

87A  
2ej.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**DISEÑO Y FABRICACION DE  
UN AGITADOR CENTRIFUGO**

**T E S I S   P R O F E S I O N A L  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A N  
GUSTAVO LOPEZ VAZQUEZ  
ENRIQUE E. VALLE VERDUZCO**



**Director  
Ing. Vicente Borja Ramirez**

MEXICO, D.F. 1992

**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 está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

## I N D I C E

I	PRESENTACION
II	OBJETIVO DE LA TESIS
III	METODO DE DISEÑO
IV	PLANEACION
V	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
VI	ESPECIFICACION DE NECESIDADES
VII	RECOPIACION Y ANALISIS DE LA INFORMACION
VIII	DISEÑO
	SISTEMA DE PORTATUBOS
	SISTEMA MOTRIZ
	SISTEMA DE CONTROL
	SISTEMA ESTRUCTURAL
IX	FABRICACION Y ENSAMBLE
X	PRUEBAS
XI	CONCLUSIONES

## I PRESENTACION

El desarrollo del presente proyecto obedece a una necesidad vinculada con la Dirección General de Servicios Médicos de la UNAM (DGSM), la cual por medio del Centro de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería, pretende lograr el diseño de equipo de laboratorio para realizar las pruebas clínicas que se requieren en el desarrollo de sus actividades.

El equipo de laboratorio, según informes de usuarios y distribuidores, es de importación en un 90 %, una razón más que suficiente para impulsar en la industria nacional el desarrollo de este tipo de aparatos y en general de todos aquellos que tengan que ver con la innovación tecnológica y que sirvan de apoyo a una nación en vías de desarrollo como la nuestra.

Dentro de estas actividades, de innovación y autosuficiencia tecnológica, cuyo objetivo es fomentar el desarrollo e impulsar la formación académica de los estudiantes, es que nace la idea de diseñar un prototipo de agitador centrífugo para pruebas sanguíneas económico y funcional, capaz de cumplir con los requerimientos mínimos para una operación práctica y adecuada en un laboratorio clínico.

Para el desarrollo del Agitador Centrifugo para pruebas sanguíneas, se cuenta con la información de la DGSM, que establece características y rangos de operación muy específicos, entre ellos se encuentran: velocidad, radio de giro, número de tubos por centrifugado, tipo de energía disponible, tipo de material, etc. Tales características, serán expuestas con la debida importancia durante el desarrollo del presente trabajo.

## II OBJETIVO DE LA TESIS

El desarrollo del presente trabajo reúne una serie de iniciativas dedicadas a satisfacer una necesidad específica.

De esta manera, el objetivo de la tesis es el de emplear los conocimientos adquiridos durante la carrera, aplicándolos en el diseño y fabricación de un agitador centrífugo, que además de aportar los requisitos necesarios para culminar con los estudios que otorgan el título de Ing. Mecánico Electricista, permite impulsar el desarrollo tecnológico, acorde con un firme deseo de evitar la dependencia tecnológica que nuestro país arrastra en la mayoría de los campos industriales.

Por parte de la Dirección General de Servicios Médicos el objetivo primordial, es el de resolver un problema de índole económico-tecnológico, que cumpla con los requerimientos que demandan sus actividades y facilite la adquisición de equipo para su laboratorio al costo más razonable.

### III METODO DE DISEÑO

La mayor parte de las actividades relacionadas con la ingeniería de diseño requiere para su optimización del seguimiento de un método de diseño que contribuya a mejorar el rendimiento, reduciendo tiempo de trabajo, abatiendo costos y en general maximizando el aprovechamiento de los recursos disponibles.

Por otro lado, es conocido por todos que el método de diseño no debe ser rígido, sino por lo contrario, pretende reunir los mecanismos que brinden la flexibilidad necesaria para abordar aspectos del diseño de manera libre y específica. Por ello, el método de diseño deberá considerarse como un camino a seguir capaz de sufrir modificaciones en el momento que se requiera, sin que exista una violación a las especificaciones del mismo.

A continuación se representa por medio de un diagrama de bloques (ver fig. 3.1) el método de diseño que se utiliza en este trabajo. Cabe mencionar que en dicho diagrama se resaltan cuatro actividades que se realizan en forma repetitiva para resolver cada uno de los sistemas que componen al proyecto. Dichas actividades se definen en el momento preciso de su análisis.

## METODO DE DISEÑO

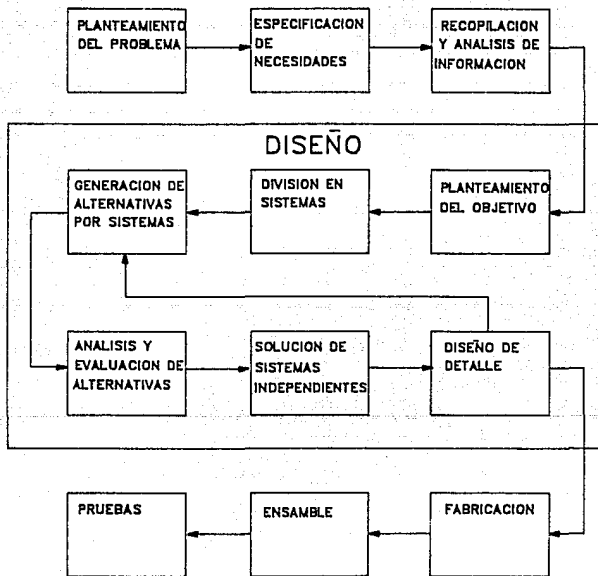


fig. 3.1 DIAGRAMA DE BLOQUES DEL METODO DE DISEÑO



## IV PLANEACION.

Antes de iniciar con el desarrollo del método de diseño, es conveniente establecer una planeación para la realización de un proyecto.

La planeación, consiste en la programación de las actividades que se van a realizar para el desarrollo de un proyecto, desde el principio y hasta el final del mismo, siendo estas actividades delimitadas por el propio diseñador con una secuencia lógica y ordenada, en la cual también se presentan las fechas y el avance de las actividades programadas.

Una de las finalidades que tiene la planeación es la de contar con los elementos necesarios para controlar en cada momento el desarrollo de las actividades.

El programa trata de cubrirse siempre en su totalidad como está contemplado en la planeación, sin embargo, pueden existir agentes externos que lo impidan siempre y cuando estén justificados, tales como son cambios en especificaciones del diseño, suministro y calidad de materiales, etc.

A continuación se presenta la planeación gráfica que se siguió durante el desarrollo del presente trabajo. (Ver fig. 4.1)

# P L A N E A C I O N



FIG. 4.1

## V PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Una vez que se ha puntualizado el método de diseño a seguir y se ha elaborado la planeación del proyecto, el siguiente paso consiste en el planteamiento del problema. En esta etapa se determina el problema y se plantea en forma general sin detallar aspectos específicos.

Las actividades que un laboratorio clínico desempeña para realizar estudios y análisis diversos, requieren de equipos especializados para obtener la exactitud y eficiencia que el caso amerita. Dentro de la amplia gama de equipos utilizados, figuran los agitadores centrifugos.

Nuestro problema es el de diseñar y fabricar un agitador centrifugo, capaz de separar por decantación la composición organica de fluidos, principalmente sanguíneos, aprovechando la diferencia de densidades de los constituyentes del fluido, caso que analizaremos a lo largo del presente trabajo. Contando para ello, con la información de la DGSM que establece entre los parámetros más relevantes; velocidad de 2500 RPM como mínimo, radio de giro del centro del equipo al extremo del tubo de ensaye de 14 cm como mínimo, capacidad para portar 8 tubos de 13 x 100 mm a la vez, alimentación de 127 Volts, C.Á. y operación secuencial durante todo el día.

Para resolver el problema es necesario conocer mas a fondo las características que lo determinan y establecen sus fronteras, puntualizando las restricciones y criterios a considerar en la toma de decisiones. Todo esto se enmarca dentro de un estado A (inicial) representado por la sustancia que entra al agitador centrifugo y un estado B (final) que ejemplifica a la sustancia que sale del agitador, decantada por diferencia de densidades.

A continuación se presenta un esquema representativo del problema en el cual se especifican los estados A y B (fig. 5.1).

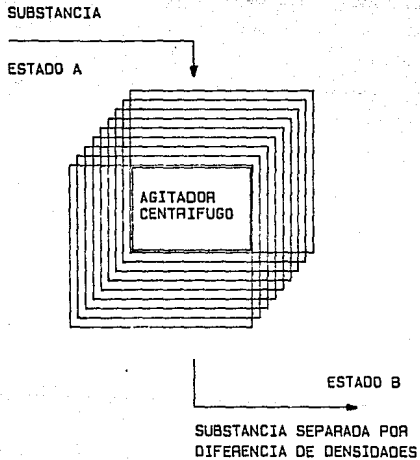


FIG. 5.1 ESQUEMA REPRESENTATIVO DEL PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

## VI ESPECIFICACION DE NECESIDADES

Es evidente que todo proyecto debe reunir una serie de requisitos que delimitan el problema y facilitan el diseño, al mismo tiempo que establecen los parámetros que marcan la pauta a seguir durante el desarrollo del proyecto. Dichos requisitos son de índole específico y característico para cada necesidad, principalmente son de carácter económico, estético y funcional, conjuntando con ellos la operación, durabilidad, mantenimiento y competitividad.

A continuación se relacionan las necesidades más relevantes que sirven como punto de partida para el diseño del agitador, mismas que son derivadas de los criterios del propio diseñador, como los del operador y el fabricante sin olvidar el aspecto económico.

## NECESIDADES

**ENTRADA:** substancia

### VARIABLES DE ENTRADA

tamaño del tubo  
 Peso de la muestra  
 Tipo de muestra

### LIMITACIONES DE ENTRADA

Tubos de ensayo de:  
 Diametro max. = 13 mm.  
 Longitud max. = 100 mm.  
 fluidos de origen humano

**SALIDA:** substancia separada  
 por diferencia de  
 densidades

### VARIABLES DE SALIDA

cantidad de substancia  
 estado de la muestra

### LIMITACIONES DE SALIDA

100 % de la substancia de  
 entrada  
 substancia mas densa en  
 el fondo.  
 substancia menos densa  
 en la superficie

FIG. 6.1 CUADRO DE LIMITACIONES DE ENTRADA Y SALIDA



**VARIABLES DE SOLUCION:**

tipo de substancia  
materiales de construcción  
tamaño del equipo

**RESTRICCIONES:**

método de separación por centrifugado  
velocidades de 0 - 2500 RPM.  
radio de giro de 14 cm como mínimo  
ocho tubos de ensaye como máximo a la vez.  
energía eléctrica de 127 V. C.A. 60 Hz.  
De constitución portatil.

**CRITERIOS:**

Costo competitivo.  
Facil mantenimiento.  
Durabilidad.  
Estetica.  
Calidad.  
Funcionalidad.  
Seguridad para el operario.  
Peso.  
Ruido.  
De facil limpieza.

**VOLUMEN DE PRODUCCION:**

Originalmente un prototipo.

**USO:**

Para laboratorio clínico trabajando secuencialmente

FIG. 6.2 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

## VII RECOFILACION Y ANALISIS DE LA INFORMACION

Dentro de los requerimientos que todo diseñador debe tener a su alcance para el desarrollo de un proyecto, se encuentra la documentación, manuales, revistas y en general toda aquella información que sirva como antecedente para el desarrollo de un diseño, desde un nivel que permita alcanzar un grado de exactitud comparable con los equipos de vanguardia. Así mismo, que permita desarrollar el proyecto sin perder tiempo en detallar en forma precisa y exacta en los conceptos básicos del mismo, concentrando los esfuerzos en mejorar aspectos de eficiencia, economía, estética, selección de materiales, etc.

Para la recopilación de la información se recurrió a bibliotecas, entrevistas con proveedores y con personal de laboratorios clínicos, como son: El Centro Médico la Raza (IMSS), Laboratorio Moctezuma (D.F.) y la Dirección General de Servicios Médicos (UNAM); obteniendo principalmente de los usuarios, las características que un agitador centrífugo debe reunir.

De las entrevistas se obtuvieron informes sobre varios equipos de agitación, los cuales fueron estudiados y a continuación se presentan las características más importantes de cada uno de los equipos analizados.

Centrifuga clínica marca Técnica Científica, S.A. modelo C-09. Povista de un cabezal en cruz que porta cuatro camisas por extremo, de tal forma que puede trabajar con 16 tubos de ensaye a la vez. Cuenta además con un reloj de 1 a 30 minutos, con interruptor de encendido y apagado, y con reóstato electrónico para control de velocidad.

Las principales deficiencias que presenta son del tipo económico ya que para su mantenimiento se requiere de partes poco comerciales que en su gran mayoría son de importación, consecuentemente costosas y de difícil adquisición.

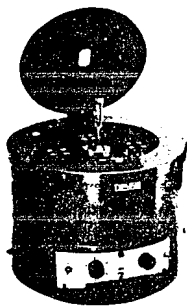


fig. 7.1 Centrifuga clínica modelo C-09

Centrifuga clinica marca Técnica Científica, S.A. modelo J-12-TC. Provista de un cabezal oscilante de ocho plazas, que portan camisas de latón niquelado, y de un motor de tipo flotante, designación que se le da por estar soportado sobre tacones de hule. El motor es de tipo universal de 125 Watts con reóstato transistorizado de tipo TRIAC, cuenta con un foco piloto que está sincronizado al motor, el cual enciende cuando éste arranca y se apaga cuando para, también cuenta con un tacómetro de burbuja, graduado entre 500 y 5000 RPM.

Entre las principales ventajas se encuentra la facilidad de operación, es un equipo práctico de sofisticación mínima. Por otro lado, entre las principales desventajas, se encuentra el alto costo de las camisas, ya que son fabricadas en latón niquelado cuyo costo, principalmente en pequeñas cantidades es elevado. Por otra parte su mantenimiento requiere de partes poco comerciales y de difícil adquisición.



fig. 7.2 Centrifuga modelo J-12-TC

Agitador centrífugo marca Damon/ifc División tipo IEC-SII. Cuenta con un cabezal de fundición y 24 camisas de una aleación en base a aluminio, así como de una cubierta protectora del mismo material. Su peso aproximado es de 24 kg, cuenta con un motor eléctrico de 1/7 HP, reloj de 0 a 60 minutos, rango de velocidades de 0 a 9000 RPM con incrementos de 500 RPM e interruptor de encendido y apagado con foco piloto.

Este agitador es uno de los más completos en su tipo, de operación eficiente y múltiple utilidad, así mismo es de los diseños más estéticos y cuenta con soporte técnico confiable.

Obviamente el inconveniente más grande es su elevado costo de adquisición y su complejo sistema de control lo que convierte al agitador centrífugo en un equipo poco práctico, además de considerar un elevado costo de mantenimiento por los numerosos sistemas que lo integran.



fig. 7.3 Centrifuga tipo IEC-SII

Agitador centrífugo marca Jouan, tipo BB. No. de referencia 11174100. Cuenta con un cabezal con capacidad máxima de 10 tubos, velocidad única de 3500 RPM, minútero, interruptor de encendido y apagado e indicador luminoso. El motor cuenta con un freno magnético y sistema de protección mediante fusibles.

Entre los agitadores analizados, éste es uno de los más fáciles de operar, su construcción es sumamente sencilla y específica además. El tamaño compacto y bajo peso, le dan un práctico uso y rápida instalación por sus características de tipo portátil. Sin embargo, sus limitaciones de velocidad lo sitúan en franca desventaja frente a sus competidores que manejan una amplia gama, permitiéndoles desahorrar mayores posibilidades de uso.

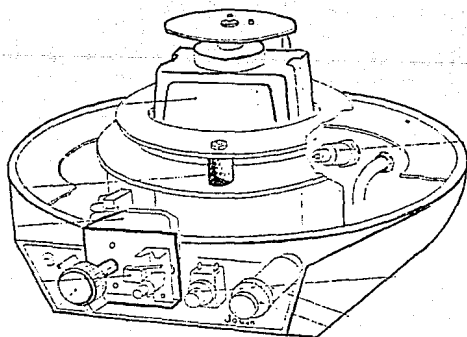


fig. 7.4 Centrífuga tipo BB.

Como se ha podido observar los equipos conservan en forma general el mismo principio, basado en una rotación concéntrica, soportando a los tubos de ensaye con mecanismos varios, en este apartado es donde se encuentran las diferencias mayores, así como en las capacidades de los motores, que están en función de la cantidad de tubos que se manejan y en el tamaño de la muestra.

Otras variantes se presentan también en los sistemas de control. Unos presentan más sofisticación que otros dependiendo de la eficiencia y exactitud con la que trabajan. También, existe variación en el número de tubos de ensaye.

Invariablemente la fabricación de origen extranjero, origina todo tipo de problemas de costo, escasez de refacciones y falta de especificaciones de diseño que obstaculizan el mantenimiento adecuado y eficiente.

En general, la información analizada hasta este momento, permite homogenizar criterios de diseño al mismo tiempo que brinda una serie de herramientas útiles para la solución del problema, objeto del presente proyecto.



## VIII DISEÑO

Una vez que la recopilación y análisis de la información ha concluido, el siguiente paso de acuerdo con el método de diseño, es el planteamiento del objetivo.

Escencialmente, el objetivo es el de diseñar un prototipo de agitador centrífugo para pruebas sanguíneas, económico y funcional. Para ello, será seccionado en partes fácilmente analizables que simplifiquen las soluciones de manera objetiva y práctica. Tales secciones serán llamadas sistemas, los cuales deberán ser tan numerosos como lo requiera la complejidad del diseño, siendo éstos determinados por fronteras que, a la vez, son eslabones de unión entre uno o más sistemas que en conjunto forman la máquina.

