición segura del diseño. Este enfoque se utiliza también cuando en un cierto elemento se ha presentado una serie de fallas o averías, y el diseñador desea saber por qué algunas piezas no funcionan debidamente.

La consideración del costo es tan importante en el proceso de las decisiones para diseño. En primer lugar debe notarse que no se puede nada en absoluto en lo que respecta a costos.

El uso de tamaños estándar es un principio básico para reducir costos. Para tener la seguridad de que se especifican tamaños estándar, se deben tener conocimiento de las listas de existencias de los materiales a emplear. Por lo general, en los catálogos de fabricantes se incluye gran número de tamaños, sin embargo, puede suceder que las piezas de determinados tamaños no se consigan fácilmente, pues se emplean tan rara vez que quizá no haya en existencia. Hacer un pedido urgente de esos tamaños puede significar un aumento en gastos y tiempo de entrega. En consecuencia, es muy útil saber cuáles son los tamaños o medidas preferibles. En el diseño se especifican muchas piezas o máquinas que deben comprarse, como motores, bombas, cojinetes y sujetadores. En este caso se debe tratar de especificar elementos que se puedan conseguir fácilmente. Los elementos que se fabrican y venden en grandes cantidades suelen costar considerablemente menos que los de tamaños poco comunes.

Entre los efectos que tienen las especificaciones de diseño sobre los costos, los de las tolerancias son los más significativos. Las tolerancias en el diseño influyen de muchas maneras en la rentabilidad del producto final. El término tolerancia abarca tanto la variación de las dimensiones y los límites para la aspereza de las superficies,

como la variación de las propiedades mecánicas producida por tratamientos térmicos u otras operaciones de procesado.

Determinación de la forma.

De acuerdo con las características del material que debe vertirse en el dispersor y por el sentido común, sabemos que los ángulos de vaciado incluidos entre 35° y 45° son suficientes para vaciar de modo satisfactorio el contenido del tambor, sin embargo la ubicación de los dispersores nos acepta mas cómodamente el ángulo de 35° mas 90° desde la posición original, nos da un ángulo de 125° ; ahora, enfocándonos en la tercer propuesta que se hizo en el capítulo anterior, en el que el mecanismo de elevación es usado para voltear el tambor 125° y mediante la ayuda de un sistema CAD se propone el siguiente análisis

El mecanismo de elevación, no presenta mayor problema, ya que únicamente hay que vencer la fuerza que ejerce el conjunto hacia abajo, sin embargo el mecanismo de volteo si presenta efectos interesantes. De acuerdo al mecanismo seleccionado, que es con base en brazos, es indispensable conocer la posición de estos en el conjunto, entonces si el tambor debe voltearse 125° desde su posición original y el brazo gira al mismo tiempo que el tambor, el ángulo que debe rotar el brazo, debe ser de 125° según la figura 4.1

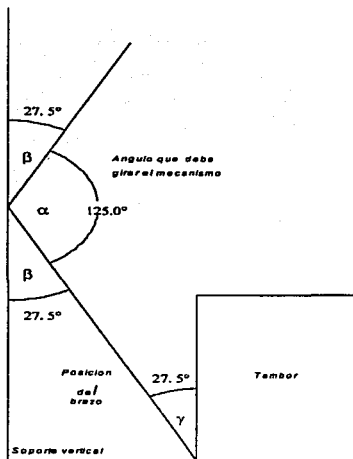


Fig. 4.1

Bajo la premisa que la bisectriz del ángulo α es perpendicular a la vertical "B", esto nos conduce por regla de ángulos a la determinación de los ángulos β que valen 27.5° y por condición de ángulos alternos internos, el ángulo γ es de 27.5° . Ahora, al elevar el conjunto que contiene al tambor hasta el tope en el que se apoyará el brazo para voltearlo, se pudiera pensar en que la trayectoria descrita es una circunferencia, sin embargo, no es así, en la figura 4.2 se puede observar como mientras hace contacto el segmento \overline{CB} con el punto A se ejerce un movimiento de rotación en el punto B al mismo tiempo que el segmento \overline{CB} se desplaza sobre el punto A ,

produciendo así un "alargamiento" del segmento \overline{CA} y un "acortamiento" en el segmento \overline{AB} ; cabe aclarar que estos efectos son en cuanto a los segmentos como tales y no significa en ningún momento que la pieza en sí se alargue o se acorte.

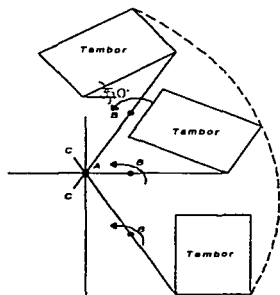


Fig. 4.2

Haciendo éste análisis y con ayuda de un sistema CAD, se pueden establecer las posiciones cercanas a las definitivas, faltaría hacer un dimensionamiento con base en la resistencia, pero éste análisis nos deja un bosquejo con el que se puede realizar el diseño del prototipo (fig. 4.3).

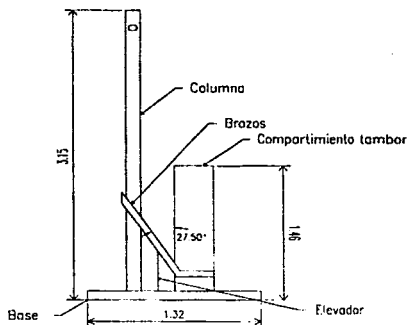


Fig. 4.3

Determinación de cargas y efectos del ambiente

En el capítulo 2 se mencionó que la substancia más pesada que se maneja en la planta, es el percloroetileno con una densidad relativa de 1.4; esto quiere decir que si 200 litros de agua censan aproximadamente 200 kg, 200 litros de percloroetileno censarán 280 kg. Pero también hay que considerar la masa del tambor, aunque no es muy importante y llega a variar de acuerdo a su tiempo de uso o al grado de rectificado que tenga, lo podemos aproximar a 20 kg, tomando en cuenta que un tambor censa alrededor de 15 kg. Con lo anterior podemos cerrar la masa del producto en 300 kg incluyendo el tambor, es decir unos 2943 N (aproximadamente 3000 N).

Como ya se ha mencionado, la atmósfera contenida en la planta y particularmente en el área de los dispersores, se encuentra con gran concentración de vapores de solventes; para lo cual se encuentra en desarrollo un sistema colector de vapores en los dispersores lo que disminuirá considerablemente la concentración de éstos en el ambiente. Sin embargo y no obstante la concentración de vapores, los productos que se manejan no se consideran corrosivos, sino más bien con alto nivel de flammabilidad. Lo anterior nos permite observar que la corrosión no marca un problema que no se pueda resolver con recubrimientos especiales como los que ofrecen las marcas Duppont o Poliform; entonces el criterio a seguir será la resistencia del material que se puede anticipar será de flexión en la mayoría de los componentes, así como la ligereza del material, su disponibilidad, su costo y algo especialmente importante es que para la construcción del prototipo se usará el equipo y personal que hay en planta; esto quiere decir que el material a elegir debe existir en presentaciones fácilmente adaptables de tal forma que se disminuya en cuanto sea posible los componentes que haya que maquinar o tratar de forma especial, ya que estos se dispondrán para su maquila fuera de la planta implicando un costo extra.

Selección del material

“Una de las mas valiosas herramientas en diseño, es la que proporciona contar con un método formal y bien organizado para seleccionar los materiales a emplear en la construcción de los elementos de máquinas. Dicho método deberá estar basado en la evaluación de las funciones, propiedades y otros factores que el producto terminado requerirá del material que se construya.

La selección de materiales puede resultar una labor muy compleja, ya que están involucrados factores que se contraponen, como serían el costo y la calidad, o la

dureza y la maquinabilidad. De aquí que resulte tan útil contar con un procedimiento de selección que garantice que no se han pasado por alto ningún requisito y su efecto sobre los demás.”²

Dentro del proceso de diseño, la selección del material puede formar parte de manera general de tres etapas a saber: conceptual, funcional y de producción. Llevándose a cabo de manera diferente en cada etapa.

Cuando se lleva a cabo el diseño conceptual, básicamente se consideran los requisitos que debe cubrir el material para el producto a que se destine, y se reduce a estimar la disponibilidad de una serie de materiales que pueden satisfacer las necesidades, y mas lejos aún, si no existe el material se suele estudiar la posibilidad de desarrollar uno nuevo.

Durante el diseño funcional, surgirá un diseño detallado, se desarrollan los planos y especificaciones y se habrán seleccionado los materiales para cada componente. En consecuencia, todos esos factores deben considerarse detalladamente en el diseño funcional para hacer una adecuada selección de materiales.

