

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**REINGENIERÍA Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE INDENTACIÓN
DINÁMICA**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los bachilleres: Retamozo G. Jorge M.
Rodríguez G. Omar A.
para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Caracas 2010.

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**REINGENIERÍA Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE INDENTACIÓN
DINÁMICA**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Alberto Pertuz.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los bachilleres: Retamozo G. Jorge M.
Rodríguez G. Omar A.
para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Caracas 2010.



Caracas, 28 de Octubre de 2.010

ACTA

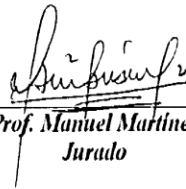
Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

JORGE RETAMOZO y OMAR RODRÍGUEZ

Titulado:

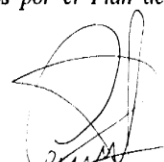
**“REINGENIERÍA Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE
INDENTACIÓN DINÁMICA”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico


Prof. Manuel Martínez
Jurado




Prof. Alberto Pertuz
Tutor


Prof. Crisanto Villalobos
Jurado

Retamozo G., Jorge M. y Rodriguez G., Omar A.

**REINGENIERIA Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE INDENTACIÓN
DINÁMICA**

Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz.

**Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería
Mecánica Palabras Clave: Fatiga, Diseño, Indentación, Dureza, Ensayo.**

La indentación por fatiga superficial es un tema de escasa investigación. El presente trabajo consiste en el rediseño de una máquina construida para tal fin en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V., realizando modificaciones que permitieron aumentar las ventajas de su uso. Se diseñaron los siguientes elementos: dispositivo de transmisión de movimiento por medio de un disco excéntrico, sistema porta indenter logrando variar su longitud para el momento de hacer contacto con la probeta, sistema porta probeta más óptimo que permitió mantener la probeta fija en su posición una vez que comienza el ensayo. En el presente trabajo también se utilizó la metodología de diseño que nos permitió llegar a resultados favorables y obtuvimos una máquina de ensayo de indentación superficial por fatiga inédita cuyas mejoras permitieron manipular la probeta de una forma más rápida mediante el porta probeta, el porta indenter facilitó el contacto entre él y la probeta, y la excéntrica ayudó a variar la fuerza de indentación con los engranajes internos, facilitando a los operadores el manejo de sus partes al momento de ponerla en marcha.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1. MARCO TEÓRICO	12
1.1 Fatiga	12
1.1.1 Origen de la falla	12
1.1.2 Evolución de la falla	15
1.1.3 Diagrama S-N	16
1.1.4 Factores que afectan la resistencia a la fatiga	19
1.2 Indentación	25
1.3 Dureza	26
1.3.1 Principio	27
1.3.2 Ensayos de dureza por penetración	28
1.4 Diseño	32
1.4.1 Uso de técnicas para generar ideas	34
1.4.2 Evaluación, selección y desarrollo	37
1.5 Maquinado	39
1.5.1 Condiciones de corte	39
1.5.2 Torneado	41
1.5.3 Fresado	42
1.5.4 Taladrado	43
1.5.5 Cepillado	44
1.6 Instrumentación	44
1.6.1 Variador de frecuencia	44
1.6.2 Galgas extensiométricas	46

2. METODOLOGIA DEL DISEÑO	51
2.1 Análisis de la necesidad	51
2.2 Uso de técnicas creativas para generar ideas	52
2.2.1 Primer grupo de soluciones	52
2.2.2 Segundo grupo de soluciones	61
2.3 Evaluación y selección	64
2.4 Análisis de los criterios de diseño	64
2.5 Matriz de selección	68
2.6 Mejoramiento del diseño	69
3. DESARROLLO DEL DISEÑO INICIAL	71
3.1 Diseño Inicial	71
3.2 Calculo de los componentes y sistemas que conforman la máquina	72
3.2.1 Cálculo de la carga	72
3.2.2 Cálculo del eje del motor	72
3.2.3 Cálculo de la excéntrica	76
3.2.4 Cálculo del eje compresor del resorte	80
3.2.5 Selección de la biela	81
3.2.6 Cálculo del eje porta indentador	82
3.2.7 Cálculo y selección de rodamientos	84
3.2.8 Cálculo del tornillo del acople	86
3.2.9 Cálculo del resorte	87
4. CONSTRUCCION DE LAS PIEZAS	88
4.1 Selección de los materiales	88
4.2 Construcción de las piezas	89
4.2.1 Excéntrica	90
4.2.2 Eje porta indentador	93

4.2.3 Eje compresor del resorte	94
4.2.4 Eje motor excéntrica	94
4.2.5 Acople del eje del motor	95
4.2.6 Placa soporta motor	95
4.2.7 Placa superior	96
4.2.8 Placa inferior	97
4.2.9 Placa base	97
4.2.10 Porta probeta	98
5. VERIFICACIÓN EXPERIMENTAL DEL DISEÑO	99
5.1 Estudio de la estructura de la máquina	101
5.1.2. Modificación de la estructura: Diseño Final	108
6. MANUAL DE OPERACIÓN	111
6.1 Descripción general	111
6.2 Descripción detallada	111
6.3 Dimensiones de la probeta	112
6.4 Instalación del equipo	113
6.4.1 Dimensiones y peso	113
6.4.2 Montaje	113
6.4.3 Montaje de la probeta	113
6.4.4 Puesta a punto para la activación	114
6.5 Activación y parada del equipo	114
6.6 Parada del ensayo	117
7. CONCLUSIONES	118
8. RECOMENDACIONES	120
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	122
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Zonas características de falla por fatiga	14
Figura 1.2 Diagrama S-N de un acero al carbono	17
Figura 1.3 Curva de ciclo de inversión completa	18
Figura 1.4 Curva de ciclo a tracción	18
Figura 1.5 Esquema de la indentación Brinell	28
Figura 1.6 Esquema de la indentación Vickers	30
Figura 1.7 Esquema de la indentación Knoop	30
Figura 1.8 Esquema de la indentación Rockwell	32
Figura 1.9 Matriz de Selección	38
Figura 1.10 Torno Paralelo	41
Figura 1.11 Fresadora convencional	42
Figura 1.12 Taladradora vertical	43
Figura 1.13 Cepilladora convencional de uso común	44
Figura 1.14 Variadores de Frecuencia	45
Figura 1.15 Galga Cementada	47
Figura 1.16 Galga no Cementada	47
Figura 1.17 Puente de wheatstone para galgas extensiométricos	48
Figura 1.18 Transductor de Presión de Silicio	48
Figura 1.19 Puente de Wheatstone para Transductores de Silicio Difundido	49
Figura 2.1 Propuesta 1	53
Figura 2.2 Propuesta 2	54
Figura 2.3 Propuesta 3	55
Figura 2.4 Propuesta 4	56

Figura 2.5 Propuesta 5	57
Figura 2.6 Propuesta 6	58
Figura 2.7 Propuesta 7	59
Figura 2.8 Propuesta 8	60
Figura 2.9 Propuesta 9	61
Figura 2.10 Propuesta 10	61
Figura 2.11 Propuesta 11	62
Figura 2.12 Propuesta 12	63
Figura 2.13 Propuesta 13	63
Figura 3.1 Máquina de indentación dinámica	71
Figura 3.2 Eje motor	73
Figura 3.3 Despiece del disco excéntrico	76
Figura 3.4 Tornillo de la excéntrica	78
Figura 3.5 Diagrama de fuerzas en el tornillo	78
Figura 3.6 Biela XT-600	82
Figura 3.7 Rodamiento eje motor	84
Figura 3.8 Rodamiento biela-excéntrica	86
Figura 4.1 Tapa de la excéntrica	90
Figura 4.2 Contratapa de la excéntrica	91
Figura 4.3 Corona	92
Figura 4.4 Piñón	92

