

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR
ENSAYOS COMPARATIVOS DE DESGASTE ABRASIVO**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Guzmán G., Javier N.
Quevedo U., Marcos A.
Para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR
ENSAYOS COMPARATIVOS DE DESGASTE ABRASIVO**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. María Prato

TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Andrea Scagni

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Guzmán G., Javier N.
Quevedo U., Marcos A.
Para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

ACTA

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres MARCOS QUEVEDO y JAVIER GÚZMAN, y que lleva por título:

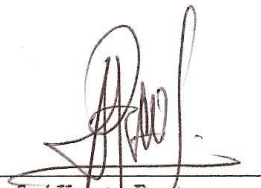
“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS COMPARATIVOS DE DESGASTE ABRASIVO”

Consideran que el referido Trabajo, cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingenieros Mecánicos.

Acta que se firma en conformidad, en la Ciudad de Caracas, a los tres días del mes de julio del año dos mil siete.



Prof. Antonio Barragán
Jurado



Prof. Alberto Pertuz
Jurado



Prof. María de los A. Rodríguez
Tutora-Coordinadora



Los suscritos, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres **MARCOS QUEVEDO**, Cédula de Identidad N° V.- 13.383.287 y **JAVIER GÚZMAN**, Cédula de Identidad N° V.-82.138.319, el cual lleva por título:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA REALIZAR ENSAYOS COMPARATIVOS DE
DESGASTE ABRASIVO”**

Decidimos otorgarle:

MENCIÓN HONORÍFICA

En reconocimiento al esfuerzo realizado y estímulo a la actividad creativa demostrada en el transcurso de la elaboración de este Trabajo Especial de Grado, el cual constituye un aporte importante.

En fe de lo cual, se levanta la presente Acta en la ciudad de Caracas, a los tres días del mes de julio del año dos mil siete, dejando constancia que, de acuerdo a la normativa vigente, actuó como Coordinadora del Jurado Examinador la Prof.(a) María de los Angeles Rodríguez.

Prof. Antonio Barragán
Jurado



Prof. Alberto Pertuz
Jurado

Prof. (a) María de los Angeles Rodríguez
Tutor-Coordinador

Marcos, A. Quevedo, U. y Javier, N. Guzmán, G.

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR
ENSAYOS COMPARATIVOS DE DESGASTE ABRASIVO**

**TUTOR ACADÉMICO: Prof. María Prato
Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de ingeniería.
Escuela de Ingeniería Mecánica.**

Palabras clave: desgaste, empaquetaduras, diseño.

Resumen:

En el presente trabajo se diseñó y construyó una máquina para realizar ensayos comparativos de desgaste en ejes rotativos y árboles en la zona de contacto entre la empaquetadura y el eje, en presencia de un agente abrasivo, simulando así los fenómenos que ocurren entre las empaquetaduras y los ejes de bombas cuando están en funcionamiento (altas presiones, agentes abrasivos, movimientos de partículas y desgastes de materiales).

Luego de aplicar la metodología de diseño apropiada obtuvimos las especificaciones para el prototipo final el cual consta de un cilindro bridado el cual esta unido a dos tapas planas perforadas en su parte central. Estas tapas poseen unas estoperas que cumplen la misión de alojar a las empaquetaduras que realizan el sellado contra el eje rotativo.

Para generar una alta presión en la cámara de mezclado de alta presión el cilindro bridado estará conectado permanentemente a un cilindro contenedor de aire presurizado. El eje es el dispositivo mecánico provisto de paletas que recibe el movimiento rotativo transmitido por el motor. Sobre dicho eje se acoplan las camisas o probetas a las cuales se le realizaron los estudios de perdida de peso.

El equipo fabricado permite estimar la factibilidad de aplicación de distintos materiales y tratamientos utilizados en la fabricación y reparación de árboles y ejes rotativos sometidos a las condiciones de operación de carga radial y movimiento rotativo en presencia de un agente abrasivo.

DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTOS

Este trabajo especial de grado marca el final de mi carrera como estudiante de pre-grado y significa el final de la etapa más feliz que hasta ahora he tenido en mi vida: la universidad. Los presentes agradecimientos no van dirigidos a quienes estuvieron conmigo, a quienes me acompañaron ni a quienes compartieron durante mi carrera académica. Los siguientes agradecimientos están dirigidos a personas que realmente han marcado mi vida, de las cuales he aprendido y para las cuales siempre estaré incondicionalmente.

La frase más trillada de todos los trabajos especiales de grado es: “Agradezco a mi madre”, y yo no pretendo romper la tradición. A ese ser que me trajo al mundo, que ha estado conmigo y que siempre me ha dado todo lo que necesito para no tener quejas de la vida, le agradezco por su apoyo infaltable, por el amor que me brinda a diario, y antes que a ella, le agradezco a Dios porque aún gozo de su compañía.

A un ser que ha sido como mi segunda madre quien siempre veló por mi mamá y por mí, quien sin dudar lo habría dado todo por lograr nuestro bienestar. A ti tía Zoila, te debo mucho, tu también has sido partícipe de este logro y de no ser por tu apoyo y tu amor tal vez no estaría aquí.

A mis primos, por brindarme el calor que solo los hermanos pueden dar. Nayma, Leticia, Gregory y Johan, aunque nunca se los diga, los quiero, los respeto y los admiro mucho, a los cuatro, aunque no lo crean.

A mis tíos, Gregorio y Rodolfo, por darme el techo que me ha servido de cobijo durante todos estos años y por estar allí cuando mi madre los necesitó.

A esas personas que siempre han estado allí para mí y que hicieron de mi estadía en la universidad una hermosa travesía. Con cada uno de ellos he vivido diversas experiencias y jamás podré decir a ciencia cierta cual de todos cuenta como mi mejor amigo porque a todos los quiero por igual. A María, María José, Miguel, Benny, Roberto, Alexander, les agradezco por todo lo que me enseñaron durante el tiempo que hemos compartido, este logro no es solo mío, cada uno de ustedes aportó algo para que esto sucediera. A todos ustedes gracias de corazón.

A mi compañero de tesis le agradezco por tener la paciencia de un santo, por creer en mí y por todo lo que aprendí de él en el poco tiempo que nos

conocemos. Gracias hermano, bienvenido al selecto club de mis mejores amigos, puedes ver que son pocos, pero solo los buenos entran.

A todos los demás que comparten conmigo a diario y que debido al poco tiempo de confianza no he llegado a conocer muy bien, pero ya cuentan entre mis amigos, a Idris, Ana María, Mariana, Angie, Javier el colombiano, Germán, los Eduardos, Jeffrey, Rolando, Jesús, Gerardo, Giulio, Victor, Juan, Luis, Guillermo, Edixon, Wilfredo, Roberto, William, Nelson, Fernando y a muchas otras personas que han estado a mi alrededor durante la carrera les agradezco por todos los momentos que han vivido junto a mi, por el apoyo, por las risas, por los tabules, en fin, por todo. Muchas Gracias.

A Jack Sparrow, por sus sabios consejos y por guiarnos con su brújula en los momentos en que creímos haber perdido el camino. Gracias Jack.

Por último y para no extenderme, les agradezco a todos los profesores que se toman el tiempo para ir un poco más allá de la enseñanza académica y nos enseñan a reflexionar sobre la responsabilidad y el compromiso que tiene el ingeniero para con su país y con el mundo. A todos esos profesores (también son pocos), muchas gracias por hacerme una mejor persona.

En fin, gracias Universidad Central de Venezuela, tal vez si no me hubiera tardado tanto en graduarme no habría llegado a amarte como te amo. Alguien me dijo una vez que la etapa más feliz del ser humano era la vida universitaria. Si no acertó en el comentario, creo que se acercó mucho

Javier Guzmán

DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTOS

Al llegar a esta etapa de mi vida, he conquistado una mas de mis metas, una que no hubiese sido posible alcanzar sin haber vivido y compartido con personas que me ayudaron a crecer, madurar y aprender. Es por esto que dedico y hago responsables de este triunfo a:

El ANGEL SHUBY por ser mi hijo y amigo incondicional. Se que aun estas conmigo.

A Mi Madre por ser mi amiga en todo momento, por apoyarme en todos mis proyectos, por ser el mejor ejemplo de madre que haya podido existir.

A Mi Padre, por darme la vida y darme siempre buenos consejos.

A Mi Hermana y mi sobrino, los quiero.

A mi Abuela eres la mejor.

A Yuri eres única,

A mis Amigos bochorno, tatú, ojón, gordo, loengrid, tmala, ppto, Ivana, lopez.

También quiero agradecer a todos aquellos que durante la realización de este trabajo nos prestaron su valiosa colaboración:

La profesora María Prato, a los profesores: Andrea Scagni, Enrique Limongi, Antonio Barragán, al amigo Ali.

Marcos Quevedo

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
OBJETIVO GENERAL	5
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5
ALCANCES.....	5
ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN	6
CAPÍTULO II	9
MARCO TEÓRICO.....	10
Bombas.....	10
Desgaste por abrasión	17
Formas de disminuir el desgaste en el eje.....	20
Las empaquetaduras	20
CAPÍTULO III.....	30
MARCO METODOLÓGICO	31
CAPÍTULO IV.....	39
CÁLCULOS.....	40
Cálculo de tapas para el cilindro bridado.....	47
Cálculo del número de tornillos para la unión entre las tapas y cilindro bridado.....	51
Cálculo de los rodamientos para el eje.....	53
Cálculos para la selección del motor.....	53
Cálculo del sistema impulsor de banda.....	55
Diseño de la de las probetas	57
Cálculos para el eje:	57
Análisis del eje empleando Cosmos Smartdesing.....	62
CAPÍTULO V	66
DESCRIPCIÓN, CONSTRUCCIÓN SELECCIÓN DE LAS PIEZAS	67
ENSAMBLAJE Y PUESTA EN OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	73
RESULTADOS Y ANALISIS.....	80
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	81
Conclusiones	81
Recomendaciones.....	82
BIBLIOGRAFÍA	83
ANEXOS	¡Error! Marcador no definido.

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES Y TABLAS

Figura 2. Diagrama de la Máquina bajo la Norma ASTM G 65.....	7
Figura 3. Diagrama de la Máquina bajo la Norma ASTM G 105.....	8
Figura 4. Bomba horizontal, de una etapa,.....	13
de doble succión, de voluta y sus partes.	13
Figura 5. Arreglo típico de la caja de estoperos y descripción de sus partes.....	21
Tipos de construcción de las empaquetaduras	23
Figura 7. Empaquetadura de Trenzado Cuadrado.....	23
Figura 8. Empaquetadura Torcida.....	24
Figura 9. Empaquetadura Extruida	24
Figura 10. Empaquetadura Preformada.....	25
Figura 11. Empaquetaduras de Cinta de Grafito.....	25
Figura 12. Esquema del proceso de rociado térmico por arco eléctrico	27
Figura 13. Esquema del proceso de rociado térmico por plasma.....	28
Figura 14. Esquema del proceso de rociado térmico por llama	28
Figura 15. Esquema del proceso de rociado térmico hipersónico (HVOF)	29
Fig. 16 Propuesta # 1.....	32
Fig. 17 Propuesta # 2.....	33
Fig. 18 Propuesta # 3.....	33
fig. 19 Propuesta # 4	34
Fig. 20 Propuesta # 5.....	34
Tabla 1. Matriz morfológica	37
Figura 21. Visualización del plano horizontal tangente al eje.	40
Figura 22. Esquema de la superficie interna del cilindro como una función analítica.	42
Figura 23. Triángulo esquemático para el cálculo de los límites de integración..	42
Fig. 24 comprobación del cilindro factor de seguridad.....	45
Fig.25 comprobación del cilindro deformación estática.....	46
Fig.26 Esfuerzos nodales en el cilindro	46
Fig. 27 comprobación de la tapa factor de seguridad.....	49
Fig.28 comprobación de la tapa deformación estática.....	50
Fig.29 Esfuerzos nodales en la tapa	50
Figura 30. Gráfica de selección para bandas en V industriales de sección estrecha.	55
Tabla 3 parámetros para el estudio del eje	58
Fig. 31 diagrama de fuerzas y momentos del eje.....	59
Tabla 4 parámetros para el estudio del eje	62
Fig.32 desplazamiento del eje	63
Fig.33 esfuerzos nodales en el eje.....	63
Fig.34 factor de seguridad del eje	64
Fig. 35 primera frecuencia natural en el eje.....	64
Fig.36 vida útil en el eje.....	65
Figura 37. Cilindro Presurizado	67

Figura 38. Cilindro de aire comprimido.....	68
Figura 39. Eje Rotativo	68
Figura 40. Camisas o Probetas	69
Figura 41. Tapa del cilindro presurizado	69
Figura 42. Empaquetaduras.....	70
Figura 43. Tapa del prensaestopas	70
Figura 44. Motor eléctrico.....	71
Figura 46. Bases de los rodamientos.....	72
Figura 47. Mesa de soporte.	72
Figura 48. Ensamblaje de la mesa de soporte.	73
Figura 49. Montaje de las bases de los rodamientos.....	74
Figura 50. Montaje de una de las tapas.	74
Figura 51. Montaje de las camisas.	75
Figura 52. Montaje de los rodamientos.....	75
Figura 53. Montaje de las empaquetaduras.....	75
Figura 54. Montaje del eje.	76
Fig.55 montaje del prensaestopas.	76
Fig.56 montaje del conjunto.....	77
Fig.57 montaje del motor.	77
Fig.58 montaje de las correas.....	78
Fig.59 Montaje del cilindro de aire comprimido.	78
Fig. 60 Arrancador.	79
Tabla 4. Resultados de la prueba de desgaste	80

INTRODUCCIÓN

Cuando las máquinas rotativas se encuentran en funcionamiento, se hacen presentes varios fenómenos que poco a poco van mermando su eficiencia y por ende generan costos de mantenimiento innecesarios.

Entre los principales fenómenos que afectan el funcionamiento de estos dispositivos encontramos el desgaste abrasivo. Dependiendo del tipo de máquina y del tipo de contacto entre sus componentes, se podrían presentar varios tipos de desgaste. En las bombas centrífugas, por ejemplo, uno de los desgastes que perjudican el funcionamiento de la máquina se da a lo largo de todo el eje, el efecto más considerable se produce en la zona de contacto con las empaquetaduras. Se sabe que a través de dicha zona siempre existe una pequeña fuga de líquido que sirve para lubricar y así minimizar el desgaste por contacto entre el eje y la empaquetadura. Pero cuando en el fluido de trabajo se hallan partículas abrasivas (arena, tierra, ciertas partículas metálicas, etc.), éstas comienzan a hacer contacto de forma constante sobre su superficie y debido a las fuerzas que actúan entre el eje y dichos empaques, el desgaste se presenta de manera mucho más rápida en esta zona que en cualquier otra que esté expuesta a la mezcla fluido/abrasivo.

Una de las soluciones propuestas con el fin de disminuir el desgaste y prolongar la vida útil de las partes anteriormente mencionadas, es el recubrimiento de la misma mediante el proceso de rociado térmico. Se ha comprobado que mediante la aplicación de este proceso, las piezas duran mucho más cuando se hallan expuestas a agentes tanto abrasivos, como corrosivos, pero aún así, no se puede tener una estimación comparativa de cuanto más va a durar un componente rociado térmicamente con respecto a uno sin dicho recubrimiento.

El actual trabajo especial propone una manera experimental de obtener una estimación comparativa, no solo para materiales rociados térmicamente, sino para

cualquier otro material del cual se quiera saber su comportamiento bajo las condiciones anteriormente descritas.

Existen diversas pruebas como los ensayos de desgaste normalizados por la ASTM, pero como se mencionó antes, el efecto ejercido por las partículas abrasivas sobre la zona afectada depende de la geometría de la pieza y del tipo de contacto que ocurre entre estas dos. Por lo cual, se propone un ensayo en el que las condiciones se asemejen a las que presentan las máquinas de nuestro interés.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En ciertos procesos industriales es esencial la utilización de algún equipo que permita la movilización de fluidos. Uno de los dispositivos más empleados para tal fin son las bombas.

Las bombas utilizadas en la industria trabajan por largos períodos de tiempo, siendo éstas (incluyendo todos sus elementos) sometidas a severas condiciones de trabajo, en especial el eje propulsor, ya que además de estar en contacto con el fluido de trabajo, lo está también con las empaquetaduras que conforman el sello para impedir el escape de dicho fluido. Este contacto genera fricción y desgaste, lo que ocasiona una pérdida de material en la zona afectada en el eje, tal pérdida es tan alta que puede llegar a generar una parada obligatoria del equipo.

Es escasa la información acerca de cómo sucede exactamente este fenómeno y de todas las fuerzas y condiciones presentes durante su acontecimiento. Hasta ahora los equipos existentes para realizar ensayos abrasivos, no modelan de forma análoga las condiciones anteriormente citadas.

Por todas estas razones, con este proyecto se busca obtener una manera de analizar el desgaste en ejes rotativos y árboles en la zona de contacto entre la empaquetadura y el eje, en presencia de un agente abrasivo y de este modo determinar que material o recubrimiento aplicado al eje es el más resistente bajo las condiciones que generan el desgaste.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un equipo para realizar ensayos comparativos de desgaste en ejes rotativos y árboles en la zona de contacto con la empaquetadura y en presencia de un agente abrasivo.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un dispositivo que permita generar altas presiones en el sistema.
- Diseñar un eje que permita colocar probetas para medir el desgaste de forma comparativa.
- Diseñar un sistema de probetas que se ajuste al diseño propuesto.
- Elaborar los planos del equipo.
- Elaborar manual de operación del equipo

ALCANCES

La construcción de este equipo permitirá estimar la factibilidad de aplicación de distintos materiales, rutinas de servicio, tratamientos usados en la fabricación y reparación de árboles y ejes rotativos sometidos a las condiciones de operación de carga radial y movimiento rotativo en presencia de un agente abrasivo.

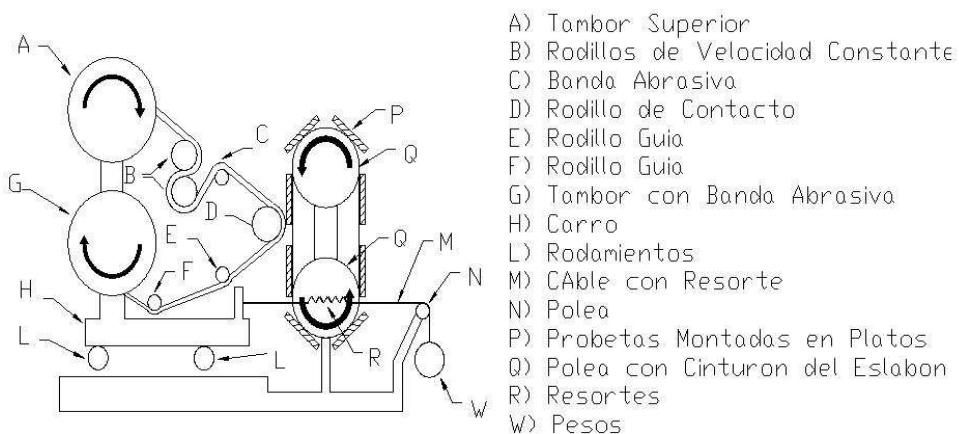
ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

Como antecedente principal de este trabajo se tienen los ensayos normalizados por la ASTM (American Society for Testing and Materials) sobre desgaste abrasivo.

Prueba de Abrasión de Plástico por Desprendimiento de Abrasivo o Abrasivo Pegado a Tela o Papel

La figura 1 muestra el diagrama de funcionamiento de la máquina de ensayo de desgaste abrasivo. Dicho ensayo consiste en desgastar probetas de plástico con una banda de óxido de aluminio con el fin de saber como se comportan los distintos tipos de plástico frente al desgaste abrasivo. Nótese en el dibujo que no es una sino varias probetas que van girando luego de ser raspadas, esto se debe a que hay que bajar la temperatura de las probetas para evitar posibles cambios en la microestructura del material. Los resultados se reportan en pérdida de volumen en la probeta.