CÁLCULOS

Conjunto de elevación

Uno de los componentes principales, es el conjunto de elevación, ya que en él actuará directamente la carga que ejercerá el producto, y al mismo tiempo funcionará como mecanismo de volteo. Dentro de este conjunto, sobresalen los brazos que

² "DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS", Guillermo A. Esponda

componen el mecanismo de volteo según se aprecia en la figura 4.3. En la figura siguiente se muestran las cargas involucradas en el momento más crítico del sistema. Fig. 4.4

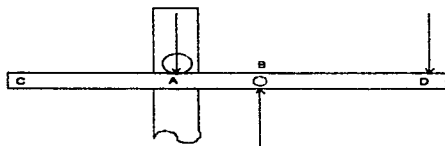


Fig. 4.4

Como se cuenta con dos brazos, el peso (3000 N) se divide entre dos, faltaría calcular las reacciones en A y en B para proceder al diseño. Según la metodología de selección de materiales, se elaborará un análisis ponderado que proporcione una adecuada identificación del material mas adecuado al diseño.

Se requiere cubrir los siguientes requisitos:

- 1.- Ligereza
- 2.- Soldabilidad
- 3.- Preformado (Que no sea difícil adecuarlo al equipo)
- 4.- Apariencia
- 5.- Resistencia

los cuales se clasifican como sigue:

CRÍTICOS

Soldabilidad
Preformado

RELATIVOS

Ligereza
Apariencia
Resistencia

Los materiales adecuados son:

- Perfiles en U de alas paralelas (de acero)
- Tubos soldados rectangulares (de acero)
- Perfiles en U de alas paralelas (de aluminio)

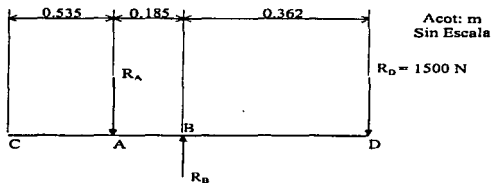
Material	Filtro ³ (pasa - no pasa)		Evaluación Relativa (cal. relativa ⁴ . X Factor de Peso ⁵)						Calificación $\Sigma ER/\Sigma FP$
	Soldabilidad	Preformado	Ligereza (FP=3)		Apariencia (FP=2)		Resistencia (FP=5)		
Perf. U (acero)	S	S	2	6	4	8	5	25	3.9
Perf. U (aluminio)	N	S	5	15	5	10	4	20	4.5
Tubo soldado	S	S	4	12	4	8	5	25	4.5

A continuación se calculan las reacciones consideradas en la figura 4.4 partiendo desde luego, del diagrama de cuerpo libre.

³ S - satisfactorio; N - no satisfactorio

⁴ 1 - peor; 5 - mejor

Diagrama de cuerpo libre:



Cálculo de las reacciones:

$$\sum M_B = R_D (0.362) - R_A (0.185) = 0$$

$$R_D (0.362) = R_A (0.185)$$

$$R_A = R_D (0.362) / (0.185)$$

$$R_A = 1500 (1.96)$$

$$R_A = 2935 \text{ N}$$

$$\sum F_V = -1500 - 2935 + R_B = 0$$

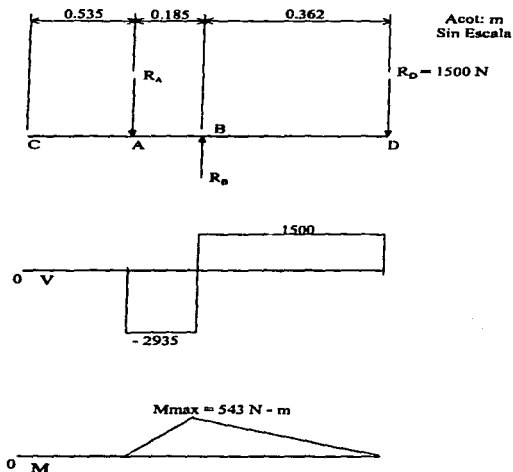
$$R_B = 1500 + 2935$$

$$R_B = 4435$$

Aproximadamente 4450 N para mantener en equilibrio este sistema en esa posición, siendo en esta, la mayor reacción en A; por lo tanto la fuerza R_B es la máxima fuerza a vencer en cada miembro.

* 1 - menor; 5 - máxima importancia

Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flexionantes:



Considerando un límite de fluencia 240 Mpa (para acero 0.2% de carbono laminado en caliente) y considerando un factor de seguridad $n = 2$ tenemos entonces:

$$\sigma_{max} = \sigma / n$$

$$\sigma_{max} = 240 / 2$$

$$\sigma_{\max.} = 120 \text{ MPa.}$$

Si $\sigma_{\max.} = M_{\max.} / S$ por lo tanto el módulo de sección "S" se determina como sigue:

$$S >= M_{\max.} / \sigma_{\max.}$$

$$S >= 543 / 120 \times 10^6$$

$$S >= 4.53 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Según la tabla A-6 del anexo, no hay un perfil que tenga exactamente el módulo de sección de $4.53 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, entonces elegimos el inmediato superior. Se decide por lo tanto, Tubo rectangular soldado de 40 x 63 - 1.5 con un módulo de sección de $5.32 \times 10^{-6} \text{ m}^3$.

Cálculo del "Eje"

Continuando con el conjunto de elevación, otro componente muy importante es el eje de rotación que irá colocado en el apoyo B según la figura 4.4, este eje soportará la carga del producto y es la base del mecanismo de volteo. Para determinar la posición de los apoyos y cojinetes, y calcular las cargas que actúan, contamos con las dimensiones que se muestran a continuación, las cuales fueron obtenidas a partir de las dimensiones del tambor (fig. 4.5).

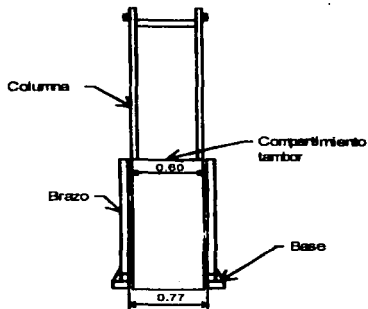


Fig. 4.5

Se requiere que el material cumpla las siguientes características:

- 1.- Disponibilidad
- 2.- Costo
- 3.- Maquinabilidad
- 4.- Resistencia
- 5.- Variedad de presentaciones (en tamaños disponibles)

los cuales se clasifican como sigue:

CRÍTICOS

Maquinabilidad
Disponibilidad

RELATIVOS

Costo
Resistencia
Variedad de presentaciones

Los materiales adecuados son:

- AISI 1020
- AISI 1045
- AISI 3130
- AISI 8742

Material	Filtro ⁶ (pasa - no pasa)		Evaluación Relativa (cal. relativa ⁷ . X Factor de Peso ⁸)						Calificación $\Sigma ER/\Sigma FP$
	Maquinabilidad	Disponibilidad	Costo (FP=4)		Resistencia (FP=5)		Presentación (FP=3)		
AISI 1020	S	S	4	16	3	15	3	9	3.3
AISI 1045	S	S	4	16	4	20	5	15	4.25
AISI 3130	S	S	3	12	5	25	3	9	3.83
AISI 8742	S	N	2	8	5	25	4	12	3.75

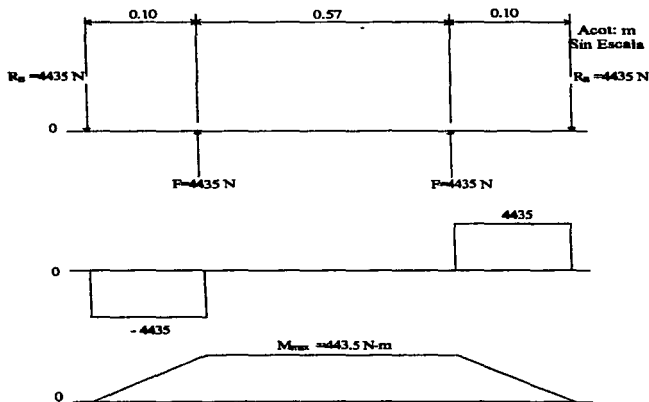
De acuerdo con lo anterior, y con base en la calificación más alta, seleccionamos acero AISI 1045 como material adecuado para el diseño preliminar.

⁶ S - satisfactorio; N - no satisfactorio

⁷ 1 - peor; 5 - mejor

⁸ 1 - menor; 5 - máxima importancia

Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flexionantes



El acero AISI 1045 elegido tiene una resistencia a la tracción $\sigma_u = 710$ MPa y un límite de fluencia $\sigma_y = 621$ MPa. La resistencia a la fatiga está dada por⁹:

$$\sigma'_s = (0.5) \sigma_u$$

$$\sigma'_s = (0.5) (710)$$

$$\sigma'_s = 355 \text{ MPa.}$$

⁹ Analizando la relación existente entre la resistencia a la tensión y el límite de fatiga, para aceros laminados y forjados, se encuentra que el límite de resistencia a la fatiga varía en un rango que va del 40% al 60% de la resistencia a la tensión, hasta que ésta alcanza el valor de 1400 MPa, después del cual, el límite a la fatiga parece estabilizarse en 700 Mpa. (Tabla A-1)

Sin embargo, el límite a la fatiga debe ser rectificado de acuerdo con factores de: concentración de esfuerzos, de acabado superficial, de temperatura, etc.; de esta forma, se procede como sigue.