Para diseñar el agitador centrífugo, lo hemos dividido en cuatro sistemas, siendo estos los siguientes:

Sistema de portatubos

Sistema matriz

Sistema de control

Sistema estructural

Esta división obedece a razones puramente técnicas relacionadas con las funciones de soporte y centrifugado, transmisión de potencia, control de las revoluciones del motor y presentación. Los sistemas serán diseñados en el orden mostrado de acuerdo a la importancia que éstos representan para el agitador en conjunto y cuya justificación se presenta a continuación.

Como primer sistema tenemos al portatubos, el cual se toma como punto de partida para el diseño, por formar parte central del problema, dado que éste realiza la función de centrifugado, la cual es la más importante y los demás sistemas, de una u otra forma, tienen relación directa con el rotor o sistema de portatubos. El sistema motriz es el segundo en importancia, ya que es el encargado de proporcionar la potencia necesaria para realizar el centrifugado. El equipo requiere para su operación y funcionamiento adecuado de un sistema de control que además protege y regula la vida del equipo, que en este caso será el tercer sistema a diseñar. Por último tenemos el sistema estructural que es el encargado de contener a los demás sistemas, además de dar apariencia estética al equipo. La figura 8.1 muestra la interrelación entre los sistemas a través de un diagrama de bloques.

## SISTEMAS CONSTITUYENTES DEL AGITADOR

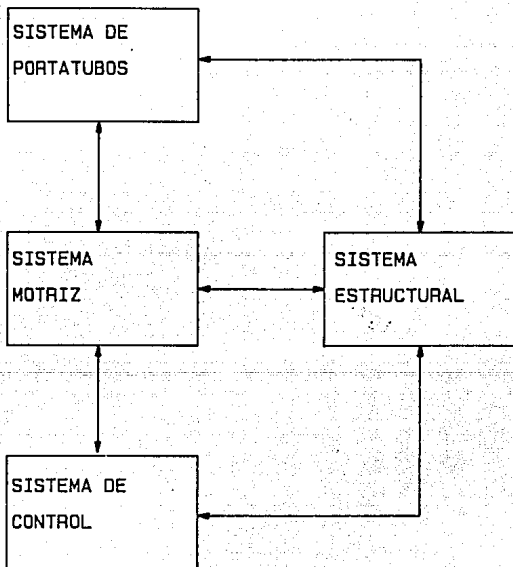


FIG. 8.1 DIAGRAMA QUE MUESTRA LA DIVISION DEL AGITADOR EN SISTEMAS

## 8.1 SISTEMA DE PORTATUBOS

El sistema de portatubos, como su nombre lo indica, es el encargado de soportar y sujetar a los tubos de ensaye manteniendo el radio de giro requerido y otorgando los parámetros de seguridad y funcionalidad establecidos por el operador para facilitar la sujeción y colocación de los tubos de ensaye.

Para el diseño del sistema de portatubos se tomaron en cuenta las especificaciones y restricciones comentadas en el capítulo VI de donde surgen las alternativas de solución que a continuación se mencionan.

### ALTERNATIVAS DE SOLUCION

- 1.- Rotor con camisas de inclinación fija
- 2.- Portatubos con mariposa
- 3.- Camisas independientes fijas
- 4.- Rotor con perno y argolla fijos
- 5.- Rotor con argolla móvil y perno fijo
- 6.- Rotor con perno y camisa independiente móvil

Una vez que las alternativas de solución han sido establecidas, se procede a describirlas brevemente puntualizando las ventajas y desventajas que presentan.

### 8.1.1 ROTOR CON CAMISA DE INCLINACION FIJA

Esta opción consta de un rotor que aloja ocho camisas portatubos, diseñadas con un ángulo de inclinación tal, que contrarreste la fuerza que origina el desplazamiento de los tubos al exterior de las mismas. La camisa debe permitir la entrada y salida de los tubos de ensaye con facilidad, manteniendo segura su estancia cuando el equipo se encuentra en operación, (ver figura 8.2).

#### VENTAJAS:

Fácil mantenimiento.

Balanceo permanente.

Excelente resistencia.

Piezas comerciales.

La inclinación de las camisas ofrece gran seguridad.

Estético.

Fácil montaje.

#### DESVENTAJAS:

Alto costo de fabricación para pequeños volúmenes de producción.

Sistema de una sola pieza, no recomendable para cualquier tipo de reparación mayor.

Construcción robusta cuyo peso influye en el sistema matriz.

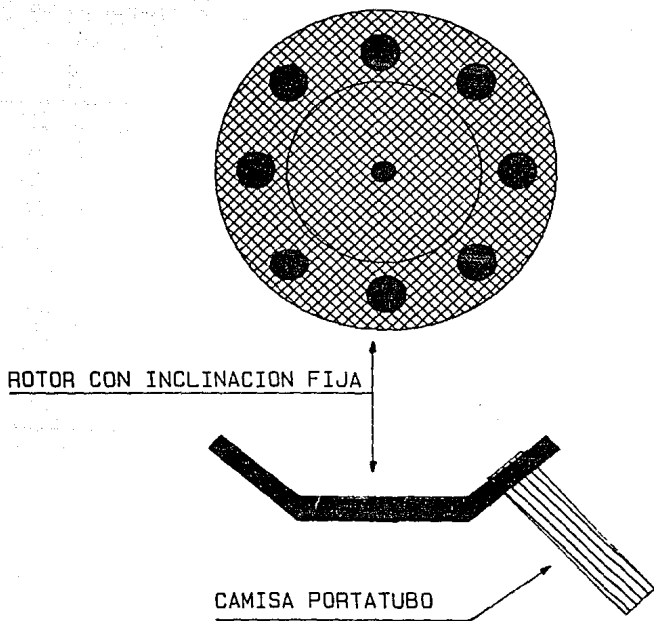


Fig. 8.2. ROTOR CON CAMISAS DE INCLINACION FIJA

### 8.1.2 ROTOR CON PORTATUBOS DE MARIPOSA

En este caso los tubos de ensaye son sujetos mediante una abrazadera que presiona con un arreglo de tornillo y mariposa, siendo el arreglo independiente para cada tubo como se muestra en la figura 8.3.

#### VENTAJAS:

Económico.

Fácil mantenimiento.

Piezas comerciales.

Su construcción no es muy robusta y de bajo peso.

#### DESVENTAJAS:

Mantenimiento constante.

Poca seguridad.

Minima estética.

Montaje.

Desbalanceo continuo.

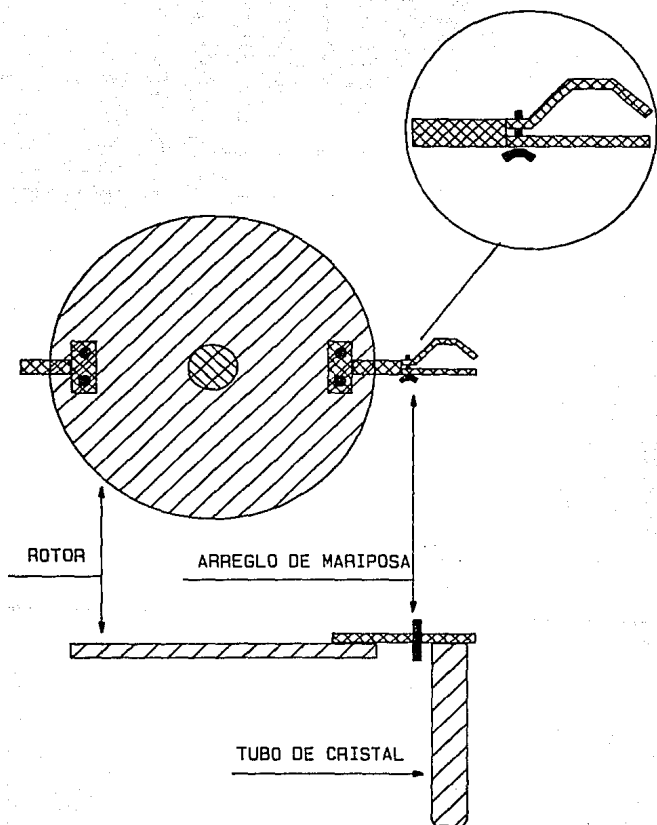


FIG. 8.3 ROTOR CON SUJECION CON MARIPOSA



### 8.1.3 ROTOR CON CAMISAS INDEPENDIENTES FIJAS

En este arreglo, las camisas sujetan al tubo de ensaye una por cada tubo, se encuentran fijas por medio de un perno el cual impide que la camisa varie su ángulo de inclinación sin importar la velocidad de giro del rotor que sostiene a las camisas. Las camisas deberán permitir la libre entrada y salida de los tubos de ensaye (ver figura 8.4.).

#### VENTAJAS:

Económico.

Seguridad para tubos de ensaye.

Fácil mantenimiento.

Fácil montaje

Estético.

#### DESVENTAJAS:

Mantenimiento costoso por no existir piezas comerciales

Movimiento centrifugo sujeto a vibraciones.

Poca resistencia a la carga.

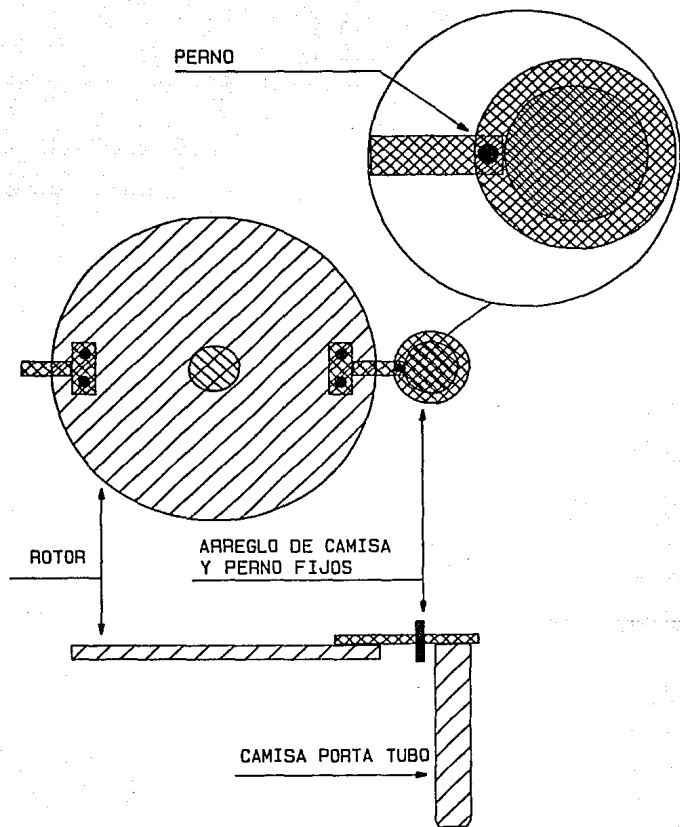


FIG. 8.4 ROTOR CON CAMISAS INDEPENDIENTES FIJAS

#### 8.1.4 ROTOR CON SUJECION DE PERNO Y ARGOLLA FIJO

Este sistema, como su nombre lo indica, está totalmente fijo, no tiene movimiento al girar, permanece vertical, en otras palabras, forma una perpendicular con respecto al piso; el tubo de ensaye entra por la parte superior y penetra hasta que el cuello del tubo ajusta con el diámetro de la argolla. En este sistema, el tubo de ensaye está sujeto únicamente por la argolla y el perno, sin camisa de protección, (ver figura 8.5).

##### VENTAJAS:

Fácil de operar.

Movimiento cetrífugo estable.

Durable.

Fácil mantenimiento.

Fácil montaje.

Estético.

Su construcción no es robusta y de bajo peso.

##### DESVENTAJAS:

Mantenimiento costoso por no existir piezas comerciales

Fabricación compleja.

Inseguro, existe la posibilidad de que el tubo se rompa cuando se encuentra en operación por la fragilidad que presenta el cristal que lo conforma.

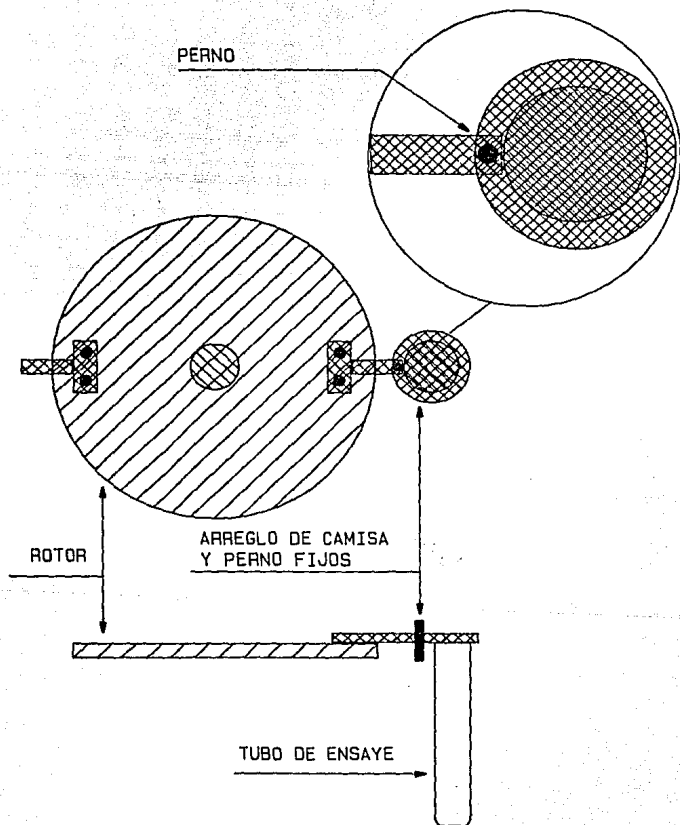


FIG. 8.5 ROTOR CON SUJECION POR PERNO Y ARGOLLA FIJOS

### 8 1.5 ROTOR DE SUJECION CON ARGOLLA MOVIL Y PERNO FIJO

El tubo de ensaye penetra hasta que el diámetro superior del tubo ajusta con el diámetro de la argolla. En este sistema la argolla es móvil. Inicialmente, o en estado de reposo, el tubo de ensaye permanece vertical, al girar tiende a formar un ángulo de 90 grados con respecto al piso y conforme disminuye la velocidad regresa a la posición inicial hasta llegar nuevamente a la vertical. Como en el caso anterior, el tubo únicamente se encuentra sujeto por medio de una argolla, (ver figura 8.6.)

#### VENTAJAS:

Fácil de operar.

Movimiento cetrifugo estable.

Durable.

La articulación de la argolla indirectamente reduce la velocidad del motor.

Fácil montaje.

Fácil mantenimiento.

Estético.

#### DESVENTAJAS:

Mantenimiento costoso por no existir piezas comerciales

Fabricación compleja.

Inseguro, existe la posibilidad que el tubo se rompa cuando se encuentra en operación por la fragilidad que presenta el cristal que lo conforma.

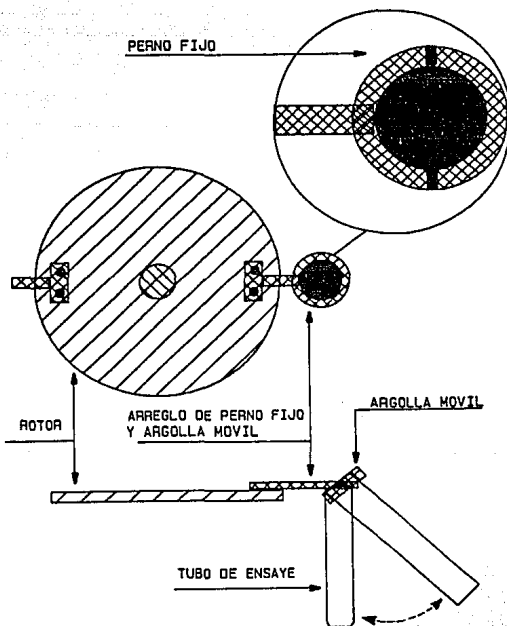


FIG. 8.6 ROTOR CON SUJECION CON ARGOLLA MOVIL Y PERNO FIJO

### 8.1.6 ROTOR CON FERNO Y CAMISA INDEPENDIENTE MOVIL

En este sistema, se cuenta con tantas camisas como tubos de ensaye se requieran. El tubo de ensaye penetra en la camisa hasta el fondo de la misma.

En estado de reposo, el tubo y la camisa están totalmente verticales, al realizar el centrifugado, el ángulo de inclinación cambia de 0 a 90 grados con respecto a la vertical y al disminuir la velocidad, el ángulo de inclinación disminuye proporcionalmente, hasta formar una perpendicular con respecto al piso, cuando se encuentra en alto total, (ver figura 8.7).

#### VENTAJAS:

Brinda seguridad a los tubos de ensaye.

Durable.

Movimiento centrifugo estable.

Fácil mantenimiento.

Buena resistencia a la carga.

Fácil montaje.

#### DESVENTAJAS:

Alto costo de fabricación.

Mantenimiento costoso por refacciones poco comerciales

Desbalanceo constante por la situación de camisas móviles, expuestas a caídas y golpes diversos que le provocarían deformaciones.