Figura 4.5 Eje porta indentor	93
Figura 4.6 Eje compresor del resorte	94
Figura 4.7 Eje motor-excéntrica	95
Figura 4.8 Acople del eje del motor	95
Figura 4.9 Placa soporte motor	96
Figura 4.10 Placa superior	96
Figura 4.11 Placa inferior	97
Figura 4.12 Placa base	98
Figura 4.13 Porta probeta	98
Figura 5.1 Corte de la excéntrica	100
Figura 5.2 Frente de la máquina	103
Figura 5.3 Perfil de la máquina	103
Figura 5.4 Máquina con barra estabilizadora (Diseño Final)	108
Figura 5.5 Disco excéntrico con conjunto de pesas para su balanceo	110
Figura 6.1 Display del variador de frecuencia	115

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Factores de acabado superficial	21
Tabla 1.2 Diámetros equivalentes	23
Tabla 1.3 Efecto de la temperatura en la resistencia a la tensión del acero	25
Tabla 2.1 Ponderación de los criterios de evaluación	66
Tabla 2.2 Evaluación de los criterios del grupo 1	68
Tabla 2.3 Evaluación de los criterios del grupo 2	69

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

°	Grados.
%	Porcentaje.
A	Área.
ASTM	American Society for Testing and Materials.
AISI	Asociación internacional Americana de Ingeniería.
C	Constante que depende de los materiales.
d	Diámetro.
σ	Esfuerzo.
σ_{\max}	Esfuerzo máximo.
σ_{\min}	Esfuerzo mínimo.
σ_a	Esfuerzo alternante.
σ_m	Esfuerzo medio.
Sut	Esfuerzo último a la tracción.
Sy	Esfuerzo de fluencia.
K	Factor de intensidad de esfuerzo.
n	Factor de seguridad.
°C	Grados Celsius.
h	Hora.
Hp	Horse power (caballos de fuerza).
kg	Kilogramos.
lbs	Libras.
Se	Límite de resistencia a la fatiga.
MPa	Mega Pascal.
m	Metro.

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

mm	Milímetro.
min	Minuto.
N	Newton.
M	Momento.
τ	Esfuerzo cortante.
T	Torque.
F	Fuerza.
P	Presión.
p	Polos del motor eléctrico.

INTRODUCCIÓN

El estudio de la dureza de los materiales es determinado por medio de un ensayo conocido con el nombre de indentación, el cual consiste en presionar un indentador sobre la superficie dejando una impresión sobre el material. Dependiendo de la carga máxima aplicada y de la geometría de la huella dejada se puede obtener el valor de la dureza que no es más que la presión de contacto media durante la carga máxima, esto equivale a definirla como la resistencia de un material a ser deformado permanentemente.

Para determinar la resistencia de un material sometido a fatiga por indentación se requiere aplicar los principios de la técnica de indentación y agregar a este el movimiento repetitivo que genere la fatiga del material que se esté ensayando, por lo que para llevar a cabo tal combinación se plantea la necesidad de hacer el diseño y construcción de una máquina capaz de cumplir con esos aspectos.

Con la finalidad de crear tal diseño para la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela se emplearon parámetros de diseño requeridos, y para su construcción se utilizaron materiales nacionales, la implementación de la mano de obra calificada de los laboratorios y los recursos de la U.C.V.

La creación de esta máquina fomenta el desarrollo de la industria venezolana y estimula el área de investigación, ya que este equipo no se

INTRODUCCIÓN

encuentra en catálogos comerciales. Es un diseño que nace en la Escuela como idea de unos estudiantes de semestres anteriores y de su tutor.

Para la fabricación de la máquina fue necesario la implementación de una metodología de diseño donde se tomó en cuenta diversos criterios tales como: el costo, la disponibilidad, la fabricación, la operatividad, el mantenimiento y comodidad del manejo.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Motivación

El ensayo de indentación dinámica surge como idea inicial en la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela y fue desarrollada en el trabajo de investigación **Diseño y construcción de una máquina de indentación dinámica** por Amicis A. y Fuenmayor J. (2006). En dicha máquina que utilizó los principios de un ensayo de indentación, donde el indentor ejerce presión en un área determinada sobre la probeta, agregándole a este un movimiento alternante que aplica una carga y una descarga sobre la pieza en prueba.

La máquina de indentación dinámica ayudó a determinar en cuantos ciclos una probeta en estudio podía fallar bajo las condiciones a las que se encontraba sometida; fuerza, revoluciones por minuto (rpm) y la fatiga generada por la carga y descarga que el indentador ejercía sobre la pieza.

Para el proceso de enseñanza-aprendizaje es importante que esta máquina se mantenga en uso, en razón de que es una herramienta fundamental para los estudiantes de nuestra escuela. Además de que la misma no se encuentra en catálogos para la comercialización.

La utilidad de la máquina de indentación dinámica nos motivo a determinar el funcionamiento del modelo actual para que por medio del rediseño crear un nuevo prototipo de fácil manejo para los estudiantes. El rediseño es un aspecto importante dentro de la vida de todo ingeniero, en tanto

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

que los conocimientos utilizados en un determinado diseño pueden servir de base hacia nuevas ideas y soluciones, abriendo nuevos horizontes.

Es por ello que al contar la escuela con una nueva máquina rediseñada que permita realizar los ensayos en la misma atraerá a nuevas generaciones de estudiantes que al igual que nosotros se verán motivados a realizarle mejoras que permitan enriquecer su funcionamiento, para hacer de esta una herramienta cada vez mas practica y útil.

Planteamiento del Problema

En la escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V. en el laboratorio de ensayos mecánicos se encuentra el ensamblado de una máquina utilizada para realizar ensayos de indentación del tipo dinámico.

Esta máquina fue diseñada por estudiantes de la misma escuela con la finalidad de crear un prototipo capaz de realizar ensayos de indentación, aplicando fuerzas de carga y descarga, generando de esta forma fatiga en la pieza que se encuentra a prueba. La idea de este diseño fue proporcionar a la escuela un mecanismo capaz de identificar que tanto podía resistir un material bajo condiciones determinadas.

Esta máquina cuenta con un motor de 0,5HP, un eje que va del motor a un disco con cuatro (4) agujeros que sirven para variar la fuerza de 4 a 10N, por donde se puede ajustar con un tornillo allen la biela, un eje que esta dividido en dos secciones, la sección superior que está conectada a la biela y esta a su vez a

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

un resorte que va hasta la segunda sección que es donde se encuentra el porta indentador.

En la parte inferior de todo el sistema se encuentra el porta probeta, que sostiene a la probeta a ensayar por medio de unas bridas que se enroscan. Además la base donde descansa la probeta puede moverse de arriba a abajo por medio de un tornillo sin fin que se encuentra por debajo de esta base. Esto con el fin de que la probeta y el indentador estén en contacto antes de comenzar a realizar el ensayo.

La máquina esta ensamblada por medio de varias placas cuadradas de acero que se encuentran soportadas entre si mediante pequeñas columnas enroscadas entre estas, una en cada esquina. En las placas se encuentran unas bocinas por medio de las cuales pasa el eje que va de la biela al resorte, y en la otra el eje porta indentador.

La base que sostiene al conjunto son dos (2) laminas en forma de U que se encuentran atornilladas a la placa base, logrando así cuatro (4) patas que mantienen el peso de todo el sistema.

Una vez encendida la máquina para observar su funcionamiento, y su manejo nos percatamos que existían aspectos que calificaban para poner en práctica un rediseño.

Lo primero que nos percatamos fue en el sistema porta probeta, realmente ese sistema no poseía estabilidad ya que solo contaba con el tornillo sin fin que lo sostenía desde abajo. También pudimos observar que la forma en

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

que se sujetaba la probeta por medio de las bridas no era la más adecuada. Resulto ser poco cómodo al momento de querer colocar la probeta en su lugar, siempre era distinto una vez a otro.

Además las patas que sostenían al sistema eran pequeñas y no ayudaban a absorber las vibraciones ocasionadas por el funcionamiento del mismo.

Los ejes que pasan a través de las bocinas vibraban mucho, se observó que los ejes eran más pequeños que la abertura proporcionada por las bocinas, evitando que estos mantuviesen un movimiento netamente vertical, lo cual ocasiona un desgaste innecesario de estas piezas y un ruido de choque entre estas partes.