- Factor de superficie¹⁰

Para superficie maquinada $K_a = 0.74$

- Factor de relación de dimensiones

Los valores K_b recomendables son :

K_b	Con diámetro "d"
1	$7.6 \text{ mm} < d \leq 7.6 \text{ mm}$
0.85	$7.6 \text{ mm} < d \leq 50 \text{ mm}$
0.75	$7.6 \text{ mm} < d > 50 \text{ mm}$

Si consideramos $d > 50 \text{ mm}$ $K_b = 0.75$

- Factor de confiabilidad¹¹

Para confiabilidad de 99 % $K_c = 0.814$

- Factor de temperatura¹²

Para temperatura ambiente $K_d = 1$

¹⁰ Tabla A-2.

¹¹ Tabla A-3

¹² Para los aceros se usa el siguiente factor de temperatura (T en grados Fahrenheit): $K_d = 620 / (460 + T)$ cuando $T > 160^\circ\text{F}$, en otro caso $K_d = 1$.

- Factor de concentración de esfuerzos

$K_e = 1 / K_F$ (K_F = factor de reducción de resistencia)

$K_F = 1 + q (K_t - 1)$ (q = sensibilidad a la entalladura¹³)
(K_t = factor de geometría¹⁴ " $K_t = 1.8$ ")

Para $\sigma_u = 90$ Kpsi (710 Mpa) y $r = 0.06$ " (1.524 mm) $q = 0.75$

por lo tanto $K_F = 1 + 0.75 (1.8 - 1)$

$$K_F = 1.6$$

entonces $K_e = 0.625$

- Factor de efectos ambientales

Este factor se refiere a los efectos nocivos que pudiera presentar un tipo de tratamiento térmico, u otro efecto que pudiera alterar la estructura.

Como no se especifica ningún efecto nocivo $K_f = 1$

Con lo anterior queda entonces:

$$\sigma_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f \sigma' ,$$
$$\sigma_e = (0.74) \times (0.75) \times (0.814) \times (1) \times (0.625) \times (1) \times (355)$$

$$\sigma_e = 100.24 \text{ MPa}$$

¹³ Tabla A-4

¹⁴ Tabla A-5, considerando $r/d = 0.1$ ya que se desconoce esa relación y es en 0.1 en donde la curva cambia de forma brusca; y $D/d = 3$ ya que se desconoce la relación y en 3 proporciona el factor más elevado.

Finalmente considerando el choque aplicado al momento flexionante, y a pesar de que existe momento torsionante, éste es mínimo y además no se trata de una flecha que transmita potencia a altas revoluciones. De acuerdo con eso, consideramos un $R_m = 1.5$ (para choque ligero). Que aplicado al momento flexionante arroja como resultado:

$$M_a = M_{\max} (R_m)$$

$$M_a = (445) (1.5)$$

$$M_a = 667.5 \text{ N - m}$$

en lo que respecta al momento torsionante, las reacciones R_A y R_D (figura 4.4) suman una fuerza torcionante en el punto B (FT_B), con la que se determina el momento torsionante (T_B) según se muestra a continuación:

$$FT_B = R_A - R_D$$

$$FT_B = 1450 \text{ N}$$

$$T_B = 1450 (0.1842)$$

$$T_B = 267.09 \text{ N - m}$$

y si el factor de seguridad es $n = 2$, se procede a calcular el diámetro requerido por la flecha

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{M_a}{\sigma_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{32(2)}{\pi} \left[\left(\frac{667.5}{100.24 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{267.09}{62.1 \times 10^6} \right)^2 \right] \right\}^{1/2}$$

$d = 51 \text{ mm}$

Podemos seleccionar entonces de acuerdo con el material elegido, acero:
AISI 1045 Redondo de 55 mm.

Chumaceras y rodamientos.

Debido a las condiciones de carga, el tipo de rodamiento adecuado es del tipo de rótula en el aro exterior con dos hileras de rodillos, ya que estos rodamientos soportan cargas radiales muy importantes, radiales y axiales combinadas, además las velocidades de giro admisibles son más bajas que la de los rodamientos de rótula con 2 hileras de bolas.

De acuerdo con el proceso de selección de chumaceras y rodamientos "LKS" y partiendo que originalmente la barra de acero para la flecha tiene un diámetro de 55 mm a la cual hay que reducirle aproximadamente 1 mm (en el peor de los casos) en el necesario maquinado, el diámetro adecuado del manguito de montaje sería de 50.8 mm al cual corresponde una tuerca y arandela de fijación MB 11. Este manguito está identificado por el número 311 del tipo HA (servicio medio) y le corresponde una caja número SN - 511. Ahora, con el número de manguito y para servicio medio, corresponde un rodamiento No 2211 K; por lo tanto, la unidad completa se refiere al No SN - 2511 de Chumaceras LKS¹⁹.

¹⁹ Manual de Chumaceras y Rodamientos LKS. Tabla A-10

Fuerza motriz.

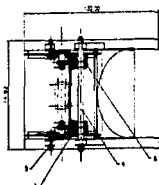
Considerando las facilidades y condiciones de la planta, de los tres medios de transmisión de fuerza se seleccionó la transmisión neumática, considerando una fuerza necesaria de 5250 N, y una disposición de 10 bar de presión en la línea de aire de la planta.

Siguiendo la metodología de cálculo de sistemas neumáticos que proporciona FESTO¹⁶, con los datos anteriores se determinó un diámetro de émbolo de 90 mm y una carrera aproximada de 1500 mm (1.5 m), con un diámetro de vástago de 25 mm. Sin embargo de acuerdo al "Programa de fabricación" de FESTO, según DIN ISO 6431, el tipo apropiado es DNU-100, 1500-PPV-A¹⁷ (diámetro del émbolo de 100 mm y carrera de 1500 mm) y vástago con rosca M 20 x 1.5. Este cilindro se fija con una brida tipo FN en la parte inferior. Además debe contar con una rótula tipo SGS-M 24 número 9260.

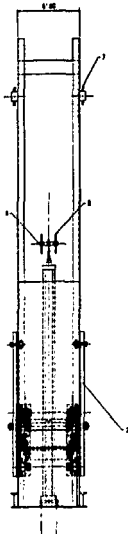
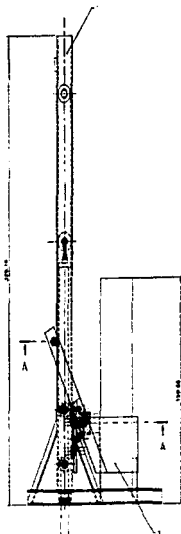
DIBUJOS

¹⁶ Tabla A - 7

¹⁷ Tabla A - 8



CORTE "A-A"



1	1	Ex 3	Acero AISI 304	-12
2	1	Acero al carbono	Acero	Acero A 307
3	2	Resorte	Resorte	Resorte A 307
4	2	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
5	2	Ex 3	Acero AISI 304	-12
6	1	Ex 3	Acero AISI 304	-12
7	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
8	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
9	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
10	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
11	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
12	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
13	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
14	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
15	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
16	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
17	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
18	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
19	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307
20	1	Cojinete	Cojinete	Cojinete A 307

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTADOS S. PESQUEROS CALTEPEC

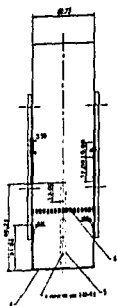
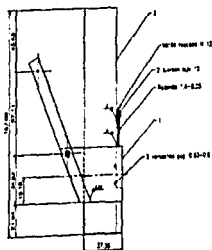
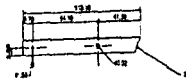
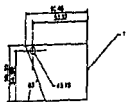
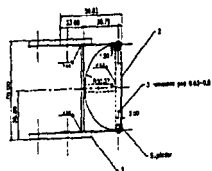
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTADOS S. PESQUEROS CALTEPEC

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTADOS S. PESQUEROS CALTEPEC

CONJUNTO



1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000
1	1	Resistencia	6000	1	6000

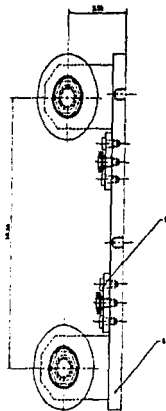
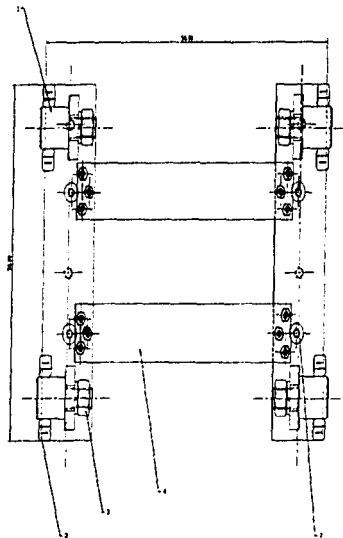
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA

CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA

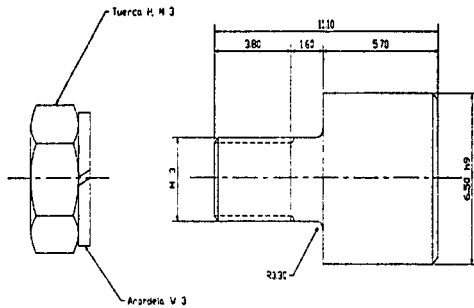
LABORATORIO DE MUESTROS

CONJUNTO CALASTA

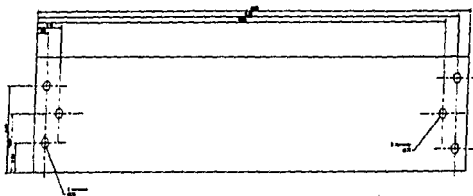


1	1	Superior eje	12 - 14
2	2	Resorte	12 1/2 g. mm
3	3	Superior eje	12 1/2 g. mm
4	4	Superior eje	12 - 14
5	5	Superior eje	12 - 14
6	6	Superior eje	12 - 14
7	7	Superior eje	12 - 14
8	8	Superior eje	12 - 14
9	9	Superior eje	12 - 14
10	10	Superior eje	12 - 14

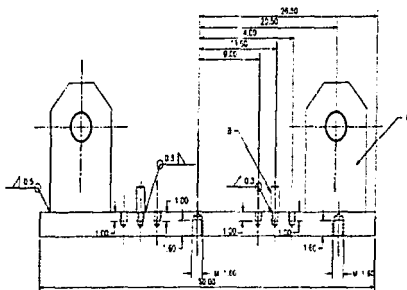
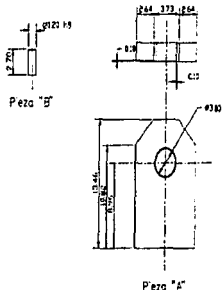
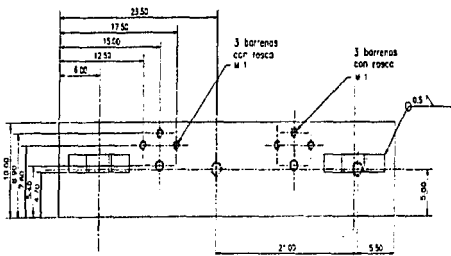
INSTITUCION NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 FACULTAD DE INGENIERIA SUPERIOR CALIDAD
 TITULO DE INGENIERIA EN CALIDAD
 CARRERA DE INGENIERIA EN CALIDAD
 CARRO



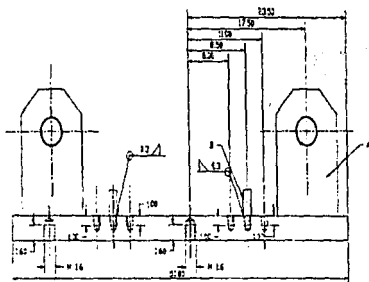
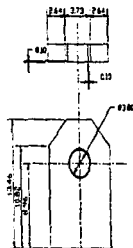
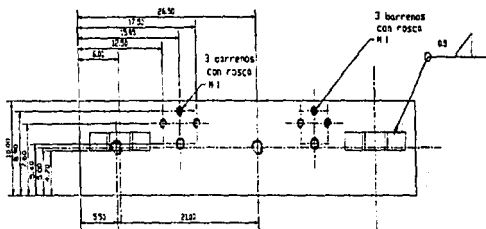
1	4	Eje C	4:5: 1045	
Numero	Cantidad	Designacion	Materia	Observaciones
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO				
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN				
ESCALA	1:1	ELEVADOR VOLTEADOR DE TAMBORES		PROF. A. BELLAZOS
ACTUACION	cm			TC - 01
		EJE C		FE 10/19 302 22 5



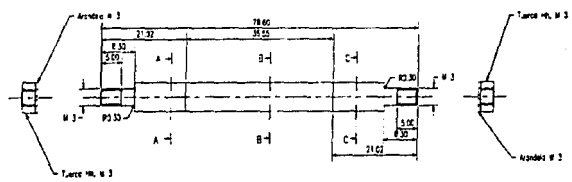
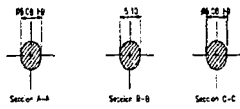
4	2	Separte hor.	Placa de acero	
Numero Control	Disenador	Materia	Observaciones	
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO				
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				
ESCALA	1:3	ELEVADOR VOLTAGE DE TAMBORES		PROF. A. BERGUEZ
REVISION	C-19			LIBRO NO. TC - 02
		SOPORTE HORIZONTAL		REVISOR
				REVISOR DEL DISEÑO



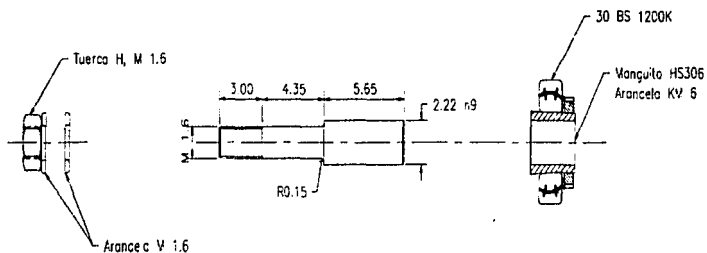
6	2	Soporte vert.	Pieza de acero	Izquierdo
Numero	Cantidad	Designacion	Materia	Observaciones
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO				
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				
ESCALA	1:3	ELECTROVALENTADOR DE TUBERIAS		PROF. DR. R. S.
ALTERNACION				TE - 03
ISOPORTE VERTICAL				



Item	Quantity	Description	Material	Observations
6	1	Soporte vert.	Pieca de acero	Derecha
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO				
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				
ESTAD.	13	ELEVADOR VOYERZOS DE AMBROSIO		CALVO PALEO A. BELANDIER
ACCIÓN:	CT			TC - 34
SOORTE VERT CAL				14-000 ING. FRANCISCO BELANDIER



4	1	Eje A	Acero AS 1045	
Numero	Cantidad	Designacion	Materia	Dimensiones
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO				
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				
ESCALA	1/5	ELEVACION VISTAS: 001 DE ANCHOS		PROYECTO DE INGENIERIA
FECHA				1-65
			EJE A	PROYECTO DE INGENIERIA

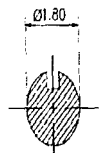


5	2	Eje B	Acero AISI 1045	
Numero	Carta	Descripcion	Materia	Observaciones

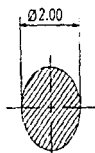
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

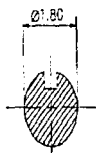
ESCALA		PROYECTO	ELEVADOR VOLTEADOR DE TAMBORES	DE DISEÑO	PABLO A. DELGADO S.
ACOTACION		REVISOR		AYUDA	T - 06
		FECHA	EJE B	REVISOR	
				ING. HELIO GARCIA DELGADO	



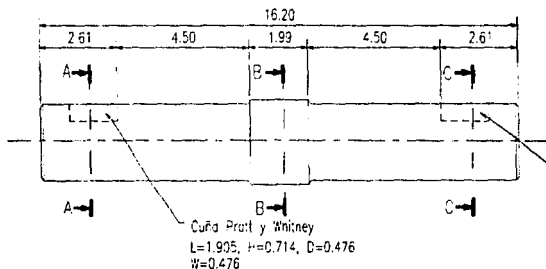
Sección "A-A"



Sección "B-B"



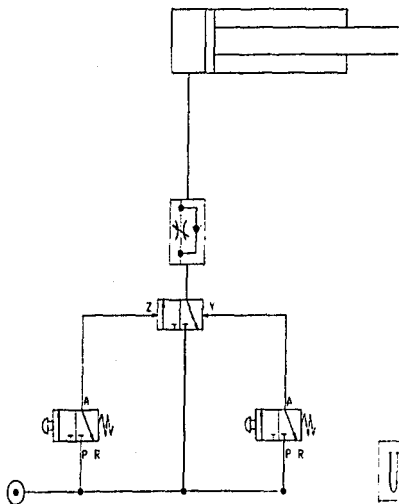
Sección "C-C"



CuFa Pratt y Whitney
L=1.925, H=0.714, D=0.475
W=0.476

CuFa Pratt y Whitney
L=1.925, H=0.714, D=0.476
W=0.476

9	1	Eje D	Acero AISI 1045	
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Observaciones
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO				
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				
ESCALA	ELEVADOR VOLTAJEOR DE INVOBRES			DE DLO PAOLO A. ZELGADO S.
ACOTACION:	cm			LAMINA No. - C7
	EJE D			REVISO MR. FELIPE DIAZ DEL C.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

ESCALA		OBJETO	FABRICA DE UNIFORMES S.
FECHA		NUMERO	7 - 08
	CIV	ELEVADOR VOLTEADOR DE TAMBORES	
	⊕ ⊖	PLANO	
		REVISOR	ING. JOSE MANUEL C.