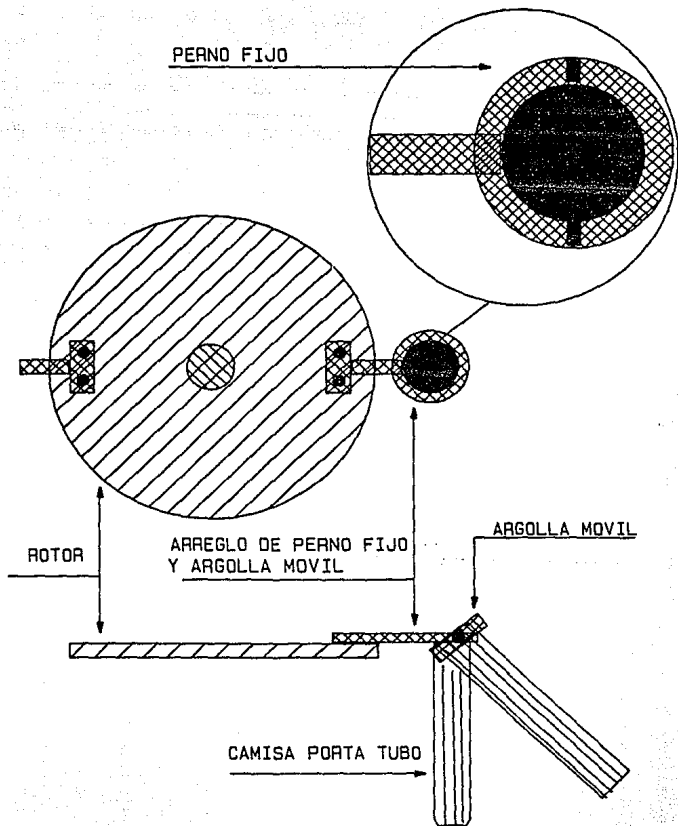


FIG. 8.7 ROTOR CON PERNO Y CAMISA INDEPENDIENTE MOVIL



### B.1.7 EVALUACION Y SELECCION

Una vez que han sido establecidas las posibles soluciones al sistema, se requiere evaluar cada una de ellas y seleccionar la solución que presente más ventajas, que cumpla con todos los objetivos al costo más razonable y con las mejores condiciones de operación.

Para la evaluación y selección de los sistemas nos basaremos en el método de la matriz de decisiones, el cual consiste en analizar cada uno de los criterios utilizados para el diseño, otorgando un factor de peso dependiendo de la importancia que éste representa para el sistema.

Por otra parte, se cuenta con varias alternativas de solución que serán calificadas o valuadas en función de la exactitud con que cumplan los requerimientos solicitados, utilizando para tal fin, la escala de calidad en el cumplimiento, que a continuación se presenta.

CALIDAD EN EL CUMPLIMIENTO	FACTOR DE PESO
Satisface ampliamente todos los aspectos	10.0
Satisface ampliamente los aspectos importantes	9.0
Satisface los aspectos importantes	7.5
Punto intermedio entre satisfacción completa y no satisfacción	5.0
Aspectos satisfechos a la mitad de los requerimientos	2.5
Aspectos satisfechos muy poco.	1.0
Aspectos no satisfechos.	0.0

#### ESTRUCTURA DE LA MATRIZ:

La matriz de decisiones está constituida por renglones y columnas. En los renglones se colocan todas las posibles soluciones propuestas para cada sistema, mientras que las columnas se forman con los criterios de diseño.

Los criterios de diseño tendrán un valor numérico en porcentaje, que depende de la importancia que cada criterio representa para el sistema, es decir, entre más importante sea mayor será su porcentaje.

Cada opción de solución será calificada con la escala numérica de CALIDAD EN EL CUMPLIMIENTO que ha sido detallada previamente. Posteriormente cada calificación será multiplicada por el porcentaje asignado al criterio y al sumar en forma horizontal, se obtendrá la calificación numérica para cada opción. La matriz funcionará como un tabulador, donde la mayor calificación numérica será la opción más apropiada para el diseño.

A continuación se presenta la justificación del porcentaje propuesto para cada criterio.

Costo competitivo.- Es un criterio cuya importancia no es determinante, porque lo que se busca es tener gran funcionalidad y seguridad, sin embargo, no deja de tener importancia desde el punto de vista económico, por tanto tendrá un peso del 5 %.

Mantenimiento.- Es un punto que debe de tomarse en cuenta para garantizar una operación duradera con el mínimo de reparaciones a un costo razonable y su importancia será del 10 %.

Durabilidad.- Está estrechamente ligado con el mantenimiento y operación de agitador, por ello se le asignó el 10 %.

Estética.- Especialmente para el sistema de portatubos, la estética no es un criterio importante ya que el cuidar su apariencia no es la finalidad primordial. Su porcentaje será del 3 %.

Calidad.- Es un punto determinante en todos los sistemas, ya que garantiza en gran medida la durabilidad, producto de la selección de buenos materiales y manufacturas adecuadas para la correcta operación, el porcentaje será del 15 %.

Funcionalidad.- El diseño deberá ser práctico y sencillo de operar por lo tanto el valor otorgado será del 10 %.

Seguridad para el operario.- Es un criterio cuya importancia no debe menospreciarse, por ello tendrá un peso del 10 %.

Peso.- Para el presente sistema de portatubos, es un punto de radical importancia ya que determinará en gran medida la potencia del motor y ésta a su vez, aspectos de los sistemas de control y estructural. El valor asignado será del 20 %.

Ruido.- Ya que es un equipo diseñado para trabajar en laboratorios y lugares cerrados tendrá un peso del 10 %.

Limpieza.- Deberá tener las condiciones de higiene más recomendables para un laboratorio clínico. Su valor será del 7 %.

La evaluación resultará del análisis preliminar, que se obtiene de la presentación de las ventajas y desventajas de cada sistema propuesto, con lo cual podremos asignar el valor más apropiado a los criterios utilizados en la matriz de decisiones. Cabe mencionar que la evaluación se hizo desde el punto de vista teórico, de mantenimiento y servicio, tomando en cuenta los parámetros teóricos y prácticos basados en la experiencia de usuarios, distribuidores y del propio diseñador.

A continuación se presenta la matriz de decisión que indica la mejor opción para resolver el sistema de portatubos, (ver figura B.8).

## SISTEMA DE PORTATUBOS

SOLUCION	CRITERIO	COSTO FABRICA	MANTO.	DURABILIDAD	ESTETICA	CALIDAD	FUNCIONALIDAD	SEGURIDAD	PESO	RUIDO	LIMPIEZA	CAL.
	VALOR NUMERICO EN %	5 %	10 %	10 %	3 %	15 %	10 %	10 %	20 %	10 %	7 %	100 %
ROTOR CON CAMISAS DE INCLINACION FIJA 1	75 3.75	90 9	90 9	75 2.25	90 13.5	100 10	90 9	50 10	90 9	90 6.3		72.8
PORTATUBOS CON MARIPOSA 2	90 4.5	75 7.5	50 5	25 0.75	50 7.5	10 1	50 5	90 18	75 7.5	75 5.25		62.0
CAMISAS INDEPENDIENTES FIJAS 3	50 2.5	50 5	90 9	75 2.25	90 13.5	100 10	90 9	75 15	90 9	90 6.3		68.05
ROTOR CON PERNO Y ARGOLLA FIJOS 4	75 3.75	90 9	90 9	90 2.7	75 11.25	75 7.5	0 0	75 15	75 7.5	100 7		59.2
ROTOR CON ARGOLLA MOVIL Y PERNO FIJO 5	75 3.75	90 9	90 9	90 2.7	75 11.25	90 9	0 0	75 15	75 7.5	100 7		68.2
ROTOR CON PERNO Y CAMISA INDEPENDIENTE MOVIL 6	50 2.5	90 9	90 9	90 2.7	90 13.5	90 9	100 10	75 15	75 7.5	90 6.3		71.0

FIG. 8.8 MATRIZ DE TOMA DE DECISION

Se observa en la matriz, que de las seis posibles soluciones, la que obtuvo la mayor calificación fue de 72.8, en segundo lugar el rotor con perno y camisa independiente móvil con una calificación de 71.0 . Finalmente la opción que se utilizará será la número uno.

## MEMORIA DE CALCULO

Para la selección del material, se ha tomado en cuenta, como punto de partida, la experiencia de usuarios y sus requerimientos, así como la información recabada de distribuidores de equipos similares. Con base en estos aspectos, se determinó que el material a seleccionar debe reunir características de durabilidad, higiene, estética, mínimo mantenimiento, precio accesible y resistencia, tanto a sustancias ácidas, como a métodos de limpieza ordinarios que reducen la vida útil de los materiales, tales como limpieza con detergentes y fibras, limpiadores químicos, etc.

El material recomendado para la fabricación del rotor, es lámina de acero inoxidable calibre No. 16 cuyo espesor es de 1.59 mm aproximadamente. Para comprobar la buena selección del material, a continuación se muestran los cálculos en el punto crítico del rotor, siendo dicho punto, aquel que presente la mayor probabilidad de falla.

Pueden existir básicamente dos tipos de fallas en la lámina del rotor, que son; falla total (ruptura) o falla por deformación (doblado), siendo la segunda, la que requiere de menor carga para que ocurra, se procede a efectuar los cálculos correspondientes.



Para calcular la fuerza necesaria para el doblado se utilizará la expresión siguiente.

$$F_d = \frac{L h^2 \sigma_{\max}}{d}$$

donde:

L= longitud de doblado.

h= espesor de lámina.

$\sigma_{\max}$  = resistencia máxima.

d= brazo de palanca.

El punto crítico del rotor se encuentra en la zona donde el área de contacto que soporta a la carga es menor, y el brazo de palanca que existe entre el área de soporte y la fuerza aplicada es mayor, dicho punto se encuentra localizado justo en la parte del rotor que se encuentra en contacto con la flecha de transmisión.

De tal forma que la longitud L es el perímetro de la flecha de transmisión cuyas características se detallan en la figura 8.8a. Por otra parte se considera como punto de partida para el cálculo, lámina de acero inoxidable cal. 16, donde se obtiene  $h = 1.59$  mm.

El acero inoxidable comercialmente cuenta con las siguientes propiedades.

TIPO	304
UNS	S30400
$\sigma_{\text{máx.}}$	40,000 psig.

Finalmente el brazo de palanca se considera del centro de la flecha de transmisión al extremo del portatubos tal como se muestra en la figura 8.8a.

De tal forma que los datos obtenidos son:

$$L = 2 \quad r = 2.35 \text{ pul} \quad h = 1.59 \text{ mm} = 0.0590 \text{ pul}$$

$$\sigma_{\text{máx.}} = 40,000 \text{ psig.}$$

$$d = 13 \text{ cm} = 5.118 \text{ pul}$$

de donde:

$$F_d = \frac{(2.35)(0.0590)^2 (40000)}{5.118} = 63.39 \text{ lb} = 28.68 \text{ kg}$$

5.118

La fuerza máxima que resistirá el rotor es la debida a su mismo peso ( $w$ ) más la de los tubos de ensaye llenos.

De tal forma que:

$$W = w_t + w_l$$

donde:

$w_t$  representa el peso del tubo de ensaye = 30 gramos

$w_l$  representa el peso del líquido contenido = 100 gramos

$W$  representa la suma de los dos.

obtenidos experimentalmente mediante una báscula.

$$W = 130 \text{ gramos} \times 8 \text{ tubos} = 1.040 \text{ kg}$$

el peso del rotor es de 600 gramos aproximadamente

$W \text{ Total} = 1.640 \text{ Kg}$

donde  $W \text{ Total} = 1.64 \text{ Kg}$        $F_d = 28.68 \text{ Kg}$

Con base en este resultado se asegura que el rotor no sufrirá deformación alguna.

La fuerza de doblado debida a la carga dinámica ( $W_d$ ) no se toma en cuenta, ya que actúa en sentido contrario a la fuerza de doblado estática ( $W$ ) calculada anteriormente, tal como se muestra en la figura 8.8a.

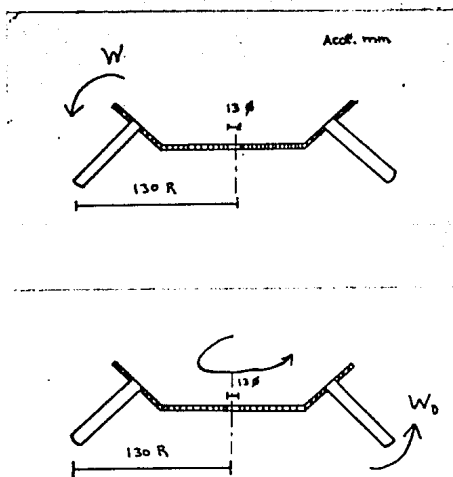


FIGURA 8.8a

## 8.2 SISTEMA MOTRIZ

Este sistema se encargará de proporcionar y transmitir la potencia necesaria, así como los rangos de velocidad adecuados al rotor que a su vez es el contenedor de los tubos de ensaye. Estará constituido por alguna de las alternativas de solución que se relacionan a continuación y que deberán cumplir con los requerimientos puntualizados en el capítulo IV.

### ALTERNATIVAS DE SOLUCION

- 1.- Sistema matriz con motor eléctrico de C.D. de alta velocidad.
- 2.- Sistema matriz con motor eléctrico de C.D. de velocidad estandar.
- 3.- Sistema matriz de manivela con potencia manual.

### 8.2.1 SISTEMA MOTRIZ CON MOTOR ELECTRICO DE C.D. DE ALTA VELOCIDAD

La velocidad será proporcionada directamente por el motor eléctrico de alta velocidad, acoplado al rotor mediante una flecha con transmisión directa. De tal forma que las revoluciones estarán limitadas por la velocidad del motor, (ver figura 8.9).

#### VENTAJAS:

Velocidad máxima de 3600 rpm aproximadamente.

Acoplamiento sencillo.

Fácil mantenimiento.

Bajo costo de operación.

#### DESVENTAJAS:

Alto costo de adquisición.

Existencia y variedad mínima del motor en el mercado.

Escasez de refacciones.

Necesario implementar un rectificador de corriente ya que la alimentación eléctrica debe ser de C.A.

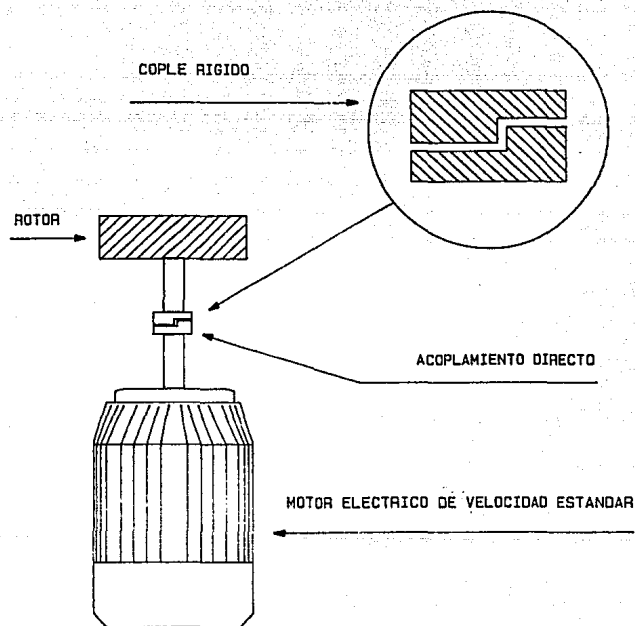


FIG. 8.9 SISTEMA MOTRIZ CON MOTOR DE C.D. DE ALTA VELOCIDAD

## 8.2.2 SISTEMA MOTRIZ CON MOTOR ELECTRICO DE C.D. DE VELOCIDAD ESTANDAR

En este caso la velocidad es proporcionada directamente por un motor eléctrico, acoplado al rotor mediante una caja amplificadora de velocidades para obtener las revoluciones deseadas. La amplificación de velocidades puede ser por engranes o poleas y bandas, (ver figura 8.10).

### VENTAJAS:

Existencia en el mercado de gran variedad de capacidad de motores.

Costo razonable del motor.

Fácil mantenimiento.

Bajo costo de operación.

### DESVENTAJAS:

Velocidad máxima de 1700 rpm en el motor aproximadamente.

Acoplamiento mediante amplificador de velocidades.

En el caso de poleas la velocidad es poco precisa.

Necesario implementar un rectificador de corriente ya que la alimentación eléctrica debe ser de C.A.

CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDADES  
QUE PUEDE SER POR:  
ENGRANES  
POLEAS Y BANDAS

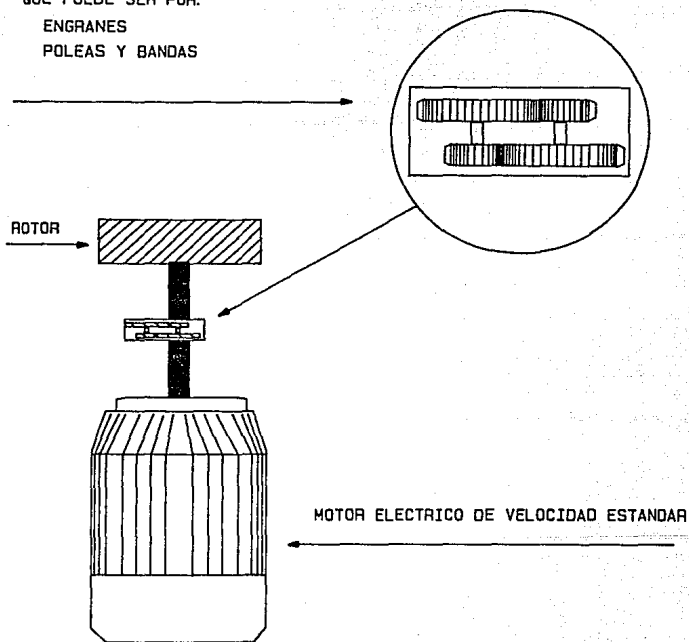


FIG. 8.10 SISTEMA MOTRIZ CON MOTOR DE C.D. VELOCIDAD ESTANDAR



### 8.2.3 SISTEMA MOTRIZ DE MANIVELA CON POTENCIA MANUAL

La potencia es transmitida mediante un movimiento manual y la velocidad adecuada se obtiene mediante un arreglo de engranes que multiplica la velocidad original suministrada a la manivela, (ver figura 8.11).