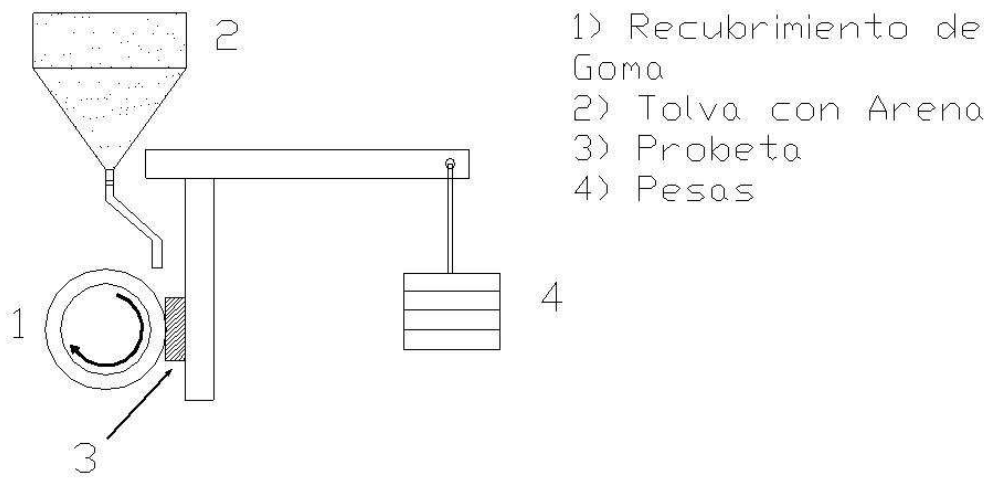
Figura 1. Diagrama de la Máquina bajo la norma ASTM D 1242



Prueba De Desgaste Abrasivo Mediante Rueda De Goma Y Arena Seca.

Este ensayo consiste en desgastar una probeta con arena de sílice. La figura 2 muestra el diagrama de cómo se realiza la prueba, la cual consiste en hacer caer la arena entre la probeta y una rueda de goma de clorobutilo la cual ejerce una fuerza sobre el espécimen ayudado de un brazo multiplicador de fuerzas. El desgaste se reporta en pérdida volumétrica del material ensayado (mm^3).

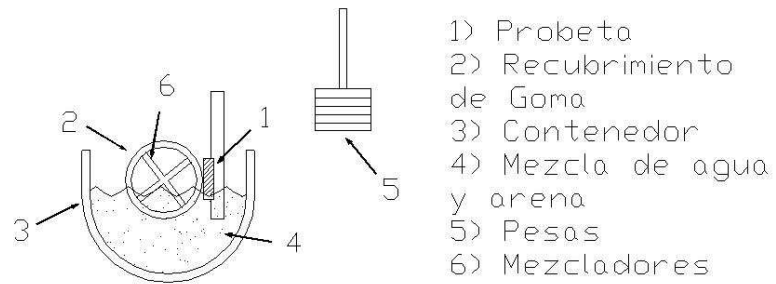
Figura 2. Diagrama de la Máquina bajo la Norma ASTM G 65



Prueba De Desgaste Abrasivo Con Rueda De Goma y Arena Húmeda

Al igual que la prueba anterior, esta consiste en desgastar una probeta con arena de sílice ayudada con una rueda recubierta con una goma, en este caso de neopreno. La particularidad de este ensayo es que la arena no cae ni es seca como en el caso anterior, sino que esta vez la arena es húmeda, mezclada con una cantidad específica de agua y ubicada en un contenedor; esta mezcla es arrastrada por la goma. Gracias al brazo multiplicador de fuerzas, la arena es empujada sobre la probeta causando de esta forma el desgaste abrasivo. Se reporta la pérdida de material en forma volumétrica (mm^3). En la figura 3 se presenta un diagrama esquemático de la máquina que realiza dicha prueba.

Figura 3. Diagrama de la Máquina bajo la Norma ASTM G 105



También se tiene el trabajo especial de grado realizado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela por Francisco Azzariti y Carmelo Alonzo (1984) titulado: “Diseño y construcción de una máquina para ensayos de desgaste por fricción rotativa”. En dicho trabajo especial se diseñó y construyó una máquina para el estudio del desgaste por fricción rotativa, con el objeto de observar los tipos de desgaste que ocurren, el comportamiento de la rugosidad, el estudio de las fuerzas de fricción y los coeficientes de roce. Estos estudios se realizaron sobre una pista rodante de un acero AISI 1060 y como probetas, se usaron Bronce Fosforoso y Aluminio 6030-T6.

Cabe destacar que los dispositivos anteriormente nombrados no simulan adecuadamente el fenómeno que se pretende estudiar, ya que en este intervienen otras variables de importancia que estos estudios no toman en cuenta.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

En esta sección se explicarán con detenimiento los factores que motivan la realización de este trabajo para así establecer la relación entre lo expuesto como solución al problema real.

El principal concepto que debemos estudiar y que motivó este estudio como se mencionó en la sección de planteamiento del problema en el capítulo anterior, es el concepto de bombas.

Bombas

Las bombas son de gran importancia en el transporte de fluidos, debido a su capacidad para aumentar la presión, con lo cual se puede empujar el fluido hacia donde se desee transportar. Existe una infinidad de bombas las cuales tienen distintas funciones, todo depende del tipo de fluido. Así surgen las bombas centrífugas que fundamentalmente son máquinas de gran velocidad en comparación con las de movimiento alternativo, rotativas o de desplazamiento. Funcionan a altas velocidades, acopladas directamente al motor de accionamiento, con lo que se consigue que las pérdidas por transmisión sean mínimas.

Una bomba centrífuga consta esencialmente de uno o más rodets provistos de álabes, montados sobre un árbol giratorio y encerrados en el interior de una cámara de presión denominada carcasa

Principio y Funcionamiento:

Un equipo de bombeo es un transformador de energía mecánica que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía, que le es cedida a un fluido en forma de presión, de posición y de velocidad. Así se tendrán bombas que funcionen para transportar cierto fluido, por ejemplo, la bomba de pozo profundo, que adiciona energía para que el agua del sub-suelo se eleve a la superficie.

Un ejemplo de bombas que adicionan energía de presión sería una bomba en un oleoducto, en donde tanto las cotas de altura así como los diámetros de tuberías y

la viscosidad del fluido representan pérdidas de energía e el sistema, por lo cual se requiere que la presión sea incrementada para poder movilizar el fluido a través de dicha tubería. Lo inverso a lo que sucede en una bomba se tiene en una máquina llamada comúnmente turbina, la cual transforma la energía de un fluido en sus diferentes componentes citadas en energía mecánica.

Para una mayor claridad, buscando una analogía con las máquinas eléctricas, y para el caso específico del agua, una bomba sería un generador hidráulico, en tanto que una turbina sería un motor hidráulico. Normalmente un generador hidráulico (bomba) es accionado por un motor eléctrico, térmico, etc. mientras que un motor hidráulico (turbina) acciona un generador eléctrico. Tratándose de fluidos compresibles el generador suele llamarse compresor y el motor puede ser una turbina de aire, gas o simplemente un motor térmico.

Antes de conocer los fundamentos de operación de las bombas es necesario distinguir las diferentes clases de bombas que existen, y para esto la clasificación dada por el “Hydraulic Institute” de E.U.A. (1984) parece ser la más adecuada. Existe una diversidad de clasificación de bombas que ocasionalmente puede causar confusión al intentar ubicarlas dentro de un cierto tipo, clave u otra distinción, sin embargo la más adecuada para propósitos de este trabajo es la proporcionada por el instituto de Hidráulica de los E.U.A. Esta clasificación toma en cuenta la forma cómo el fluido se desplaza dentro de los elementos de la bomba, así para aquellos en los que el fluido se desplaza a presión dentro de una carcasa cerrada, como resultados del movimiento suavizada de un pistón o embolo, se le denomina “bombas de desplazamiento positivo”, mientras que las bombas en las cuales el fluido es desplazado por el movimiento circular de uno o varios impulsores provistos de alabe, se les denomina “Bombas Centrífugas” y debido al comportamiento presente entre las empaquetaduras y los ejes de ellas, estas últimas serán consideradas para el enfoque de nuestro trabajo.

También podemos clasificarlas según su forma física. Así mismo es necesario saber qué tipo de líquido manejará la bomba: si son líquidos volátiles, viscosos,

calientes o pastas aguadas. De este modo se sabrá la densidad del fluido y las partículas que la bomba pueda impulsar.

Respecto a la forma física de la bomba se debe tener en cuenta que existen bombas de eje horizontal o vertical, ambas de desplazamiento positivo, baja o alta velocidad. Además de esto, los materiales que conforman la bomba deben ser compatibles con los líquidos que se bombearán.

Tipos de Bombas más Comunes

Bombas de Rotor Múltiple: Dentro de esta clase de bombas se encuentran las bombas de tornillo y las de lóbulo

Bombas Reciprocantes:

Existen básicamente de dos tipos: de acción directa, movidas por vapor y las bombas de potencia. Existen muchas modificaciones de los diseños básicos, construidas para servicios específicos en diferentes campos, algunas se clasifican como bombas rotatorias, aunque en realidad utilizan el movimiento recíprocamente de pistones o émbolos para asegurar la acción de bombeo. Estas pueden ser de pistón, de émbolo o de diafragma.

Bombas Centrífugas:

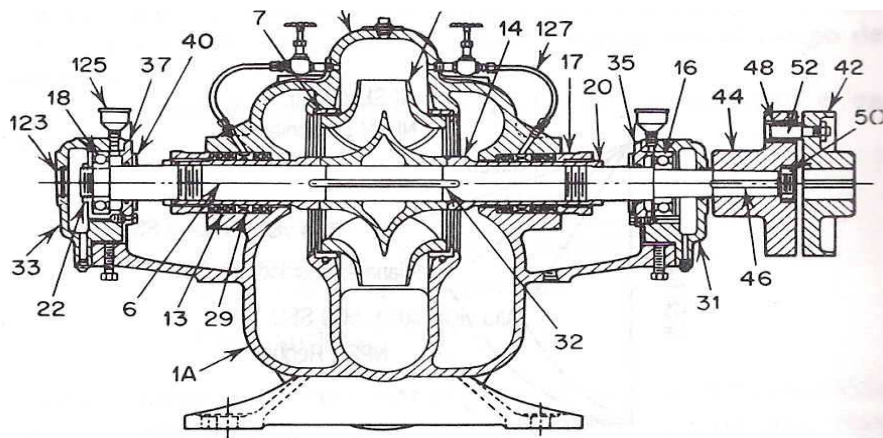
Existen dos tipos de bombas centrífugas: el horizontal y el vertical. La primera tiene un propulsor vertical conectado a un eje horizontal, mientras que la bomba de tipo vertical consta de un propulsor horizontal conectado a un eje vertical.

La bomba centrífuga funciona bajo el principio de la centrifugación, en estas bombas el motor o cualquier otro medio que las accione hace girar una hélice con las aspas sumergidas en agua y encerradas en un estuche. El agua penetra en la caja e inmediatamente en el flujo del centro de dicho impulsor hacia los bordes del mismo o a las cajas parte exterior de la caja donde se eleva con rapidez la presión de la carga. Para aligerar esta presión, el agua escapa por el tubo de

salida. La bomba centrífuga no funciona hasta que la caja queda totalmente llena de agua o cebada.

La bomba centrífuga horizontal es la más usada, cuesta menos, es fácil de instalar y es más accesible para su inspección y mantenimiento, sin embargo, requiere mayor espacio que la bomba de tipo vertical. En la figura 4 se muestra una bomba horizontal de una etapa, de doble succión, de voluta.

Figura 4. Bomba horizontal, de una etapa, de doble succión, de voluta y sus partes.



Ref. No.	Nombre de la pieza	Ref. No.	Nombre de la pieza
1	Carcasa	33	Cubierta de cojinete (externo)
1 A	Carcasa (mitad inferior)	35	Tapa de cojinete (interno)
1 B	Carcasa (mitad superior)	36	Cuña de la hélice
2	Impulsor	37	Tapa de cojinete (externo)
4	Propulsor	39	Buje de cojinete
6	Flecha de la bomba	40	Desviador
7	Anillo de la carcasa	42	Acoplamiento (mitad en el impulsor)
8	Anillo de impulsor	44	Acoplamiento (mitad en la bomba)
9	Tapa de succión	46	Cuña del acoplamiento
11	Tapa de estopero	48	Buje del acoplamiento
13	Empaquetadura	50	Contratuerca del acoplamiento
14	Manguito del árbol	52	Pasador del acoplamiento

15	Tazón de descarga	59	Tapa de agujero de acceso
16	Cojinete (interno)	68	Collar del árbol
17	Collarín del estopero	72	Collar de empuje
18	Cojinete (externo)	78	Espaciador de cojinete
19	Bastidor	85	Tubo de alojamiento del eje
20	Tuerca de manguito del árbol	89	Sello
22	Contratuerca del cojinete	91	Tazón de succión
24	Tuerca del impulsor	101	Tubo de la columna
25	Anillo de cabeza de impulsor	103	Cojinete del conector
27	Anillo de tapa de estopero	123	Tapa de extremo de cojinete
29	Anillo de cierre hidráulico	125	Aceitera o grasera
31	Cubierta de cojinete	127	Tubo de sello

Generalmente las bombas centrífugas se seleccionan para una capacidad y carga total determinadas. Estas características se conocen como condiciones específicas de servicio y con pocas excepciones, representan las condiciones en las que la bomba operará la mayor parte del tiempo. La eficiencia de la bomba deberá ser la máxima para estas condiciones de servicio, siendo éste uno de los parámetros fundamentales para la selección de la bomba.

Con frecuencia, se requiere que las bombas operen a capacidades y cargas que difieren considerablemente de las condiciones especificadas. Por ejemplo, las aplicaciones para servicios de centrales a vapor, en las que las bombas de alimentación de la caldera, de condensado y drenaje de calentadores pueden descargar a la caldera un flujo que puede variar de la capacidad total a cero, dependiendo de la carga que tiene en ese momento el turbogenerador. Las bombas de circulación de condensado están sujetas a variaciones algo menores, sin embargo, estas bombas pueden operar contra cargas totales muy variables y, por lo tanto, a distintas capacidades. Las bombas de servicio general utilizadas en una gran variedad de aplicaciones también pueden estar sujetas a operaciones con flujos muy variables.

Es muy importante, por lo tanto, que el usuario de bombas centrífugas se familiarice con los efectos de operar las bombas a capacidades y cargas distintas a

las especificadas y con las limitaciones impuestas sobre esa operación por consideraciones hidráulicas, mecánicas o termodinámicas.

Las partes más importantes de una bomba centrífuga son:

Carcasa. Es la parte exterior protectora de la bomba y cumple la función de convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

Impulsores. Es el corazón de la bomba centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Anillos de desgaste. Cumplen la función de ser un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde debido a las cerradas holguras entre el impulsor y la carcasa, el desgaste es casi seguro, evitando así la necesidad de cambiar estos elementos y quitar solo los anillos.

Estoperas, empaques y sellos. La función de estos elementos es evitar el flujo hacia fuera del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

Cojinetes. Sirven de soporte a la flecha de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias. Soportan las cargas radiales y axiales existentes en la bomba.

Bases. Sirven de soporte a la bomba, sosteniendo el peso de toda ella.

Flecha. Es el eje de todos los elementos que giran en la bomba centrífuga, transmitiendo además el movimiento que imparte la flecha del motor.

Los ejes de las bombas, por lo general, se protegen contra la erosión, corrosión y desgaste en las cajas prensaestopas, sellos contra fugas en las vías de agua con camisas renovables. La función más común de las camisas del eje es protegerlo contra el desgaste en las cajas prensaestopas.

La caja prensaestopas. Tiene como función principal proteger la bomba contra fugas en el punto donde el eje atraviesa la carcasa de la bomba. Si la bomba efectúa una elevación por succión y la presión en el extremo interior de la caja del prensaestopas es inferior a la atmosférica, la función de la caja es evitar filtraciones de aire al interior de la bomba. Por otro lado, si la presión es superior a la atmosférica la función es evitar fuga de líquido fuera de la bomba. La caja prensaestopas toma la forma de un vaso cilíndrico que aloja un número de anillos de empaquetadura alrededor del eje o camisa del eje. Si se desea sellar la caja se comprimen las empaquetaduras para dar el ajuste necesario sobre el eje o camisa, por medio de un collarín que puede ser ajustado en dirección axial. Las altas temperaturas o presiones complican el problema de mantenimiento de la empaquetadura de la caja prensaestopas. Básicamente **las empaquetaduras de la caja prensaestopas** conforman un dispositivo reductor de presiones, con suficiente plasticidad para ajustarse adecuadamente en la operación

Factores que Afectan el Desempeño de una Bomba

Entre los principales factores que afectan el desempeño de una bomba están:

A) Cavitación: Este fenómeno se produce por la disminución de la presión absoluta del fluido de trabajo por debajo de la presión de vapor del mismo. Esto ocasiona la formación de burbujas en dicho fluido, las cuales, al entrar a una zona de mayor presión, implotan, ocasionando daños en tuberías, hélices y rodetes entre otros.

B) Desgaste en el eje: este se produce cuando la bomba está en operación, causando una diferencia de presiones a los lados de la carcasa, en ese momento el fluido trata de pasar entre las empaquetaduras y el eje, desde el lado de mayor presión al de menor presión. A veces dicho fluido contiene partículas que en contacto con las empaquetaduras y el eje en movimiento rotativo son capaces de concebir uno de los fenómenos más influyentes en el desempeño de la máquina.

El desgaste es el daño de la superficie por remoción de material de una o ambas superficies sólidas en movimiento relativo. Es un proceso en el cual las capas superficiales de un sólido se rompen o se desprenden de la superficie. Al igual que la fricción, el desgaste no es solamente una propiedad del material, es una respuesta integral del sistema. Los análisis de los sistemas han demostrado que 75% de las fallas mecánicas se deben al desgaste de las superficies en rozamiento. Se deduce fácilmente que para aumentar la vida útil de un equipo se debe disminuir el desgaste al mínimo posible.

En la práctica son cinco los mecanismos de desgaste que aparecen en pares sólido-sólido, ellos son; desgaste abrasivo, adhesivo, por fatiga superficial, corrosivo mecánico y desgaste por frotamiento. Por ser uno de los efectos que mayor pérdida de materiales y energía produce, se abordará en este capítulo el desgaste abrasivo.

Desgaste por abrasión.

Es el desgaste producido por partículas abrasivas que se deslizan sobre la superficie metálica produciendo desprendimiento de material, dislocaciones de cristales y ralladuras profundas. Este desgaste se pone de manifiesto en equipos agrícolas, de construcción y minería. También se observa en el equipamiento empleado en la preparación de las arenas de moldeo de fundición. En una estructura determinada la intensidad de desgaste por abrasión depende de la forma, dureza y tamaño de los granos y partículas abrasivas.

La velocidad de desgaste depende del grado de penetración del abrasivo en la superficie y por lo tanto es función de la dureza superficial del material. La dureza, la tenacidad y sobre todo la rugosidad de las partículas abrasivas, acentúan la abrasión, mientras que la fragilidad de éstas atenúa su efecto.

Si la dureza del abrasivo es muy superior a la dureza de la superficie fraccionada, el desgaste es fuerte. Si por lo contrario es más blando la velocidad de desgaste es

lenta. Se debe tener en cuenta que si la dureza de ambos es similar, el más leve cambio de una de ellas puede aumentar considerablemente el desgaste.

Otros factores que afectan el desgaste abrasivo son la temperatura, las cargas que actúan sobre la superficie de trabajo, condiciones ambientales tales como la humedad y el grado de compactación de las partículas. Se considera que todo desgaste abrasivo del material es un agrietamiento por fragilidad, como resultado de actos de deformación plástica y endurecimiento que se repiten cíclicamente.

El proceso de desgaste abrasivo en condiciones reales, se realiza siempre con la colaboración no solamente de las partículas abrasivas, sino también del medio exterior, de una composición química controlada (e n el caso del empleo de lubricante) o no controlada (en el caso de la acción de la atmósfera).

El metal deformado plásticamente, al reaccionar con el oxígeno contenido en la atmósfera, forma estructuras de capas secundarias, que se diferencian del metal original por sus estructuras y propiedades de resistencia. La actuación de presiones produce la destrucción de esas capas y el descubrimiento consecutivo de nuevas superficies del metal puro. Este fenómeno se conoce con el nombre de desgaste oxidante.

En el desgaste abrasivo influye la dureza y la tenacidad del material. La tenacidad es la resistencia que opone el material deformado por la acción de las partículas abrasivas, a la rotura. El desgaste abrasivo depende también del coeficiente de fricción, fuerza de unión adhesiva entre partículas de la superficie del metal y las partículas abrasivas. Cuando los valores del coeficiente de fricción son elevadas, se favorece el proceso de microcorte.