CONCLUSIONES

En los últimos años, se ha vuelto cada vez más importante la optimización de los recursos en las compañías de todo el mundo, pero particularmente en las compañías mexicanas. El proceso de producción de combustible alterno en la compañía elegida no es la excepción, ya que conforme las plantas cementeras van notando los ahorros que tienen en consumo de combustible por el empleo de Combustec, la demanda del mismo crece de manera muy drástica, y en la planta es necesario aumentar el flujo de producto terminado para satisfacer esa demanda.

El equipo que se desarrolló en capítulos anteriores, representa una buena oportunidad para mejorar la productividad del proceso en cuestión, y como se mencionó en un principio, se podrá hacer una optimización del personal de la planta. Cabe mencionar que aún cuando no se construyó un prototipo, el análisis en computadora fue de invaluable ayuda para ofrecer un diseño confiable, sin embargo el equipo está sujeto a ajustes que haya que realizar en el momento en que opere, más aún si se toma en cuenta que la máquina se construirá directamente en la planta de la compañía.

De esta forma, queda concluido el trabajo de Tesis presentando una alternativa más para el manejo de materiales, ya que este equipo no solamente es útil para manipular líquidos, también lo es para manejar algunos sólidos en otros procesos, como granos de cereales en la industria agrícola, harinas, y en general materiales que puedan manejarse en tambores.

- 1.- "Diseño de elementos de máquinas", Aguirre Esponda, G. ed. Trillas
- 2.- "Dibujo Industrial", Chevalier, A. ed. UTHEA
- 3.- "Resistencia de materiales", L. Singer, Ferdinand. ed. HARLA
- 4.- "Diseño en ingeniería mecánica", Shigley, Joseph Edward. ed McGraw-Hill.
- 5.- "Manual Universal de la técnica mecánica", Oberg, Erik ed Labor
- 6.- "Diseño de máquinas", Michels, Walter ed. CECSA
- 7.- "Programa de Fabricación", FESTO PNEUMATIC.
- 8.- "Introducción en la neumática", manual de estudio FESTO.
- 9.- "Manual para constructores", Cia. Fundidora de Acero de Monterrey.
- 10.- "Manual del Ingeniero Mecánico", Marks, ed. McGraw-Hill
- 11.- "Design of fluid systems", Spirax Sarco.
- 12.- "Materials Handling Handbook". Kulwiec, Raymond A. ed Wiley-Interscience.
- 13.- "Ingeniería de Diseño", Orlov, P. ed Mir-Moscú.

ANEXO



TABLAS Y DATOS UTILIZADOS EN EL DISEÑO

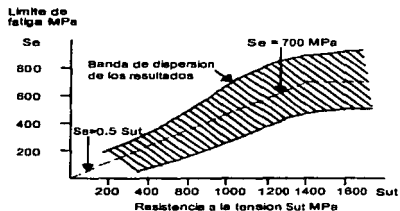


Fig A-1. Relación existente entre la resistencia a la tensión y el límite de fatiga.

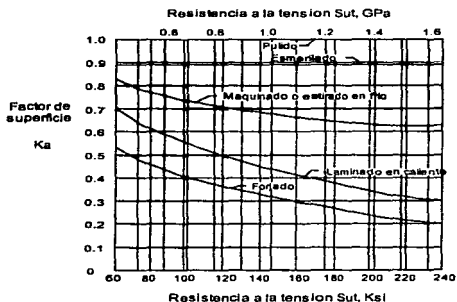


Fig A-2. Factor de acabado superficial, K_a

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Confiabilidad	Variable estandarizada	Factor de confiabilidad k_c
50 %	0	1.000
90 %	1.288	0.897
95 %	1.645	0.868
99 %	2.326	0.814
99.9 %	3.091	0.753
99.99 %	3.719	0.702
99.999 %	4.265	0.659
99.9999 %	4.753	0.620
99.99999 %	5.199	0.584
99.999999 %	5.612	0.551
99.9999999 %	5.997	0.552

Fig A-3. Factor de confiabilidad, K_c

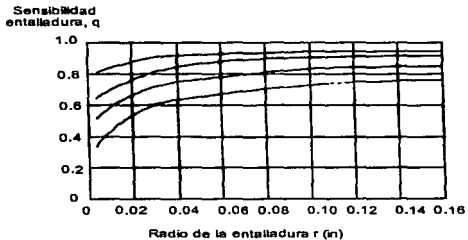


Fig A-4. Factor de sensibilidad a la entalladura, "q"

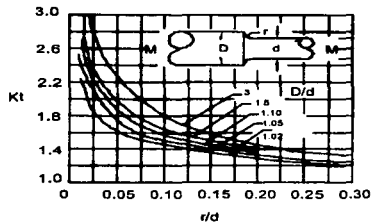


Fig A-5. Factor de geometría, K_t

Tubo Rectangular Soldado								
Espesor (mm)	1		1.25		1.5		2	
Alura (mm)	32	40	40	50	50	63	80	100
Base (mm)	12	10	10	12	12	16	20	25
	20	16	16	20	20	25	32	40
		25	25	32	32	40	50	63
S (m ³)	6.42x10 ⁻⁷	8.38x10 ⁻⁷	1.02x10 ⁻⁶	1.61x10 ⁻⁶	1.89x10 ⁻⁶	3.16x10 ⁻⁶	6.70x10 ⁻⁶	1.07x10 ⁻⁵
	8.82x10 ⁻⁷	1.07x10 ⁻⁶	1.30x10 ⁻⁶	2.08x10 ⁻⁶	2.45x10 ⁻⁶	3.97x10 ⁻⁶	8.53x10 ⁻⁶	1.36x10 ⁻⁵
		1.41x10 ⁻⁶	1.72x10 ⁻⁶	2.79x10 ⁻⁶	3.30x10 ⁻⁶	5.32x10 ⁻⁶	1.13x10 ⁻⁵	1.80x10 ⁻⁵

Fig A-6. Módulos de sección para tubos soldados.

Tablas de calculo

Diagrama Presión-Fuerza

El primer dato para la elección del diámetro de un cilindro es la fuerza que se precisa, en relación con la presión de servicio.

La fuerza del embudo se aplica en un decurso tanto por centro en rozamiento, y al resar en la carga.

La siguiente fórmula es la base del diagrama:

$$F = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot R$$

F = Fuerza efectiva del vástago (N)
 p = Presión de trabajo (bar)
 d = diámetro (cm)
 R = Rozamiento (N)

Solo pueden darse valores orientativos, puesto que la fuerza de fricción o rozamiento depende de muchos factores (lubricación, presión de trabajo, contrapresión, forma de la punta, etc.). La contrapresión genera una fuerza que actúa en dirección contraria, anula en parte la fuerza útil y se presenta particularmente cuando se estrangula el aire de escape. En el diagrama se tiene en cuenta una fuerza de fricción empírica del 10% aprox.

Ejemplo: Carga 800 N (\approx 80 kg) presión de la red 6 bar.

Determinar el diámetro necesario presión de trabajo a recibir.

Solución: Desde $p = 6$ bar vascamente hasta la línea (N) 8 bar. El diámetro de embudo inmediatamente mayor disponible de 50 mm se situa entre las líneas de 4 a 5 bar o sea presión de trabajo a recibir entre 4-5 bar.

Diagrama de pandeo

La carga admisible del vástago, para grandes carreras, debido al esfuerzo de pandeo, es inferior a la que resulta de la presión de trabajo y la superficie del embudo cilíndrico. La carga no debe sobrepasar en ese caso de determinados valores máximos, que dependen de la carrera y del diámetro del vástago. El diagrama muestra esta dependencia según la fórmula:

$$F_{ad} = \frac{E \cdot J}{L^2} \cdot S$$

F_{ad} = Fuerza de pandeo admisible (N)
 E = Módulo de elasticidad (N/mm²)
 J = Momento de inercia (cm⁴)
 L = Longitud de pandeo = 2 \times carrera (cm)
 S = Coeficiente de seguridad (según N)

La opción más desfavorable es la oscilante trasera, en las demás fluctuaciones la carga soportable es aproximadamente un 50% superior.

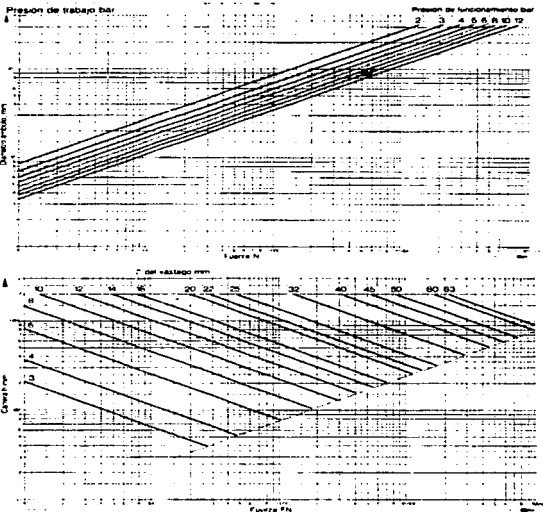
Diagrama de consumo de aire

El diagrama da el consumo según la fórmula:

$$Q = \frac{1}{4} \cdot \sigma \cdot n \cdot p \cdot D^3$$

Q = Volumen de aire por cm³ de carrera (l)
 σ = Diámetro del embudo o vástago (mm)
 n = Carrera (según compresor) 10 mm)
 p = Presión de trabajo (bar)

Los valores determinados de este modo solo representan valores orientativos, puesto que cuando el número de ciclos es elevado, las cámaras no son completamente vacías, de manera que el consumo total de aire puede ser considerablemente menor.