Otro aspecto que nos llamó la atención fue el disco que se usaba para transmitir las fuerzas, es un diseño sencillo pero al momento de variar la fuerza es necesario desatornillar la biela para atornillarla nuevamente en el lugar deseado.

La máquina posee un variador de frecuencia que permite variar las rpm del motor para ajustarlas a las requeridas por el ensayo, eso permite alargar la vida útil del motor. Pero carece de un dispositivo que nos permita medir la fuerza bajo la cual se está indentando para poder determinar bajo que carga se fractura la pieza a ensayar.

En general la máquina de indentación dinámica, requiere de la solución de una serie de factores ya mencionados anteriormente que permitirán aumentar su desempeño y funcionalidad.

Objetivos

Objetivo General

- Rediseñar la máquina de indentación dinámica ubicada en el laboratorio de ensayos mecánicos de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

Objetivos Específicos

- Determinar el desempeño de la máquina de indentación dinámica construida en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.
- Revisar el diseño de la máquina construida en la escuela de Ingeniería Mecánica en la Universidad Central de Venezuela.
- Identificar las fallas presentadas en ensayos anteriores con la máquina de indentación dinámica construida en la escuela de ingeniería mecánica de la universidad central de Venezuela.
- Presentar soluciones y mejoras al diseño de la máquina de indentación dinámica, construida en la escuela de Ingeniería Mecánica en la Universidad Central de Venezuela, con base en las fallas detectadas en ensayos anteriores como resultado del funcionamiento de la misma.
- Elaborar el plano de la máquina y el manual de operaciones de la misma.
- Construir la máquina con las nuevas piezas rediseñadas para ponerla en funcionamiento.

Alcances

Una vez observado el funcionamiento de la máquina nos propusimos ejecutar un rediseño de la misma mediante la modificación de algunos mecanismos y partes que permitan hacer de esta un uso más sencillo. Así como también el agregar nuevos componentes que ampliarán los datos arrojados por las prácticas que en ella se lleven a cabo.

En primer lugar se encuentra la sustitución del disco de transmisión de movimiento con agujeros para variar la posición de la biela, por un disco excéntrico donde la biela se encontrará en una misma posición y solo se hará rotar el piñón para variar la ubicación de la biela, con esto estaremos variando la fuerza que el indentador estará ejerciendo sobre la probeta.

También se trabajará en la sustitución del sistema porta probeta actual, por un sistema porta probeta que permita sujetar la probeta fácilmente y que no se le permita movimiento alguno durante el ensayo.

Para poder presentar la probeta, es decir, que el indentador logre hacer contacto con la probeta antes de dar inicio al ensayo, se plantea modificar algunos elementos de la máquina con la finalidad de generar el movimiento requerido.

Además se colocará un medidor de fuerza que proporcionará los valores de esta durante los ensayos.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Por último se modificará la base que actualmente tiene el sistema, por una base que permita absorber las vibraciones generadas durante el ensayo.

Todas las modificaciones que se le hagan a la máquina llevaran sus respectivos planos y cálculos. También una vez finalizada la construcción se hará un manual de operaciones que permita a los usuarios entender la operatividad de la máquina y usarla de manera adecuada.

Antecedentes

Para fines de la realización del siguiente trabajo se tomaron en cuenta y se consultaron diferentes trabajos de grado relacionados con el tema “Reingeniería y diseño”. De donde se extrajeron valiosos aportes contenidos en ellas tales como:

Por Amicis A., Fuenmayor J. (2006) titulado **Diseño y construcción de una máquina de indentación dinámica**, realizado en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela. En dicho trabajo se diseñó y construyó una máquina de indentación dinámica en la cual se hacen ensayos para estudiar la fatiga superficial por indentación. El trabajo se enfocó en desarrollar tecnologías como la matriz morfológica para así encontrar la solución o el diseño más óptimo, con parámetros como la funcionalidad, construcción y seguridad, estudiando los componentes que la conforman en los casos de esfuerzos más desfavorables. Con estas consideraciones se realizó el dimensionamiento de las piezas tomando en cuenta su funcionalidad, fácil manejo y construcción. Aparte de la construcción y diseño de dicha máquina se cumplieron objetivos específicos como la elaboración de los planos de la

máquina y de un manual de operación. La conclusión relacionada con el diseño de la máquina fue que el requerimiento principal para la elaboración de una máquina de indentación dinámica son los costos de fabricación, la seguridad y la confiabilidad.

Por López V., Yurani Y. (2008) titulado **Estimación de curvas esfuerzo-número de ciclos por indentación dinámica**, realizado en la Facultad de Ingeniería mecánica de la universidad central de Venezuela. En esta investigación el autor señala que se llevó a cabo un estudio del comportamiento del vidrio comercial y plexiglás sometidos a fatiga por indentación dinámica. La máquina de indentación dinámica permite estudiar cual es el comportamiento de los materiales ante un ensayo de dureza de tipo dinámico, a partir de múltiples deformaciones plásticas consecutivas. Los objetivos específicos planteados por el autor fueron: acondicionar la máquina de indentación dinámica ubicada en el laboratorio de ensayos mecánicos de la escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V., realizar el ensayo de fatiga por indentación dinámica a diferentes materiales y por último estimar las curvas de fatiga por indentación dinámica en los distintos materiales a ensayar. El objetivo general planteado por el autor fue: **estudiar el comportamiento dinámico por indentación en varios materiales**, para el cual se concluyó: las curvas esfuerzo-número de ciclos por indentación dinámica presenta el comportamiento característico de las curvas Wohler, se pudo estimar y observar que presenta el mismo comportamiento de una curva de fatiga realizada por otros ensayos.

Por Almerida P. Victor, Chitty P. Jose (2007) titulado **Rediseño, construcción y puesta en marcha de una máquina de fatiga por flexión alternativa**. En este trabajo de investigación se modificó la estructura de una máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa de momento constante, se logró corregir las deficiencias que este equipo presentaba al carecer de una manera de liberar el esfuerzo axial, se realizó de igual manera como parte de este trabajo la instrumentación y programación necesaria para la obtención de las variables como esfuerzo, deformación y número de ciclos. A fin de cumplir con los objetivos planteados, se realizó una tormenta de ideas, donde se obtuvieron catorce (14) diferentes posibles soluciones, resultado del cual se obtuvieron cuatro (4) propuestas, que posteriormente fueron evaluadas cuantitativamente en una matriz de decisión, en base a esta matriz se tomó la decisión final de modificar una de las mordazas y sus respectivas bases. Todo el maquinado requerido en las modificaciones fue realizado en el Centro Eurovenezolano de Desarrollo Empresarial de Aragua (CEDEA) en la ciudad de la Victoria. Como resultado de este trabajo se obtuvo una máquina de ensayos de fatiga a flexión alternativa con momento constante, sin perturbaciones de cargas axiales y que permite obtener la información necesaria para la elaboración de las curvas S-N y curvas de histéresis de las probetas ensayadas.

CAPITULO I

MARCO TEÓRICO

1.1. Fatiga

Se entiende por fatiga como aquel fenómeno que origina la fractura o falla de un elemento mecánico que se encuentra sometido a cargas dinámicas repetitivas. Según las normas ASTM se define a la fatiga como “Término general usado para describir el comportamiento de materiales sometidos a ciclos repetidos de tensión o deformación que produce un deterioro del material ocasionando una fractura progresiva”. [1]

Es importante destacar que la falla por fatiga puede ocurrir a una tensión menor a la resistencia a la tracción o al límite elástico para una carga estática, apareciendo de forma imprevista, pudiendo ocasionar algún desastre.

1.1.1. Origen de la falla

La rotura o falla por fatiga inicia cuando los esfuerzos locales sobrepasan la resistencia de cohesión del metal (probeta), bien sea a consecuencia de tensiones internas que se superponen a los esfuerzos aplicados, o bien, a causa de efectos internos o externos que crean puntas de tensión. [3]

Un material sometido a tensiones repetidas o fluctuantes fallará a una tensión mucho más baja que la necesaria para producir la fractura bajo carga

constante, es decir, la aplicación repetida de una tensión ocasiona el deterioro progresivo de un material, siendo que la misma tensión aplicada estáticamente no tiene ningún efecto permanente. Este deterioro se manifiesta a través de la formación de fisuras en el material, que eventualmente pueden llevar a la rotura. Cabe recalcar que la fatiga ocurre bajo toda clase de cargas y tensiones tanto altas como bajas; pero este fenómeno sólo afecta a las piezas cuando están sometidas a solicitaciones repetidas de una cierta amplitud. El 90% de las fallas por fatiga se originan en la superficie.