#### VENTAJAS:

Bajo costo.

No requiere fuentes de energía externas.

Fácil de operar.

Mantenimiento mínimo.

#### DESVENTAJAS:

Potencia humana poco confiable.

Grandes variaciones de velocidad.

Acoplamiento mediante amplificadores de velocidad.

Sistema obsoleto y poco práctico.

No recomendable para operación continua.

A continuación se presenta la matriz de decisiones (figura 8.12) que determina la opción más apropiada para el diseño del sistema.

CAJA AMPLIFICADORA DE VELOCIDADES  
MEDIANTE ARREGLO DE ENGRANES

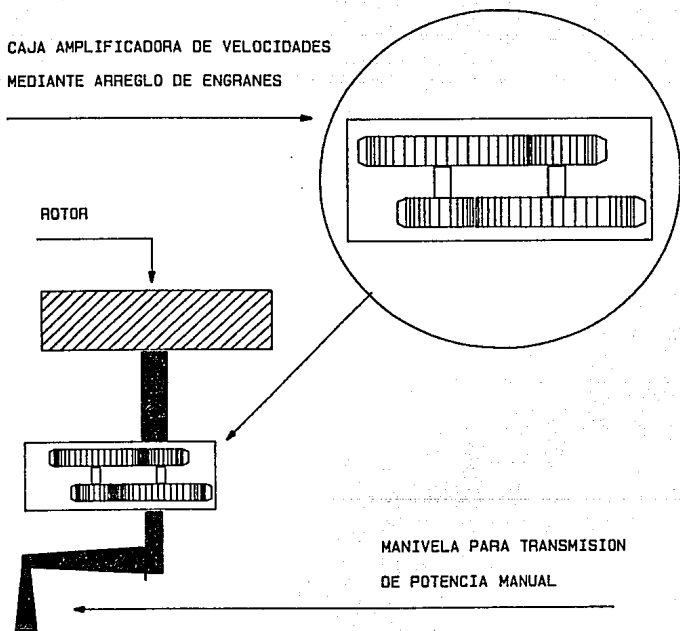


FIG. 8.11 SISTEMA MOTRIZ CON POTENCIA MANUAL.

## SISTEMA MOTRIZ

CRITERIO		COSTO FABRICA	MANTTO.	DURABI-LIDAD	ESTETICA	CALIDAD	FUNCIO-NALIDAD	SEGU-RIDAD	PESO	RUIDO	LIMPIEZA	CAL.
SOLUCION	VALOR NUMERICO EN %	20 %	5 %	5 %	3 %	10 %	15 %	10 %	7 %	15 %	10 %	100%
MOTOR ELECTRICO DE C.D. DE ALTA VELOCIDAD	1	10 2	50 2.5	75 4	50 1.5	90 9	90 13.5	75 7.5	50 3.5	75 11.25	50 5	59.75
MOTOR ELECTRICO DE C.D. DE VELOCIDAD ESTANDAR	2	75 15	75 4	90 5	50 1.5	75 7.5	75 11.25	75 7.5	50 3.5	75 11.25	50 5	71.50
CON MANIVELA Y POTENCIA MANUAL	3	50 10	90 5	75 4	25 0.75	75 7.5	10 1.5	50 5	75 5.25	50 7.5	25 2.5	49
		/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
		/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
		/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
		/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	

FIG. B.12 MATRIZ DE TOMA DE DECISION

En la elaboración de esta matriz, se propusieron tres alternativas de solución y la que obtuvo una mayor calificación es el motor eléctrico de velocidad estandar, principalmente debido a su costo, funcionalidad y fácil adquisición, ya que la segunda opción que es la del motor eléctrico de alta velocidad, presenta alto costo y difícil adquisición.

### 8.3 SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control, como su nombre lo dice, es el encargado de controlar las revoluciones del motor, así como de parar y accionar al motor según se requiera, por lo cual el problema se concentra en la transmisión y variación de velocidades, teniendo como alternativas de solución las que a continuación se presentan:

#### ALTERNATIVAS DE SOLUCION

- 1.- Transmisión y variación de velocidades con engranes
- 2.- Transmisión y variación de velocidades con poleas
- 3.- Transmisión y variación de velocidades con poleas y reóstato
- 4.- Transmisión y variación de velocidades con engranes y reóstato
- 5.- Transmisión y variación de velocidades con acoplamiento directo y reóstato

### 8.3.1 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON ENGRANES

Cuenta con un engrane colocado en la parte superior de la flecha. Este engrane se encarga de transmitir la potencia necesaria al rotor el cual cuenta con una serie de engranes en su parte inferior, con el objeto de variar las revoluciones por minuto. Cada uno de estos engranes, los cuales son de diferentes diámetros, al acoplarse con el engrane de la flecha del motor nos proporcionan las revoluciones requeridas, dependiendo de la relación diametral existente entre ellos, el acoplamiento se realizará manualmente, (Ver fig. 8.13).

#### VENTAJAS:

Mecanismos muy exactos.

Fácil mantenimiento.

Durable.

La potencia se transmite eficientemente.

#### DESVENTAJAS:

Los cambios de engranes requieren de un diseño preciso y costoso.

Sistema ruidoso.

Sistema que requiere de espacio.

Costo elevado.

Cambio de engranes manual, poco práctico.

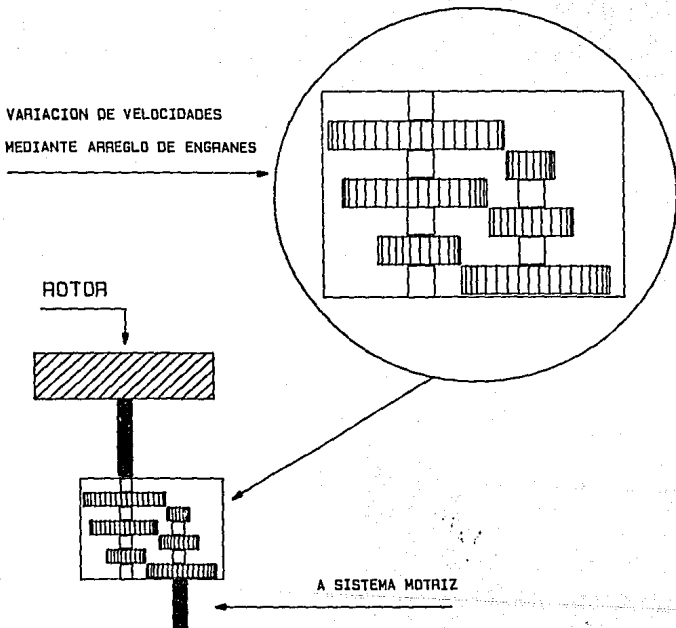


FIG. 8.13 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES  
CON ENGRANES

### 8.3.2 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON POLEAS

Se cuenta con una polea colocada, al igual que el sistema anterior en la parte superior de la flecha del motor la cual por medio de una banda transmite el movimiento a otra serie de poleas, colocadas en la parte inferior del rotor. Las revoluciones requeridas están en función del diámetro de las poleas y el cambio se realizará colocando la banda en la polea que proporcione las revoluciones requeridas. El acoplamiento se realizará manualmente, (ver fig. 8.14).

#### VENTAJAS:

Mantenimiento sencillo

Poco ruidoso

Bajo costo

Fácil de operar

#### DESVENTAJAS:

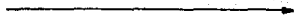
Los cambios de la banda son poco funcionales.

Sistema de gran tamaño.

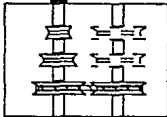
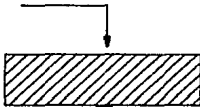
Sistema poco preciso .



VARIACION DE VELOCIDADES  
MEDIANTE ARREGLO DE POLEAS



ROTOR



A SISTEMA MOTRIZ

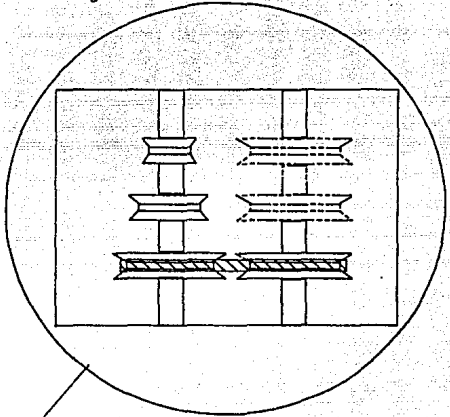


FIG. 8.14 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES  
CON POLEAS

### 8.3.3 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON POLEAS Y REOSTATO

Se cuenta con dos poleas, colocadas una en la parte inferior del rotor y la otra en la flecha del motor, estarán acopladas mediante bandas y la velocidad se controlará directamente en el motor con un reóstato o resistencia variable. Las poleas guardan una relación diametral de 1:2 con el fin de multiplicar la velocidad del motor para obtener los requerimientos de 2500 rpm como mínimo, (ver fig. 8.15).

#### VENTAJAS:

Gran funcionalidad al manejar una sola relación de poleas.

Fácil de operar.

Bajo costo.

Poco ruidoso.

#### DESVENTAJAS:

Baja precisión al arranque.

Mantenimiento constante para bandas, ya que son elementos que sufren desgaste continuo.

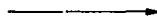
TRANSMISION DE POTENCIA  
MEDIANTE POLEAS Y BANDA



ROTOR



MOTOR ELECTRICO



VARIACION DE VELOCIDADES  
MEDIANTE REOSTATO

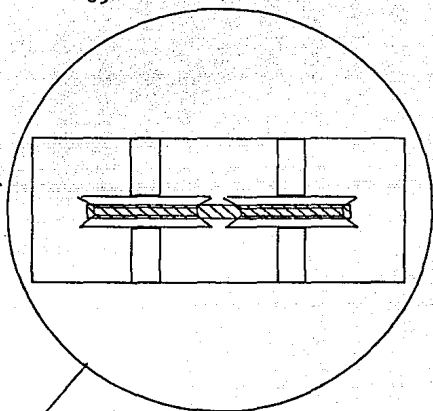


FIG. 8.15 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES  
CON POLEAS Y REOSTATO

### 8.3.4 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON ENGRANES Y REOSTATO

Esta integrado por dos engranes, colocados uno en la flecha del motor y otro en la parte inferior del rotor, acoplados directamente, donde la relación diametral estará en función de los requerimientos de velocidad máximos. Las revoluciones se controlarán directamente con el motor mediante una resistencia variable, (ver fig. 8.16).

#### VENTAJAS:

Se maneja una relación única de engranes.

Fácil de operar.

Sistema preciso.

Funcional.

#### DESVENTAJAS:

Costoso.

Mantenimiento costoso

Ruidoso.

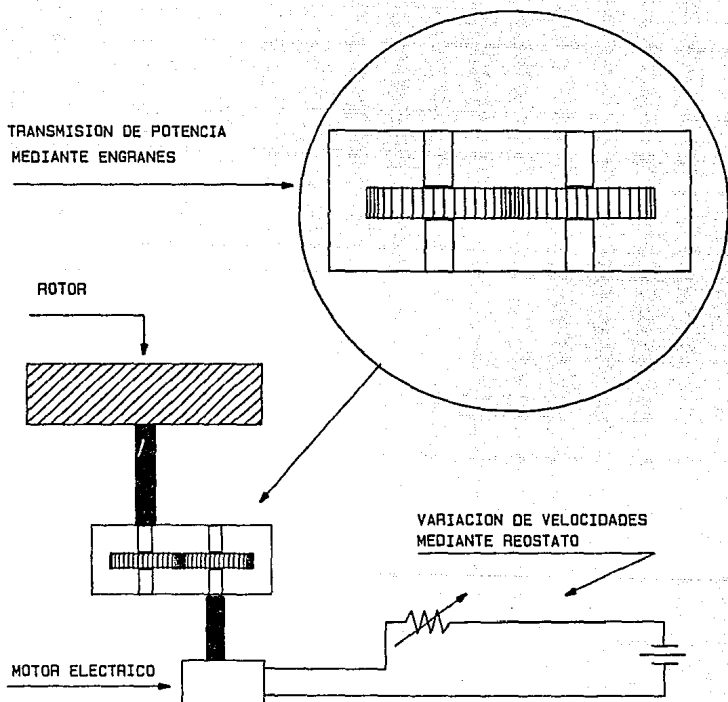


FIG. 8.16 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES  
CON ENGRANES Y REOSTATO

### 8.3.5 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON ACOPLAMIENTO DIRECTO Y REOSTATO

A diferencia de los anteriores sistemas, no cuenta ni con engranes ni con poleas, la flecha del motor se acopla directamente al rotor, de tal forma que las revoluciones del rotor dependerán del diseño del motor y se controlarán por medio de un reóstato, (ver fig. 8.17).

#### VENTAJAS:

- Fácil mantenimiento.
- Los pasos de transmisión son mínimos.
- Control de velocidades sencillo.
- Sistema preciso.

#### DESVENTAJAS:

- Alto costo de adquisición.
- Poca variedad en el mercado de motores con estas características.

Una vez analizadas cada una de las opciones se evalúan para seleccionar la más apropiada de acuerdo a la matriz de decisiones siguiente, (ver figura 8.18.).

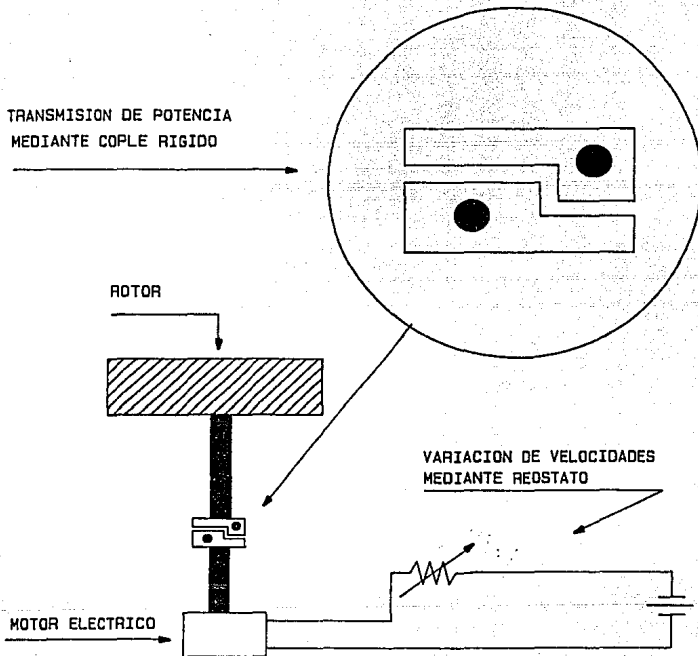


FIG. 8.17 TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES  
CON ACOPLAMIENTO DIRECTO Y REOSTATO

## SISTEMA DE CONTROL

SOLUCION	CRITERIO	COSTO	MANTO.	DURABI-	ESTETICA	CALIDAD	FUNCIO-	SEGU-	PESO	RUIDO	LIMPIEZA	CAL.
	VALOR NUMERICO EN %	10 %	10 %	15 %	3 %	10 %	15 %	15 %	5 %	15 %	2 %	100%
1	TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON ENGRANES	25 2.5	25 2.5	75 11.25	10 0.3	90 9	10 1.5	10 15	25 1.25	50 7.5	25 0.5	51.3
2	TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON POLEAS	50 5	50 5	75 11.25	10 0.3	90 9	10 0.15	75 11.25	50 2.5	75 11.25	50 1	56.7
3	TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON POLEAS Y REOSTATO	75 7.5	75 7.5	90 13.5	75 2.25	90 9	75 11.25	50 7.5	90 4.5	90 13.5	90 1.8	78.3
4	TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON ENGRANES Y REOSTATO	25 2.5	50 5	90 13.5	50 1.5	90 9	75 11.25	50 7.5	75 3.75	75 11.25	25 0.5	65.78
5	TRANSMISION Y VARIACION DE VELOCIDADES CON ACOPLAMIENTO DIRECTO Y REOSTATO	90 9	75 7.5	90 13.5	90 2.7	25 2.5	90 13.5	50 7.5	10 5	10 15	90 1.8	78.0

FIG. 8.16 MATRIZ DE TOMA DE DECISION



De las cinco posibles soluciones, mostradas en la matriz, es evidente que la número cuatro, cumple más ampliamente con los requerimientos, por ello es la opción que se selecciona para el diseño.

#### 8.4 SISTEMA ESTRUCTURAL

El sistema estructural tiene como función, además de soportar y contener a las camisas, motor y transmisión; dar una presentación estética y de fácil manejo al agitador, tanto para el operario como para las actividades de mantenimiento.

#### ALTERNATIVAS DE SOLUCION

- 1.-Cubierta cónica y fija con tapadera para rotor.
- 2.-Cubierta fija para motor y rotor con tapadera.
- 3.-Cubierta cilíndrica móvil para motor y rotor.
- 4.-Cubierta cilíndrica móvil para rotor.
- 5.-Estructura a la intemperie.

A continuación se presenta un pequeño análisis, mediante la comparación de cada una de las alternativas propuestas entre sí, como se realizó para los tres sistemas anteriores.

#### 8.4.1 CUBIERTA CONICA Y FIJA CON TAPADERA PARA ROTOR

Está constituida por una cubierta en forma de medio cono invertido, que se encuentra fija a una estructura que soporta al motor. Dicha cubierta cuenta, en la parte superior, con tapadera que facilita el acceso al rotor. El sistema de control se ubica en la misma estructura que soporta al motor y a la cubierta (ver fig. 8.19).