Determinar el diámetro del vástago, todo de aluminio.

Solución: Desde $F = 800$ N vascamente hasta la intersección con $n = 500$ mm. El diámetro del vástago inmediatamente superior es 16 mm.

El cilindro normalizado DNU 43 500 tiene un vástago de 20 mm que resulta suficiente para esta carrera.

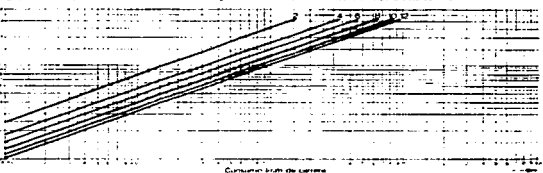


Fig. A-7 Cálculo de sistemas neumáticos FESTO

Cilindros de doble efecto para finales de carrera magnéticos sin contacto serie DNU

Serie de cilindros
- 32 hasta 100 mm
según DIN ISO 6431

Tipo DNU...-PPV-A
con amortiguación regulable
en ambos extremos

Tipo DNUL...-PPV-A
con amortiguación regulable
en ambos extremos y vástago
cuadrado antiguo



Ejecuciones especiales: Tipo DNU... 52, 53, 54, 56, 58
DNUL... 54, 56

Presión máxima de funcionamiento 12 bar
Temperatura de funcionamiento de -20 hasta +80 °C

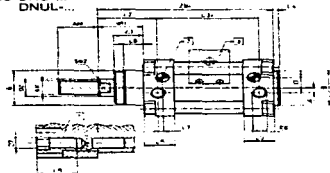
Tipo	DNU...-PPV-A	DNUL...-PPV-A
Emboado	32, 40, 50, 63, 80, 100 mm	
Carreras standard	75, 40, 50, 60, 100, 175, 190,	
	250, 270, 300, 400, 500 mm	
Carreras min.-máx.	1 hasta 2000 mm	± Amboado
		32 1 hasta 300 mm
		40 1 hasta 400 mm
		50, 63 1 hasta 500 mm
		80, 100 1 hasta 600 mm

Funciones adicionales

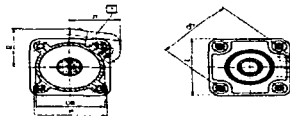
Por brida (con tornillos)
Por puer. (2 soportes con tornillos)
Oscilante
(con pivote de eje y tornillos)
Soporte
Soporte oscilante orientable
Oscilante intermedia
Soporte intermedia

Tipo FN...
Tipo HN...
Tipo SN...
Tipo LN...
Tipo LSN...
Tipo ZNL...
Tipo LANZ...

Tipo DNU...
DNUL...



DNU



DNUL



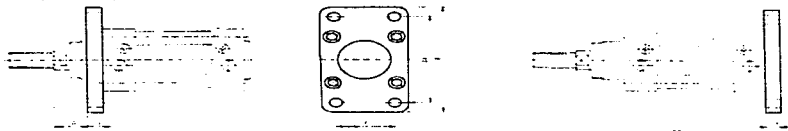
- 1 Tornillo allen con rosca interior
- 2 Tornillo regulador para la amortiguación regulable de las posiciones finales
- 3 Emboado sin señal sin contacto tipo SMEO, SMTO, SMPO
- 4 Conjunto de fricción tipo SMBU
- + = más longitud de carrera

Emboado	AM	B	FL	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	J ₁	J ₂	J ₃	F	FE	J ₄	J ₅	KK	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	L ₈	L ₉	L ₁₀	L ₁₁	L ₁₂	V _D	WH	AB	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	
32	22	30	10	17	46	37	48	33,5	35	43,7	45	G 1/4	7	-	M10x1,25	39	76	4	26	13	12	-	-	-	-	-	-	10	16	26	120
40	24	35	12	18	54	46	55	37	39,5	50,65	54	G 1/2	8	-	M12x1,25	42	81	5,5	28	13	6	-	-	-	-	-	13	20	30	135	
50	32	40	16	20	68	50	68	41	44	59,1	65	G 3/4	11,5	5,5	M16x1,5	49	82	5	24	19	4	17	17	25	37	37	143				
63	32	42	16	20	84	70	86	47	52,5	72,7	80	G 1/2	12	14	M18x1,5	54	87	6	28,5	19	-	20	17	28	40	155					
80	40	48	20	25	100	87	108	54	60,5	84,1	96	G 3/4	16	16	M20x1,5	62	96	8	36	21	-	23	29	34	48	172					
100	40	52	20	25	132	107	146	63	67	109,7	126	G 1 1/2	18	18	M20x1,5	69,5	101	7	32,5	21	-	23	29	40	54	187					

Fig. A-8 Cilindros de doble efecto serie DNU, FESTO

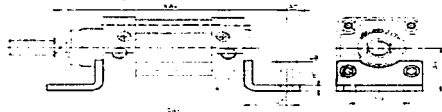
Fijación por brida tipo FN-...

(1 brida y tornillos de fijación)



Fijación por pres tipo HN-...

(2 pres con tornillos de fijación)



Soporte oscilante tipo LN-...

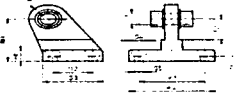


Fijación oscilante tipo SN-...

(1 fijación oscilante con perno del eje y tornillos de fijación)



Soporte oscilante orientable tipo LSN-...

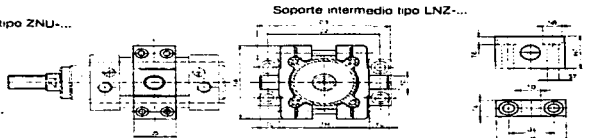


Conjunto fijación oscilante tipo ZNU-...

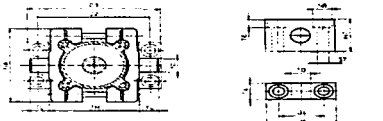
El conjunto de fijación oscilante intermedio puede ser fijado en cualquier posición en cualquier parte del cilindro.

Indique el diámetro del embolo al solicitar el pedido.

+ = mas longitud de carrera



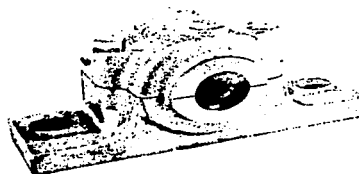
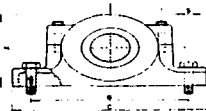
Soporte intermedio tipo LNZ-...



Embolo mm	AB	AH	AO	C ₁	C ₂	C ₃	CB	CD	E	E ₁	FB	G ₁	G ₂	G ₃	G ₄	G ₅	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	J ₅	K ₁	K ₂	L	MR
32	7	32	8	32	65	80	26	10	45	54	7	21	18	31	36	50	4	10	8	8	25	30	38	51	14	10
40	9	36	10	38	81	99	28	12	54	62	9	24	22	35	36	55	5	10	9	10	36	32	41	54	16	13
50	9	45	10	42	93	111	32	12	65	70	9	33	30	45	36	55	6	12	11	12	36	34	50	65	16	16
63	9	50	15	50	110	130	40	16	80	82	9	37	35	50	42	65	6	15	12	12	40	41	52	67	23	18
80	12	63	17	60	130	150	50	18	96	102	12	47	40	60	42	65	8	18	14	14	40	44	66	86	24	18
100	14	71	14	57	157	182	80	20	120	128	14	55	50	70	50	75	8	18	15	15	50	44	76	96	28	23
Embolo mm	R ₁	R ₂	R	SA	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	TD	TF	TL	TM	TR	UB	UF	UW	W	XA	XD	ZF	
32	10	13	32	142	10	5,5	11	6,6	16	15	5,7	6,8	12	64	12	50	32	45	77	65	164	144	142	130		
40	11	15	36	161	10	5,5	15	9	20	18	5,7	9	16	72	16	63	38	52	90	75	20	163	160	145		
50	13	15	45	170	11	6,6	15	9	22	18	6,8	9	16	90	16	75	45	60	110	86	25	175	170	155		
63	15	20	50	185	11	6,6	18	11	30	20	8,8	11	20	100	20	90	50	70	125	105	25	190	180	170		
80	15	20	63	210	15	9	18	11	31	20	9	11	20	126	20	110	63	90	154	120	30	215	210	190		
100	19	24	75	220	15	9	20	14	38	25	9	14	25	150	25	132	75	110	186	140	35	230	230	205		