El trayecto de la fisura se relaciona en particular con las líneas de menos resistencia del metal y sigue las discontinuidades provocadas por las entallas, estrías, taladros y, en escala microscópica, las inclusiones. [2]

A medida que se aplican esfuerzos alternados, se observa también la formación de bandas de deslizamiento en los cristales, con mucha rapidez al comienzo y más lentamente a continuación. Llega un momento en que ya no se producen nuevos planos de deslizamiento, alcanzando el metal de esta forma un estado estable.

La modificación comienza desde la iniciación de la aplicación de los esfuerzos. Se traduce por deslizamientos plásticos locales más o menos extensos, actuando sobre la flecha y temperatura, y visibles sobre los ciclos de deformación que se ensanchan progresivamente.

Esto ocurre durante todo el primer período, en el cual el metal se adapta a la fatiga. En este período el metal ve aumentado su potencial de resistencia y adquiere la capacidad de resistir esfuerzos de fatiga más elevados mientras el ciclo tiende hacia una forma estable.

Pero si la amplitud es demasiado fuerte o si el esfuerzo es demasiado prolongado, se excede la facultad de deslizamiento plástico y se produce la rotura por descohesión: es el comienzo de la fisuración, en este momento la fisura excede las dimensiones de los defectos internos del metal. A partir de este momento, la fisura se desarrolla cada vez más hasta la rotura.

A medida que el área sometida a esfuerzo disminuye de tamaño, la magnitud del esfuerzo se incrementa, hasta que al fin, el área restante falla de manera repentina. Por lo tanto, una falla por fatiga se caracteriza por dos tipos: el primero se debe al desarrollo progresivo de la grieta, en tanto que el segundo a causa de la fractura repentina. La zona de fractura repentina tiene una apariencia muy similar a la fractura de un material frágil, tal como una fundición de hierro que ha fallado por tensión.

El aspecto que las piezas rotas por fatiga presentan en su superficie son dos zonas características, como se observa en la figura 1.1.

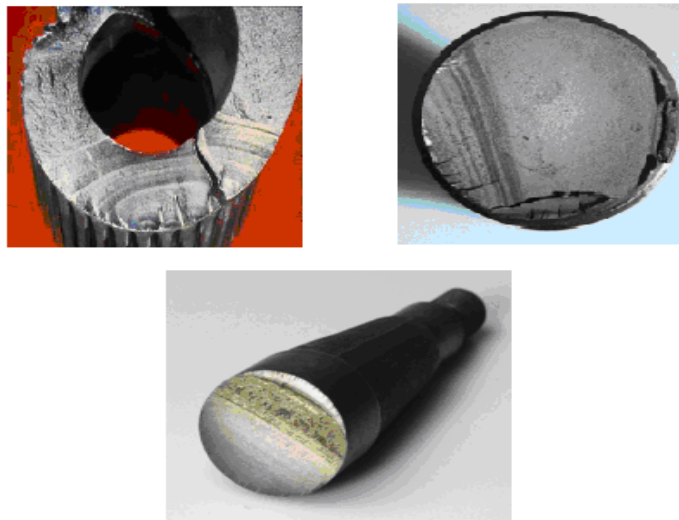


Figura 1.1 Zonas características de falla por fatiga

1.1.2. Evolución de la falla

El proceso de evolución de la falla se presenta en tres etapas, las cuales son:

- Nucleación o inicio.
- Propagación o crecimiento de la grieta.
- Rotura.

Nucleación o inicio de la grietas: se origina cuando la cantidad de tensión aplicada es menor que el límite elástico para una carga estática. Su aparición en los metales se debe a la formación de bandas de deslizamiento altamente localizadas en cristales individuales durante los primeros ciclos de fatiga. El crecimiento de las bandas de deslizamiento provoca la formación de estrías, el material entre ellas pasa a ser progresivamente más duro a causa de la acumulación de endurecimiento por deformación. En algún momento del proceso el material en las estrías se endurece y se fisura en escala submicroscópica. El momento exacto en el que sucede es desconocido, ya que la primera evidencia real de la grieta es la aparición de fisuras microscópicas. [3]

Propagación o crecimiento de la grieta: es la parte que más dura dentro del fenómeno de fatiga, abarca desde la formación de endurecimiento por deformación generalizada, hasta la formación de una grieta visible. [3]

Rotura: En el momento en que se alcanza una dimensión crítica de la grieta se produce la rotura. [3]

La región de una superficie de fractura que se forma durante la propagación puede caracterizarse por dos tipos de marcas, denominadas marcas de playa y estrías. Ambas indican la posición del extremo de la grieta en diferentes instantes y tienen el aspecto de crestas concéntricas que se expanden desde los puntos de iniciación. Las marcas de playa son macroscópicas y pueden verse a simple vista. Las marcas de playa y estrías no aparecen en roturas rápidas.

1.1.3. Diagramas S-N

El diagrama S-N es la forma fundamental de representar los datos de la duración de una probeta a la fatiga, ilustra la variación de vida media en fatiga con la tensión. Se la suele llamar Curva de Fatiga o Curva S-N (Stress-Number of Cycles (N)), e indica la duración de la probeta expresada en números de ciclos hasta la rotura para la máxima tensión aplicada. Representa, en las ordenadas, las tensiones máximas que producen la rotura por fatiga; y en las abscisas, su duración en ciclos (suele representarse $\log N$ en lugar de N). Proviene de someter a ensayos una serie de probetas para determinar el número de ciclos (N) que soporta el material a distintos σ_a , es un modelo simplificado de la manera en que trabaja una pieza bajo cargas de fatiga en general. [4]

Del análisis de la curva surge que el número N de ciclos que soporta una probeta antes de fallar aumenta al disminuir la tensión S aplicada. Algunos materiales (ferrosos, aceros, titanio) presentan un tramo horizontal a un valor de tensión bien determinado conocido como Límite de Fatiga (Endurance Limit), valor por debajo del cual se presume que el material durará un número infinito de ciclos sin romper. [5]

En el caso de materiales no ferrosos (Al, Mg, Cu) estas curvas son asintóticas a la horizontal, lo cual implica que no existe un verdadero límite de fatiga, por lo tanto se utiliza un número de ciclos N , convenido arbitrariamente inferior a ese valor, bajo el cual se supone que la pieza resistirá infinitos números de ciclos. En resumen, los metales ferrosos tienen generalmente límite de fatiga, mientras que los metales no ferrosos frecuentemente no.

Debido a estas características el Límite de Fatiga constituye un criterio de diseño muy aceptable. Por ello es una magnitud frecuentemente tabulada, aunque por razones obvias debe basarse en ensayos “finitos”: 500 millones de ciclos para aleaciones de aluminio y magnesio, 100 millones para las aleaciones de base Cu y Ni. Téngase presente que para las frecuencias usuales de las máquinas de ensayo, se requieren 5 semanas para 500 millones de ciclos. [5]

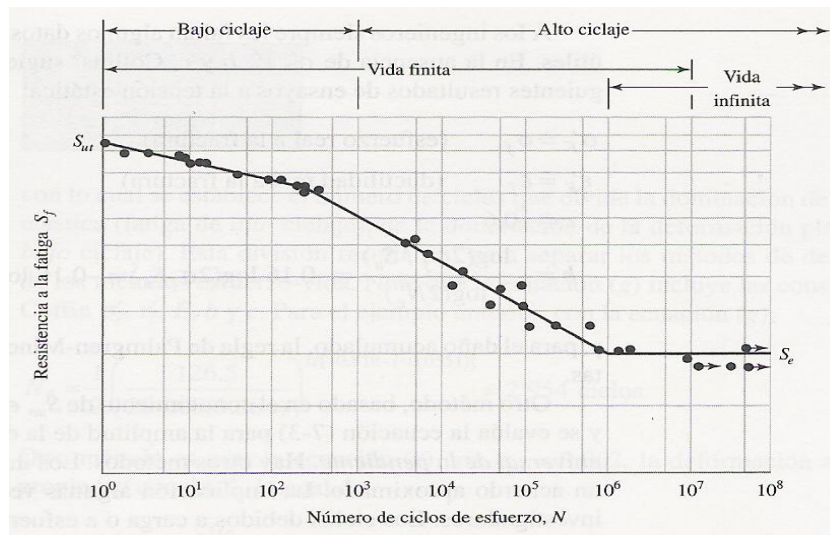


Figura 1.2 Diagrama S-N de un Acero al Carbono.