##### VENTAJAS:

Ofrece seguridad al usuario al proteger los tubos del exterior.

Fácil manejo de tubos.

De fácil construcción.

##### DESVENTAJAS:

El control a la intemperie ofrece riesgos durante la operación.

Mayor posibilidad de falla con el motor a la intemperie

Vulnerabilidad ante agentes externos.

Mayor propagación de ruidos.

Peso considerable.

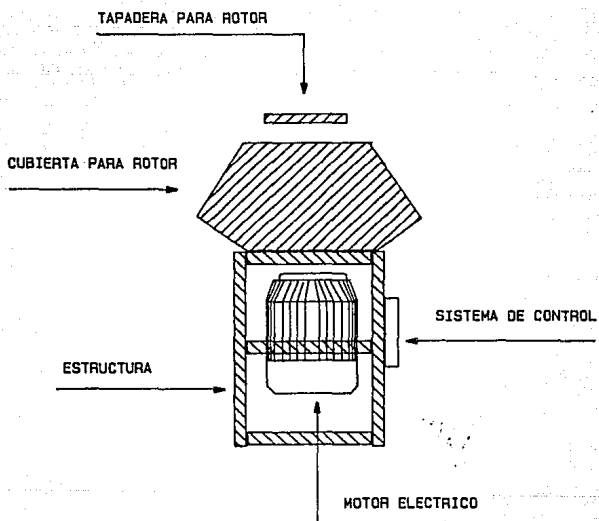


FIG. 8.19 CUBIERTA CONICA Y FIJA CON TAPADERA PARA ROTOR

#### 8.4.2 CUBIERTA FIJA PARA MOTOR Y ROTOR CON TAPADERA

Al igual que en la opción anterior la cubierta del rotor es en forma de medio cono invertido con tapadera, sin embargo, en este caso la alternativa se ve complementada con una segunda cubierta cilíndrica inferior para el motor, acoplada a la anterior. Dicho conjunto además de ser la cubierta del agitador, soporta a todos los sistemas, eliminando con ello una estructura interna, (ver fig. 8.20).

##### VENTAJAS:

Ofrece seguridad al usuario al proteger los tubos del exterior.

Fácil manejo de tubos.

De fácil construcción.

La cubierta total acorta los periodos de mantenimiento al impedir la acumulación de polvo y agentes externos.

Apariencia estética.

##### DESVENTAJAS:

El conjunto de cubiertas hacen al equipo robusto.

Costo de fabricación considerable.

Mayor peso.

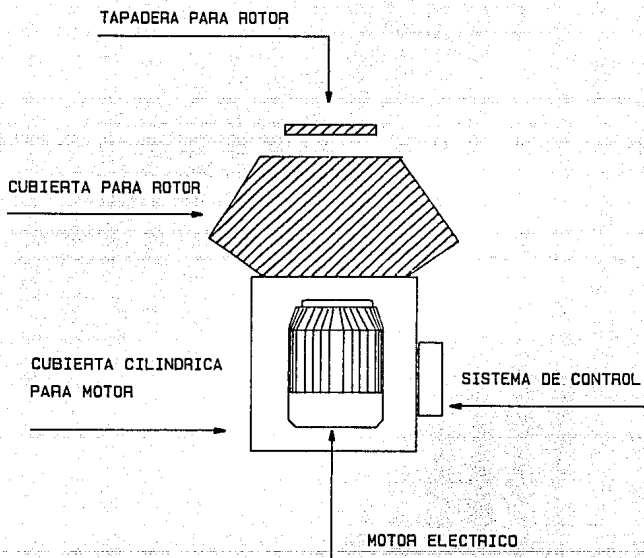


FIG. 8.20 CUBIERTA FIJA PARA MOTOR Y ROTOR  
CON TAPADERA

### 8.4.3 CUBIERTA CILINDRICA MOVIL PARA MOTOR Y ROTOR

Tanto el motor, como el rotor son alojados en una cubierta única, que los envuelve totalmente. Dicha cubierta en forma de cápsula, descansa libremente sobre la superficie de apoyo, donde se encuentra el agitador, tal como se muestra (ver fig. 8.21). Debe contar con una estructura adicional que soporte al rotor, motor y control.

#### VENTAJAS:

- Ofrece seguridad al usuario al proteger a los tubos del exterior.
- Fácil manejo de tubos.
- De fácil construcción.

#### DESVENTAJAS:

- Poco estético.
- Cubierta robusta de gran tamaño.
- Peso considerable.

CUBIERTA CILINDRICA  
CON AGARRADERA

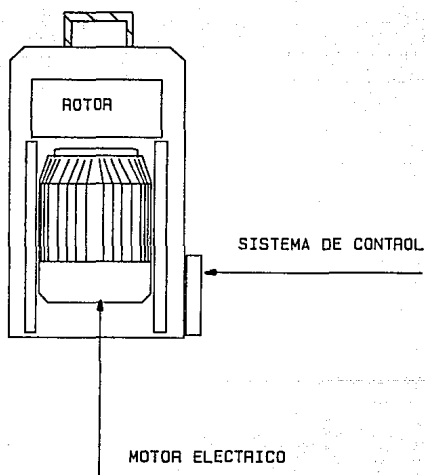


FIG. 8.21 CUBIERTA CILINDRICA MOVIL PARA MOTOR Y ROTOR



#### **B.4.4 CUBIERTA CILINDRICA MOVIL PARA ROTOR**

En esta opción, el rotor se protege y cubre con una cubierta cilíndrica que descansa sobre la parte superior de una estructura, que tiene la función de soportar al agitador en conjunto. En esta opción tanto el motor como el control se encuentran a la intemperie (ver fig. B.22).

##### **VENTAJAS:**

Ofrece seguridad al usuario al proteger a los tubos del exterior.

Fácil construcción.

Fácil manejo de tubos.

##### **DESVENTAJAS:**

El control a la intemperie es riesgoso.

Mayor posibilidad de fallas con motor a intemperie.

Mayor propagación de ruidos.

Vulnerabilidad a agentes externos.

Poco estético.

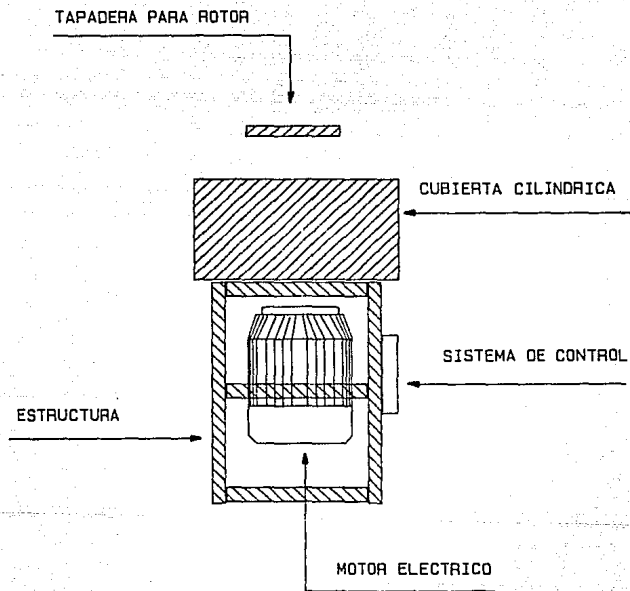


FIG. 8.22 CUBIERTA CILINDRICA MOVIL PARA ROTOR

#### 8.4.5 ESTRUCTURA A LA INTEMPERIE

Para esta opción de solución, no se cuenta con ningún tipo de cubierta, tanto el motor como el rotor y el sistema de control se encuentran afianzados, mediante una estructura común, tal como se puede apreciar en la figura correspondiente (fig. 8.23).

##### VENTAJAS:

Económico.

Fácil construcción.

Fácil manejo de tubos.

Ligero.

##### DESVENTAJAS:

Poco estético.

Poca seguridad para el operario por estar expuesto a la ruptura accidental de alguno de los tubos.

Mayor propagación de ruidos.

Mayor mantenimiento por exposición al ambiente.

Vulnerabilidad a agentes externos.

Partiendo de la evaluación preliminar, que resulta del análisis de las ventajas y desventajas de las cinco opciones anteriores, se reúnen los elementos necesarios para formar la matriz de decisiones que se presenta a continuación (Ver figura 8.24)

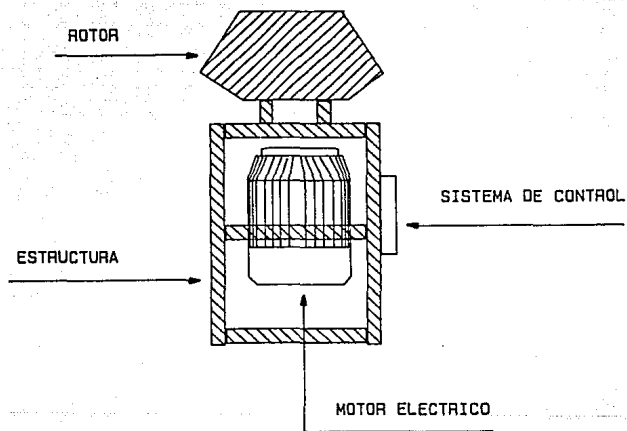


FIG. 8.23 ESTRUCTURA A LA INTEMPERIE

## SISTEMA ESTRUCTURAL

SOLUCION	CRITERIO	COSTO FABRICA	MANTTO.	DURABILIDAD	ESTETICA	CALIDAD	FUNCIONALIDAD	SEGURIDAD	PESO	RUIDO	LIMPIEZA	CAL.
	VALOR NUMERICO EN %	15 %	7.5 %	5 %	20 %	7.5 %	10 %	15 %	10 %	7.5 %	2.5 %	100%
CUBIERTA CONICA Y FIJA CON TAPA PARA ROTOR 1	75	90	90	90	90	90	90	90	90	75	75	86.24
	11.25	6.95	4.5	18	6.95	9	13.5	9	5.62	1.87		
CUBIERTA FIJA PARA MOTOR Y ROTOR CON TAPA 2	75	100	90	100	90	90	100	90	90	90	90	92.0
	11.25	7.5	4.5	20	6.95	9	15	9	6.75	2.25		
CUBIERTA CILINDRICA MOVIL PARA MOTOR Y ROTOR 3	75	100	90	75	90	75	100	75	90	90	90	84.0
	11.25	7.5	4.5	15	6.95	7.5	15	7.5	6.75	2.25		
CUBIERTA CILINDRICA MOVIL PARA ROTOR 4	75	90	90	50	90	90	90	90	75	75	75	68.24
	11.25	6.95	4.5	10	6.95	9	13.5	9	5.62	1.87		
ESTRUCTURA A LA INTENPERIE 5	90	50	90	50	75	100	50	90	50	50	50	68.87
	13.5	3.75	4.5	10	5.62	10	7.5	9	3.75	1.25		

FIG. 8.24 MATRIZ DE TOMA DE DECISION

La matriz de decisiones anterior, muestra que la opción cuya puntuación es la más elevada, corresponde a la número dos, ya que de acuerdo con el análisis elaborado, es la opción que cumple más satisfactoriamente los requerimientos solicitados. Dicha solución, por tanto será la que se desarrolle para su fabricación.

## CALCULO DE LA POTENCIA

Para obtener la potencia que requiere el motor, primero procederemos a obtener el momento de inercia del rotor, el cual se dividió en partes para contar con un análisis y un resultado más confiable. Posteriormente calcularemos la aceleración angular y con ésta el par necesario para vencer la inercia. Así mismo se calcula el par para vencer la fricción, sumando estos dos obtendremos un par total que multiplicado con la velocidad angular dará finalmente la potencia requerida.

Las partes del portatubos que cuentan con inclinación se considerarán para el cálculo totalmente horizontales.

A continuación se muestra un esquema donde se observa una vista lateral del rotor (fig. 8.25), misma que fué dividida en tres partes para su análisis.

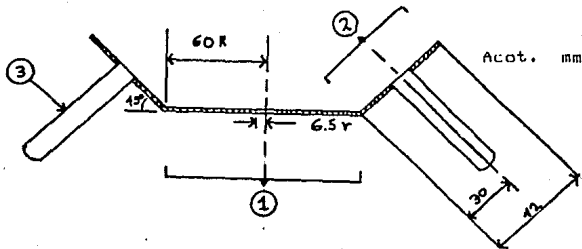


fig. 8.25

La primera parte para nuestro cálculo parte 1 de la fig. 8.25, se considera como un disco sin el portatubos y sin la inclinación como se observa en la figura 8.26.

$$R = 60 \text{ mm}$$

$$r = 6.5 \text{ mm}$$

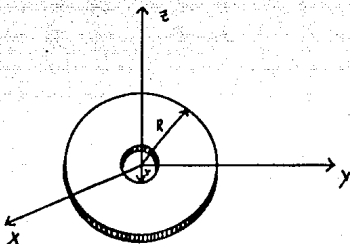


FIGURA 8.26.

El volumen que necesitamos es la parte sombreada del disco, el cual llamaremos volumen del disco (Vd),

El (Vd) es igual al volumen total menos el volumen por donde entra la flecha.

$$Vd = (\pi R^2 - \pi r^2) e = \pi (R^2 - r^2) e = \pi (0.060^2 - 0.0065^2) 0.0015 = 1.676 \text{ EXP}-5 \text{ m}^3$$



La masa es igual a  $m = \rho V d = (7920 \text{ Kg/m}^3)(1.676 \text{ EXP}^{-5}) = 0.133 \text{ kg}$ .

El momento de inercia es  $I_z = 1/2(mR^2) = [1/2](0.133)(0.0600)^2 = 2.394 \text{ EXP}^{-4} \text{ Kg m}^2$ .

La segunda parte del cálculo consiste en la sección inclinada del rotor (parte 2 de la fig. 8.25), la cual, para el análisis se considera totalmente horizontal, misma que se muestra a continuación (figura 8.27).

$$R = 102 \text{ mm}$$

$$r = 60 \text{ mm}$$

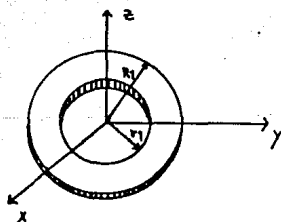


FIGURA 8.27

El volumen que calcularemos es:

$$V = \pi (R_1^2 - r_1^2) e = \pi (0.102^2 - 0.06^2) 0.0015 = 3.206 \text{ EXP} - 5 \text{ m}^3$$

La masa  $m = \rho V = (7920)(3.206 \text{ EXP} - 5) = 0.254 \text{ Kg}$ .

El momento de inercia que se requiere es el  $I_z = (1/2)mR^2$

$$I_z = [1/2](0.254)(0.102^2) = 1.32 \text{ EXP} - 3 \text{ Kgm}^2$$

La tercera parte consideramos al portatubos en posición horizontal como se observa en la figura 8.28.

$$I_z = [1/12]m(3R^2 + L^2)$$

$$R = 8 \text{ mm}$$

$$L = 98 \text{ mm}$$

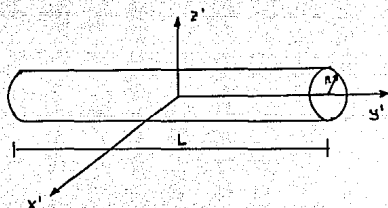


FIGURA 8.28.

Antes de calcular el volumen primero procederemos a obtener el perímetro

$$P = \pi D = \pi (0.016) = 0.05026 \text{ m}$$

Luego el área  $A = PL = (0.05026)(0.098) = 0.00492 \text{ m}^2$

y finalmente el volumen  $V = (0.00492)(0.0015) = 7.389 \text{ EXP} - 6 \text{ m}^3$

La masa es  $m = (7920)(7.389 \text{ EXP} - 6) = 0.0585 \text{ Kg}$

El momento de inercia  $I_z'$  es:

$$I_z' = [1/12](0.0585)[3(0.008)^2 + (0.098)^2] = 4.7755 \text{ EXP} - 5 \text{ Kgm}^2$$

Considerando 8 tubos  $I_z = 8(4.7755 \text{ EXP} - 5) = 3.82044 \text{ EXP} - 4 \text{ Kgm}^2$

Trasladando el  $I_z'$  al eje principal con el teorema de los ejes paralelos.

En la figura (8.29) se muestra cómo se colocaron los ejes, el valor de 11.66 es la distancia del eje del rotor al centro del portatubos, por lo tanto:

$$I_z = I_z' + 8md^2 = 3.82044 \text{EXP}-4 + (0.0585)8(0.1169)^2 = 6.777 \text{EXP}-3 \text{ Kg m}^2$$

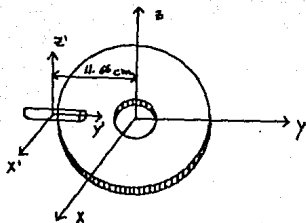


FIGURA 8.29.

El momento  $I_z$  total es:

$$I_z = 2.394 \text{EXP}-4 + 1.321 \text{EXP}-3 + 6.777 \text{EXP}-3 = 8.3379 \text{EXP}-3 \text{ Kg m}^2$$

$$\text{La masa total } m = 0.133 + 0.254 + 0.468 = 0.855 \text{ kg}$$

$$\text{El peso } P = mg = (0.855)(9.81) = 8.387 \text{ N.}$$

Al no considerar para el cálculo la inclinación real del rotor, nuestro momento total será mayor y con esto la potencia también será mayor, de tal forma que se tiene un factor de seguridad favorable.