El desgaste abrasivo se puede clasificar en:

- Desgaste abrasivo por baja presión, que ocurre por deslizamiento de las partículas moviéndose libremente por la superficie y las tensiones actuantes son bajas y no exceden la resistencia a la rotura del abrasivo.

- Desgaste abrasivo por alta presión, cuando el abrasivo es atrapado entre dos superficies de carga y el desgaste no es sólo por penetración, sino también por fractura de las partes frágiles y por deformación plástica de la matriz. Este tipo de abrasión es característica de operaciones de trituración, pero también se presenta como efecto secundario en numerosas aplicaciones metal sobre metal.
- Desgaste abrasivo con impacto, el cual involucra la remoción de material por la acción de un abrasivo cuyas partículas son de un tamaño apreciable e impactan en la superficie bajo un ángulo determinado. La energía de impacto se transfiere al material y hace que el abrasivo produzca grandes surcos y ralladuras apreciables a simple vista. Este tipo de desgaste es más frecuente en el transporte de minerales.

Es importante destacar que en la práctica el desgaste no se presenta en forma simple, sino que aparece combinado como:

- Impacto, abrasión y presión: en rodillos, cadenas y rodaje de tractores.
- Impacto, abrasión y temperatura: en martillos y cuchillas de cizalla.
- Impacto y presión: en martillos de pilón y machacadoras, quebradoras.
- Abrasión, erosión y corrosión: válvulas y asientos, tornillos sinfín.
- Fricción, corrosión y cavitación: impulsores, álabes de turbinas.

Clasificación del régimen de desgaste abrasivo según la dureza de los materiales en contacto:

- Régimen débil: cuando la dureza del abrasivo es menor que la del metal.
- Régimen de transición: cuando la dureza del abrasivo es aproximadamente igual a la del metal.
- Régimen severo: cuando la dureza del abrasivo es mayor que la del metal.

Formas de disminuir el desgaste en el eje

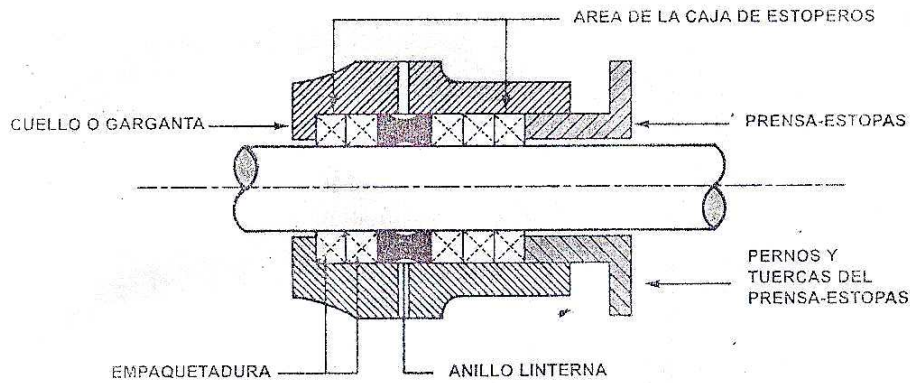
Entre las técnicas más prácticas de disminuir el efecto causado por el desgaste en la zona de contacto entre las empaquetaduras y los ejes de las bombas encontramos la correcta utilización de las empaquetaduras; y la aplicación de algún recubrimiento sobre el eje para disminuir la rugosidad y el coeficiente de fricción del mismo. Para conocer más acerca de la correcta utilización de las empaquetaduras, hablaremos un poco acerca de ellas y de sus principales características.

Las empaquetaduras

El control de la pérdida de fluidos es esencial para la correcta operación de equipos mecánicos e instalaciones utilizadas en el manejo de fluidos. Se utilizan varios métodos para controlar las fugas en ejes de un equipo rotativo, vástagos de válvulas y otras partes funcionales de equipos que requieren del confinamiento de líquidos o gases.

El más antiguo y aún el más común de los dispositivos de sellado, es la empaquetadura de compresión, consiste de un número de anillos que son insertados dentro del espacio anular (caja de estoperos) entre la parte rotativa o reciprocante y el cuerpo de la bomba o válvula (Figura 5). Apretando el prensaestopas contra el anillo externo se transmitirá dicha presión a la empaquetadura expandiendo los anillos radialmente contra la pared de la estopera por un lado, y la parte rotativa o reciprocante por el otro, haciendo entonces el efecto de sellado.

Figura 5. Arreglo típico de la caja de estoperos y descripción de sus partes



Las empaquetaduras de compresión se usan principalmente en las industrias de procesos tales como la petroquímica, farmacéutica, química, de pulpa y papel y siderúrgica y las de servicios públicos y plantas marinas, etc. Con ellas se puede sellar todo tipo de líquidos incluyendo agua, vapor, ácidos, cáusticos, solventes, gases, lubricantes, etc., en una amplia variedad de temperaturas y de presiones.

Funcionamiento de las Empaquetaduras de Compresión

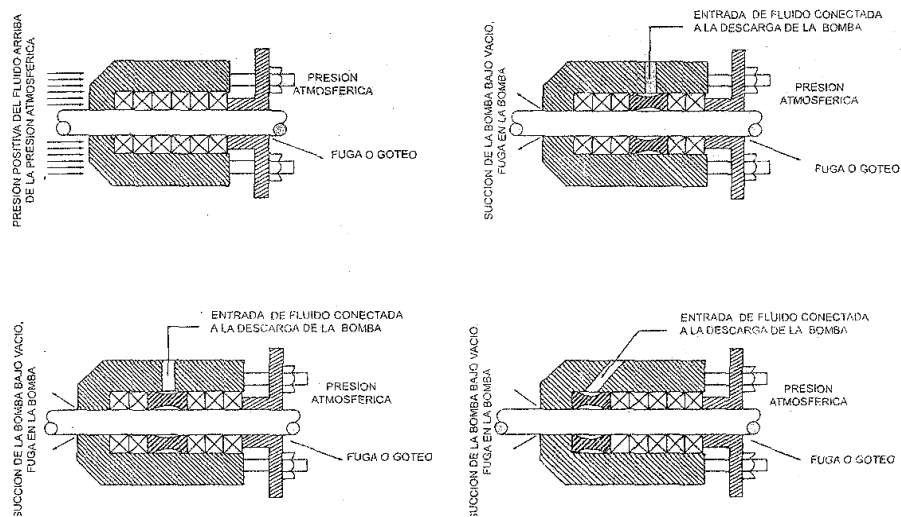
Las empaquetaduras de compresión usadas en bombas, ya sea en servicios rotatorios o reciprocantes, normalmente requieren de la lubricación de una película de fluido entre la superficie de la parte en movimiento y el empaque. Las fuentes de esta película de fluido son lubricantes agregados durante su fabricación (lubricantes líquidos, sólidos o en combinación), la emisión controlada del fluido manejado o un suministro externo de un lubricante.

En el arranque del equipo los lubricantes deben ser liberados de las empaquetaduras al presionar el prensaestopas para suministrar el sellado y la lubricación iniciales. Durante el periodo de arranque, estos lubricantes proporcionan lubricación en el lapso entre la operación en seco y la introducción del sistema de lubricación normal. Gradualmente mediante el ajuste del prensaestopas, el fluido bombeado o la fuente de lubricación externa asume la función de lubricación suministrando una película continua de fluido. La aparición del prensaestopas es regulada para proveer la lubricación óptima al sello

y prevenir el sobrecalentamiento con el consecuente daño al eje. Los lubricantes de la empaquetadura que se pierden gradualmente durante la operación del equipo, son compensados por ajustes adicionales del prensaestopas cuando el volumen de lubricante perdido por la empaquetadura se aproxima a la cantidad de lubricante agregado durante su fabricación, la efectividad de la empaquetadura se pierde y es necesario su reemplazo. Los lubricantes en la empaquetadura también pueden cumplir con la importante función de bloquear el paso del fluido que está siendo bombeado a través de los anillos de empaquetadura. Se requiere que las empaquetaduras de compresión usadas en válvulas, donde hay lento o infrecuente movimiento y aquellas usadas en operaciones estáticas, sellen sin fuga. Se pueden usar varias mezclas de impregnación para auxiliar en estas funciones. Algunas empaquetaduras están diseñadas con lubricantes estables no migratorios para aplicaciones bajo presiones y temperaturas extremas.

La figura 6 muestra los métodos típicos del uso de empaquetaduras de compresión en bombas:

Figura 6. Métodos típicos del uso de Empaquetaduras en bombas



Tipos de construcción de las empaquetaduras

Las empaquetaduras de compresión están hechas de varios materiales y lubricantes como: algodón, lino, cáñamo, asbestos azules y blancos, fibras sintéticas, fibras acrílicas, fibras de carbono, fibras de vidrio, grafito, etc. También se fabrican en variados tipos de perfiles y tamaños a continuación se describen cinco construcciones básicas comúnmente utilizadas y sus cualidades.

Trenzadas

- Cuadradas: Recibe su nombre debido a su sección transversal que es cuadrada pero puede ser rectangular también, se usa en equipos de alta velocidad y relativamente baja presión (Figura 7).
- Trenzado sobre trenzado: también conocida como redonda, las empaquetaduras de este tipo, son relativamente densas y se recomiendan para aplicaciones de alta presión y baja velocidad.
- Trenzado sobre núcleo: este tipo de construcción permite obtener un amplio rango de densidades y diferentes perfiles de sección.
- Intertrenzado: tienen una distribución uniforme del hilo, lo cual permite mejorar la retención del lubricante, es extremadamente densa pero flexible, estas características la hacen útiles tanto para bombas recíprocas como centrífugas.

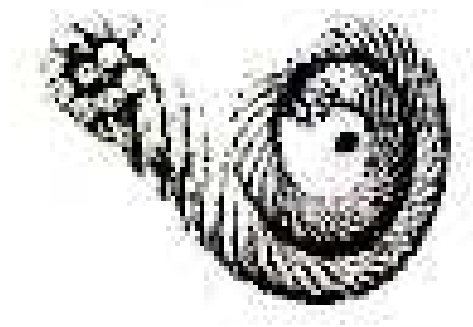
Figura 7. Empaquetadura de Trenzado Cuadrado



Torcidas

Hilos hebras y otros materiales son torcidos juntos o alrededor de un núcleo para obtener el tamaño deseado. Cuando se emplean materiales metálicos éstas empaquetaduras son capaces de resistir la penetración de fluidos o bien compensar las irregularidades de un equipo gastado (figura 8).

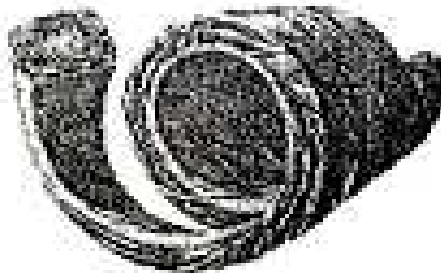
Figura 8. Empaquetadura Torcida



Extruidas

Una mezcla homogénea de varios materiales se extruye para obtener la sección transversal deseadas. Están construidas para retener lubricantes por una larga vida de servicio, se adaptan fácilmente a las irregularidades de la caja de estoperos. Se usan en bombas centrífugas y reciprocantes (figura 9).

Figura 9. Empaquetadura Extruida



Preformadas

Estas vienen previamente cortadas y dispuestas en la forma en la que van a ser colocadas para su utilización.

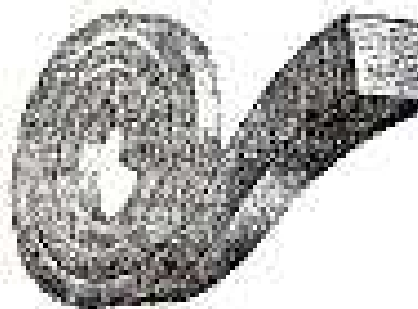
Figura 10. Empaquetadura Preformada



Cinta De Grafito

Ésta es normalmente corrugada o realzada para mejorar su habilidad para elaborar anillos. Pueden ser preformadas o comprimidas en la caja de estoperos para formar anillos sin fin y anillos exactos tipo laberinto (figura 11).

Figura 11. Empaquetaduras de Cinta de Grafito



DAÑOS EN LAS EMPAQUETADURAS

Debido a las condiciones de trabajo en las cuales las empaquetaduras se desempeñan, éstas están destinadas a estropearse. Entre los motivos fundamentales por los cuales se deterioran encontramos:

La acción mecánica: que produce el desgaste de las superficies de contacto de la empaquetadura con el eje por adhesión y/o abrasión

La acción química: que produce ablandamiento, desintegración y corrosión de la empaquetadura

La acción térmica: que produce deformación, agrietamiento y cuarteadura en la superficie de contacto.

Como mencionamos anteriormente, otro de los procesos involucrados en la prevención y/o disminución de los efectos causados por el desgaste en las piezas de máquinas son los recubrimientos.

Recubrimientos Aplicados por Rociado Térmico

Uno de los procesos más comunes para la protección y prolongación de la vida útil de piezas mecánicas sometidas a desgaste es el **rociado térmico**. Éste consiste en la aplicación de un recubrimiento producido por un proceso en el cual partículas fundidas o semifundidas son aplicadas por impacto sobre un substrato y/o superficie. Según el modo de aplicación del recubrimiento, los procesos de recubrimiento por rociado térmico se clasifican en:

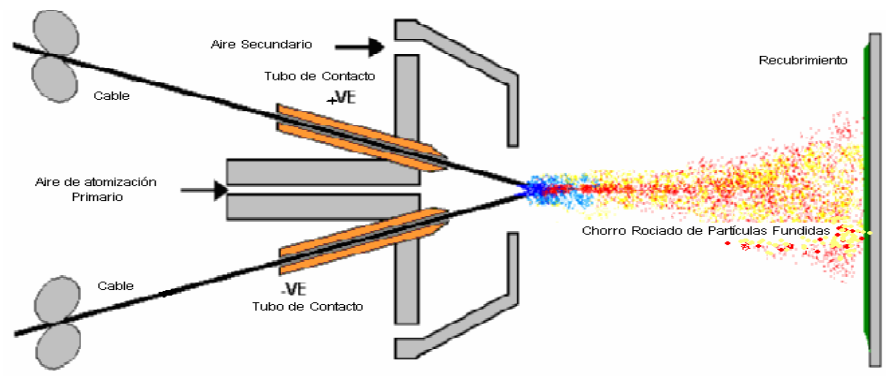
- **Rociado Térmico por Arco Eléctrico**

En el proceso de rociado térmico por arco eléctrico, un par de alambres conductores de electricidad son fundidos por medio de un arco eléctrico. El material fundido es luego atomizado y dirigido hacia el substrato de la superficie mediante el uso de aire comprimido (Figura 12). Las partículas fundidas que

impactan sobre el sustrato, rápidamente se solidifican y forman un recubrimiento.

Este proceso de rociado por arco llevado a cabo correctamente, es conocido como un trabajo en frío (en relación al material del sustrato que está siendo recubierto) debido a que la temperatura del sustrato puede ser baja durante el proceso para evitar daños, cambios metalúrgicos y la distorsión del material del sustrato.

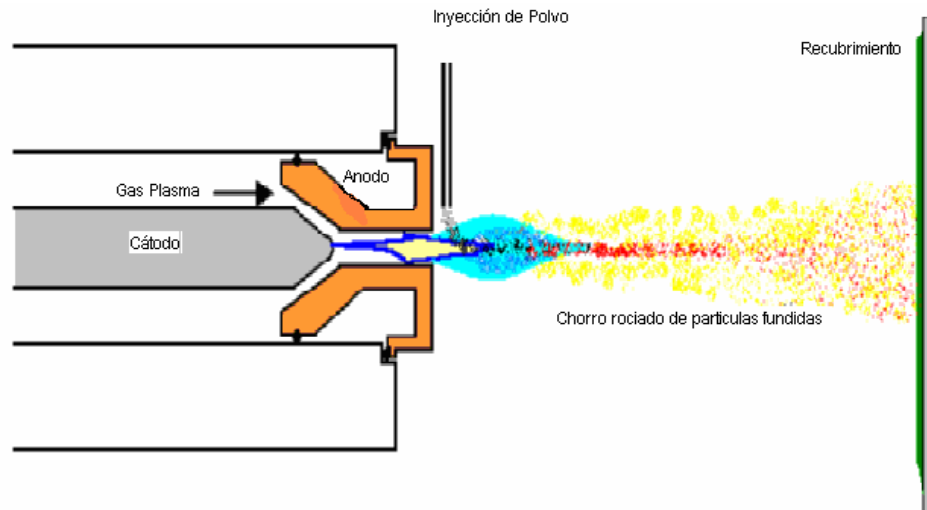
Figura 12. Esquema del proceso de rociado térmico por arco eléctrico



- **Rociado térmico por plasma**

En éste el material en forma de polvo es inyectado en una llama de plasma a muy alta temperatura, donde es rápidamente calentado y acelerado a gran velocidad. El material caliente impacta sobre la superficie del sustrato y se enfría rápidamente formando un recubrimiento. En la figura 13 se puede observar como se lleva a cabo este proceso.

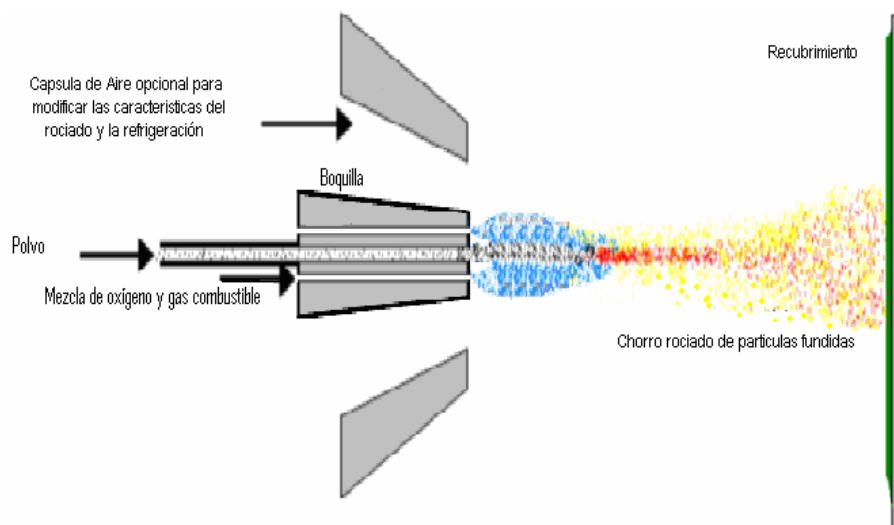
Figura 13. Esquema del proceso de rociado térmico por plasma



- **Rociado Térmico por Llama**

En este proceso el material en forma de polvo es fundido en una llama (de oxiacetileno o hidrógeno generalmente) para formar un rociado fino. Cuando el rociado hace contacto con la superficie preparada del material del sustrato, las pequeñas gotas fundidas se solidifican rápidamente formando un recubrimiento (figura 14). Al igual que los dos anteriores este proceso también se puede decir que es un proceso en frío.

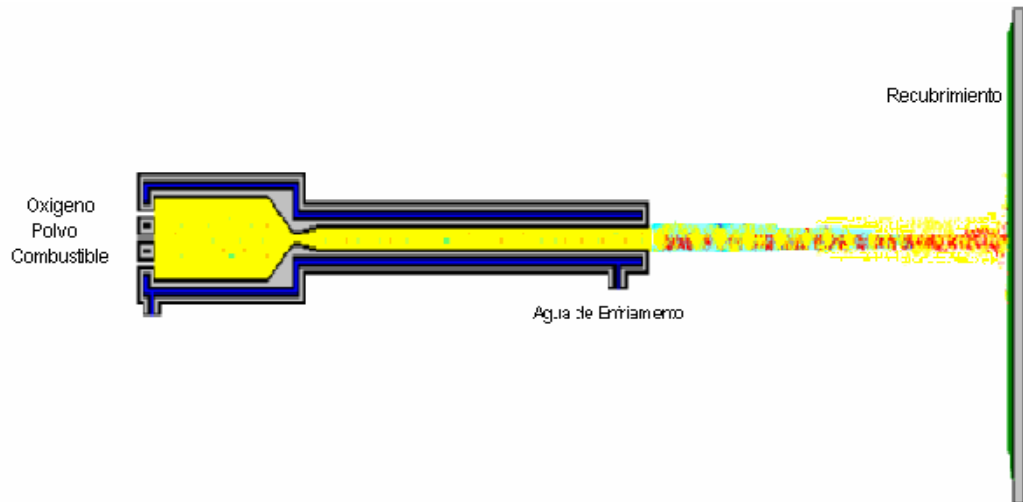
Figura 14. Esquema del proceso de rociado térmico por llama



- **Rociado térmico Hipersónico HVOF**

Este proceso ha sido desarrollado para producir un rociado a velocidades extremadamente altas. Hay una gran cantidad de pistolas de HVOF que usan diferentes métodos para alcanzar las altas velocidades de rociado. Uno de los métodos consiste en una cámara de combustión de HVOF a alta presión enfriada por agua con una boquilla larga. Combustible y oxígeno son introducidos en la cámara, la combustión produce una llama a alta presión, la cual, es forzada a través de una boquilla, incrementando así su velocidad. El material, en forma de polvo puede ser introducido a través de la parte de la boquilla donde la presión es menor. En la figura 15 se observa el esquema de este proceso.