Es conveniente definir brevemente los tipos comunes de fluctuación de esfuerzos que producen fatiga, estos son:

- Ciclo de inversión completa: en este ciclo el esfuerzo máximo es igual al esfuerzo mínimo e igual al esfuerzo alternante, por lo que el esfuerzo medio o promedio es igual a cero.

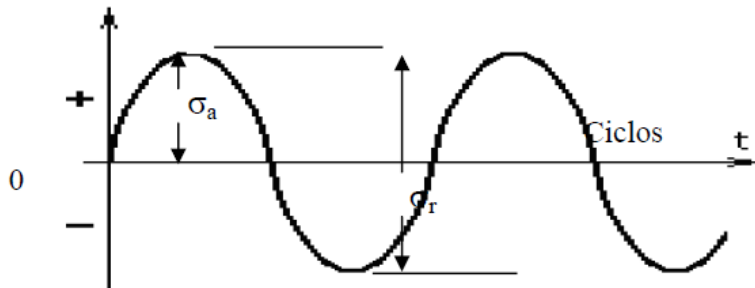


Figura 1.3 Curva de ciclo de inversión completa

- Ciclo a tracción: en este ciclo la pieza lleva una carga constante, por lo que el esfuerzo alternante inicia a partir de esta. Aquí el esfuerzo máximo posee un valor superior al esfuerzo mínimo obteniéndose un valor de esfuerzo medio diferente de cero.

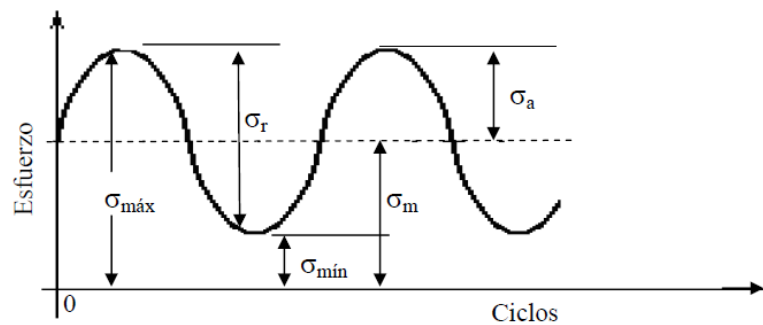


Figura 1.4 Curva de ciclo a tracción

Un ciclo de esfuerzos fluctuantes está constituido por dos componentes: el esfuerzo medio, o estacionario y el alternante o variable. También se considera el intervalo de esfuerzos, definido como la diferencia algebraica entre el esfuerzo máximo y mínimo del ciclo:

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

El esfuerzo alterno es la mitad del intervalo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2}$$

Entonces el esfuerzo medio es

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

1.1.4. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

Los ensayos realizados para la determinación de los límites de fatiga se desarrollan con mucho cuidado y se ensayan en condiciones controladas en forma precisa. Es de esperar que, un elemento mecánico o estructural en la realidad no tenga este mismo valor. Esto se debe a varias razones entre las cuales figuran: los aspectos geométricos de las piezas, el método y la forma de fabricación de la pieza, las condiciones térmicas de trabajo, etc. Estas razones impulsan a establecer modificaciones sobre el valor de la resistencia a la fatiga obtenida en condiciones de laboratorio, la cual normalmente se obtiene con un valor de tensión media igual a cero. Es así como aparece una expresión del límite de fatiga modificado por algunos factores propuestos por Marín. [6]

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico;

S'_e = límite de resistencia a la fatiga experimental en condiciones ideales;

K_a = factor de superficie;

K_b = factor de tamaño;

K_c = factor de carga;

K_d = factor de temperatura;

K_e = factor de modificación de efectos varios.

Dichos factores serán explicados a continuación.

Factor de Superficie (K_a)

La importancia del acabado superficial de las piezas reside en que, casi todas las grietas se inician en la superficie del material. Por ello es imprescindible obtener una superficie lo más pareja posible. Si el material presenta rayas o marcas por el proceso de fabricación, estas actuarán como concentradores de esfuerzos, por lo tanto se verá disminuido el límite de fatiga. Cuanto más alto sea el valor de la rugosidad superficial del material, menor será la magnitud del límite de fatiga. Es por eso que se recomienda realizar un pulido metalográfico con el fin de aliviar las tensiones superficiales y mejorar el valor del límite de fatiga, haciendo así más resistente al material.

Hay una extensa comprobación experimental de que las propiedades de fatiga son muy sensibles a la condición de la superficie y a los factores que influyen a dicha superficie tales como: la rugosidad, la

variación en las propiedades superficiales (recubrimientos) y las tensiones residuales; debido a esto el valor del límite de fatiga se ve afectado significativamente.

A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de partes de máquinas (esmerilada, maquinada en frío, laminada en caliente y forjada), los valores de K_a se pueden determinar por el resultado del análisis de Mischke, por medio de la ecuación:

$$K_a = a \cdot Sut^b$$

Los valores de a y b para los acabados más comunes se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 1.1 Factores de Acabado Superficial

Acabado superficial	$k_a = a S_{ut}^b \text{LN}(1, C)$		
	a		b
	kpsi	MPa	
Esmerilado*	1.34	1.58	-0.086
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265
Laminado en caliente	14.5	56.1	-0.719
Como sale de forja	39.8	271	-0.995

Fuente: SHIGLEY J. E. (2002)

Factor de tamaño (K_b)

Un problema práctico importante es la predicción del comportamiento en fatiga de los grandes componentes de las máquinas. A partir de los resultados obtenidos en los ensayos de

laboratorio con probetas pequeñas se ha demostrado que existe un efecto de tamaño; es decir, la resistencia a la fatiga de grandes componentes es más baja que el de las probetas pequeñas.

Los fallos reales en piezas grandes suelen ser directamente atribuidos a concentraciones de tensiones, de existencia intencionada o accidental, y resulta casi siempre imposible conseguir esta misma concentración y el mismo gradiente de tensiones en las probetas de laboratorio de tamaño pequeño. Por otro lado, en las probetas lisas o entalladas cargadas a flexión o torsión, decrece el gradiente de tensiones a través del diámetro y aumenta el volumen del material sometido a tensiones altas a medida que crece el diámetro.

Existen investigaciones que permiten obtener un factor de tamaño K_b que afecta al valor del límite de fatiga. Este factor viene dado para flexión y torsión como: [6]

$$K_b = \left(\frac{d}{0,3} \right)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} \quad \text{para } 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg.}$$

$$K_b = 0,859 - 0,02125d \quad \text{para } 2 < d \leq 10 \text{ pulg.}$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} \quad \text{para } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm.}$$

$$K_b = 0,859 - 0,000837d \quad \text{para } 51 < d \leq 254 \text{ mm.}$$

Para carga axial el $K_b = 1$

Si la pieza no es de geometría circular debe usarse un diámetro equivalente calculado según la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Diámetros Equivalentes.