Una vez obtenido  $I_z$ ,  $m$  y  $P$  totales, obtendremos la aceleración angular partiendo de las definiciones básicas. La velocidad angular es igual a  $d\theta/dt = \omega$  donde:

$\theta$  = representa la posición

$t$  = tiempo

$\omega$  = velocidad angular

Por otro lado la aceleración angular es igual a:

$$d\omega/dt = \alpha$$

donde :

$\omega$  = velocidad angular

$t$  = tiempo

$\alpha$  = aceleración angular

Considerando que:

$$\alpha = \text{cte.}$$

$\omega_1 = 0$  porque parte del reposo.

La aceleración angular ( $\alpha$ ) es:

$$\alpha = 0.5 \left( \omega_2^2 \right) / \theta \text{ final}$$

Se consideran 180 revoluciones para que se alcancen las 2500 rpm máximas requeridas y se mantengan constantes.

$$\omega = 2500 \text{ rpm} = 2500(2\pi) / 60 = 261.79 \text{ rad/s}$$

$$\theta_{\text{final}} = 2(\pi) \text{ (radianes)} = 1 \text{ revolución}$$

entonces 180 revoluciones es igual a:

$$2(3.1416)180=1130.97\text{rad}$$

por tanto, la aceleración angular ( $\alpha$ ) es igual a:

$$\alpha = 0.5(261.79)^2 / 1130.97 = 30.29 \text{ rad/s}^2$$

El par necesario para vencer la inercia:

$$T = I \alpha_{\text{total}}$$

$$\text{donde } T = (8.3379 \text{EXP}-3) (30.29) = 0.2525 (\text{Kg m} / \text{s})$$

$$T = 0.2525 \text{ N}\cdot\text{m}$$

El par necesario para vencer la fricción ( $T_{fr}$ ) es igual a

$$T_{fr} = fpr \text{ donde:}$$

$$f = \text{coeficiente de fricción} = 0.007$$

$$P = \text{peso en Newtons} = 10.90 \text{ N.}$$

$$r = \text{radio del diámetro externo de la flecha de transmisión en metros} = 0.00638 \text{ m}$$

$$\text{Por tanto } T_{fr} = (0.007)(8.387)(0.00638) = 3.745 \text{EXP}-4 \text{ N m}$$

La potencia P es igual a:

$$P = (T_{\text{total}})(\omega) :$$

donde :

$$T_{\text{total}} = T_{fr} + T$$

$$T_{fr} + T = 3.745 \text{EXP}-4 + 0.2525 = 0.2528 \text{ N m}$$

$$P = (T_{\text{total}}) \omega$$

$$P = (0.2528)(261.79) = 66.20 \text{ watts.}$$

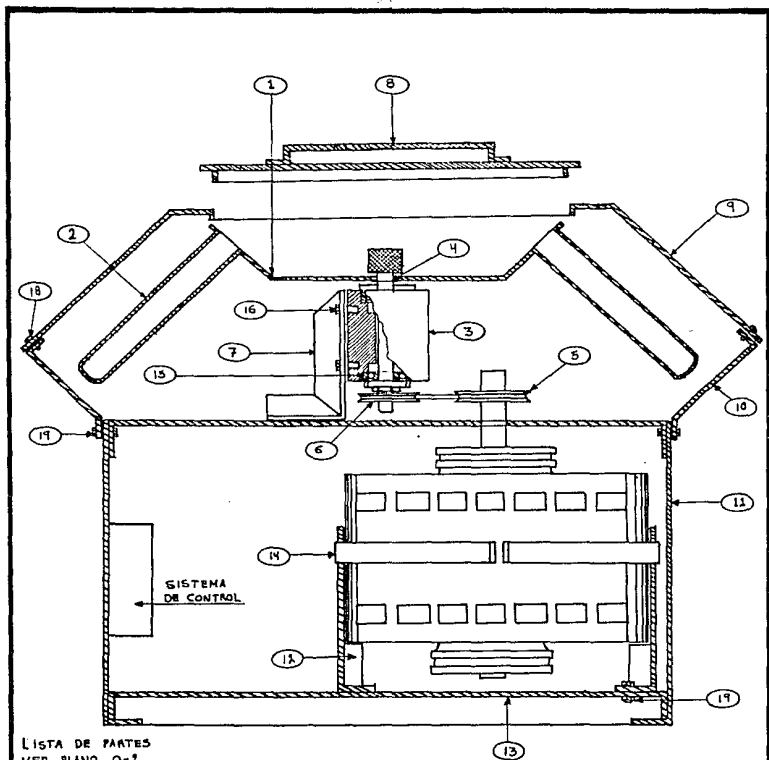
Considerando un factor de seguridad de 1.5 tenemos que la potencia total es:

$$Pot = (66.2)(1.5) = 99.3 \text{ watts.}$$

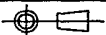
La potencia que se necesita para vencer la fricción y la inercia es de 99.3 watts que es igual a 0.13 HP. Por otra parte se observa que el par necesario para vencer la fricción es en realidad muy pequeño con respecto al par para vencer la inercia. Con los datos anteriores se concluye que el motor adecuado es de 1/6 HP, por ser la capacidad comercial más cercana.

PLANOS DE

FABRICACION Y ENSAMBLE

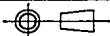


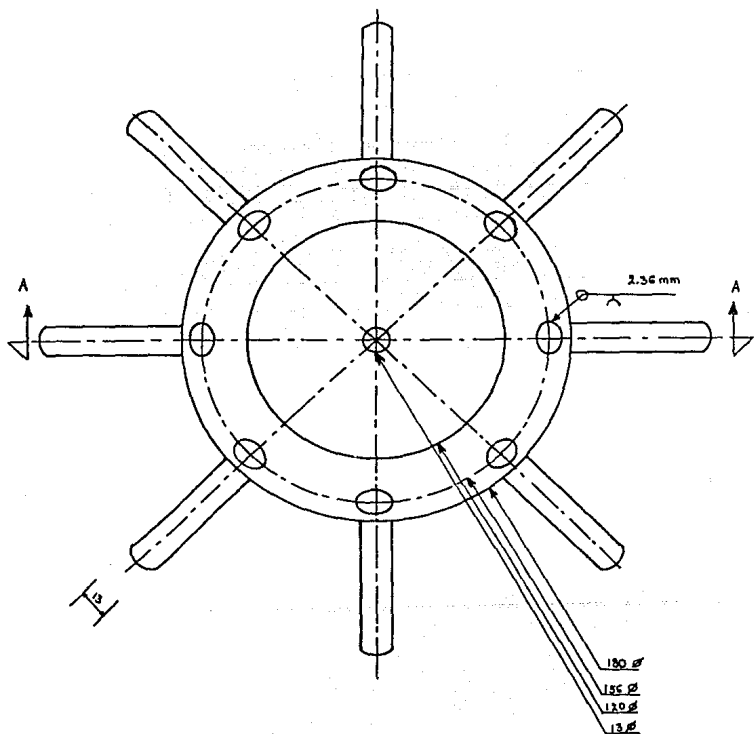
LISTA DE PARTES  
VER PLANO 0-2

PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : No. 11	ESCALA : 1:1
SISTEMA : CONJUNTO	VISTA FRONTAL CORTE DE CONJUNTO	ACOT : m. #1
PLANO : 0-1	DISEÑO : G.L.V.	DIBUJO : G.L.V.
	MATERIAL : ACERO INOXIDABLE	



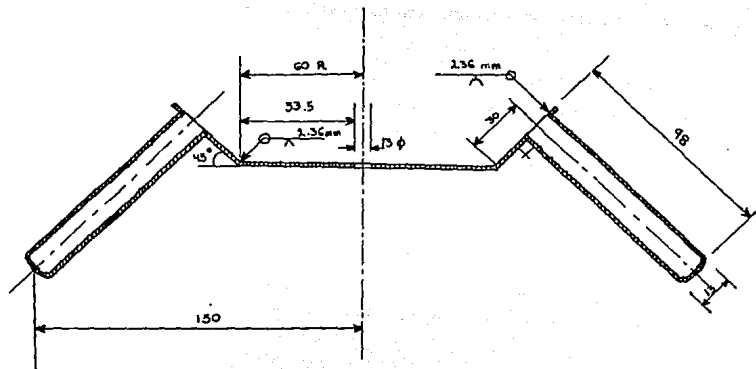
PZA	DESCRIPCION	CANT	MATERIAL
1	PORTATUBOS	1	ACERO INOX. UNS S304 CAL.1B
2	CAMISA	8	ACERO INOX. UNS S304 CAL.1B
3	CILINDRO DE CARGA	1	ACERO 4140
4	FLECHA MOTRIZ	1	ACERO 4140
5	POLEA P/ FLECHA DE MOTOR	1	ALUMINIO
6	POLEA P/ FLECHA DE ROTOR	1	ALUMINIO
7	SOPORTE PARA CILINDRO	1	ACERO 1018
8	TAPADERA	1	ACERO INOX. UNS S304 CAL.1B
9	CUBIERTA SUPERIOR	1	ACERO INOX. UNS S304 CAL.1B
10	CUBIERTA INFERIOR	1	ACERO INOX. UNS S304 CAL.1B
11	CAJA PARA MOTOR	1	ACERO INOX. UNS S304 CAL.1B
12	SOPORTE VERTICAL P/ MOTOR	1	ACERO 1018
13	SOPORTE HORIZONTAL P/MOTOR	1	ACERO 1018
14	ABRAZADERA SIN FIN 150 mm Ø	1	COMERCIAL
15	RODAMIENTO SKF-6001	2	COMERCIAL
16	TORNILLO 1/8"-40 UNC x 1/4"	2	COMERCIAL
17	PRISIONERO 1/8"-40 UNC x 1/4"	2	COMERCIAL
18	PIJA 1/8"-40 UNC x 1/4"	8	COMERCIAL
19	TORNILLO/TUERCA 1/8"-40UNCx1/4"	6	COMERCIAL

PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA :	No. 22	ESCALA : S/E
SISTEMA : DE CONJUNTO	LISTA DE PARTES		ACOT :
PLANO : 0-2	DISEÑO : G.L.V.	DIBUJO : G.L.V.	MATERIAL :
			

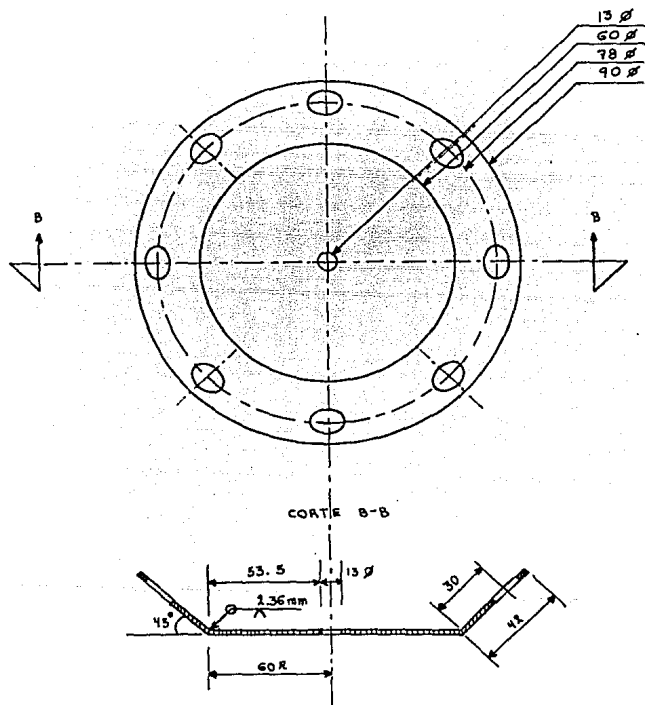


PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : 1, 2		No. 1	ESCALA : 1 : 2
SISTEMA : PORTATUBOS	VISTA SUPERIOR DE PORTATUBOS			ACOT : m.m
PLANO : I - 1	DISEÑO : G.L.V.	DIBUJO : G.L.V.	MATERIAL : UNS S30400 Cl. 1B ACERO INOXIDABLE 4. 304	

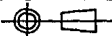
## CORTE A-A



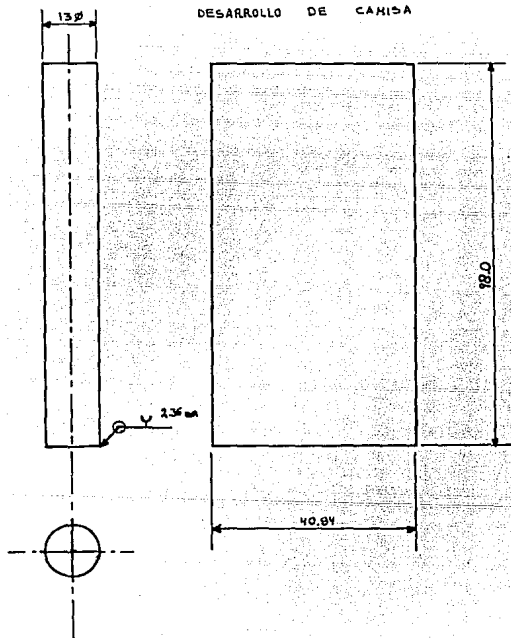
PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : 1,2	No. 2	ESCALA : 1:2
SISTEMA : PORTATUBOS	CORTE LATERAL DE PORTATUBOS		ACOT : mm
PLANO : I-1	DISEÑO : G.L.V.	DIBUJO : G.L.V.	MATERIAL : UNS 30400 Cl. TB ACERO INOXIDABLE 304



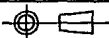
PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : 1 DISCO INTERNO DE PORTATUBOS	No. 3	ESCALA : 1 : 1
SISTEMA : PORTATUBOS			ACOT : mm
PLANO : I-3	DISENO : G.L.V.	DIBUJO : G.L.V.	MATERIAL : UMS 530400 CaL18 ACERO INOXIDABLE No 304



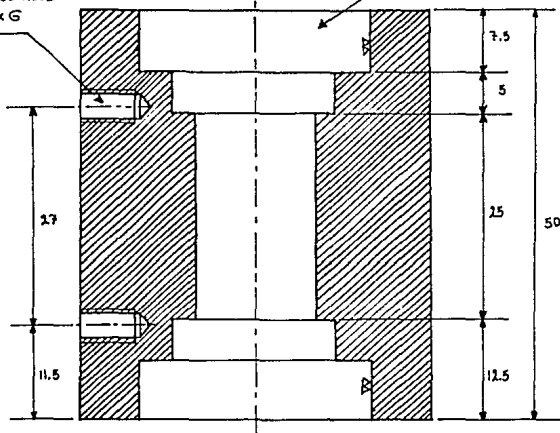
## DESARROLLO DE CAMISA



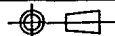
PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : 2 CAMISA PROTECTORA	No. 4	ESCALA : 1 : 1
SISTEMA : PORTATUBOS			ACOT : m.m.
PLANO : I-4	DISEÑO : G. L.V.	DIBUJO : G.L.V.	MATERIAL : ACERO INOX. 304 UNS. S30400 Cal. 18

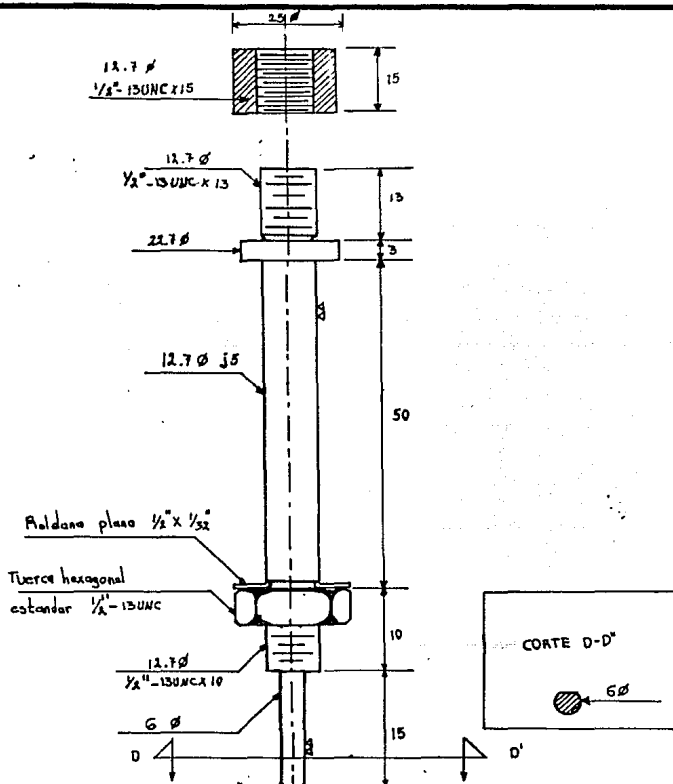


100

14 $\phi$ 19 $\phi$ 28 $\phi$  J740 $\phi$ ALOJAMIENTO PARA  
RODAMIENTO  
SKF 60012 BARRENOS ROSCADOS  
1/8" - 40 UNC x GNOTA:  
MATAR TODOS  
LOS FILOSPROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGOPIEZA : 3  
CILINDRO DE CARGA

No. 5

ESCALA :  
2 : 1SISTEMA :  
MOTRIZACOT :  
en mmPLANO :  
II - IDISEÑO :  
G.L.V.DIBUJO :  
G.L.V.MATERIAL :  
ACERO 4140



PROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGO

SISTEMA :  
MOTRIZ

PIEZA : 7  
FLECHA MOTRIZ

No. 6

ESCALA :  
1 : 1

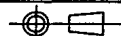
ACOT :  
mm

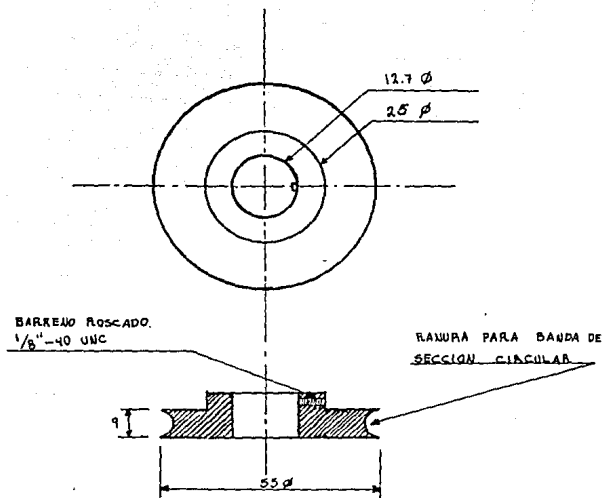
PLANO :  
II-2

DISEÑO :  
G.L.V.