Figura 15. Esquema del proceso de rociado térmico hipersónico (HVOF)



CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

Diseño: esta fase del trabajo especial de grado comprende el estudio del problema en cuestión y la puesta en práctica de diversas técnicas para encontrar la solución más factible. La importancia de esta fase de nuestro trabajo radica en la necesidad de estudiar todas las posibles variables que puedan influir en la concepción de nuestro diseño.

Esta fase por lo general esta organizada de la siguiente manera:

- Establecimiento de una necesidad
- Descripción
- Generación de soluciones
- Estudio de Factibilidad
- Construcción y especificaciones

Establecimiento de una necesidad: Fase que consiste en establecer el motivo principal de la concepción de nuestro diseño. En nuestro caso, la necesidad de diseñar y construir el banco de pruebas surge debido a la falta de dispositivos que analicen el desgaste abrasivo considerando todas las variables presentes en el funcionamiento de una bomba.

Descripción: Fase en la cual se especifican todas y cada uno de los requerimientos y especificaciones que debe cumplir el dispositivo a diseñar. Los requerimientos de nuestro proyecto están establecidos en la fase de planteamiento del problema y serán ampliados en la sección del estudio de factibilidad.

Generación de soluciones: Fase en la cual el diseñador utiliza diversos métodos para concebir varias alternativas que sirvan de solución al problema planteado. En nuestro trabajo especial de grado nos basamos principalmente en el método de la tormenta de ideas (Brainstorming) para generar la mayor cantidad de soluciones posibles para la consecución de nuestro diseño.

Tormentas de Ideas (Brainstorming)

Este método consiste básicamente en reunir un grupo de 4 a 12 personas para trabajar sobre un problema. El grupo debe trabajar bajo las siguientes normas:

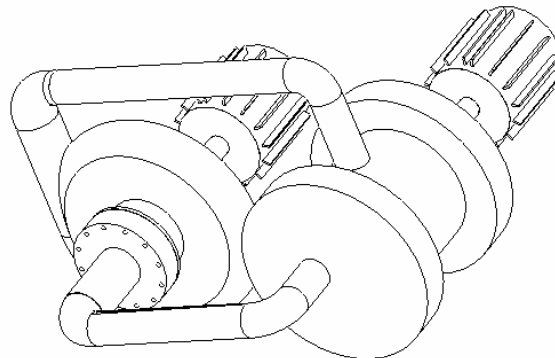
- No se permite ninguna evaluación o juicio sobre las ideas.
- Se debe tratar de que los participantes generen ideas y las expongan en la forma más espontánea posible
- Debe buscarse cantidad de ideas porque esto ayudará a evitar evaluarlas internamente y porque cantidad, en este caso genera calidad.
- Debe promoverse entre los miembros del grupo que construyan sobre las ideas de los demás, ya que esto generalmente desemboca en ideas superiores a las iniciales.

Basados en cada una de las reglas anteriores, los resultados más significativos de nuestra tormenta de ideas fueron:

Propuesta # 1

Sistema conformado por una bomba conectado a un eje dentro de un cilindro a su vez acoplado a un motor. El principio de funcionamiento del sistema propuesto consiste en evaluar el desgaste en la zona de contacto entre las empaquetaduras y el eje que esta acoplado a una de las bridas del tanque a presión, el cual a su vez recibe agua después de haber pasado por la bomba (figura 16).

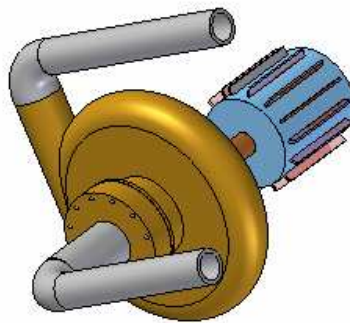
Fig. 16 Propuesta # 1



Propuesta # 2

Bomba centrífuga con un sistema de camisas entre la zona de contacto entre la empaquetadura y el eje. Este diseño es más simple que el anterior, ya que el banco de pruebas estaría formado por una bomba centrífuga con todos sus componentes, y un motor eléctrico (figura17).

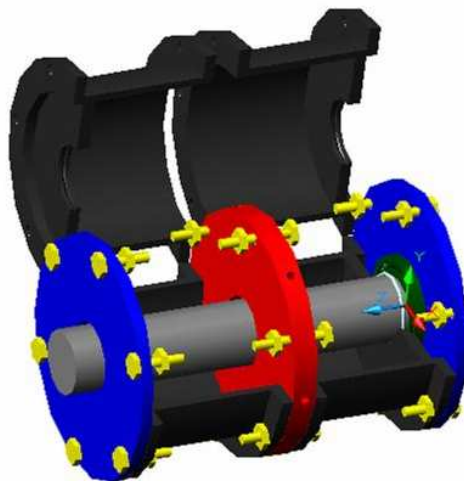
Fig. 17 Propuesta # 2



Propuesta # 3

Tanque rotativo. Este sistema consiste principalmente en un cilindro a presión que gira alrededor de un eje, para mantener homogénea la mezcla fluido/abrasivo (figura 18).

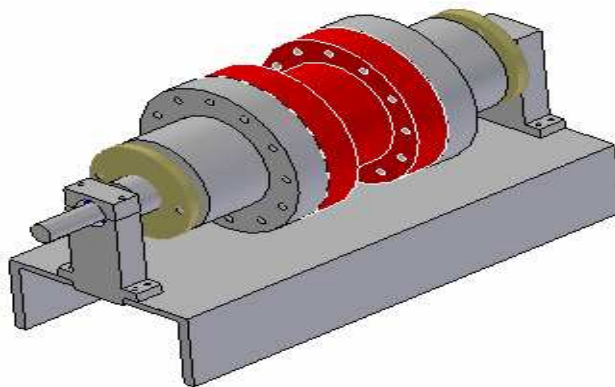
Fig. 18 Propuesta # 3



Propuesta # 4

Sistema hidroneumático de alta presión. Esta propuesta esta formada por un eje rotativo que atraviesa una cámara a alta presión (figura 19). Dicho eje tiene acopladas un par de paletas para lograr la homogeneidad de la mezcla fluido/abrasivo.

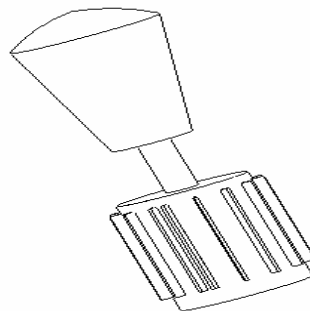
fig. 19 Propuesta # 4



Propuesta # 5

Sistema tipo licuadora. Este sistema consta de un motor acoplado a un eje que termina en una especie de rodete semejante a las aspas de una licuadora. La finalidad de dichas aspas es la de mantener las partículas abrasivas en continua circulación (figura 20).

Fig. 20 Propuesta # 5



Estudio de Factibilidad: En esta fase se evalúan aspectos que conciernen a técnica, economía, medio ambiente y sociedad involucrada con cada una de las soluciones propuestas. En el presente trabajo luego de realizar la tormenta de ideas se utilizará una matriz morfológica para identificar la mejor solución entre los diseños propuestos.

Para conformar la matriz de toma de decisiones deben establecerse claramente los parámetros de selección. Dichos parámetros tendrán una ponderación según la importancia del papel que jueguen en el desempeño del equipo. Para nuestro diseño dichos parámetros son:

- SEGURIDAD
- DISPONIBILIDAD DE LOS COMPONENTES.
- FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.
- DIMENSIONES DEL EQUIPO.
- FACILIDAD DE INSTALACIÓN.
- SISTEMA DE MEZCLADO.
- FACILIDAD PARA MEDIR EL DESGASTE.
- PRESIÓN DE OPERACIÓN.

Seguridad. Un factor de gran importancia lo representa el parámetro seguridad. Esto se refiere a que el sistema seleccionado debe estar exento de todo daño, peligro o riesgo. Por lo tanto, el sistema debe ser firme y estable, es decir, se debe garantizar la seguridad funcional de cada uno de los componentes entre sí.

Disponibilidad de los Componentes. Parámetro que depende de la facilidad de obtención a nivel nacional de los materiales a utilizar en la construcción del banco de pruebas.

Facilidad de Construcción. En este parámetro se considera la disposición para realizar la construcción de algunos componentes que integran a los diferentes sistemas, sin que esto represente mayor obstáculo.

Dimensiones del Equipo. Se le da importancia a este parámetro tomando en cuenta la facilidad de manipulación por una mínima cantidad de operadores.

Facilidad de Instalación. Con este parámetro se considera que tan fácil puede resultar la instalación en forma adecuada de cada uno de los sistemas propuestos con sus respectivos componentes para la función que han de realizar, así como el montaje y desmontaje de cada una de las piezas del equipo para los diferentes ensayos a realizar.

Sistema de Mezclado. Dicho parámetro considera la capacidad del sistema de mantener en suspensión las partículas abrasivas durante el periodo de pruebas.

Facilidad Para Medir el Desgaste. La configuración del equipo debe permitir la obtención de los datos de medición.

Presión de Operación. Se requieren altos niveles de presión para acelerar el proceso de desgaste en la zona de contacto entre la empaquetadura y el eje.

Matriz Morfológica.

En este punto es necesario establecer una escala de evaluación de cada parámetro de selección, para cada una de las propuestas; entre 1 y 5, siendo el valor 5 el más favorable y el valor 1 el más desfavorable. Se le asignará un porcentaje debido a su importancia a cada parámetro de selección, para posteriormente multiplicarlo por la escala de evaluación asignada a cada propuesta; luego serán sumados todos los resultados y de esta manera obtener el valor que será comparado con el obtenido en cada propuesta. Esta evaluación se realiza en la Tabla N° 1.

Tabla 1. Matriz morfológica

PARAMETROS	%	1	2	3	4	5
SEGURIDAD	20	5	5	4	4	5
DISPONIBILIDAD DE LOS COMPONENTES	14	3	4	4	4	4
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	10	5	4	4	5	4
DIMENSIONES DEL EQUIPO	8	3	4	5	5	3
FACILIDAD DE INSTALACIÓN	10	3	4	3	5	3
SISTEMA DE MEZCLADO	15	4	4	5	5	5
FACILIDAD PARA MEDIR EL DESGASTE	15	2	4	4	5	4
PRESIÓN DE OPERACIÓN	15	1	1	5	5	1
TOTAL	100	3,3	3,75	4,25	4,7	3,75

Luego de construir a matriz morfológica observamos que la propuesta numero cuatro “*Sistema hidroneumático de alta presión conectado a un eje con dos extremos de prueba*” arroja la mejor ponderación por lo cual adoptamos esta idea como plataforma para el desarrollo de nuestro prototipo.

Al culminar las etapas básicas de diseño hemos determinado las especificaciones fundamentales del prototipo hidroneumático de alta presión (Figura 19) que son las siguientes:

La cámara de mezclado a alta presión: este dispositivo es el alma del prototipo allí se encuentra confinado el fluido abrasivo a alta presión, el cual trata de escapar a través de las empaquetaduras, esta cámara esta compuesta por un cilindro bridado el cual esta unido a dos tapas planas perforadas en su parte central, estas tapas poseen unas estoperas, las cuales cumplen la misión de alojar a las empaquetaduras que realizan el sellado contra el eje rotativo. Para generar una alta presión en la cámara de mezclado de alta presión el cilindro bridado estará conectado permanentemente a un cilindro contenedor de aire presurizado, la presión de operación de nuestro sistema será de 1500 psi.

El eje es el dispositivo mecánico que se encarga de transmitir movimiento a un par de paletas y un par las camisas de prueba cuya función en este prototipo es la de mantener una mezcla dentro de la cámara de mezclado de alta presión y estar en contacto con las empaquetaduras y el fluido abrasivo respectivamente, a las camisas se le realizaran los estudios de perdida de peso. Dicho eje esta apoyado sobre un par de rodamientos rígidos de bolas, además, esta acoplado a un motor por medio de un sistema de poleas y correa. Por su parte las bases del equipo tienen como función mantener a todos los dispositivos en un lugar fijo.

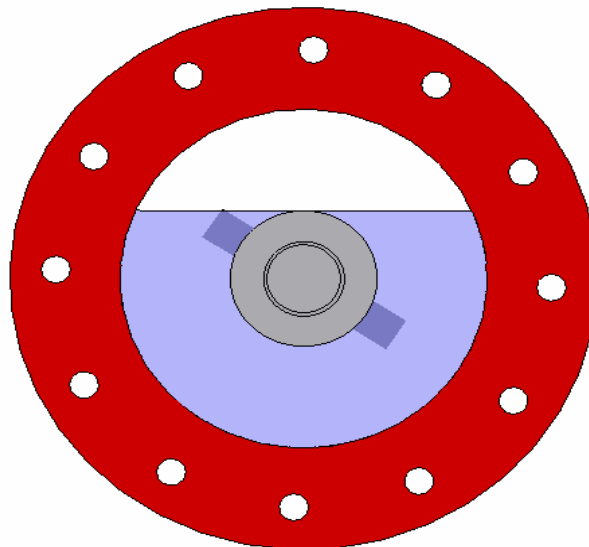
CAPÍTULO IV

CÁLCULOS

Cálculos De Las Dimensiones Del Cilindro

Volumen de la cámara de alta presión. Para determinar este, establecemos el diámetro del eje (40mm) y el tiempo máximo de duración para un ensayo sin recargar el cilindro (18 horas). Conociendo que el volumen de una gota de agua es $9,20 \times 10^{-3} \text{ cm}^3$ (valor determinado experimentalmente en las prácticas de laboratorio básico de química por (Quevedo 2006) y teniendo en cuenta que la Fluid Seal Association recomienda que para un eje de 40 mm el goteo máximo por la empaquetadura debe ser menor o igual a 12 gotas por minuto (equivalente a $158,97 \text{ cm}^3/\text{día}$) y estableciendo un diámetro interno del cilindro igual a 100mm. Además, considerando que el nivel de agua dentro del cilindro siempre tiene que ser mayor o igual al volumen que encierra todo lo comprendido por debajo del plano horizontal tangente al eje, que se encuentra dentro del cilindro bridado (figura 21).

Figura 21. Visualización del plano horizontal tangente al eje.



Teniendo establecida la sección transversal y conociendo el consumo, se puede obtener el volumen total de mezcla perdida a través de las empaquetaduras durante un día, el cual va a ser equivalente al volumen de la parte superior del tanque; sabiendo esto se puede calcular la longitud total del tanque mediante la siguiente ecuación:

$$Lc \geq \frac{V_{ts}}{A_{ts}} \quad (\text{Ec.1})$$

Donde:

Lc = Longitud del cilindro requerida [mm].

V_{ts} = Volumen encerrado dentro del cilindro comprendido entre el plano horizontal tangente a la parte superior del eje y la parte superior del cilindro [mm³].

A_{ts} = Área de sección transversal superior del cilindro ubicada sobre el plano horizontal tangente al eje [mm²].

Este valor se obtiene por integración del área bajo la curva de la porción de área correspondiente a la parte superior del cilindro y la curva tiene la forma:

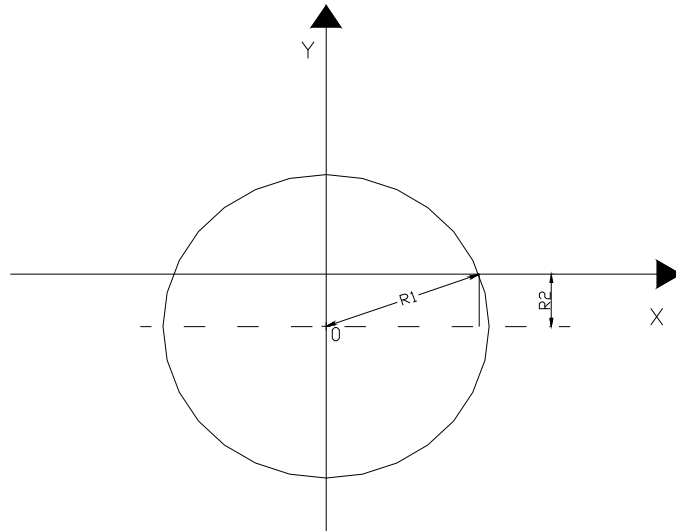
$$(y - 20)^2 + x^2 = R^2 \quad (\text{Ec.2})$$

Como el radio interno del cilindro es de 100 mm, entonces luego de dejar la ecuación en función de y , se obtiene:

$$y = \sqrt{100^2 - x^2} + 20 \quad (\text{Ec.3})$$

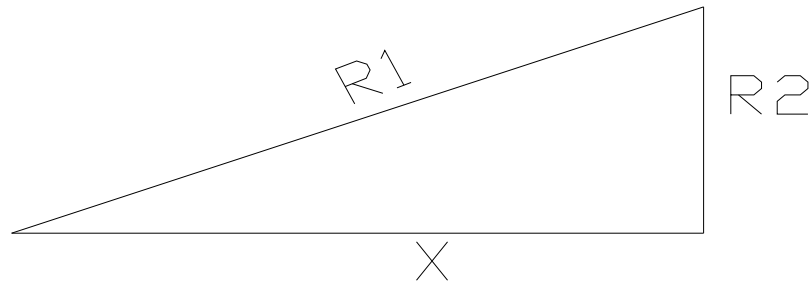
Para hallar los límites de integración nos ayudamos con la figura 22.

Figura 22. Esquema de la superficie interna del cilindro como una función analítica.



De aquí se obtiene el triángulo observado en la figura 23.

Figura 23. Triángulo esquemático para el cálculo de los límites de integración



En este caso X representa la mitad de la distancia sobre la cual se va a integrar. Siendo $R1$ y $R2$ los radios interno del cilindro y mayor del eje respectivamente, los límites de integración serán los valores dados por X y $-X$ después de calcularlos mediante la siguiente ecuación:

$$x = \sqrt{R1^2 - R2^2} \quad (\text{Ec.4})$$

Ecuación obtenida según el teorema de Pitágoras para un triángulo rectángulo.
Introduciendo los valores de cada uno de los radios:

$$x = \sqrt{100^2 - 20^2} = 97,98$$

Una vez obtenido el valor de uno de los límites de integración y como la función a integrar es simétrica respecto al eje y, el área de interés se calcula mediante la formula:

$$A_{ts} = 2 \times \int_0^{97,98} (\sqrt{100 - x^2} + 20) dx \quad (\text{Ec.5})$$

Entonces:

$$A_{ts} = 19,8168 \text{ cm}^2$$

El V_{ts} se calcula multiplicando el gasto másico por el período de tiempo que tarda en vaciarse la parte superior del cilindro:

$$V_{ts} = Q \times t \quad (\text{Ec.6})$$

Entonces:

$$V_{ts} = 158,97 \text{ cm}^3 / \text{día} * 1 \text{ día}$$

Por lo cual la longitud mínima será de:

$$L_c \geq 158,97 \text{ cm}^3 \div 19,168 \text{ cm}^2$$

$$L_c \geq 8.0218 \text{ cm.}$$

luego, elegimos $L_c = 120 \text{ mm.}$

Determinación del espesor mínimo de pared para el cilindro bridado

Para esto emplearemos la ecuación de recipientes a presión de pared delgada que se encuentra en el código ASME de recipientes a presión.

La cual expresa:

$$t = \frac{P_{int} * R}{2 * (S_y * e - 0,6P_{int})} \quad (Ec.7)$$

En donde:

t = espesor mínimo de pared.