Fig. A-9. Elementos de fijación para cilindros DNU, FESTO

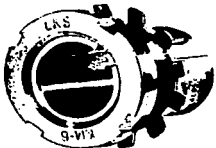
SN-500 Unidad Bipartida Plummer Blocks



CAJA SCOTT NO	UNIDAD COMPLETA COMPLETE UNIT	RODA- MIENTO BEARING	MANGUITO DE FIJACION SHAFT MOUNTED	ANILLOS DE FIJACION LOCATING RINGS	DIMENSIONES DE DIMENSIONS								CAPACIDAD DE CARGA LOAD RATINGS			PESO EN SOLO PESO WEIGHT
													DINAMICA C U	ESTATICA C Co	Kilogramos KG	
					A	B	C	E	G	H	L	S				
306	SN-1808 SN-2308 SN-2208	1206 K 2308 K 2208 K	306	8/7 9/10 1	2	50 1 11/32	150 5 29/32	185 7 9/32	54 2 1/8	22 2 7/8	90 3 35/64	77 3 1/32	M-12 1/2	1270 1210 4250	590 580 3250	2 18 4 20
307	SN-1807 SN-2307 SN-2207 K	1207 K 2307 K 2207 K	307	7/8 7/10 7/10	2	50 1 11/32	150 5 29/32	188 7 13/32	56 2 13/64	22 2 7/8	95 3 3/4	78 3 7/64	M-12 1/2	1250 1700 5550	675 840 4400	2 09 4 60
308	SN-1809 SN-2309 SN-2209 K	1209 K 2309 K 2209 K	308	8/7 5 8/10 8/10	2	60 2 23/64	170 6 11/16	205 8 1/16	59 2 21/64	25 63/64	110 4 21/64	85 3 11/32	M-12 1/2	1510 1770 6550	870 965 5250	2 84 6 25
309	SN-1809 SN-2309 SN-2209 K	1209 K 2309 K 2209 K	309	8/8 8/8 8/8	2	60 2 23/64	170 6 11/16	208 8 3/16	52 2 7/16	25 63/64	110 4 21/64	85 3 11/32	M-12 1/2	1790 1830 6650	975 1090 5650	3 77 6 58
310	SN-1810 SN-2310 SN-2210 K	1210 K 2310 K 2210 K	310	10/8 5 10/10 10/10	2	60 2 23/64	170 6 11/16	208 8 3/16	62 2 7/16	25 63/64	115 4 17/32	90 3 5/64	M-12 1/2	1790 1840 7150	1100 1150 6050	3 72 8 18
311	SN-1811 SN-2311 SN-2211 K	1211 K 2311 K 2211 K	311	11/8 11/8 11/8	2	70 2 3/4	210 8 17/64	258 10 5/32	73 2 7/8	30 1 1 3/16	132 5 13/64	95 3 3/4	M-16 5/8	2110 1760 6850	1360 965 7500	5 28 11 80
312	SN-1812 SN-2312 SN-2212 K	1212 K 2312 K 2212 K	312	12/8 12/10 12/10	2	70 2 3/4	210 8 17/64	260 10 1/4	73 2 7/8	30 1 1 3/16	132 5 13/64	105 4 1/8	M-16 5/8	2390 1770 10800	1580 965 9400	5 72 12 60
313	SN-1813 SN-2313 SN-2213 K	1213 K 2313 K 2213 K	313	13/10 13/12 13/12	2	80 3 5/32	230 9 11/16	274 10 7/8	79 3 7/6	30 1 1 3/16	151 5 15/16	110 4 1/8	M-16 5/8	2430 2100 12700	1750 1390 11300	5 57 12 27
315	SN-1815 SN-2315 SN-2215 K	1215 K 2315 K 2215 K	315	15/8 15/10 15/8	2	80 3 5/32	230 9 11/16	278 10 15/16	82 3 15/64	30 1 1 3/16	152 5 1/8	115 4 17/32	M-16 5/8	3050 3500 13700	2180 2440 13700	8 02 17 67
318	SN-1818 SN-2318 SN-2218 K	1218 K 2318 K 2218 K	318	18/8 5 18/10 18/10	2	95 3 3/4	260 10 1/4	314 12 3/64	93 3 21/32	32 1 1 7/64	176 6 17/32	120 4 3/32	M-20 3/4	3100 3850 15700	2400 2740 14700	9 21 20 28
317	SN-1817 SN-2317 SN-2217 K	1217 K 2317 K 2217 K	317	17/8 17/10 17/10	2	95 3 3/4	260 10 1/4	320 12 19/32	83 3 11 1/6	32 1 1 7/64	186 6 59/64	125 4 3/4	M-20 3/4	3850 4600 18200	2900 3290 17000	10 97 24 17
318	SN-1818 SN-2318 SN-2218 K	1218 K 2318 K 2218 K	318	18/11 2 18/11 2 18/11 2	2	100 3 15/16	280 11 27/64	345 13 37/64	98 3 53/64	32 1 1 11/64	190 7 31/64	145 5 45/64	M-20 3/4	4450 5100 21300	3250 3850 20400	13 33 27 17
320	SN-1820 SN-2320 SN-2220 K	1220 K 2320 K 2220 K	320	20/18 2 20/12 2 20/12 1	2	112 4 13/32	320 12 19/32	380 14 31/32	110 4 21/64	40 1 37/64	215 8 15/32	160 6 19/64	M 22 7/8	5450 6100 28300	4100 5100 30000	17 20 37 58
322	SN-1822 SN-2322 SN-2222 K	1222 K 2322 K 2222 K	322	22/21 22/13 5 22/13 5	2	125 4 59/64	350 13 25/32	410 16 9/64	120 4 23/32	45 1 49/64	245 9 29/64	175 6 57/64	M 22 7/8	6300 7050 30500	4900 6350 38000	21 95 48 37

Las capacidades de carga indicadas corresponden a rodamientos NTN, otras marcas disponibles ZKL, LKS se reserva el derecho de surtir sus chumaceras con cualquiera de estos. Para seleccionar el Manguito de fijacion ver la Figura 10

Fig A-10. Unidades completas LKS



Manguito de montaje
Adapter Mounted



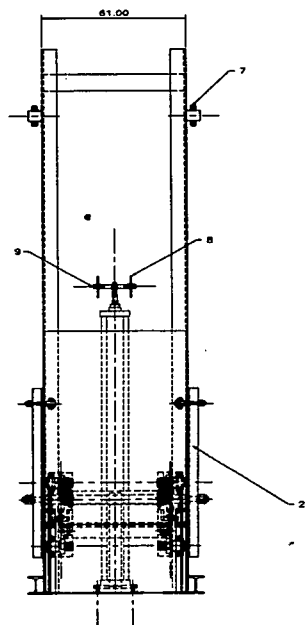
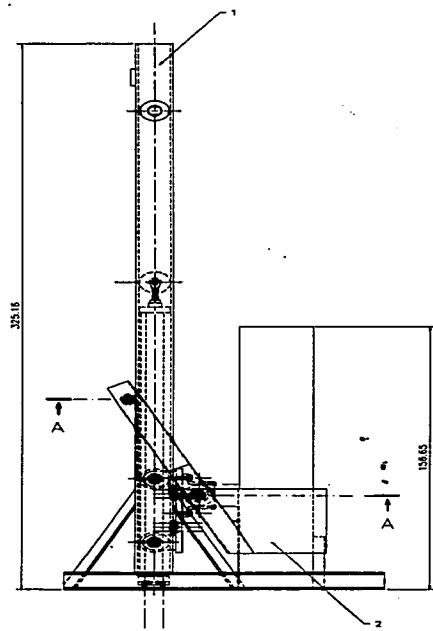
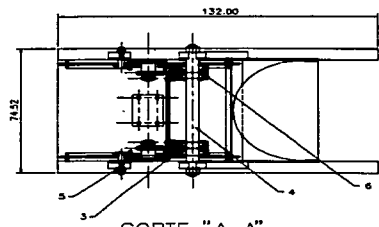
CAJA HOUSING	MANGUITO ADAPTER MOUNTED		TUERCA ARANDELA LOCK NUTS LOCK WASHERS	DIMENSIONES DIMENSIONS						PCSO-Weight					
	INFO TYPE	No		No	d		C	D	di		l				
					mm	Pulg Inches	mm Pulg. Inches	mm Pulg. Inches	mm Pulg. Inches		mm Pulg. Inches				
SN-506	HS HA HE	306	KM 6 MB 06	22.2	7/8	8	45	30 X 18 UN	31	0.108					
				23.8	15/16						1 3/16 X 18 UN	1 7/32	0.238		
				25.4	1						25/32				
SN-507	HS HA HE	307	KM 7 MB 07	28.6	1 1/8	9	52	35 X 18 UN	35	0.121					
				30.2	1 3/16						23/64	2 3/64	1 3/8 X 18 UN	1 3/8	0.266
				34.9	1 3/8						10	58	40 X 18 UN		
33.3	1 5/16	25/64	2 9/32	1 27/64 X 18 UN	1 27/64	0.469									
31.8	1 1/4	65	45 X 18 UN	39			0.285								
SN-509	HA HE	309	KM 9 MB 09					36.5	1 7/16	11	65	25/32 X 18 UN	1 17/32	0.628	
					38.1	1 1/2		7/16	2 9/16						
				41.3	1 5/8	12	70	55 X 18 UN	42						0.313
42.9	1 11/16	15/32	2 49/64	1 31/32 X 18 UN	1 21/32					0.689					
44.5	1 3/4	2	1 17/32 X 18 UN												
SN-511	HS HA HE	311	KM 11 MB 11	47.6		1 7/8	12	75	50 X 18 UN		45	0.371			
				49.2	1 15/16	2				1 25/32			1 25/32	0.817	
				50.8	2	2 15/32				2 61/64					
SN-512	HS	312	KM 12 MB 12	54.0	2 1/8	13	80	60 X 18 UN	47	0.400					
				54.0	2 1/8						33/64	3 5/32	2 23/64 X 18 UN	1 55/64	0.881
				60.3	2 3/8						14	85	65 X 18 UN		
55.6	2 3/16	2 1/4	3 11/32	2 9/16 X 18 UN	1 31/32	1.057									
57.2	2 1/4	15	98	75 X 18 UN			55	0.935							
SN-515	HA HE	315	KM 15 MB 15	61.9					2 7/16	15	98	2 61/64 X 18 UN	2 11/64	2.060	
				63.5	2 1/2	3 55/64									
				68.3	2 11/16	17	105	80 X 12 UN	59						1.020
69.9	2 3/4	43/64	4 9/64	3 5/32 X 12 UN	2 21/64	2.248									
74.6	2 15/16	18	110	85 X 12 UN			63	1.164							
SN-517	HA HE	317	KM 17 MB 17	75.2					3	23/32	4 21/64	3 11/32 X 12 UN	2 31/64	2.565	
				81.0	3 3/16	18			120						90 X 12 UN
				82.6	3 1/4	23/32	4 23/32	3 35/64 X 12 UN	2 9/16						2.686
SN-520	HA HE	320	KM 20 MB 20	87.3	3 7/16	20	130	100 X 12 UN		71	1.764				
				89.9	3 1/2							51/64	5 1/8	3 15/16 X 12 UN	
				100.0	4				21			145	110 X 12 UN	77	1.766
SN-522	HA HE	322	KM 22 MB 22	101.6	3 15/16	4	53/64	5 45/64	4 21/64 X 12 UN	3 1/32	3.892				
				101.6	4										
				101.6	4										