DIBUJO :  
G.L.V.

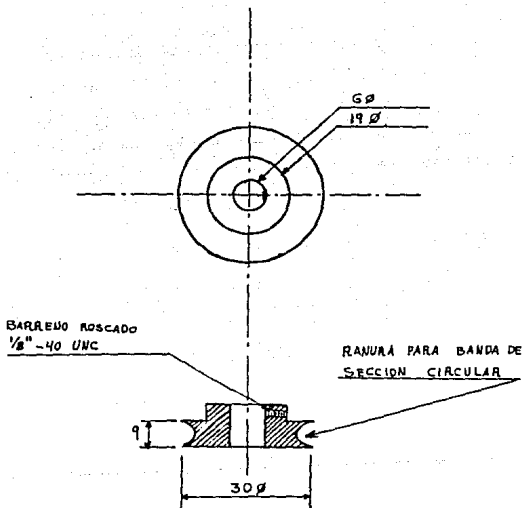
MATERIAL :  
ACEÑO 4140



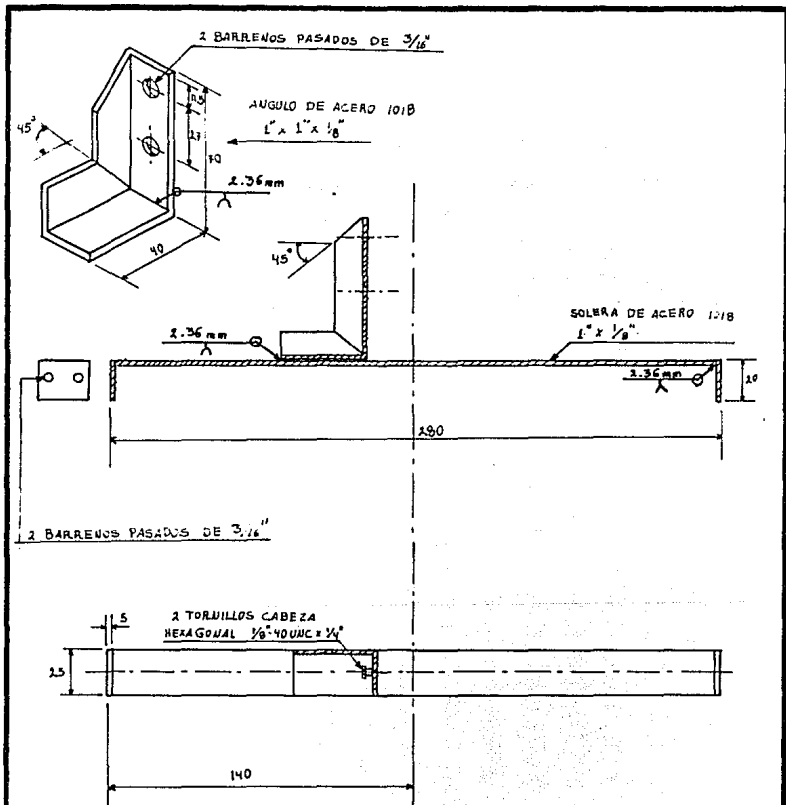


PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : 5	No. 7	ESCALA : 1:1
SISTEMA : MOTRIZ	POLEA PARA FLECHA DE MOTOR		ACOT : mm
PLANO : II-3	DISEÑO : G.L.V	DIBUJO : G.L.V.	MATERIAL : ALUMINIO





PROYECTO: AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA: 6	Nº 8	ESCALA: 1:1
SISTEMA: MOTRIZ	POLEA PARA FLECH DE ROTOR		ACOD: M 81
PLANO: II-4	DISEÑO: G.L.V.	DIBUJO: E.V.V.	MATERIAL: ALUMINIO



PROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGO

PIEZA : 7

No. 9

ESCALA :

1:1

SISTEMA :  
MOTRIZ

SOPORTE PARA CILINDRO DE CARGA

ACOT :

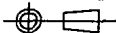
mm

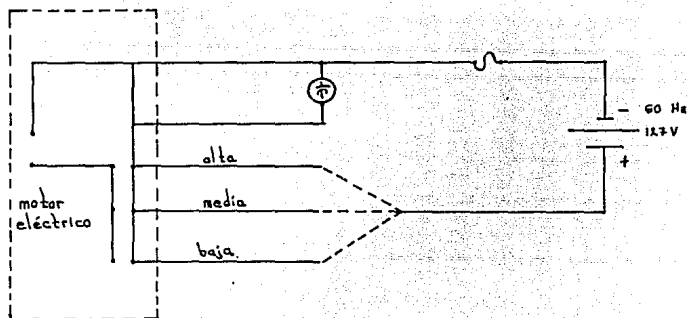
PLANO :  
II-5

DISEÑO :  
G.L.V.

DIBUJO :  
G.L.V.

MATERIAL :  
ACERO 1018





PROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGO

PIEZA :

No. 10

ESCALA :

S/E

SISTEMA :  
DE CONTROL

DIAGRAMA ELECTRICO

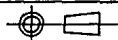
ACOT :

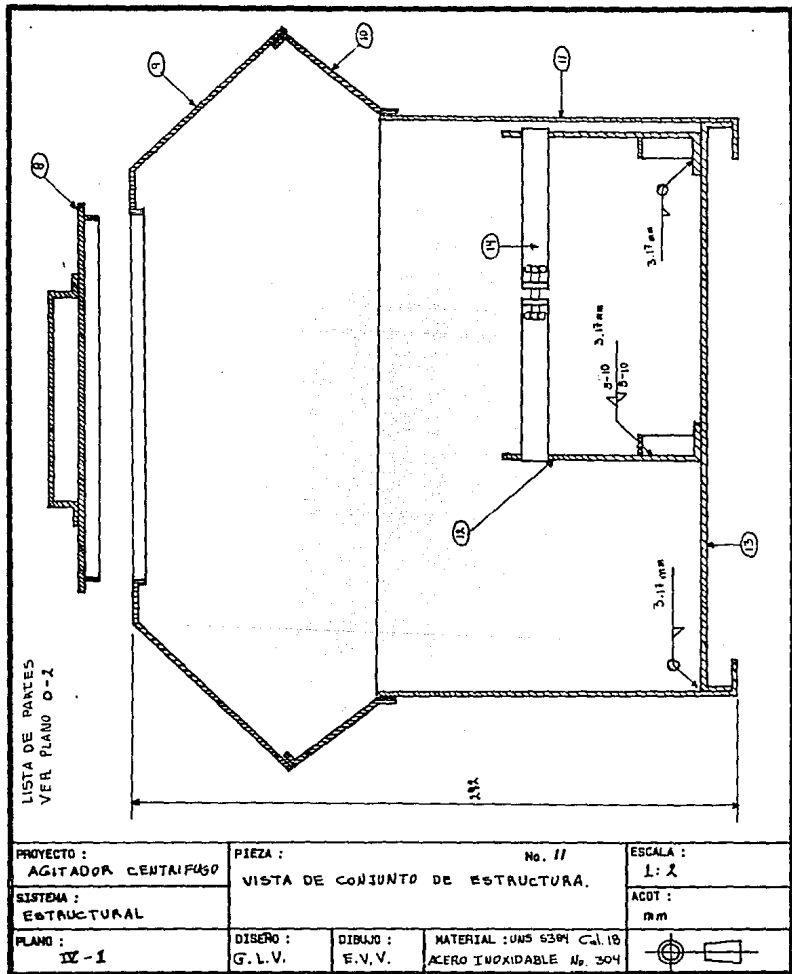
PLANO :  
III - 1

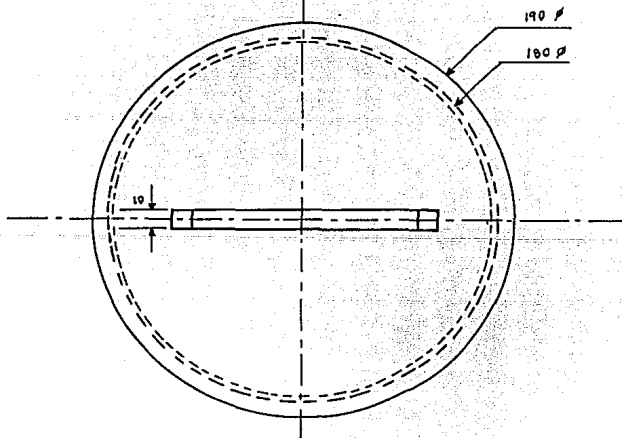
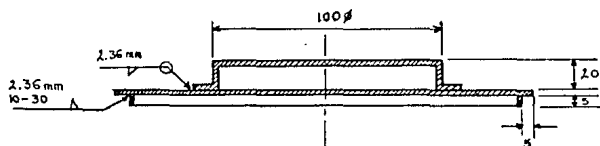
DISEÑO :  
E.V.V.

DIBUJO :  
G.L.V

MATERIAL :







PROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGO

SISTEMA :  
ESTRUCTURAL

PLANO :  
IV-2

PIEZA : 8  
TAPADERA

No. 12

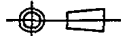
ESCALA :  
1:2

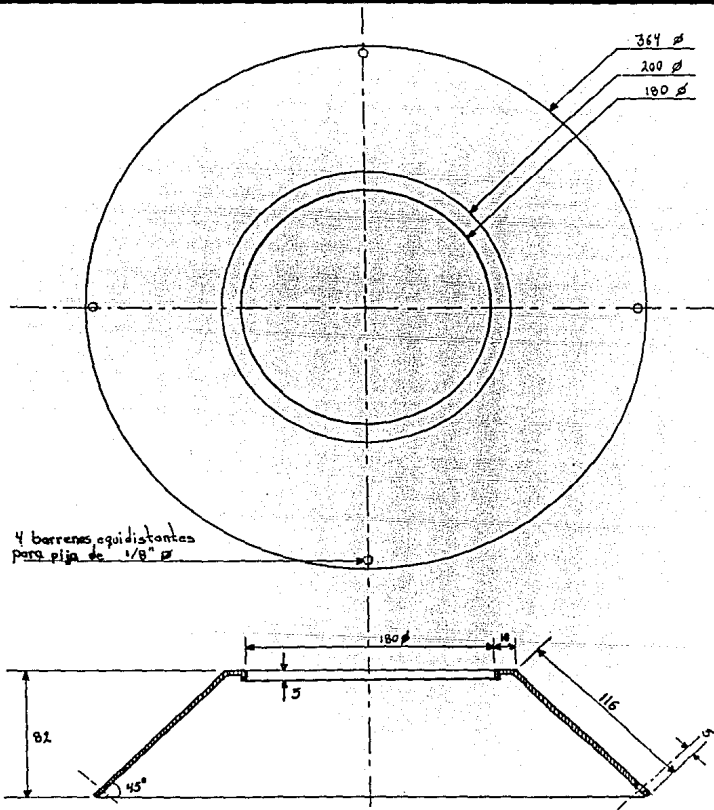
ACOT :  
mm

DISEÑO :  
E.V.V.

DIBUJO :  
E.V.V.

MATERIAL : UNS S304 Cal. 18  
ACERO INOXIDABLE No. 304





PROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGO

PIEZA : 9

No. 13

ESCALA :  
1:3

SISTEMA :  
ESTRUCTURAL

CUBIERTA SUPERIOR DE PORTATUBOS

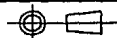
ACOT :  
mm

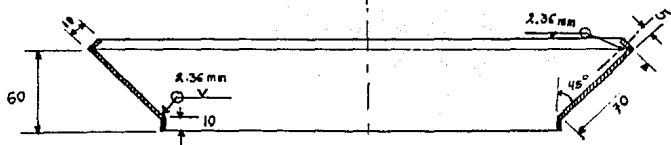
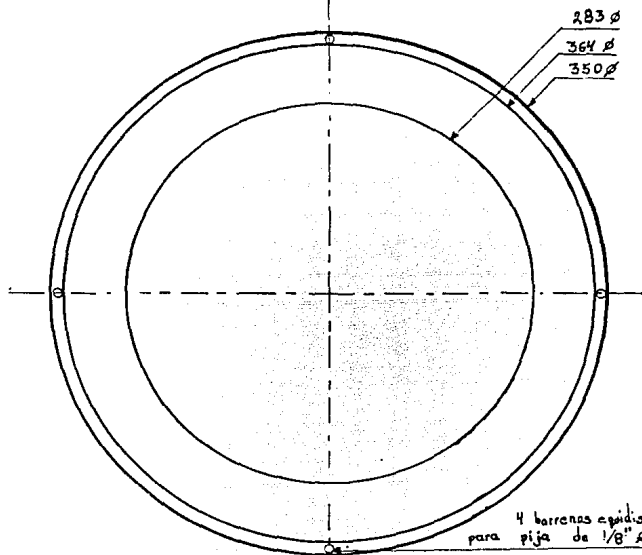
PLANO :  
IX-3

DISEÑO :  
G.L.V.

DIBUJO :  
G.L.V.

MATERIAL : OUS 5304 Cal. 16  
ACERO INOXIDABLE





PROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGO

SISTEMA :  
ESTRUCTURAL

PLANO :  
IX-4

PIEZA : 10 No. 14  
CUBIERTA INFERIOR DE PORTATUBOS

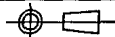
DISEÑO :  
G.L.V.

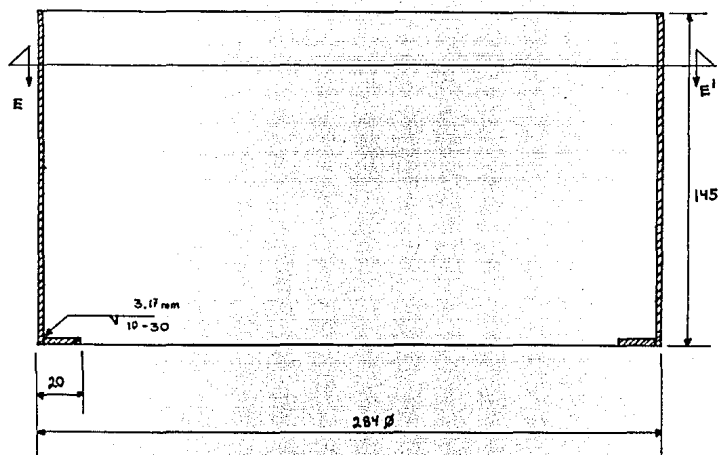
DIBUJO :  
G.L.V.