P_{int} = presión de trabajo.

R = radio interno del cilindro

S_y = punto de fluencia del material.

e = eficiencia de la junta.

Tomando en cuenta las propiedades del material a emplear para la construcción se eligió acero SAE 1040. Dichas propiedades se presentan a continuación (Shigley 1990):

$S_{ut} = 520 \text{ MPa (76 kpsi)}$

$S_y = 290 \text{ MPa (42 kpsi)}$

Teniendo una presión interna de 10,4 MPa (1500 psi) y suponiendo que el tubo tiene costura y que la eficiencia de la junta no esta examinada ($e = 0,7$), se calculó “ t ” empleando la Ec.7.

$$t = \frac{10,4MPa * 0,05m}{2(290MPa * 0,7 - 0,6 * 10,4MPa)} = 0,00264218m$$

$$t = 2,64281mm .$$

Debido a la importancia de esta pieza se realizó el estudio de la misma con el paquete computacional COSMOSDesignSTAR™ y los resultados arrojados fueron:

- El factor de seguridad mínimo sobre la pieza es 2.1 (fig.24) y las zonas más solicitada son las paredes del cilindro.
- La mayor deformación estática ocurre en el centro del cilindro (fig.25).
- Los mayores esfuerzo sobre el cilindro, ocurren en la parte central de su superficie (fig.26).

Fig. 24 comprobación del cilindro factor de seguridad

Model name: tankex2
Study name: Study 1
Plot type: Design Check Design Check1
Criterion: Max Shear Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 2.1

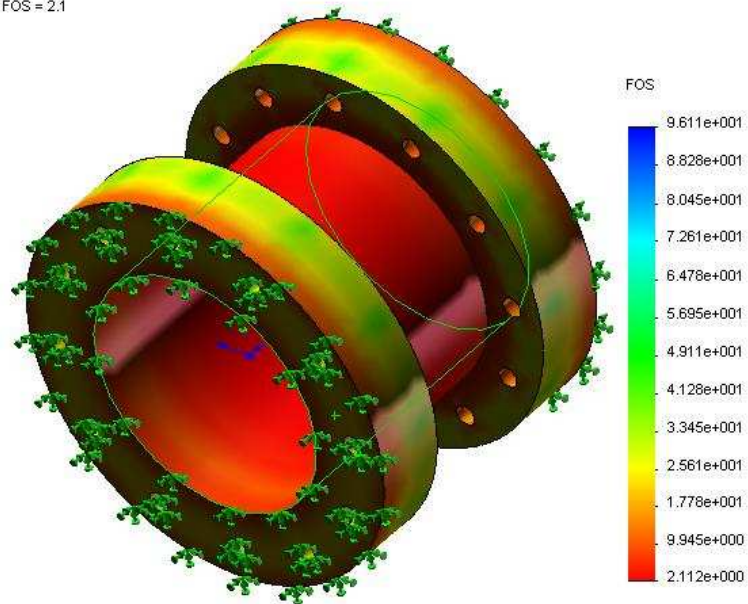


Fig.25 comprobación del cilindro deformación estática

Model name: tankex2
Study name: Study 1
Plot type: Static displacement Displacement1
Deformation scale: 567.093

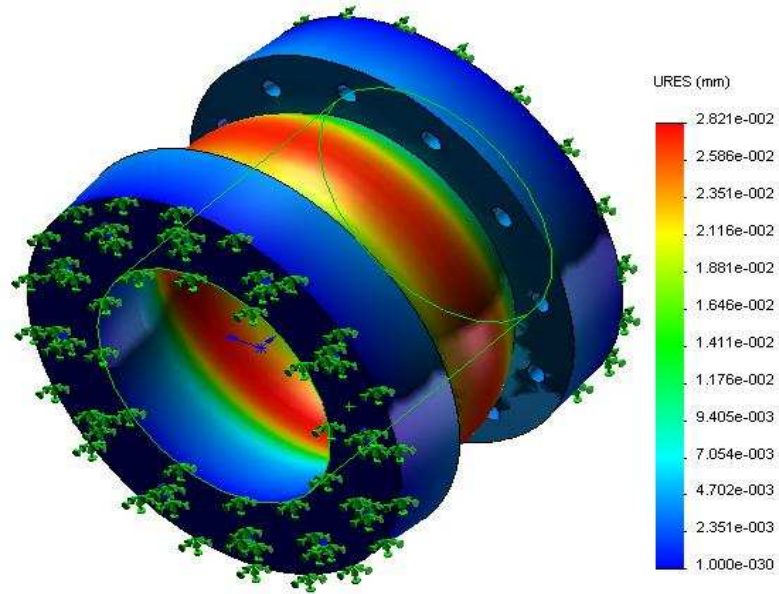
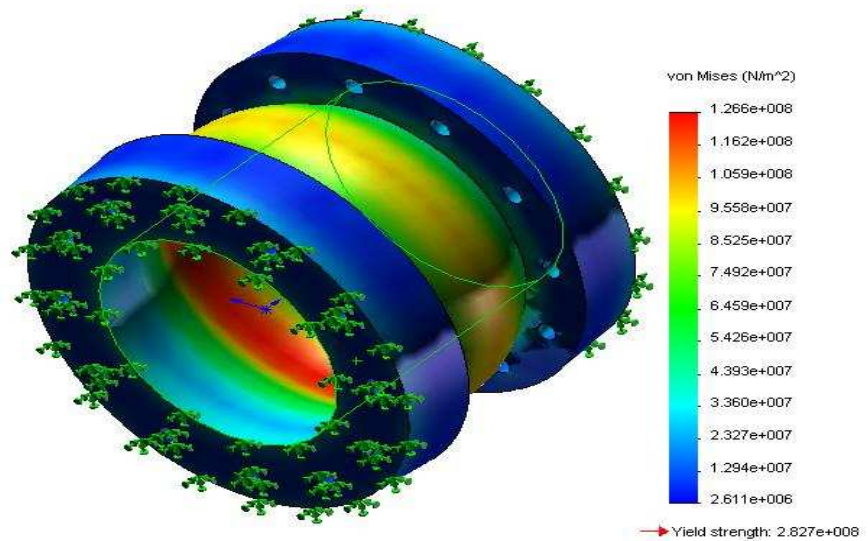


Fig.26 Esfuerzos nodales en el cilindro

Model name: tankex2
Study name: Study 1
Plot type: Static nodal stress Stress1
Deformation scale: 567.093



Cálculo de tapas para el cilindro bridado:

Primero se determina el área sobre la cual la presión ejerce la fuerza de separación sobre la tapa, esta área esta definida de acuerdo con la ecuación 8.

$$A_{pf} = \frac{\pi}{4} * (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (\text{Ec.8})$$

Donde:

A_{pf} = área de la tapa expuesta a la presión.

D_{ext} = diámetro externo del cilindro.

D_{int} = diámetro interno del cilindro.

Luego empleando la Ec.8 obtenemos:

$$A_{pf} = \frac{3.1415}{4} * \{(0,1m)^2 - (0,04m)^2\} = 0,00659715m^2$$

$$A_{pf} = 6,59715 \times 10^{-3} m^2$$

Luego se calculó la fuerza ($F_{separacion}$) que ejerce la presión sobre la tapa

La cual esta definida por la Ec.9.

$$F_{separacion} = A_{pf} * P_{int} \quad (\text{Ec.9})$$

Donde P_{int} es la presión de diseño para el cilindro, que equivale a 10.4MPa (1500 Psi)

Por lo tanto.

$$F_{separacion} = 10,4MPa * 0,00659715m^2 = 68,61036KN$$

$$F_{separacion} = 68,61036KN$$

Cálculo del espesor de la tapas.

Empleando la fórmula para placas planas con orificio en el centro y carga distribuida (Timoshenko 1978), se obtuvo el esfuerzo máximo al cual esta sometida la placa ecuación 10.

$$\sigma_{\max} = \frac{k * q * R^2}{t} \quad (\text{Ec.10})$$

Para la cual:

q = la carga distribuida por unidad de área (P_{int}).

R = al radio exterior de la placa.

r = es diámetro del agujero de la placa.

El valor de k se obtiene con la relación R/r de la tabla IX contenida en libro “Resistencia de Materiales. Vol. Timoshenko. 2da edición” se extrae k .

t = espesor requerido de la placa.

$$q = 10,4 \text{ MPa}$$

$$R = 0,1\text{m}$$

$$r = 0,04\text{m}$$

$$\frac{R}{r} = \frac{100 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 2.5, \text{ en consecuencia, } k = 3,334; \quad q = 10,4 \text{ MPa}$$

Combinando la ecuación 10 con la teoría del esfuerzo cortante máximo ecuación 11.

$$\sigma_{\max} \geq \frac{S_y}{2} \quad (\text{Ec.11})$$

Y despejando t , obtenemos:

$$t \geq \sqrt{\frac{k * q * R^2}{\frac{S_y}{2}}} \quad (\text{Ec.12}) \quad \text{luego; } t \geq \sqrt{\frac{3,34 * 10,4 \text{ Mpa} * 0,05 \text{ m}^2}{\frac{290 \text{ Mpa}}{2}}}$$

$$t \geq 2,447236 \times 10^{-2} \text{ m}$$

Luego comprobamos el diseño al igual que hicimos anteriormente, los resultados obtenidos son los siguientes:

- Se observa que el factor de seguridad mínimo sobre la tapa es de 6.3 (fig.27).
- Las deformaciones máximas alcanzan una longitud de 3×10^{-3} mm. (fig.28).
- Los esfuerzos máximos están por el orden de los 26 MPa. (fig.29)

Fig. 27 comprobación de la tapa factor de seguridad.

Model name: tapax2
Study name: Study 1
Plot type: Design Check Design Check1
Criterion: Max Shear Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 6.3

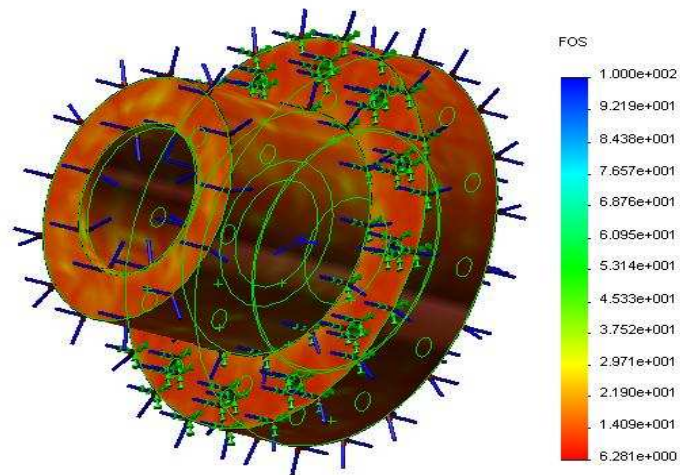


Fig.28 comprobación de la tapa deformación estática

Model name: tapax2
Study name: Study 1
Plot type: Static displacement Displacement1
Deformation scale: 4193.85

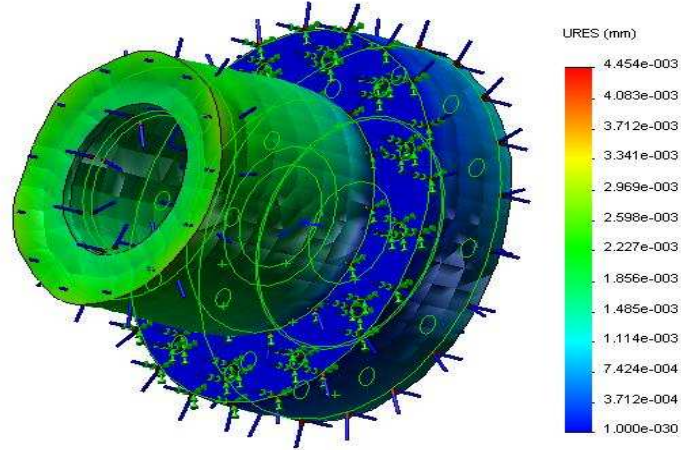
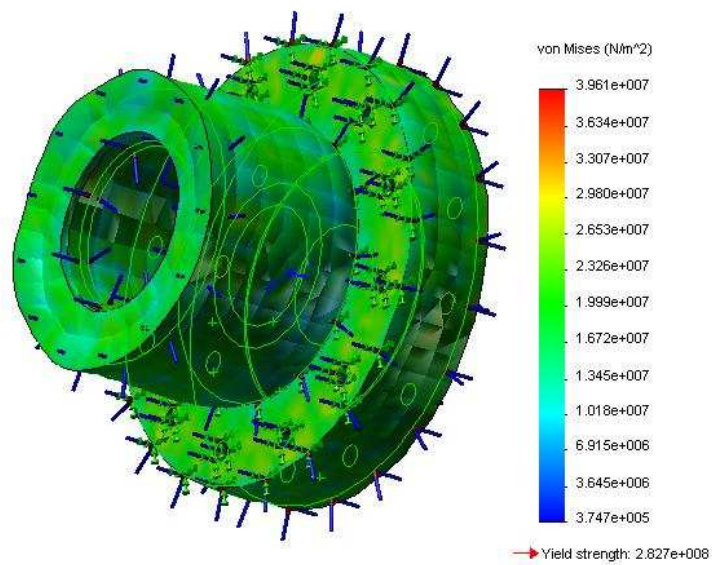


Fig.29 Esfuerzos nodales en la tapa

Model name: tapax2
Study name: Study 1
Plot type: Static nodal stress Stress1
Deformation scale: 4193.85



Cálculo del número de tornillos para la unión entre las tapas y cilindro bridado

El tornillo que se utilizó para este cálculo fue hexagonal regular y sus características son.

- Marca de cabeza 4,6.
- Rosca M8 x 1,25.
- $A_t = 36,6 \text{ mm}^2$.
- $A_r = 32,8 \text{ mm}^2$.
- $S_y = 225 \text{ MPa}$.

Con estos datos se calcula la rigidez del tornillo (K_b)

$$K_b = \frac{A * E}{l} = \frac{\pi * D^2 * E}{4l} \quad (\text{Ec.13})$$

Donde:

A= área transversal del tornillo.

E = módulo de elasticidad del acero

l = longitud de la unión, la cual esta definida por dos veces el espesor de las tapas (60mm).

Luego:

$$K_b = \frac{3,1415 * (0,008m)^2 * 200 \times 10^9 \text{ Pa}}{4 * 0,06m} = 167,4 \text{ KN/m}$$

$$K_b = 167,4 \text{ KN/m}$$

Rigidez de los elementos de la unión (K_M)

$$K_M = \frac{0,57 * E * D * \pi}{2 \ln\left(5 \frac{0,577 * l + 0,5D}{0,577 * l + 2,5D}\right)} \quad (\text{Ec.14})$$

$$KM = \frac{0,577 * 200 \times 10^9 * 0,008m * 3,1415}{2 \ln\left(5 * \frac{0,577 * 0,06 + 0,5 * 0,08}{0,577 * 0,06 + 2,5 * 0,08}\right)} = 1148 \text{ KN/m}$$

$$KM = 1148 \text{ KN/m}$$

Calculo de la constante “c”

$$c = \frac{Kb}{KM + Kb} \quad (\text{ec.15})$$

$$c = \frac{167,4 \text{ KN/m}}{(167,4 + 1148) \text{ KN/m}} = 0,1272$$

$$c = 0,127$$

La precarga (f_i) para el tornillo esta definido esta definida por la ecuación 16.

$$f_i = 0,75 A_t * S_y \quad (\text{ec.16})$$

$$f_i = 0,75 * 3,66 \times 10^{-5} m^2 * 225 \text{ MPa}$$

$$f_i = 6176,25 \text{ N}$$

El número de tornillos viene dado por:

$$N = \frac{c * f_s * F_{separacion}}{S_y * A_t - f_i} \quad (\text{ec.17})$$

$$N = \frac{0,1272 * 3 * 68610,36 \text{ N}}{225 \times 10^6 \text{ Pa} * 3,66 \times 10^{-5} m^2 - 6176,25 \text{ N}}$$

El número mínimo de tornillos es 11

Se eligen un total de 12 tornillos de manera de facilitar la construcción.

Se comprueba que el espaciamiento no permita que escape fluido. Para ello empleamos la siguiente relación.

$$3 \leq \frac{\pi * 140}{d * 12} \leq 6$$

$$3 \leq \frac{\pi * 140}{8 * 12} < 6$$

$$3 \leq 4,58 \leq 6$$

Lo que comprueba que el espaciamiento es el adecuado.

Cálculo de los rodamientos para el eje

Se establece que el equipo funcionara con rodamientos rígidos de bolas, esto debido a que no soportara cargas axiales y por la disponibilidad en el mercado de este tipo de rodamiento.

Cálculos:

Masa del eje = 4,772 Kg.

Peso del eje = 46,76 N

Reacciones sobre cada rodamiento (p) = 23,3128 N

L_{10h} = 40.000 horas

Carga dinámica (c) = (p) por estar sometido solo a cargas radiales.

P^* = 3 por ser un rodamiento rígido de bolas.

Luego:

$$L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * 3600rpm}{1 \times 10^6} \quad (\text{Ec.18})$$

$$L_{10} = \frac{40.000h * 60 * 3600rpm}{1 \times 10^6} = 8640 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10} = 8640 \text{ millones de revoluciones.}$$

Calculamos la carga dinámica ecuación 19 y con ello se selecciona el tipo de rodamiento.

$$C = P * L_{10}^{\frac{1}{P^*}} \quad (\text{Ec.19})$$

$$C = 23,3828 * 864^{\frac{1}{3}} = 0,47980 \text{ KN}$$

$$C = 0,47980 \text{ KN}$$

En consecuencia el rodamiento seleccionado es el SKF 61804

Cálculos para la selección del motor

debido a que no se conoce de antemano el valor del torque consumido por el eje a causa la fuerza de fricción ejercida por las empaquetaduras y el torque resistivo ofrecido por la mezcla fluido/abrasivo sobre las paletas del eje, se procedió a

realizar una medición experimental del torque resistente total. Dicha medición se realizó utilizando una palanca de torque para determinar la fuerza necesaria para vencer el torque resistivo total. Dicha palanca fue aplicada en el extremo del eje donde va acoplada la polea de transmisión de potencia.

El valor obtenido del torque fue de

$$\tau = 74,32 \text{ lb} * \text{pulg}$$

Haciendo la conversión de unidades se tiene:

$$74,32 \text{ Lb} \times \text{pulg} \times \frac{4,44 \text{ N}}{1 \text{ Lb}} \times \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}} = 8,38 \text{ N} \times \text{m}$$

Ahora, utilizando la siguiente expresión para el cálculo de la potencia empleamos la ecuación 20.

$$P = \frac{2\pi \times \tau \times \text{RPM}}{60} \text{ [Watts]} \quad (\text{Ec.20})$$

$$P = \frac{2\pi \times 8,38 \times 3500}{60} = 3071,43 \text{ Watts} = 4,12 \text{ HP}$$

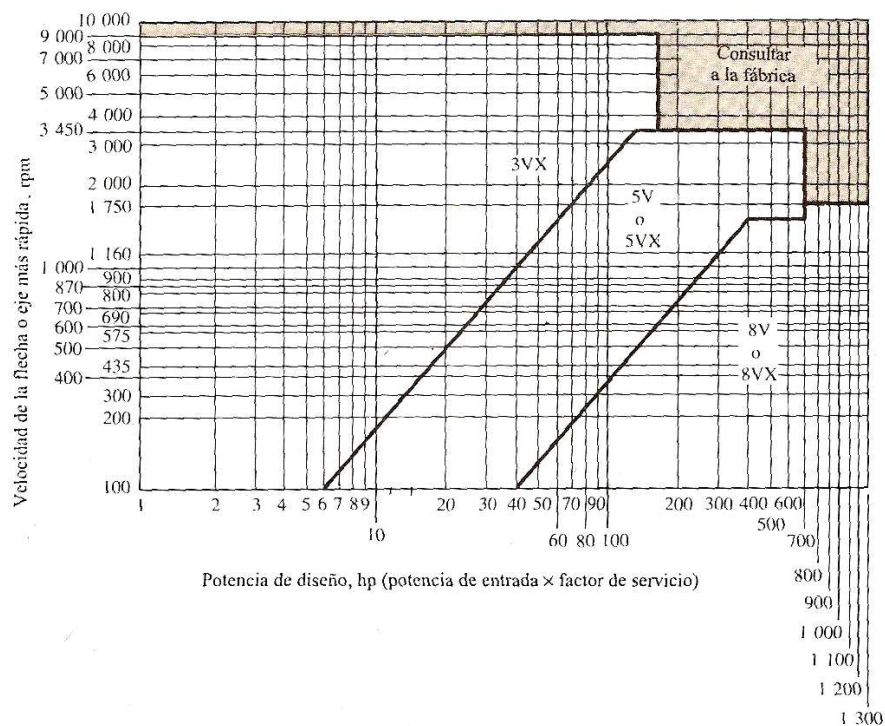
Este valor corresponde a la potencia necesaria para vencer el torque resistivo del sistema, por lo cual debe seleccionarse un motor con una potencia capaz de proveer la potencia necesaria para la operación del equipo, por lo cual se seleccionó el motor Siemens modelo 1LA3106-2.