Sección	Diámetro equivalente d_e
Redonda, flexión rotativa, torsión	d
Redonda, flexión no rotativa	$0.37d$
Rectángulo, flexión no rotativa	$0.808(bh)^{1/2}$

Fuente: SHIGLEY J. E. (2002)

Factor de Carga (K_c)

Cuando se realizan ensayos a la fatiga con cargas de flexión, axial y torsional, los límites de fatiga difieren, como se mencionó anteriormente, por lo tanto si se cambia S_e' de la ecuación de Marín por el valor de $0.506 S_{ut}$ en carga flexionante; $0.623 S_{ut}$ en carga axial y $0.166 S_{ut}$ en carga torsional respectivamente, se obtendrá directamente el valor de K_c .

$$K_c = 1 \quad \text{para flexión.}$$

$$K_c = 1,23 S_{ut}^{-0,0778} \quad \text{para carga axial.}$$

$$K_c = 0,328 S_{ut}^{0,125} \quad \text{para torsión.}$$

Factor de Temperatura (K_d)

Las altas temperaturas movilizan las dislocaciones y reducen la resistencia a la fatiga de muchos materiales, esta movilización

origina una conversión en el proceso de falla esencialmente independiente del tiempo. Cuando las temperaturas de operación son mayores que la del lugar de estudio, se debe tomar en cuenta su influencia debido a que la resistencia de fluencia disminuye muy rápido con la temperatura. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opere a altas temperaturas; así que debe tomarse en cuenta dicho factor.

La cantidad limitada de datos disponibles indica que el límite de resistencia a la fatiga para aceros aumenta ligeramente cuando se eleva la temperatura y después empieza a disminuir en el orden de los 200 °C y 370 °C. Por esta razón es probable que, a temperaturas elevadas el límite de resistencia a la fatiga se relacione con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente.

Los valores de K_d para aceros se pueden obtener usando la siguiente ecuación:

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

En la siguiente tabla se presentan valores de K_d para algunas temperaturas:

Tabla 1.3 Efecto de la Temperatura en la Resistencia a la Tensión del Acero

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: SHIGLEY J. E. (2002)

Factor de efectos diversos K_e

Los factores de efectos diversos toman en cuenta todos los otros efectos que afectan el límite de fatiga, sin embargo, sirven de recordatorio de que estos existen, ya que los mismos no siempre están disponibles.

1.2. Indentación

El ensayo de indentación, consiste en presionar un indentador sobre la superficie de prueba, dejando una impresión sobre el material. Dependiendo de la carga máxima aplicada y de la geometría de la huella dejada, se puede obtener el valor de la dureza.

El ensayo por indentación se puede realizar también de manera dinámica, consiste en hacer repetidas indentaciones manteniendo siempre el indentador sobre la superficie del material a ensayar, utilizando una carga cíclica de amplitud constante. La carga variará entre un valor máximo y un valor mínimo. La razón entre la carga mínima y la carga máxima se denomina razón de esfuerzo y se denota con la letra R.

1.3. Dureza

La dureza se define como la resistencia mecánica que un material opone a la penetración, por un cuerpo más duro que dicho material, bajo la acción de una carga dada. La elección del indentador, se hace de manera que su deformación con relación a la del material a probar sea insignificante. El contacto entre estos dos cuerpos da como resultado una modificación superficial del material que se somete a prueba.

Dicha modificación no sólo depende de las características intrínsecas del material, sino también de la forma y las condiciones de aplicación del indentador. De esto se infiere, que la dureza es en realidad una propiedad compleja que no se puede relacionar directamente con otras propiedades mecánicas. Sin embargo, el valor de dureza obtenida mediante el ensayo de indentación, es una información cuantificada obtenida por normas precisas. Así, aplicar la norma, permite comparar materiales o determinar el efecto de un tratamiento térmico o mecánico. Además, la zona superficial del material no se ve afectada pues dicha prueba o ensayo es considerado como no destructivo. [9]

1.3.1. Principio

El principio de la prueba de indentación consiste en aplicar un indentador de forma conocida (pelota, cono o pirámide) a la superficie del material que se somete a prueba. Bajo la acción de la carga de indentación, el indentador se hunde dentro del material produciendo una deformación elástica y plástica dentro de la zona de contacto. Al retirar el indentador, queda huella residual persistente en el material.

Mientras mayor sea la carga de indentación, mayor será la huella residual. La dureza se calcula a partir de la relación entre la carga aplicada (P) y una superficie representativa de la huella (A). La relación general se escribe:

$$H = \frac{P}{A}$$

Según la naturaleza de la prueba, el área que se considera será el área real de indentación o la proyección de la huella impresa.

La aplicación de la carga de indentación puede ser discreta o continua. En el primer caso, la huella residual se observará después de retirar el indentador con ayuda de un microscopio óptico. Una regla graduada permite medir las diferentes longitudes características de la impresión o huella sobre el material. Para la indentación continua, la carga será aplicada progresivamente, midiendo en tiempo real, el desplazamiento de la punta del indentador en función de la carga. El cálculo de la dureza se halla de la relación entre la carga máxima y la profundidad correspondiente a esta carga.

1.3.2. Ensayos de dureza por penetración (indentación)

Ensayo Brinell (indentador esférico)

El objeto penetrante es una esfera de acero templado, de carburo de tungsteno o de diamante, de diámetro D . La prueba consiste en indentar el material con la esfera bajo la acción de una carga P , sobre la superficie. La carga se aplicará durante unos cuantos segundos. Después de retirar el indentador, se mide el diámetro de la huella con la ayuda de un microscopio. Este es un tipo de ensayo no destructivo.

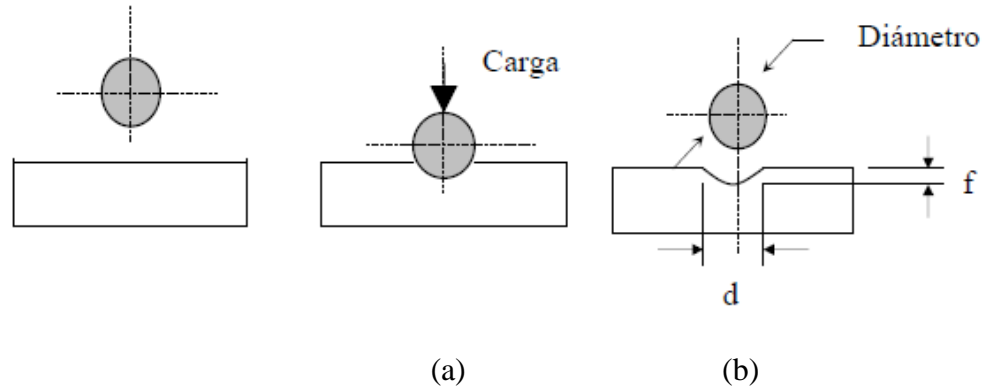


Figura 1.5: Esquema de la indentación Brinell. (a) Etapa de aplicación de carga, (b) Huella residual

El número de dureza Brinell se obtiene dividiendo la carga aplicada, en kilogramos (Kg), por la superficie real de la huella, en milímetros cuadrados (mm^2).

$$HB = \frac{2P}{\pi \cdot D \left(D - \sqrt{D^2 - d^2} \right)}$$

Este ensayo solo puede aplicarse para valores menores a 600HB, ya que para valores mayores la bola de acero se deformaría y el ensayo no sería válido.

Ensayo Vickers (indentador piramidal)

El método Vickers para probar la dureza es semejante en principio al método Brinell en que se expresa el resultado en función de la presión originada bajo el indentador y usa las mismas unidades, kilogramos por milímetro cuadrado. El indentador es un diamante en forma de pirámide de base cuadrada con un ángulo en el vértice de 136°, las cargas son mucho más ligeras, variando de 5Kg a 125Kg. (de cinco en cinco), y la impresión no se lee directamente en la máquina, se mide por medio de un microscopio de mediano aumento. Se puede emplear para láminas tan delgadas como 0.006 pulg. [10]

Para determinar el número de dureza se aplica la siguiente fórmula:

$$HV = 1,854 \frac{P}{d^2} \left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$$

HV se expresa en Kgf/mm^2 si la carga P se da en gf y la diagonal de la huella d en μm . A veces, la cantidad de dureza se expresa en GPa. En este caso, la carga P se expresa en Newtons (N) en la relación.