MATERIAL : UNS 3304 Cal.18  
ACERO INOXIDABLE

ESCALA :  
1:3

ACOT :  
mm

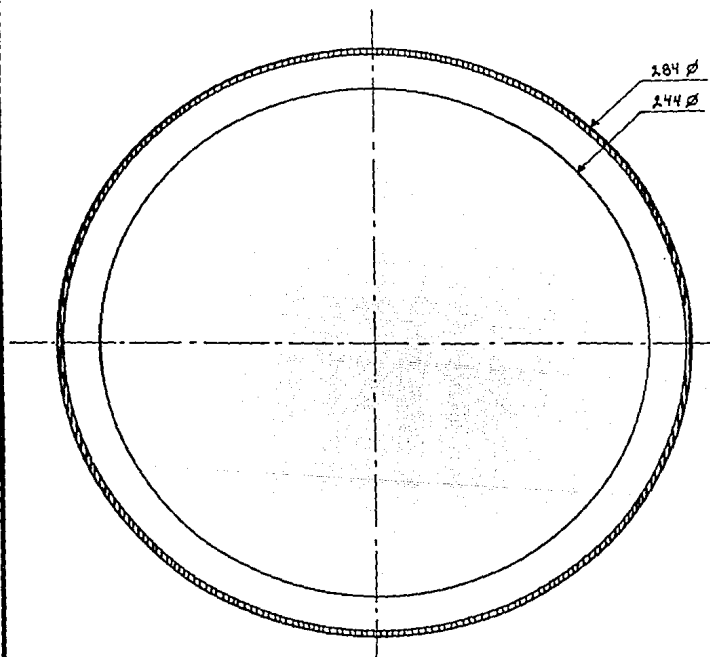




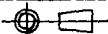
PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : 11	No. 15	ESCALA : 1:2
SISTEMA : ESTRUCTURAL	CAJA PARA MOTOR VISTA FRONTAL.		ADOT : mm
PLANO : IV-5	DISEÑO : G.L.V.	DIBUJO : E.V.V	MATERIAL : UNS S304 Cl B ACERO INOXIDABLE

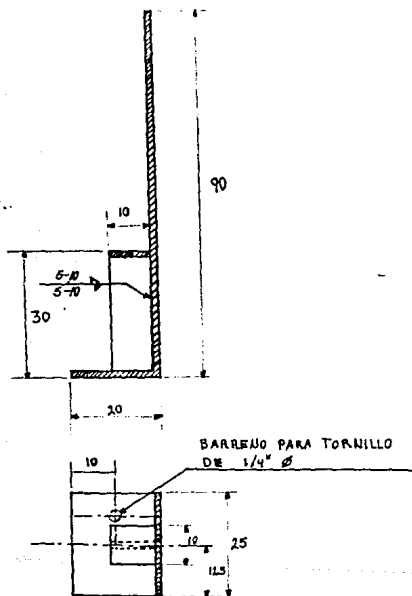


CORTE E-E'

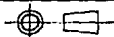


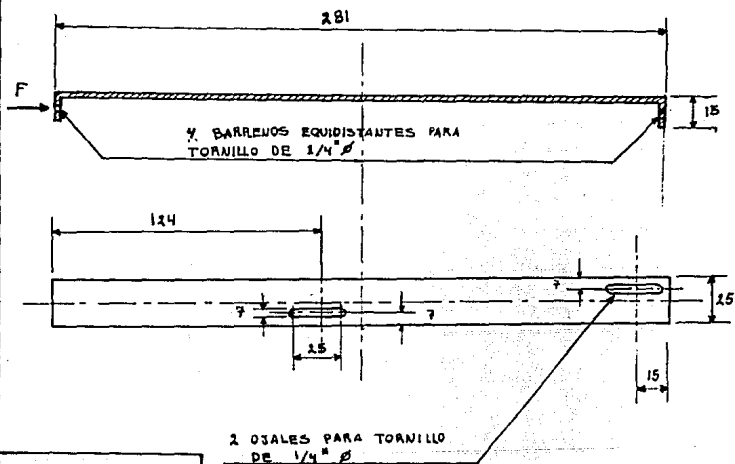
PROYECTO: AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA: 11	Nº. 16	ESCALA: 1:2
SISTEMA: ESTRUCTURAL	CAJA PARA MOTOR VISTA SUPERIOR		ACOF: mm
PLANO: IV-6	DISEÑO: G. L. V.	DEBLAJE: E. V. V.	MATERIAL: UNS S304 Cal. 1B ACERO INOXIDABLE



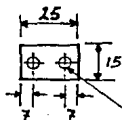


PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : 12	No. 17	ESCALA : 1 : 1
SISTEMA : ESTRUCTURAL	SOPORTE VERTICAL PARA MOTOR.		ACOT : mm
PLANO : IV - 7	DISENO : G.L.V.	DIBUJO : G.L.V.	MATERIAL : SOLERA ACERO 1018





VISTA F



2 BARRENOS PARA TORNILLO  
DE 1/4" Ø.

PROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGO

SISTEMA :  
ESTRUCTURAL

PLANO :  
IV - 8

PIEZA : 13

SOPORTE HORIZONTAL  
PARA MOTOR

DESENHO :  
G. L. V.

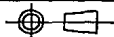
DESENHO :  
E. V. V.

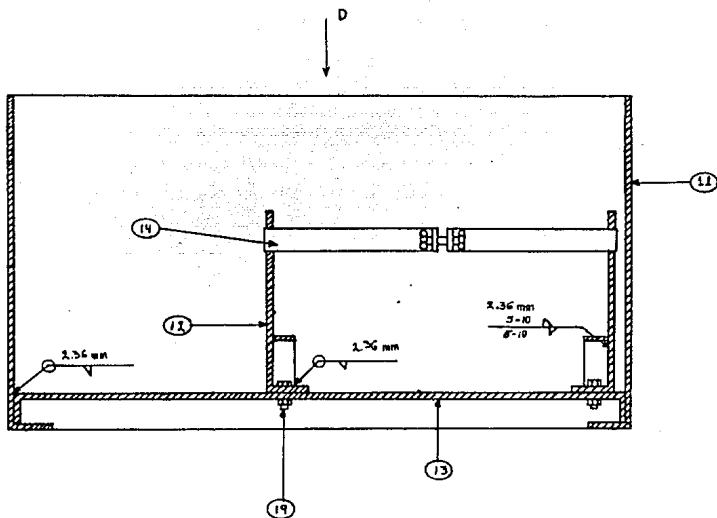
SUPORTE :  
SOLEIRA ACERO 1018

Nº. 18

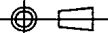
ESCALA :  
1: 2

ACOT :  
m m.

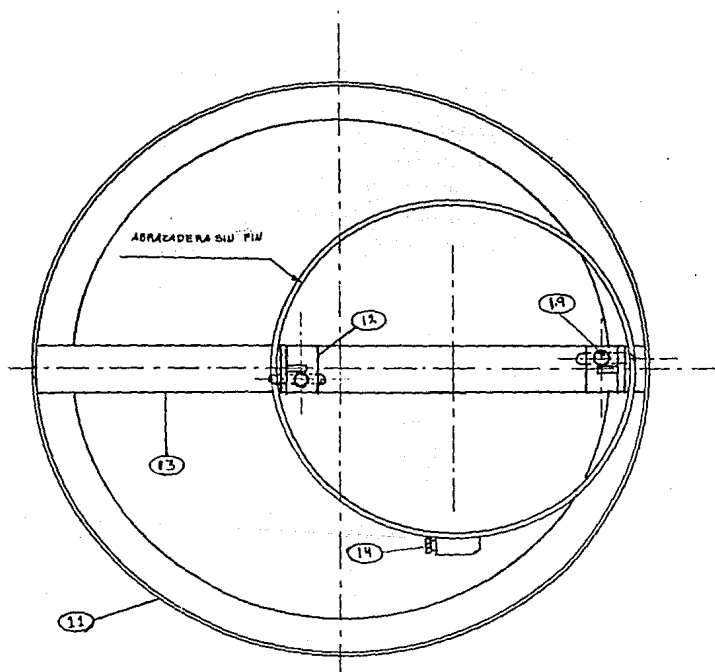




PROYECTO : AGITADOR CENTRIFUGO	PIEZA : 11, 12, 13, 14	No. 18	ESCALA : 1:2.
SISTEMA : ESTRUCTURAL	PLANO DE ENSAMBLE DE CAJA PARA MOTOR CON SOPORTES.		ACOT : mm
PLANO : IV - 9	DISEÑO : G. L. V.	DIBUJO : E. V. V.	MATERIAL : UNS S304 Cq. 18 ACERO INOXIDABLE No. 304



## VISTA D



PROYECTO :  
AGITADOR CENTRIFUGO

SISTEMA :  
ESTRUCTURAL

PLANO :  
IV-70

PIEZA : 11, 12, 13, 14

VISTA SUPERIOR DE CAJA PARA MOTOR  
PLANO DE ENSAMBLE

DISEÑO :  
G.L.V.

DIBUJO :  
E.V.V.

MATERIAL :  
ACERO INOXIDABLE

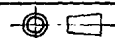
No. 20

ESCALA :

1:1

ACOT :

mm



## IX FABRICACION Y ENSAMBLE

Una vez que se ha concluido el diseño teórico, el siguiente paso es la fabricación, tomando como base el diseño de detalle (planos). Para desarrollar esta etapa del proyecto, se hizo uso de talleres especializados ya que, si bien por una parte, conocemos las técnicas de fabricación, por la otra no contamos con la experiencia suficiente para ejecutar un trabajo de calidad reconocida, condición de suma importancia para el óptimo funcionamiento del agitador centrifugo.

Una vez que se tienen fabricadas las piezas de cada sistema y que se cuenta con todas las otras partes comerciales como son: tornillos, tuercas, roldanas, rodamientos, poleas, bandas, motor, control de velocidades, clavija, cable, etc., procedemos al ensamble que es propiamente el armado del agitador centrifugo, siguiendo una secuencia lógica y ordenada.

Antes de armar el agitador, se revisan físicamente las piezas que se van a utilizar, cuidando que no estén dañadas, por causas diversas como son: oxidación, deformaciones o defectos de fabricación y mala calidad de los materiales.

Principalmente se toman en cuenta las siguientes partes:

Los rodamientos deben de cumplir con las especificaciones de diámetro exterior, diámetro interior y buena calidad de maquinado. Deben de colocarse con el ajuste debido para evitar que se muevan o pierdan su posición exacta, ya que esto puede dañar tanto a él mismo, como a otras partes del equipo.

Verificar el buen alineamiento de poleas y una tensión adecuada de bandas, para obtener un buen funcionamiento y vida prolongada del conjunto polea banda, así como evitar vibraciones excesivas.

La flecha que va a soportar el rotor debe de cumplir con las especificaciones de diámetro, longitud, material, y contar con un buen acabado superficial para evitar concentradores de esfuerzos.

Realizar un balanceo dinámico del rotor, antes de ser integrado al agitador.

Las poleas a utilizar deben de cumplir con las especificaciones de diámetro exterior, diámetro interior, tipo y número de ranuras. También, debe de verificarse que no estén maltratadas, ya que pueden desbalancearse y dañar a otros componentes.

Todos los tornillos, tuercas, roldanas, pernos de sujeción y demás elementos menores, tendrán que estar en óptimas condiciones, no debiendo presentar dobleces ni oxidación. La cuerda no debe de estar maltratada y en general deberán reunir todos los parámetros establecidos.

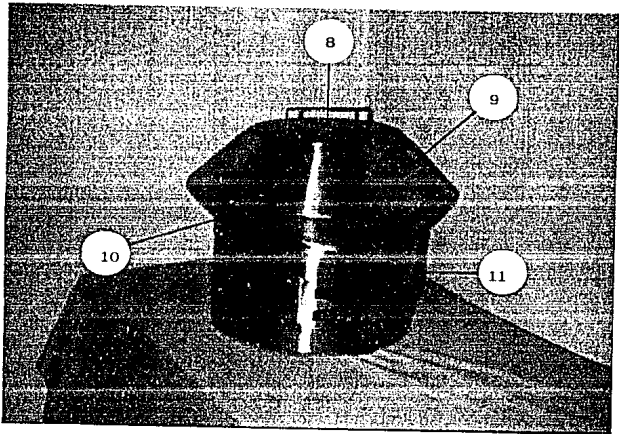
La base donde van a colocarse los rodamientos requiere buenas condiciones de maquinado, así como la base donde va a ser montado el motor deberá contar con la rigidez nesaria y la holgura especificada para facilitar el ajuste con los demás elementos.



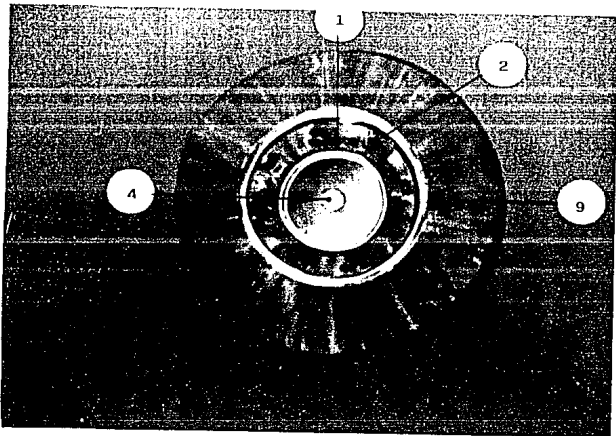
sujeción y demás elementos menores, tendrán que estar en optimas condiciones, no debiendo presentar dobleces ni oxidación. La cuerda no debe de estar maltratada y en general deberán reunir todos los parámetros establecidos.

La base donde van a colocarse los rodamientos requiere buenas condiciones de maquinado, así como la base donde va a ser montado el motor deberá contar con la rigidez nesaria y la holgura especificada para facilitar el ajuste con los demás elementos.

A continuación se presentan las fotografías que muestran al 'Agitador Centrifugo' totalmente terminado, señalando las partes más importantes que lo componen, de acuerdo con la numeración que corresponde a la descrita en la lista de partes (ver plano 0-II).



Vista superior



Vista superior

## X PRUEBAS

Una vez que la centrifuga a sido armada en su totalidad el siguiente paso es observar y verificar el funcionamiento así como el estado general de sus partes, mediante una serie de pruebas sencillas y de fácil aplicación, entre las más recomendables se encuentran las siguientes.

1.- Verificar el ángulo de inclinación de los portatubos, la resistencia se verifica cargando al rotor con tubos de ensaye con una sustancia más pesada que la utilizada, esta prueba se realiza cuando el rotor se encuentra estático.

2.- La misma prueba pero con el rotor en movimiento.

3.- Revisar que las conexiones eléctricas estén bien realizadas para no llegar a invertir polaridad y con esto un funcionamiento equivoco del motor y del sistema en general, además se verifica que ninguna conexión esté floja y produzca con ésto algún sobre calentamiento o falso contacto.

4.- Revisar que el capacitor del motor cumpla con los requerimientos de voltaje, amperaje y faradios, con apoyo de instrumentos de medición.

5.- Tomar voltaje y amperaje del motor y con esto obtener potencia consumida, debiendo estar debajo del valor de placa especificado.

6.- En la fabricación del rotor, de ser posible revisar que no exista un desbalanceo excesivo.

7.- Revisar que los tubos de ensaye entren y salgan sin ningún problema del portatubos.

8.- Revisar que la base se encuentre bien anclada y nivelada.

9.- El fusible de protección debe ser de menor capacidad que la consumida por el motor y sistema de control juntos, para que en caso de una sobrecarga falle el fusible y no se dañe algún componente del agitador.

10.- Revisar la colocación del control de velocidades.

11.- Probar que realmente obtenemos las revoluciones a las que se encuentra graduado el control de velocidades. Esto se determina con la ayuda de un tacómetro, el cual se coloca en la parte central del rotor.

12.- Hacer pruebas con algunas sustancias para observar como se lleva a cabo la separación.

13.- Verificar que el rotor gire uniformemente.

## CONCLUSIONES

Durante el desarrollo del presente proyecto, se lograron conjuntar una serie de conocimientos asimilados durante toda la carrera, mismos que transmitieron a mi mente una actitud crítica para la toma de decisiones.

Por otra parte, el desarrollo del proyecto, me permitió visualizar la gran importancia que representa el manejo de la información, necesaria para el diseño de equipos de vanguardia, ya que permite iniciar el desarrollo de las actividades desde niveles superiores, facilitando con ello, el logro de metas más ambiciosas.

Una gran limitación para el desarrollo de este proyecto, fue la falta de experiencia, situación que indudablemente deberá ser corregida a lo largo de la vida profesional.

El desarrollo del proyecto "Agitador Centrifugo para pruebas sanguíneas", muestra la necesidad de contar con una formación integral, que reúna los conceptos básicos de áreas afines con la nuestra, tales como, electrónica, diseño industrial, química y en general todas aquellas que intervengan en el diseño y análisis del agitador.

Debe tomarse en cuenta que para la fabricación del Agitador Centrifugo, se contrataron los servicios de talleres especializados, que cumplen con características de calidad, mismas que indudablemente no podrían ser igualadas por nosotros debido a la falta de práctica en el manejo de maquinas y herramientas.

Dentro de los aspectos técnicos, se pueden mencionar las siguientes desventajas que el Agitador Centrifugo presenta:

- Es deseable un mayor control en la velocidad de giro.
- El peso del equipo es considerable.
- La limitación económica para la adquisición de un motor de alta velocidad, restringe la operación del equipo.

Finalmente también se pueden enfatizar algunas ventajas que el Agitador Centrifugo ofrece:

- Construcción 100 % nacional.
- Piezas comerciales de fácil adquisición.
- Costo razonable.
- De fácil operación.

## CONCLUSIONES

Nuestro agitador centrifugo (centrifuga) es sencillo en comparación con las centrifugas de vanguardia, es cuestión de grado de sofisticación como son elementos electrónicos, capacidad tanto en volumen de fluidos como en números de portatubos por centrifugar, refrigeración, mayor número de revoluciones, tablero y controles digitales, etc.. Pero cumple exactamente la misma función para la que fue diseñada que es la de centrifugar o separar fluidos.

Con la elaboración de este trabajo reafirmamos y aprendimos nuevos conocimientos que son de gran valor para el desarrollo y la vida profesional del Ingeniero Mecánico.

Por otra parte, es importante incitar a los alumnos a desarrollar trabajos que lleve hasta sus últimos consecuencias (tesis) pues contamos con los elementos necesarios para su elaboración.

Al mismo tiempo nos ayuda a que un mayor número de alumnos se titulen a buen tiempo.

Enrique.



## BIBLIOGRAFIA

- \* Introducción a la Ingeniería y al Diseño en la Ingeniería  
Edward V. Krick.  
Limusa 1990
  
- \* Dibujo de Ingeniería.  
Thomas E. Firench.  
Mc. Graw Hill. 1988
  
- \* Catalogo General SKF.  
Grupo SKF.  
Stamperia Artistica Nazionale 1989
  
- \* Mecanica de Materiales  
Ferdinand P. Beer y E. Fussell Johnston  
Mc. Graw Hill 1984
  
- \* Diseño en Ingeniería Mecánica.  
Joseph E. Shigley.  
Mc. Graw Hill 1985
  
- \* Mecánica Vectorial para Ingenieros  
Ferdinand P. Beer y E. Fussell Johnston  
Mc. Graw Hill 1985

\* La Ciencia e Ingeniería de los Materiales

Donald R. Askeland

Grupo Editorial Iberoamérica 1987

\* Metals Handbook ( volumen 14)

Nuvena Edición

ASM Metals Park OH 1988

\* Manual de Operación de Centrífuga Mod J-12-TC

Tecnica Cientifica, S.A.

\* Catalogo de Agitadores Centrifugos

Tipo BB

Marca Jouan.

\* Manual de funcionamiento y mantenimiento del Centrifugador

Micro-hematocrito

Marca Jouan.