Cálculo del sistema impulsor de banda

Cálculo del diámetro de paso de la polea acoplada al motor

Debido a las altas velocidades de trabajo (3500 rpm), y al hecho de que no se requiere un torque elevado para el funcionamiento del banco de pruebas, se seleccionó empleando la figura 30 (Mott. 1992) una banda en V (3V) para trabajar sobre un par de poleas acanaladas en V. El motor disponible de 5HP y 3500 RPM permite la utilización de un par de poleas con una relación de transmisión 1:1. Se establece el diámetro de paso de las poleas en 0,075m que es el tamaño de un par de poleas de las que se disponían con anterioridad.

Figura 30. Gráfica de selección para bandas en V industriales de sección estrecha.



Cálculo de la distancia entre los centros de las poleas

La ecuación (Mott. 1992), establece que el rango nominal de distancias centrales para el diseño de impulsores de bandas en V debe ser:

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1) \quad (\text{Ec.21})$$

Por lo cual **C** debe cumplir que:

$$0,075 \text{ m} < C < 0,45 \text{ m}$$

Debido a las dimensiones del motor, del banco de pruebas y de la mesa sobre la cual se va a colocar el banco de pruebas, decidimos tomar una distancia de 30cm, lo cual equivale a 0,30m y se encuentra dentro del rango requerido.

Cálculo de la longitud de la longitud de paso de la banda a utilizar

La longitud de paso viene dada por la siguiente ecuación:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (\text{Ec.22})$$

Con los datos que tenemos y los cálculos anteriormente realizados, se tiene que:

$$L = 2 \times 0,3\text{m} + 1,57 \times (0,075\text{m} + 0,075\text{m}) + \frac{(0,075\text{m} - 0,075\text{m})^2}{4 \times 0,3\text{m}} = 0,83\text{m}$$

$$L = 0,83\text{m} = 32"$$

La cual es una medida estándar.

Diseño de la de las probetas

Para este punto decidimos recurrir a un sistema de camisas intercambiables las cuales operaran en la zona de contacto entre la empaquetaduras y el eje, estas podrán ser fabricadas del material que se quiera evaluar las dimensiones permiten que sean estudiadas por perdida peso. Para conocer las dimensiones ver anexo 4 (camisas)

Cálculos para el eje:

A continuación se mostrarán los cálculos para el eje rotativo del banco de pruebas.

En condiciones estáticas el eje solo está sometido a la acción de la fuerza que ejerce su propio peso, por lo cual se deben determinar dichas fuerzas para hacer el estudio correspondiente. Para esto se necesita saber la masa de cada una de las secciones que conforma el eje, para posteriormente modelar las fuerzas ejercidas por el peso como cargas distribuidas.

Se sabe que:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Donde:

ρ = Densidad [kg/m³]

m = Masa [kg]

V = Volumen [m³]

Para el acero AISI 1045 el valor de la densidad es de 7800 kg/m³.

Como el diámetro del eje es variable (Ver Anexo 6), se procederá al cálculo del volumen de cada una de las secciones que lo componen. Se numeraron las

secciones del 1 al 7 comenzando de izquierda a derecha. Todas las secciones del eje son cilíndricas, por lo cual,

$$V = \pi \times r^2 \times L$$

Luego de calcular el volumen de cada una de las secciones se calculó la masa de las mismas despejando de la ecuación para hallar la densidad.

Posteriormente se calculó el peso de cada una de las secciones multiplicando la masa por el valor de la aceleración de la gravedad ($g = 9.81\text{m/s}^2$).

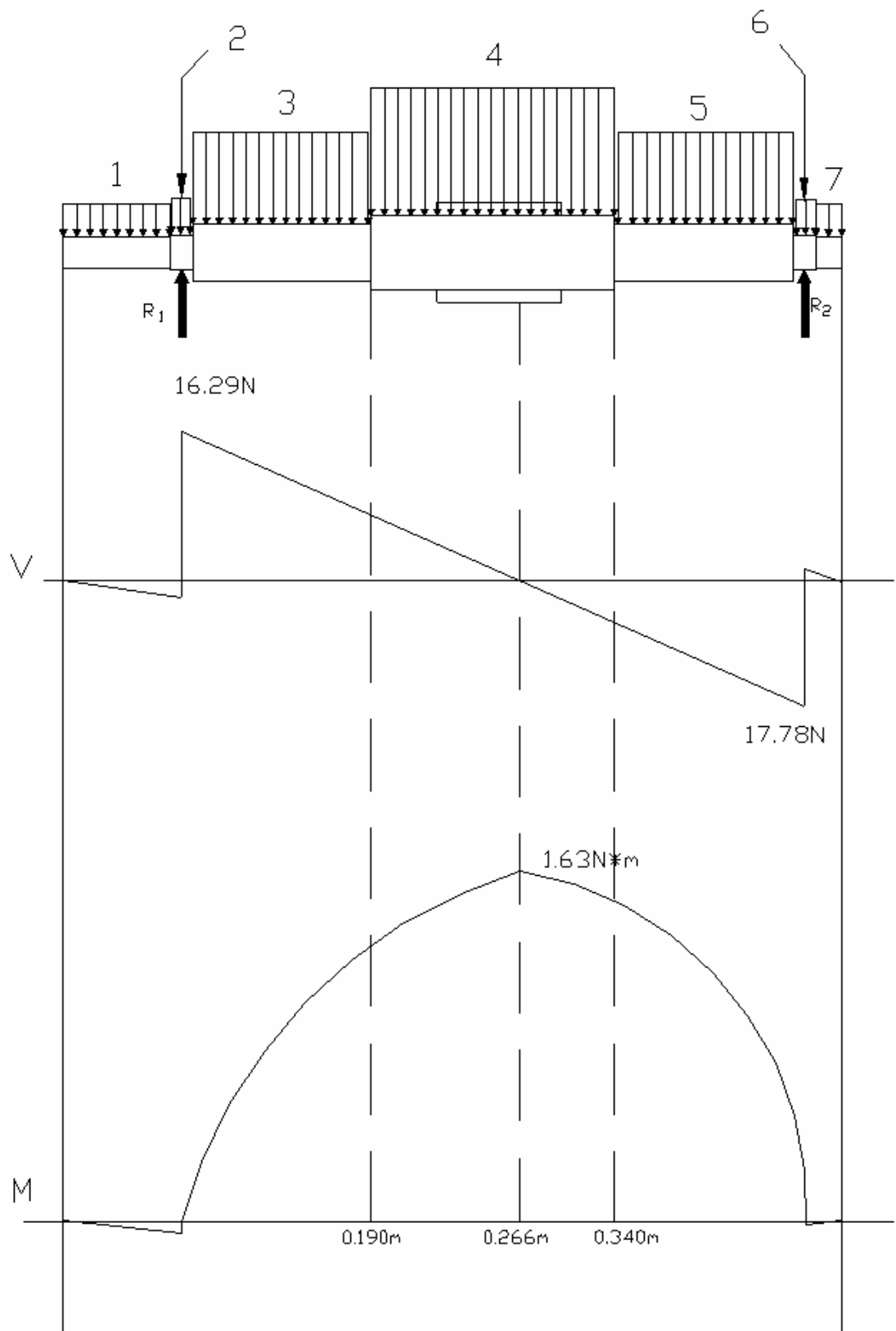
Finalmente se dividió cada uno de los pesos entre la distancia correspondiente a cada sección para así poder modelarlo como carga distribuida. De todo este análisis se obtuvo la siguiente tabla:

Tabla 2 parámetros para el estudio del eje

Sección	Longitud			Carga Distribuida		
	[m]	Radio [m]	Volumen	Masa [kg]	Peso [N]	[N/m]
1	0,066	0,010	2,07e-5	0,161	1,584	24,00
2	0,014	0,011	5,32e-6	0,042	0,407	29,07
3	0,110	0,018	1,06e-4	0,830	8,142	74,02
4	0,150	0,020	1,96e-4	1,530	15,009	100,06
5	0,110	0,018	1,06e-4	0,830	8,142	74,02
6	0,014	0,011	5,32e-6	0,042	0,407	29,07
7	0,016	0,010	5,34e-6	0,042	0,412	24,23

Una vez obtenidos estos valores se puede realizar el diagrama de cuerpo libre del eje y posteriormente obtener los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se muestran a continuación.

Fig. 31 diagrama de fuerzas y momentos del eje.



En la figura 32, se observa que el valor del momento máximo es de 1.63 Nm a 266 mm del extremo izquierdo del eje (tramo 4), por lo cual se analizará el valor del esfuerzo e la zona en cuestión; pero debido al cambio de sección que se presenta entre los tramos 4 y 5 (es el mismo cambio de sección que el existente entre los tramos 3 y 4, pero el valor del momento flector en el cambio de sección 4-5 es mayor que este) se analizará en primer lugar dicho concentrador de esfuerzos.

Estudio de fatiga del eje:

$$S'_e = 0.504 \times S_{ut} = 0.504 \times 570 \text{MPa} = 287.28 \text{MPa}$$

$$k_a (\text{Maquinado}) = a \times S_{ut}^b = 4.51 \times 570^{-0.265} = 0.839$$

$$k_b (\text{mm}) = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left(\frac{35.6}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.839$$

$$k_c = 0.328 \times S_{ut}^{0.125} = 0.328 \times 570^{0.125} = 0.725$$

$$k_d = 1.01$$

Para el cálculo de k_e se debe determinar primero el factor de concentración de esfuerzo teórico k_t para una barra circular con entalle circunferencial sometida a torsión. Este factor se obtiene de la tabla A-15-8 (Shigley 1998).

Entrando a la tabla con los valores $D = 40\text{mm}$, $d = 35,6\text{mm}$ y $r = 1\text{mm}$, se obtuvo

$$k_t = 2.4$$

Luego, se determina la sensibilidad de la muesca q (Figura 5-16, Shigley). De allí se obtiene que $q = 0.67$.

Entonces se procede al cálculo de k_f como:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.67(2.4 - 1) = 1.938$$

Ahora se puede calcular el factor de efectos diversos K_e como:

$$k_e = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{1.938} = 0.52$$

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S'_e$$

$$S_e = 0.839 \times 0.839 \times 0.725 \times 1.01 \times 0.52 \times 287.28 \text{ Mpa} = 183.55 \text{ Mpa}$$

A continuación se calcularán los esfuerzos máximos debido al momento flector y al torsor presentes en el eje:

Con respecto al momento flector:

$$\sigma_y = \frac{M \times y_{\max}}{I} = \frac{1.63 \times (3,6 \times 10^{-4})}{7.88 \times 10^{-8}} = 7.4 \text{ kPa} = \sigma_a$$

Donde :

σ_y = Esfuerzo máximo debido a momento flector

y_{\max} = Deflexión máxima del eje

I = Momento de inercia de la sección transversal del eje $I = \frac{\pi \times d^4}{64}$

Para el cálculo del esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{xy} = \frac{T \times r}{J} = \frac{8.38 \times 0.0356}{2 \times 1.57 \times 10^{-7}} = 945.941 \text{ kPa}$$

Donde:

τ_{xy} = Esfuerzo cortante máximo debido a torsión [kPa]

T = Momento torsor [Nm]

J = Momento polar de inercia.

El esfuerzo a medio intervalo es:

$$\sigma_m = \sqrt{(\sigma_y)^2 + 3(\tau_{xy})^2} = \sqrt{(7.4)^2 + 3(945.941)^2} = 1638.43 \text{ kPa}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad por fatiga partiendo de la expresión:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{7.4}{183550} + \frac{1638.43}{570000} = \frac{1}{n}$$

De aquí, $n = 343,17$, por lo cual queda en evidencia que el eje está sobredimensionado.

Además, como el esfuerzo máximo en la pieza está muy por debajo del límite de fatiga, se puede asegurar que el eje tiene vida infinita.

Análisis del eje empleando Cosmos Smartdesing.

Se realizó el estudio estático y dinámico estableciéndose los parámetros que se observan en la tabla 3.

Tabla 3 parámetros para el estudio del eje

Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Tamaño de elementos:	7.9888 mm
Tolerancia:	0.39944 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	6958
Número de nodos:	11285

Los resultados obtenidos son:

- El desplazamiento máximo (fig.32) del eje se da aproximadamente en su parte central y es de aproximadamente de 8×10^{-7} m
- Los esfuerzos nodales máximos (fig.33) están por el orden de los 0.2MPa
- El factor de seguridad mínimo (fig.34) es de 280

- La primera frecuencia natural (fig. 35) se da cuando el eje gira a 40980 rpm.
- La vida útil del eje es de 1×10^{11} ciclos (fig.36)

Fig.32 desplazamiento del eje

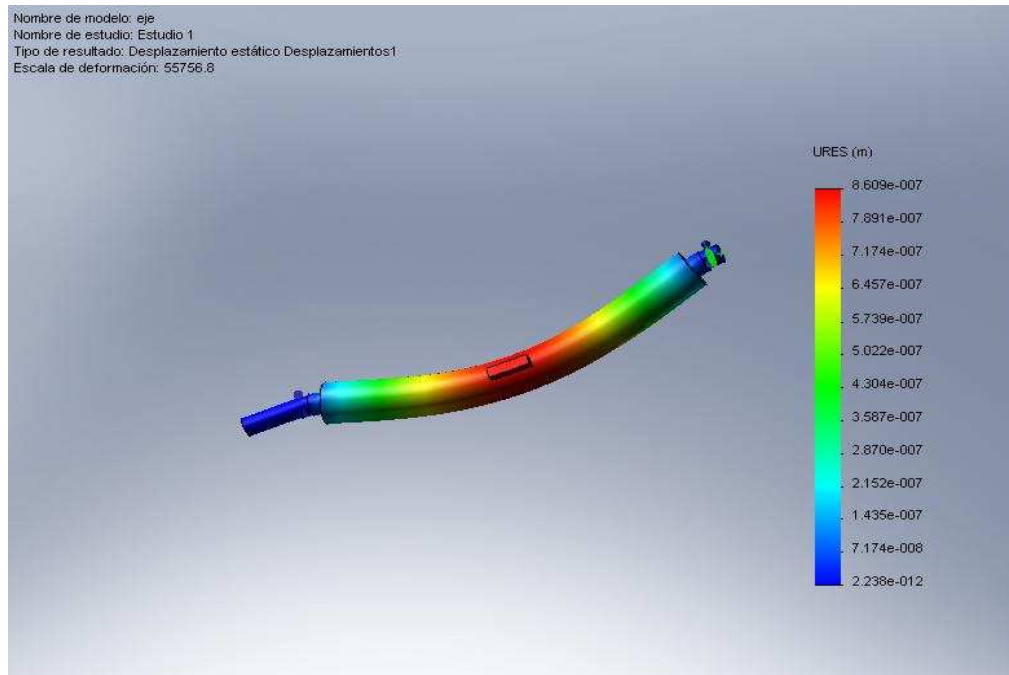


Fig.33 esfuerzos nodales en el eje

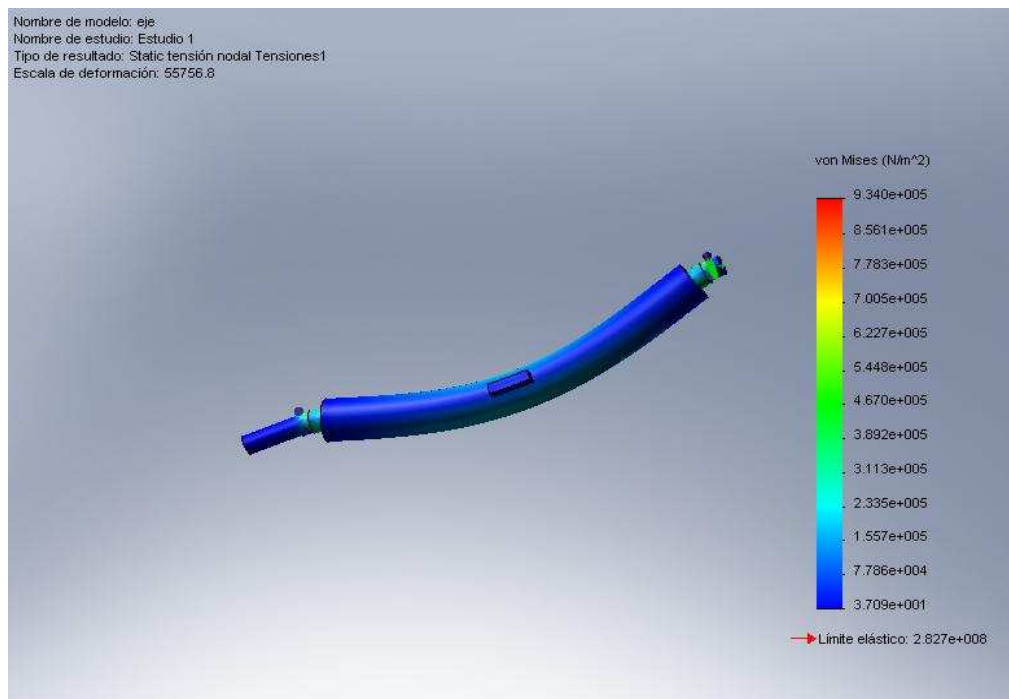


Fig.34 factor de seguridad del eje

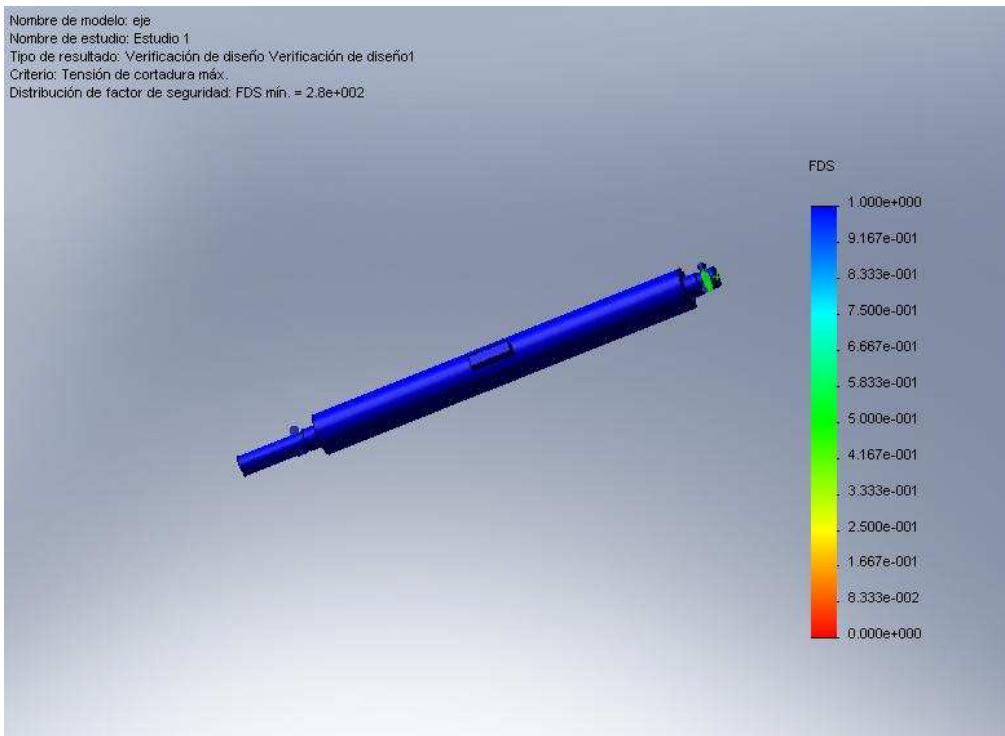


Fig. 35 primera frecuencia natural en el eje

Model name: eje
Study name: Study 2
Plot type: Frequency Deformation1
Mode Shape : 1 Value = 683.56 Hz
Deformation scale: 0.0655107



Fig.36 vida útil en el eje

Model name: eje
Study name: Study 3
Plot type: Fatigue Results2



CAPÍTULO V

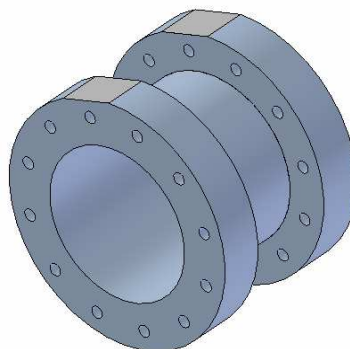
DESCRIPCIÓN, CONSTRUCCIÓN SELECCIÓN DE LAS PIEZAS QUE CONFORMAN EL BANCO DE PRUEBAS

A continuación se describirán los pasos necesarios para el ensamblaje y puesta en marcha del banco de pruebas, así como los requisitos para llevar a cabo el ensayo en cuestión.