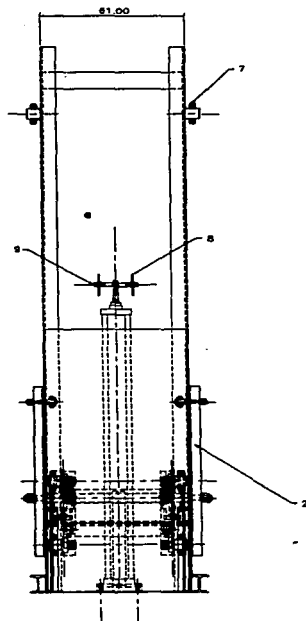
Tolerancia de concentricidad 25 micras

Concentricity Tolerance 25 microns

En el peso se incluye el manguito de montaje, tuerca y el dispositivo de seguridad (arandela).
En arandelas tambien trabajamos la MB-05

Fig. A-11. Adaptadores LKS



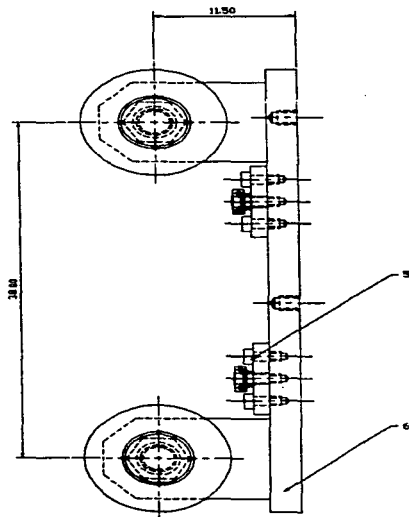
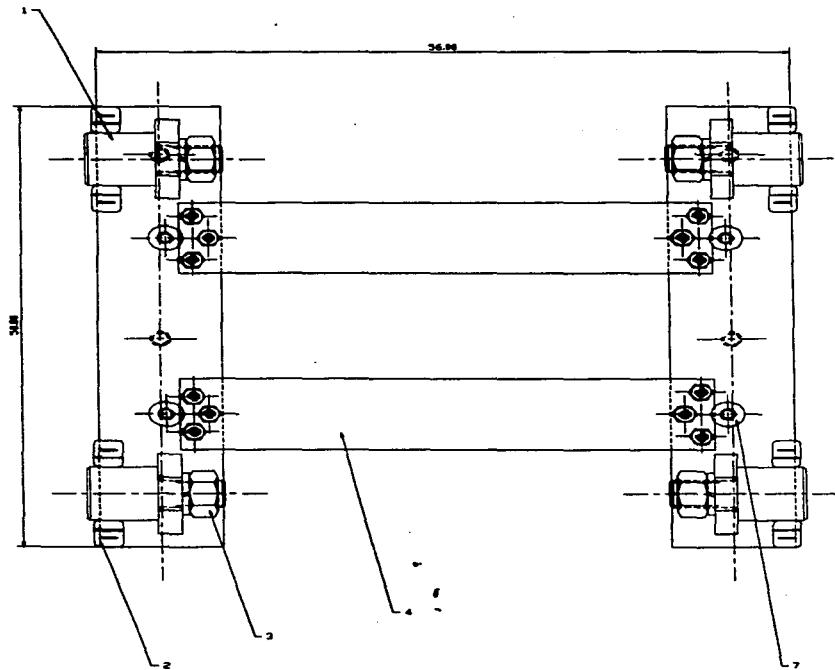


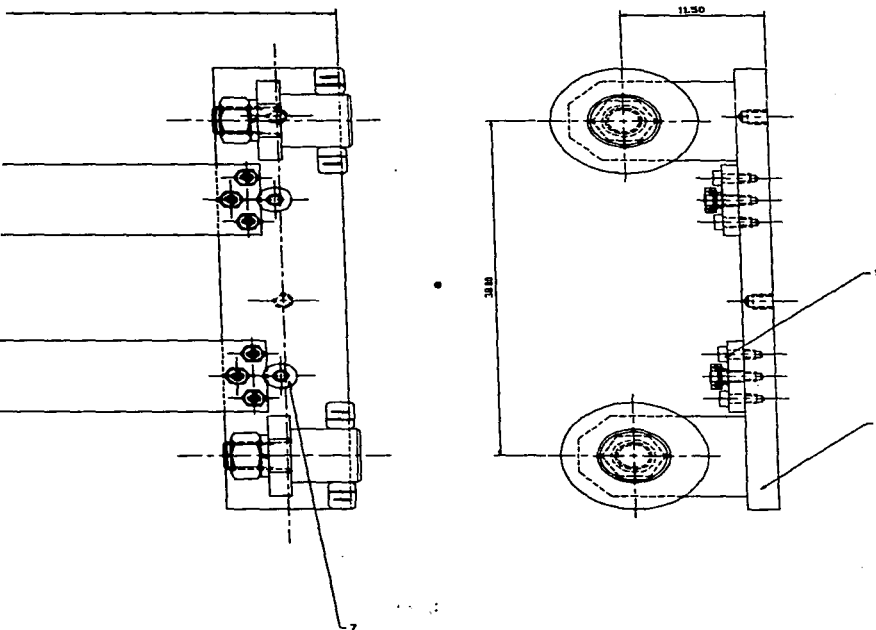
8	1	Eje D	Acero AISI 1045	T-07
8	2	Resaca de 18 dientes	Acero	Columna 10 del
7	2	Rodamiento	Acero	MS BU DE XC
6	2	Chumbeques		SN-2511
5	2	Eje B	Acero AISI 1045	T-06
4	1	Eje A	Acero AISI 1045	T-05
3	1	Carro	Acero placa	T-04
2	1	Conjunto cónico	Acero estructural	T-03
1	1	Soporte	Acero estructural	T-02

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN

ESCALA 1:10
ELEVADOR VOLTEADOR DE TAMBORES
CONJUNTO

PROF. A. RAMOS S.
T-01
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES Y DESARROLLO TECNOLÓGICO





8	1	Soporte vert.		TC - 64
7	4	Rodamiento		LN BC 16 3/8"
6	1	Soporte vert.	Placa de acero	TC - 03
5	12	Tornillo		Tamaño n. 10
4	2	Soporte hor.	Placa de acero	TC - 02
3	4	Tuerca C		Tamaño n. 3
2	4	Rodamiento C		65 BU DE 30
1	4	Eje C	AISI 1045	TC - 01

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

1:2
 mm

ELEVADOR VOLTEADOR DE TAMBORES
 CARRO

1000 A 10000 S
 T - Da
 1000 BU DE 30