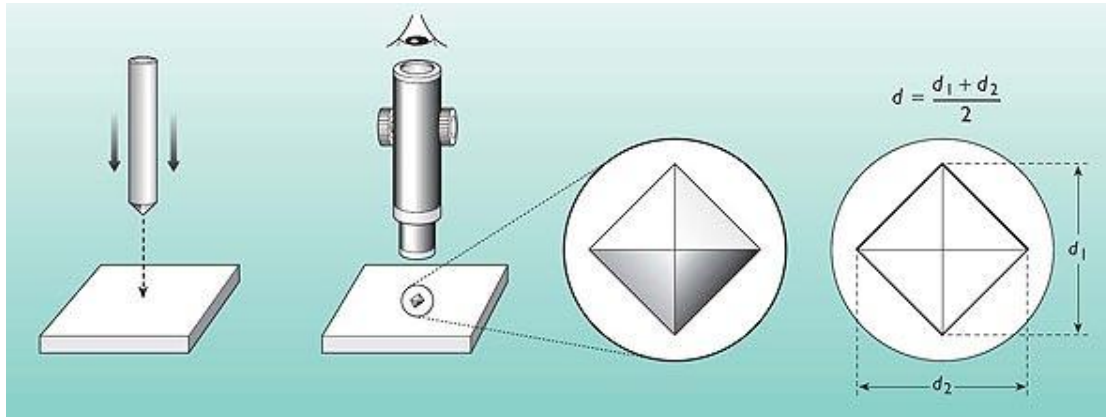


Figura 1.6: Esquema de la indentación Vickers

Ensayo Knoop (indentador piramidal)

El segundo popular método de ensayo de microdureza es el Knoop. El método Knoop se desarrolló por el National Bureau of Standards (USA) en 1939. Se emplea un penetrador de diamante piramidal de base rómbica de geometría mostrada en la figura 1.7. El penetrador Knoop produce una huella relativamente poco profunda (1/30 de la longitud de de la diagonal mayor) cuando se compara con una carga realizada por penetrador Vickers. [10]

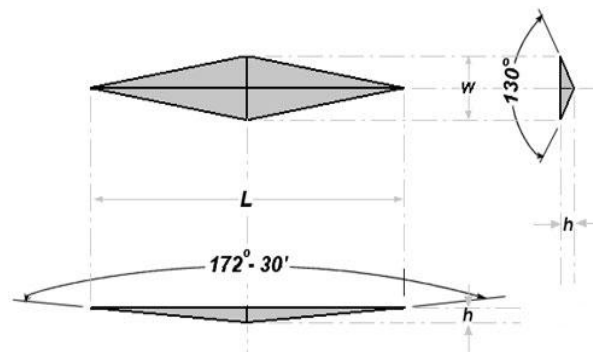


Figura 1.7: Esquema de la indentación Knoop

El valor de dureza se calcula a partir de la relación entre la carga y la proyección de la huella en la superficie de contacto. La superficie de contacto (S_c) se puede expresar únicamente en función de la diagonal mayor L , según la relación:

$$S_c = \frac{L}{2} \cdot \frac{\tan(65^\circ)}{\tan(86^\circ 15')} \cdot L = 0,07028 \cdot L^2$$

Durante la práctica es suficiente con conocer el valor de la diagonal mayor (L) de la huella impresa para obtener el valor de dureza.

$$HK = 14,229 \cdot \frac{P}{L^2}$$

Ensayo Rockwell (indentador cónico)

El indentador es un diamante en forma de cono con un ángulo de 120° en el vértice. La profundidad de la huella se determina según la diferencia entre las posiciones de la punta del indentador, desde la precarga hasta llegar a la carga máxima.
[11]

La prueba Rockwell C consiste en aplicar una carga de 100 N , de modo que el cono penetra una profundidad h_1 . Luego se le aplicará una fuerza de $100\text{ N} + P$, con $P = 1400\text{ N}$, con una duración de 3 a 8 segundos. El cono se hunde hasta una profundidad h_2 . Al retirarse la carga, debido a la recuperación

elástica del material, el cono queda a una profundidad h_3 menor que h_2 . La profundidad remanente ($h_3 - h_1$) permite calcular la dureza Rockwell C (HRC) según la fórmula siguiente:

$$HRC = (100 - (h_3 - h_1)) \cdot 500$$

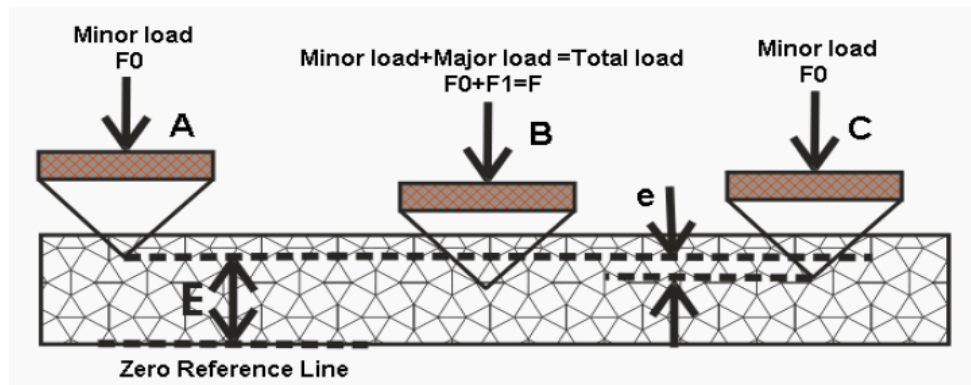


Figura 1.8 Esquema de la indentación Rockwell

1.4. Diseño

El diseño existe desde la aparición del hombre en la tierra. Para los años 1950 el diseño y construcción total de un producto eran encargados a una sola persona, sin embargo, con el transcurrir del tiempo las exigencias y complejidad de los productos eran mayores y una sola persona no contaba con el tiempo y los conocimientos necesarios para el desarrollo de dicho producto. Por este motivo se formaron grupos de trabajos encargados del mercadeo, diseño, manufactura y gerencia de un proyecto.

Durante la década de los 80 surge la “Ingeniería Simultánea” como filosofía del diseño, destacando el desarrollo simultáneo del proceso de

manufactura con la evolución del producto y desarrollando equipos de trabajo multidisciplinarios. No obstante para finales de esta misma década este concepto es sustituido por la “Ingeniería Concurrente” o proceso de diseño y producto integrado. En la actualidad el desarrollo tecnológico y los avances en el área computacional han facilitado en gran parte el proceso de diseño y creación de máquinas y productos.

Hoy en día el diseño se puede definir como “un proceso de organización y gerencia de personas, y la información que ellos desarrollan, en la evolución de producto”. [7]

El proceso de diseño mecánico se basa en los siguientes pasos:

- 1) **Análisis de la necesidad:** En esta etapa se realiza el estudio de usuario, el estudio de tecnologías, el estudio ergonómico y el desarrollo de especificaciones.
- 2) **Estudio del usuario:** En esta etapa se estudia el campo de las personas que están en contacto con la necesidad.
- 3) **Investigación tecnológica:** Aquí se estudian aspectos como: las dimensiones, el material, el peso, el mantenimiento, el acabado, el funcionamiento y confiabilidad, la estética y la historia.
- 4) **Estudio ergonómico:** La ergonomía se encarga de analizar la interacción humano-máquina y los efectos que puedan producirse. Es necesario establecer especificaciones de funcionamiento de la máquina o requisitos de uso y definir condiciones que influyan en cada especificación.

- 5) **Desarrollo de especificaciones:** Aquí se establecen los requisitos deseables de la máquina. Entre los cuales se tienen: funcionalidad, seguridad, efecto ambiental, vida útil, facilidad de mantenimiento, espacio disponible y controles de fácil manipulación y ubicación.

1.4.1. Usos de Técnicas para generar ideas

El proceso creativo está dividido en las siguientes etapas:

Comprensión: Reconocer la existencia del problema.

Preparación: Esfuerzo consciente para entender el problema.

Incubación: Etapa de relajación para facilitar el pensamiento subconsciente.

Iluminación: Formulación de la idea clave.

Verificación: Trabajo de desarrollo y prueba de la idea.

Durante el proceso creativo no se debe insistir en ver el problema de la misma forma para evitar llegar siempre al mismo sitio, por el contrario, debemos cambiar las formas de ver el problema para obtener distintas soluciones.