Partes del banco de pruebas: La máquina para realizar los ensayos de análisis de desgaste en ejes rotativos consta de las siguientes partes:

- Cilindro presurizado (Fig.37): Contiene la mezcla fluido/abrasivo. Hecho a partir de un cilindro de acero AISI 1040 con una composición química de 0.40%C, 0.70% Mn, 0.04%P y 0.05%S. Las dimensiones del cilindro inicial eran: 170mm de diámetro externo, 100mm de externo y 165 mm de longitud. Llevado a sus dimensiones finales (ver anexo 4) después de varias operaciones de maquinado que incluyeron cilindrado tanto interno como externo, ambos realizados con el torno; fresado de las bridas para lograr los planos horizontales en ambas; y finalmente el taladrado y posterior machihembrado de los orificios roscados.

Figura 37. Cilindro Presurizado



- Cilindro de Aire comprimido (Fig.38): Con una capacidad de 27.58 MPa (4000 psi). Le suministrará la presión necesaria al banco de pruebas para la realización del ensayo a través de una manguera de alta presión y una válvula reguladora que se encarga de suministrar y controlar la presión entre los cilindros.

Figura 38. Cilindro de aire comprimido



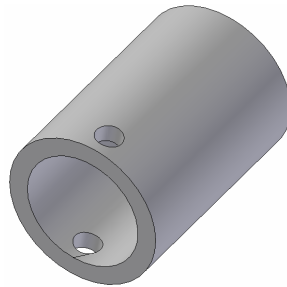
- Eje rotativo (Fig.39): Provisto de paletas para mantener homogénea la mezcla fluido/abrasivo. Esta apoyado sobre dos rodamientos en ambos extremos y además tiene acoplada una polea que va a ser accionada por el motor eléctrico. Para la fabricación del mismo partimos de una barra de acero AISI 1045 con la siguiente composición química: 0.44(%)C, 0.25(%)Si, 0.7(%)Mn. La barra es de sección circular de 50mm de diámetro y 500mm de largo. Todas las dimensiones finales se lograron a través de procesos de torneado, a excepción del montaje de las paletas, que fueron realizados por medio de proceso de fresado y taladrado de dos orificios roscados diametralmente opuestos en la periferia de dicho eje.

Figura 39. Eje Rotativo



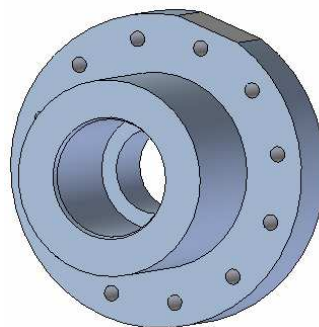
- Camisas o probetas (Fig.40): Son de forma cilíndrica y están sujetas al eje mediante prisioneros. Las mismas pueden ser fabricadas con un acero medianamente resistente y van a ir sujetas al eje mediante prisioneros. Realizadas a partir de un cilindro de 50mm de diámetro externo y 30mm de interno y maquinadas hasta sus dimensiones finales mediante la utilización del torno con operaciones simples de cilindrado externo y externo y tronzado para la división del material.

Figura 40. Camisas o Probetas



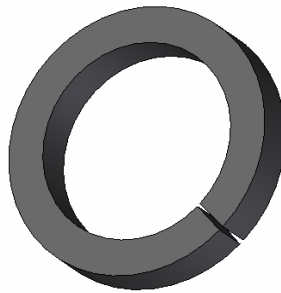
- Tapas del cilindro presurizado (Fig. 41): Tipo brida. Impiden el escape de presión desde el cilindro. El material disponible para la fabricación de esta pieza consistía en dos cilindros macizos de Acero AISI 1045 de dimensiones 175mm de diámetro y 75mm de longitud. Las operaciones de maquinado llevadas a cabo para la fabricación de estas piezas fueron bastante similares a las necesarias para la fabricación del cilindro presurizado, la mayoría empleando el torno.

Figura 41. Tapa del cilindro presurizado



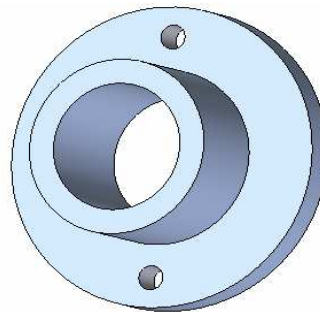
- Empaquetaduras (Fig.42): Impiden la fuga de presión por el espacio que queda entre las tapas y el eje. Existen diversos tipos en el mercado y el banco de pruebas permite la utilización de cualquiera de ellas dependiendo de la presión y velocidad a la cual se vaya a trabajar.

Figura 42. Empaquetaduras



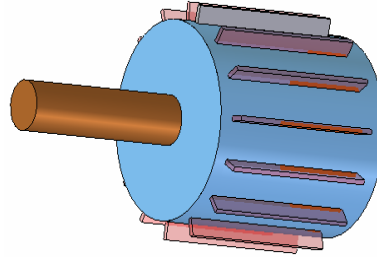
- Tapas del prensaestopas (fig.43): Ayudan a deformar las empaquetaduras mediante compresión, de modo que al ser estas últimas aplastadas, ejercen una mayor fuerza de contacto sobre el eje, produciéndose así el efecto de sellado. Mediante simples operaciones de torneado se pueden obtener las dimensiones finales de esta pieza.

Figura 43. Tapa del prensaestopas



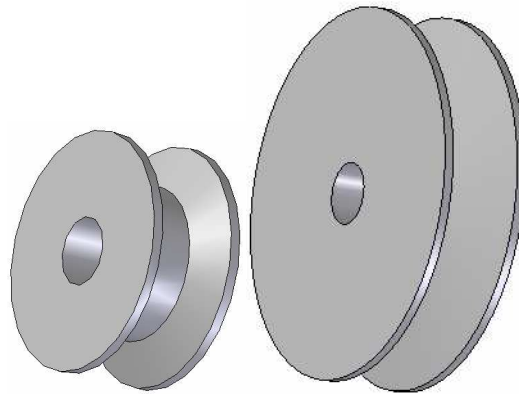
- Motor Eléctrico (Fig.44): Su principal función es la de transmitir potencia mecánica al eje rotativo. Posee una potencia nominal de 55Kw, es trifásico y trabaja a un voltaje de 220V.

Figura 44. Motor eléctrico



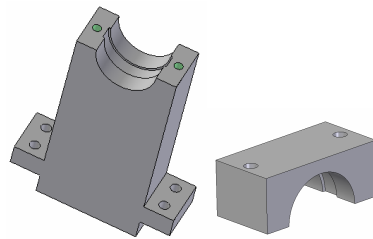
- Poleas (Fig.45): Sirven como método de acople entre el motor y el eje rotativo por medio de una banda de transmisión. Tipo V acanaladas lisas debido a las altas velocidades a las que va a trabajar el banco de pruebas.

Figura 45 Poleas en V



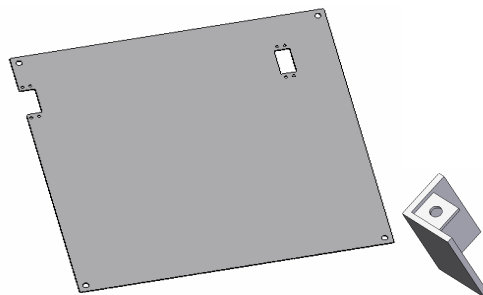
- Bases de los rodamientos (Fig. 46): De tipo desarmable, permiten despiezar el equipo sin necesidad de quitar los rodamientos. Compuestos por una parte inferior y sus respectivas tapas. La mayoría de las operaciones necesarias para lograr la geometría final de esta pieza se realizaron mediante la utilización de la fresadora, partiendo de 2 piezas de sección cuadrada de acero cuyas dimensiones eran 130mm de largo 100x30mm

Figura 46. Bases de los rodamientos.



- Mesa de soporte (Fig.47): Como su nombre lo indica, sirve de soporte a todas las demás piezas del conjunto. Formada por una placa de metal con un peso aproximado de 10kg y cuyas dimensiones son 500x500mm y unas patas hechas con un perfil en ángulo con una pequeña placa soldada.

Figura 47. Mesa de soporte.

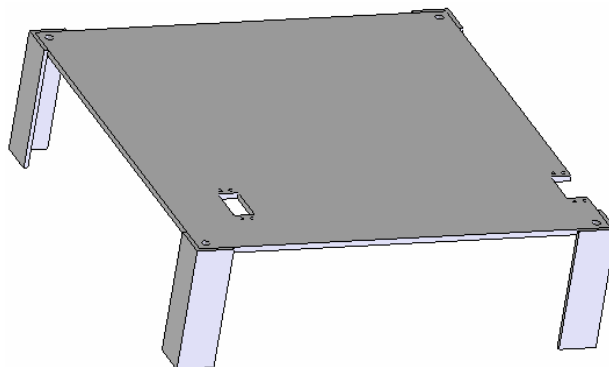


ENSAMBLAJE Y PUESTA EN OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Al realizar el ensamblaje del banco de pruebas es importante tomar en consideración el orden en que se ensamblan ciertas partes. En esta sección proponemos un orden a seguir tomando en cuenta tanto la facilidad de ensamblaje, así como la manipulación de ciertas partes ensambladas que al ser ensambladas toman un peso considerable. La propuesta es la siguiente:

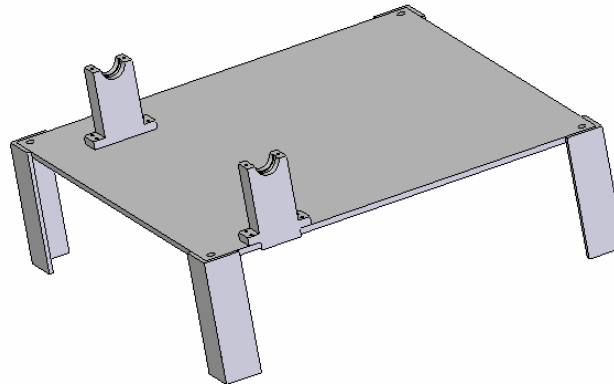
1. Ensamblaje de la mesa de soporte (Fig.48): se procede a colocar cada una de las patas debajo de las esquinas de la placa de acero de 500x500mm y se sujetan a por medio de tornillos y tuercas M12.

Figura 48. Ensamblaje de la mesa de soporte.



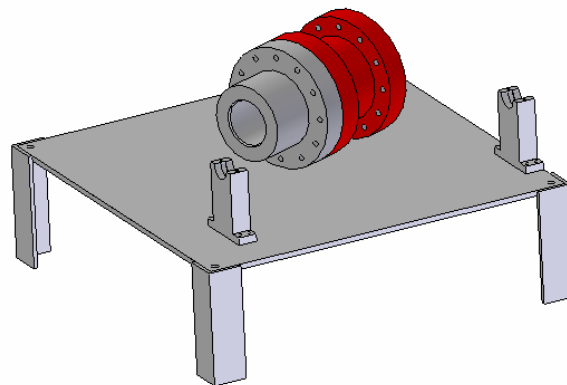
2. El segundo paso en el ensamblaje es la colocación de las bases sobre las cuales van a funcionar los rodamientos (fig.49) en las ranuras destinadas para ello, con su consecuente fijación mediante tornillos

Figura 49. Montaje de las bases de los rodamientos.



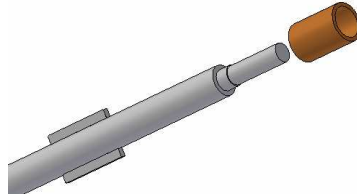
3. Una vez armada la mesa se puede utilizar como punto de apoyo para el ensamblaje de otras piezas como una de las tapas y el cilindro (Fig.50).

Figura 50. Montaje de una de las tapas.



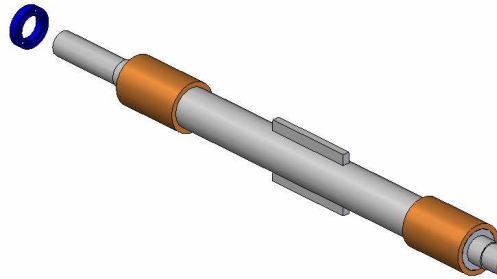
4. En este momento se debe realizar el primer pesaje de las camisas o probetas, para luego montarlas sobre el eje (Fig.51).

Figura 51. Montaje de las camisas.



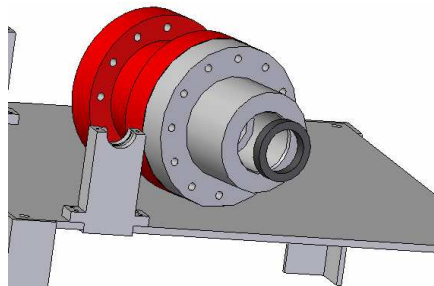
5. Seguidamente se montarán los rodamientos (Fig.52) luego de ser sometido a un baño de aceite a 100°C.

Figura 52. Montaje de los rodamientos.



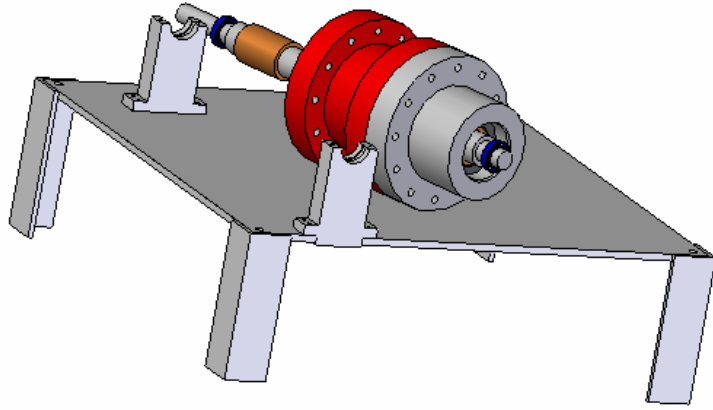
6. Una vez realizado el paso anterior, se puede proceder al montaje de las empaquetaduras en la zona del prensaestopas, pero solo de un lado del cilindro(Fig.53).

Figura 53. Montaje de las empaquetaduras.



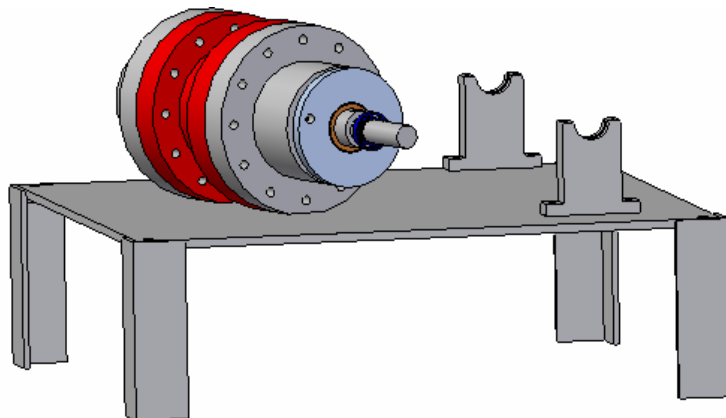
7. A continuación se procede a montar el eje, con la mitad del cilindro ensamblado(Fig.54).

Figura 54. Montaje del eje.



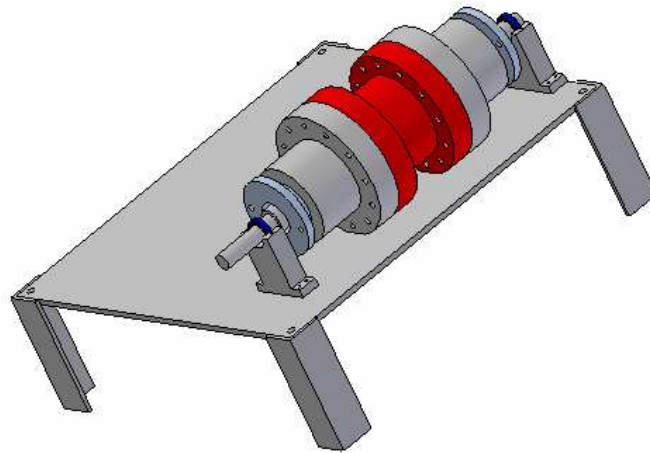
8. Ahora se procede a hacer lo mismo que en los pasos 3 y 4, pero con la tapa que no está ensamblada.
9. Se monta la tapa sobre el lado descubierto del cilindro y se procede a colocar las tapas del prensaestopas (Fig.55).

Fig.55 montaje del prensaestopas.



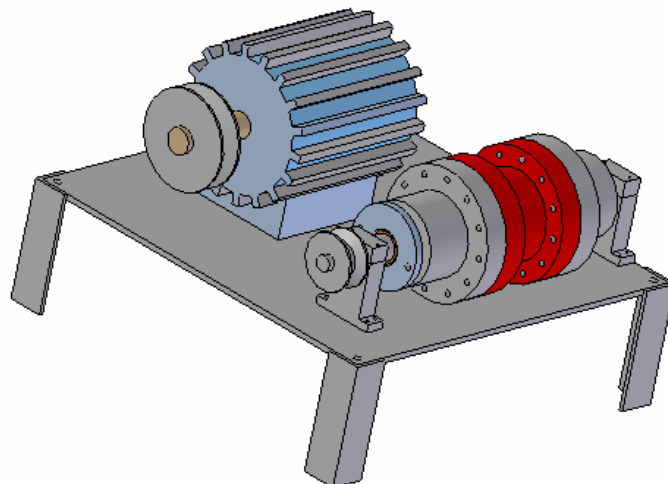
10. Después de esto se procede colocar todo el conjunto entre los rodamientos que sostienen al eje (Fig.56).

Fig.56 montaje del conjunto.



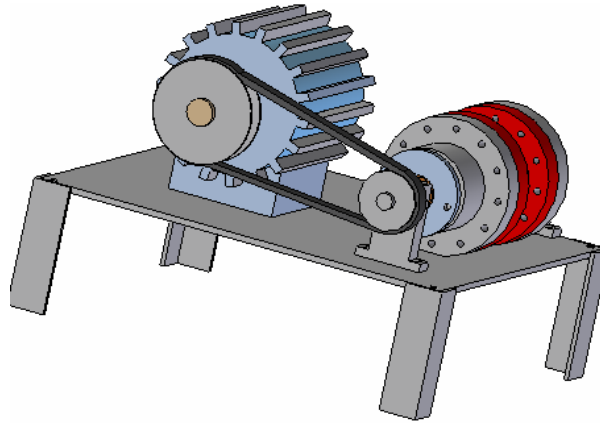
11. Se procede a montar las poleas sobre ambos ejes, el del motor y el del banco de pruebas (Fig. 57).

Fig.57 montaje del motor.



12. Mediante un tensor se procede a montar la banda de transmisión de potencia (Fig. 58).

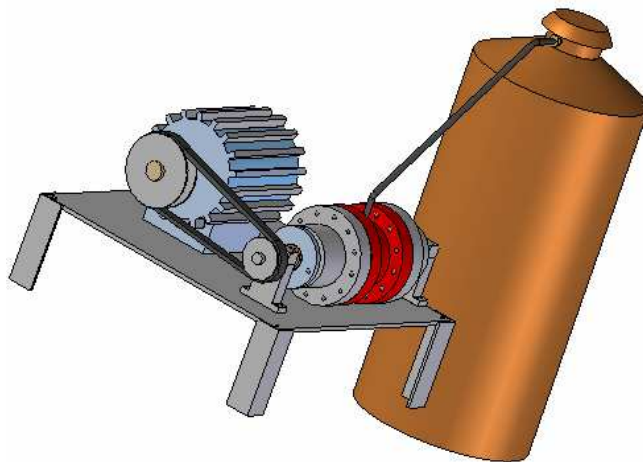
Fig.58 montaje de las correas.



13. Se realiza el llenado del cilindro con la mezcla fluido/abrasivo.

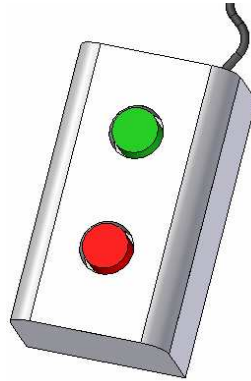
14. Luego de conectar el cilindro de nitrógeno a presión, se regula el goteo por fuga mediante el ajuste de la tapa del prensaestopas hasta que solo se escapen 12 gotas de agua por minuto (recomendación de la Fluid Seal Association)(Fig.59).

Fig.59 Montaje del cilindro de aire comprimido.



15. Una vez logrado lo anterior, se puede realizar la prueba activando el arrancador (Fig.60).

Fig. 60 Arrancador.



16. Luego de transcurrido el tiempo de duración de la prueba se procede al desmontaje de las camisas o probetas y al posterior pesaje de las mismas para medir el desgaste por pérdida de peso.

RESULTADOS Y ANALISIS

En la siguiente tabla (tabla 3) se muestra las probetas y sus variaciones de peso entre el antes y después de realizar el ensayo, el cual duro 90 minutos a una presión de 2.068MPa (300 psi) en presencia de agua y oxido de aluminio con una concentración en peso de 10%, las probetas evaluadas fueron de bronce fosforoso y bronce aluminio rociada térmicamente.

Tabla 4. Resultados de la prueba de desgaste

Probeta	Imagen antes De la prueba	Peso inicial (g)	Peso Final (g)	Peso Perdido %	Imagen después De la prueba
Bronce fosforoso		176.1458	174.5555	3.8429	
Bronce Aluminio		179.3758	169.3767	2.689	

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Se empleó una metodología del diseño concurrente la cual facilitó y permitió diseñar y construir un equipo capaz de generar un desgaste abrasivo en la zona de contacto entre la empaquetadura y el eje.
- Se lograron obtener altas presiones en el equipo a través del uso de cilindros de aire presurizado los cuales se conectaron al banco de pruebas a través de una manguera de alta presión.
- Se diseñó un sistema de camisas que trabajan en la zona de contacto entre la empaquetadura y el eje, las cuales permiten cuantificar la pérdida material durante los ensayos.
- Se creó un manual de operación el cual describe de manera sencilla y efectiva el procedimiento de ensamblaje y operación del equipo.
- Se elaboraron los planos de todos los componentes de los equipos, además, se realizaron estudios computacionales de las piezas más solicitadas y estos arrojaron resultados que concuerdan con los calculados empleando la teoría del máximo esfuerzo cortante y el código ASME de recipientes a presión.
- Se comprobó que el banco de pruebas también puede ser utilizado para evaluar el comportamiento de una amplia gama de empaquetaduras bajo ciertas condiciones.
- El equipo permite utilizar distintos tipos de abrasivo a diferentes concentraciones.
- El sistema de poleas permite variar la velocidad de rotación del eje dependiendo del tipo de estudio que quiera realizarse.

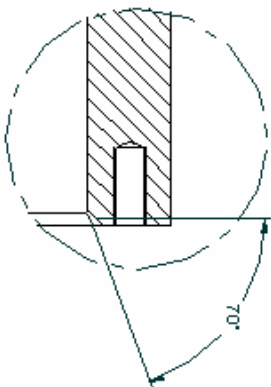
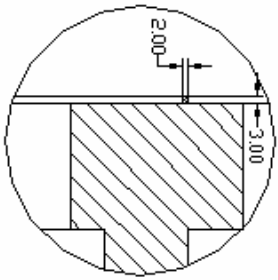
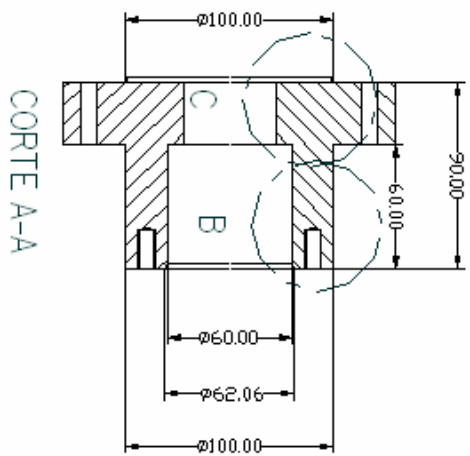
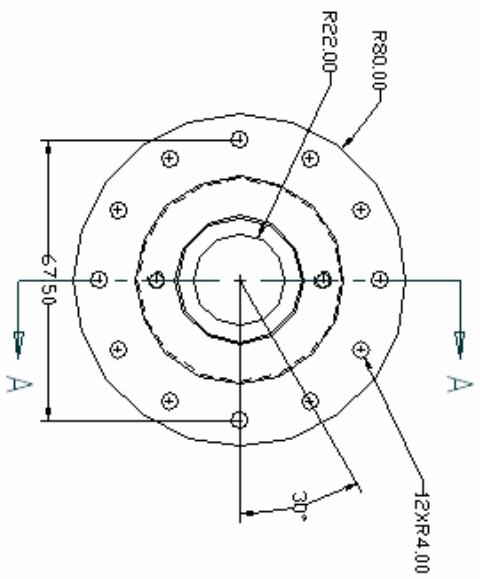
Recomendaciones

- Leer el manual de operaciones del equipo antes de manipularlo.
- Se debe ser minucioso con el corte y la colocación de las empaquetaduras en el espacio destinado para ellas.
- Una vez realizada una prueba deben cambiarse las empaquetaduras.
- Para facilitar el llenado del cilindro se recomienda el uso de un embudo.
- Los rodamientos deben mantenerse lubricados para evitar que se deterioren.
- A medida que disminuye el tamaño de grano de las partículas abrasivas, el tiempo de duración del ensayo debe ser mayor para que el desgaste sea apreciable.
- Se recomienda forrar el eje con una capa de teflón de cinta en la zona en la que van a estar ubicadas las camisas y también la boquilla de admisión del aire presurizado.

BIBLIOGRAFÍA

- Beer, F. y Johnston R. (1993). *Mecánica de materiales*. México. Mc-Graw Hill.
- Timoshenko, Stephen.; Gere, James. (1998). *Mecánica de Materiales*, México, Editorial ITE.
- Shigley, Joseph (1990): *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Quinta Edición. México. Editorial Mc-Graw Hill.
- Singer F. y Pytel A. (1982). *Resistencia de materiales*.3a. ed... D.F., México: Harla.
- Potter, M.; Wiggert, D. (1997). *Mecánica de Fluidos*. 2da. Edición. México. Prentice Hall
- Mott, Robert (1992): *Diseño de Elementos de Máquinas*, segunda edición, México. Editorial PRENTICE HALL.
- Shigley, E. (1979). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México. McGraw-Hill.
- Fluid Sealing Association (2005). *Sealing Sense*. Pumps and systems. (S.P.I).
- Kenneth, J. (1998). *Bombas. Selección, uso y mantenimiento*. México. McGraw-Hill
- Theodore, B.; Eugene, A.; Theodore, B III. (1990). *Marks Manual del Ingeniero Mecánico*. 2da. Edición. México. McGraw-Hill.

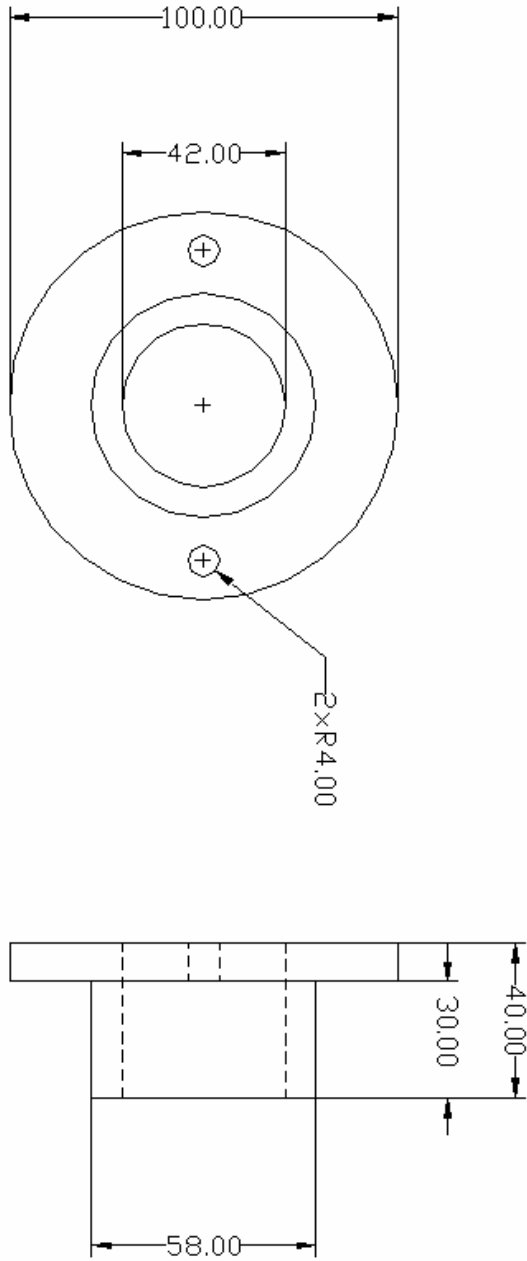
ANEXOS



1:2

A excepción de los acotados en el dibujo, todos los tolerancias tendrán un valor de $\pm 0.5\text{mm}$

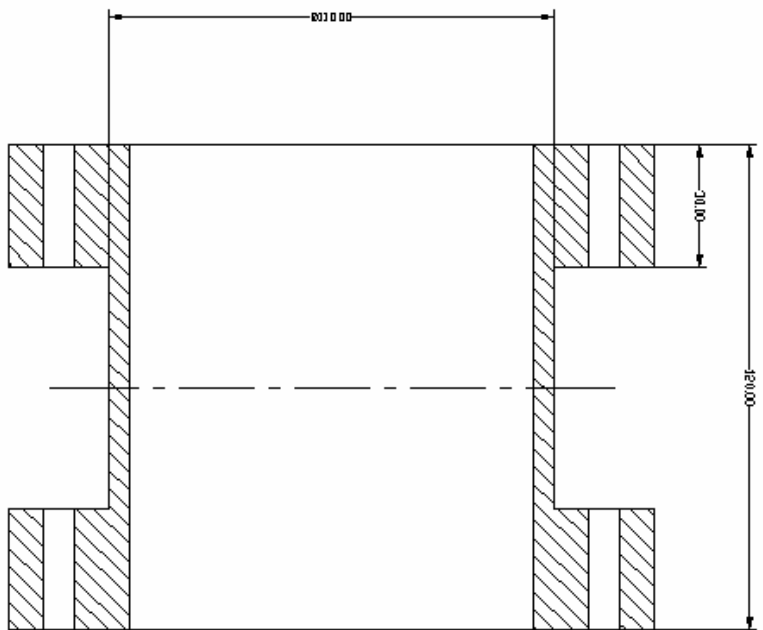
Nombre	Fecha	Anexo 1	
Nombre del Dibujo	Nombre del Dibujo	Titulo	
Nombre del Dibujo	Nombre del Dibujo	Topo del Cilindro Presurizado	
Nombre del Dibujo	Nombre del Dibujo	Escala 1:1	



1:1

A excepción de los acotados en el dibujo, todas las tolerancias tendrán un valor de $\pm 0.5\text{mm}$

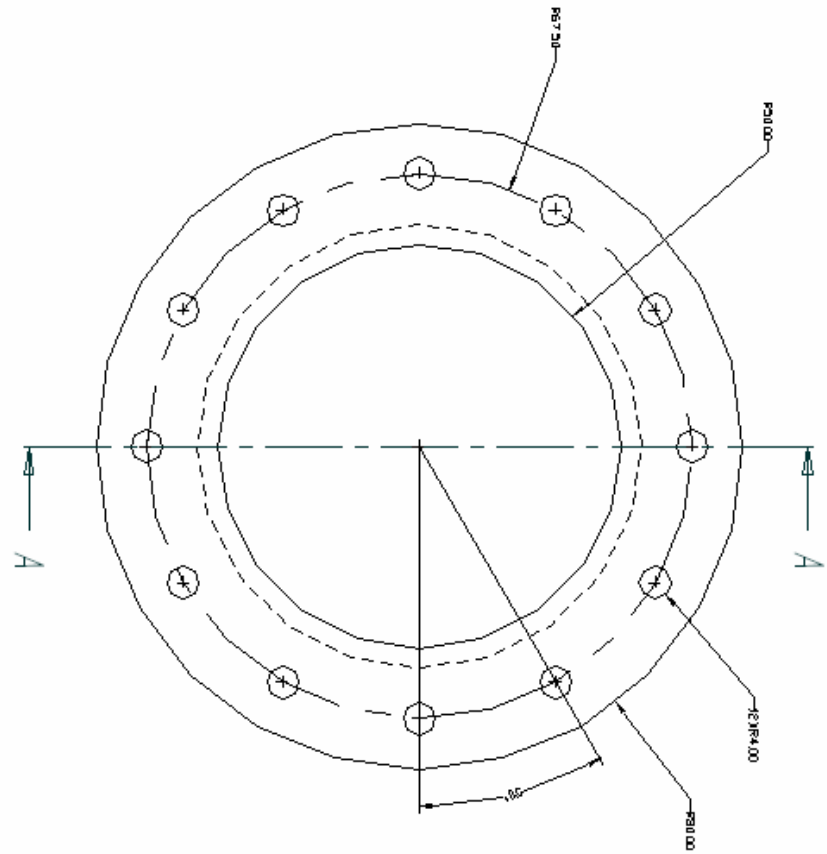
Nombre	Fecha	Título	
Javier García Martínez		Anexo 2	
Dibujo		Tapa del Prensaestopos	
Se va a indicar en contorno cotas, en milímetros iguales en grados		43	Plano 41
		Escala 1:1	



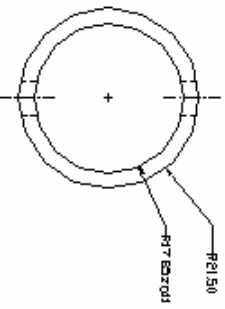
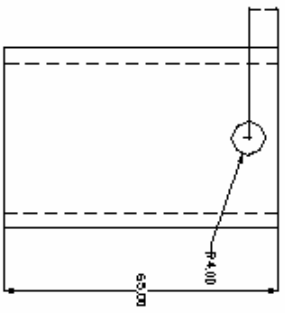
CORTE A-A

1:1

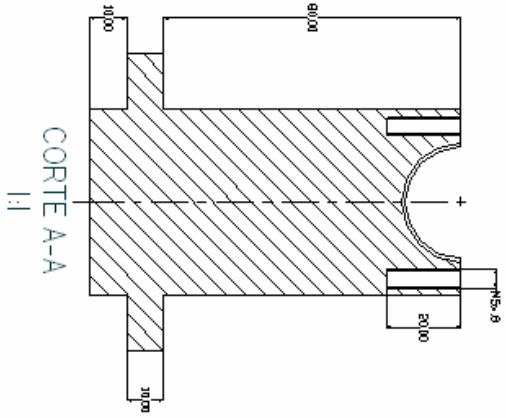
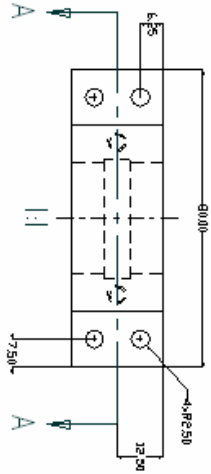
A excepción de las acotadas en el dibujo, todos los tolerancias tendrán un valor de $\pm 0.5\text{mm}$



Nombre	Fecha	Anexo 3	
José Víctor Guzmán Morales Quevedo		Cilindro Presurizado	
Duplicado		Título	
Se han indicado en contraindicaciones en ángulos en grados		13 Plano 41	
		Escala 1:1	

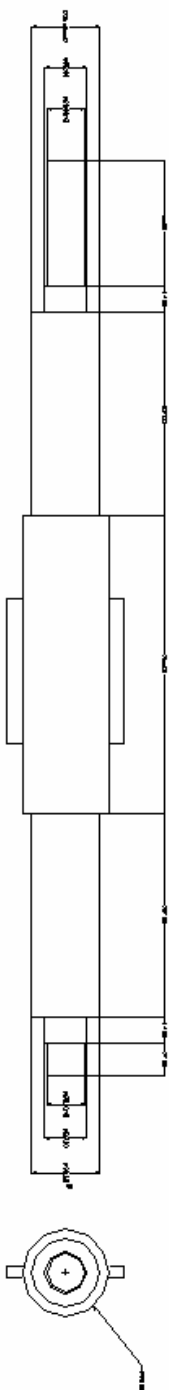


Nombre		Fecha		Anexo 4 Título COMISOS	
Dibujado		Javier Guzmán Núñez Sueyro			
Salvo indicación contraria todos en milímetros ángulos en grados					
A3		Plano #1		Escala 1:1	



A excepción de los acotados en el dibujo, todos los tolerancias tendrán un valor de $\pm 0.5\text{mm}$

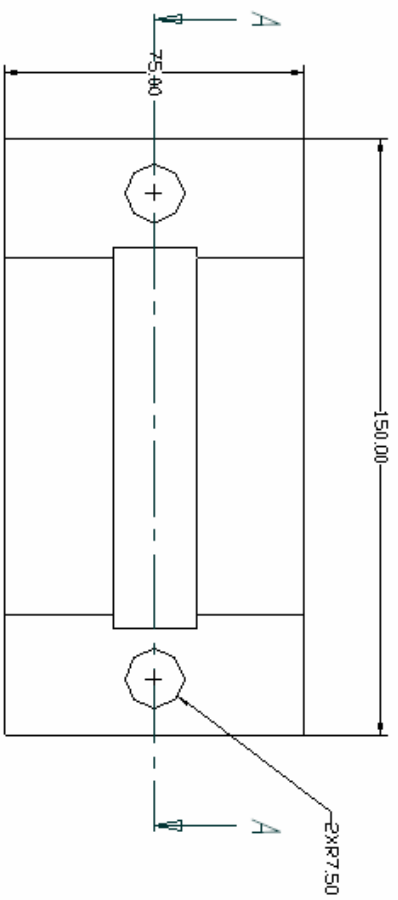
Dibujado	Nombre	Fecha	ANEXO 5	
Javier Guzmán Álvarez			Título	
Solo valen en cuanto a datos en letras originales en grados			Bases de los rodamientos	
			33	Plano 41
			Escala 1:1	



12

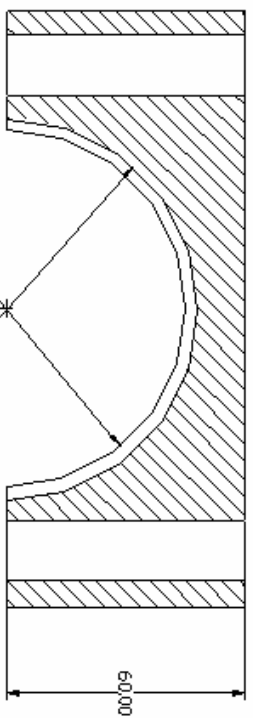
A excepción de los acotados en el dibujo, todos los tolerancias tendrán un valor de $\pm 0.5\text{mm}$

Nombre	Fecha	Anexo 6	
Alvar Díaz Díaz		Título	Eje
Se le indica en cada uno de los dibujos en grupos		33	Plano 41
		Escala	1:1



31

A excepción de los ocotodos en el dibujo, todos los tolerancias tendrán un valor de 10.5mm



CORTA A-A
31

Nombre	Fecha	Anexo 7	
Dibujado	UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE GUATEMALA	Título	
Nombre del autor		Topo de los Bases del Eje	
Nombre del dibujo		A3	Plano #1
Se va a indicar en contras de todos en milímetros		Escala 1:1	
ángulos en grados			