Algunos mecanismos usados en la generación de ideas son los siguientes:

Inversión: Consiste en invertir el problema. Por ejemplo, si una pieza se mueve y otra permanece fija, probar lo contrario. La aplicación a conciencia de la

inversión es una de las formas más útiles de generar nuevas ideas y puntos de enfoque del problema.

Analogías: Consiste en buscar similitudes al problema enfrentado, éstas pueden ser: de la naturaleza, de áreas técnicas, de otras ramas de la ciencia, de la literatura, analogías fantásticas.

En el diseño mecánico las analogías más fáciles son las que se refieren a otras máquinas, sin embargo, hay problemas de tal envergadura que requieren analogías lejanas. Fuentes inagotables de analogías útiles son la anatomía y la fisiología del ser humano y animales. Las analogías fantásticas son de gran utilidad porque por asociación de ideas pueden conducir a nuevos puntos de enfoques al problema.

Para la búsqueda de analogías es necesario tener información en la mente con que hacerlo y para esto es necesario observar, estudiar y mantenerse al día. Resulta útil la lectura periódica de revistas de diseño o ingeniería en general.

Empatía: Consiste en identificarse o ponerse en el lugar de la pieza o parte del sistema que se está diseñando. La empatía favorece el pensamiento sensorial en general y con un poco de práctica puede llegar a ser un mecanismo poderoso para la generación de ideas.

Tormenta de ideas o Brainstorming: Este método fue ideado por Alex Osborn y consiste en reunir un grupo para trabajar sobre un problema. Este grupo debe seguir las siguientes normas: [7]

- i. No se permite ninguna evaluación o juicio sobre las ideas, de no ser así los participantes se concentraran más en defenderlas que en buscar ideas nuevas.
- ii. Tratar que los participantes generen ideas y las expongan, en la forma más espontánea posible.
- iii. Se debe buscar la mayor cantidad de ideas, ya que en este caso la cantidad genera calidad.
- iv. Se debe promover que los miembros del grupo modifiquen las ideas de los otros, porque esto generalmente desemboca en ideas superiores a las iniciales.

Es muy buena práctica hacerlo de forma perfectamente visible a todos los participantes, por ejemplo en un pizarrón.

Durante la tormenta de ideas se tiene al principio una fase de calentamiento con baja producción, luego está la fase productora donde en poco tiempo se generan muchas ideas, posteriormente las producción de ideas va disminuyendo ya que todo lo obvio se ha dicho, sin embargo es en este periodo cuando comienzan a generarse las mejores ideas por lo que no hay que suspender la sesión demasiado rápido. Cuando transcurre mucho tiempo para que aparezca una idea nueva se suspende la sesión.

Este método es aplicable a cualquier problema que pueda proponerse en forma simple y directa.

Método del análisis morfológico: Este método consiste en seleccionar los parámetros más importantes del problema para luego buscar la mayor cantidad

de alternativas para cada parámetro. Lo interesante del método es que al tratar de imaginar las diferentes soluciones es posible que se descubran nuevas soluciones que se alejan de las que originalmente se habían pensado.

El análisis morfológico es un método que induce al pensamiento lateral y es muy poderoso en el área de ingeniería. Además se complementa muy bien con el método de la tormenta de ideas ya que una vez definidos los parámetros, la búsqueda de alternativas para los mismos puede hacerse mediante la tormenta de ideas.

1.4.2. Evaluación, selección y desarrollo

Durante esta etapa se evalúan las soluciones, basándose en las especificaciones o requisitos de uso.

Evaluación y selección: Una forma de realizarla es mediante la matriz de evaluación (Figura 1.15), para lo cual se emplean los siguientes pasos:

- i. Establecer criterios, estableciéndoles un valor ponderado de acuerdo a su importancia.
- ii. Asignarle una puntuación a cada concepto solución.
- iii. Multiplicar la ponderación por la puntuación obtenida y sumar el puntaje total para cada diseño.
- iv. Seleccionar el diseño (Figura 1.9).

Criterios	Ponderación	Diseño 1		Diseño 2		Diseño 3	
C1	4	7	28	8	32	9	36
C2	4	5	20	4	16	6	24
C3	2	3	6	6	12	4	8
Total		54		60		68	

Fig. 1.9 Matriz de Selección.

Desarrollo del diseño final: En esta etapa se definen los siguientes parámetros:

- i. Estructura: definidas por los elementos tecnológicos que la conforman.
- ii. Forma Total: forma de la estructura externa.
- iii. Materiales, Dimensiones y Superficies: Define la estética del diseño.
- iv. Procesos de Fabricación.

Estudio de la función y forma total

Tratamiento de la forma: El propósito es generar la forma global del diseño y sus partes secundarias.

Tratamiento de la función: Enumerar las funciones de cada componente y la función esencial del equipo, plantear los cambios que mejoren el diseño actual y describir la nueva función esencial.

Elaboración de las memorias técnicas y descriptivas

- i. Descripción técnico-funcional del diseño.
- ii. Descripción de las secuencias de funcionamiento.
- iii. Elaboración de los manuales de operación y mantenimiento del equipo.

1.5. Maquinado

Maquinado es el proceso de manufactura en el cual el tamaño, la forma o las propiedades superficiales de una pieza son modificados por la remoción de material excedente. El maquinado se obtiene al someter localmente al material a esfuerzos produciendo la fractura del mismo, esto se logra por el movimiento relativo entre una herramienta de corte y la pieza de trabajo.

Las propiedades del material de trabajo tienen una influencia significativa sobre el éxito de la operación de maquinado. Estas propiedades y otras características del trabajo se resumen frecuentemente en el término maquinabilidad, que denota la facilidad relativa con la cual se puede maquinar un material (por lo general, metal) usando las herramientas y las condiciones de corte apropiadas. [8]

1.5.1. Condiciones de corte

Las condiciones de corte en el maquinado son aquellas variables que son de fácil modificación en la máquina herramienta por el operador, y afectan la remoción de material; estas variables son: material y forma de la herramienta, velocidad de corte y tamaño de corte, refiriéndose a la profundidad y avance. [12]

La velocidad de corte se define como la velocidad relativa entre la herramienta de corte y el material de trabajo y se expresa en términos de pies/min. En algunas máquinas es el material de trabajo rota y provee la velocidad de corte, y en otras máquinas es la herramienta de corte.

La profundidad de corte es la distancia en la cual la herramienta de corte se proyecta por debajo de la superficie original de la pieza de trabajo y puede ser expresada en centésimas de pulgada. La profundidad de corte determina una de las dimensiones finales de la pieza. Un incremento en la profundidad de corte puede resultar en un incremento no lineal en la temperatura y disminuye la vida útil de la herramienta.

El avance es definido como el movimiento relativo lateral entre la herramienta y la pieza de trabajo durante el proceso de maquinado o de corte. Las unidades del avance varían de acuerdo con la máquina herramienta y determina la segunda dimensión de la sección transversal de corte en la pieza de trabajo.

La correcta selección de estas variables determina la cantidad de material que es eliminado de la pieza de trabajo y condicionan la vida útil de las herramientas y el tiempo de maquinado, por lo tanto afectan directamente en los costos de producción.

1.5.2. Torneado

El torneado es un proceso de maquinado en el que una herramienta de punta sencilla remueve material de la superficie de una pieza de trabajo con geometría generalmente cilíndrica que se encuentra en rotación. La herramienta avanza en forma lineal y en dirección paralela al eje de rotación de la pieza de trabajo. La máquina de herramienta empleada para tornearse se conoce como torno y proporciona la potencia necesaria para que la pieza rote a una velocidad determinada, además de permitir el avance de la herramienta y la profundidad de corte especificadas.

En el torno pueden realizarse una gran variedad de operaciones de maquinado, entre las que se encuentran las siguientes: Careado, torneado cónico, torneado de contornos, torneado de formas, achaflanados, tronzado, roscado, perforado, taladrado, moleteado, entre otros. Todos ellos se realizan cambiando la forma de la herramienta de corte y la dirección del avance. [13]



Figura. 1.10 Torno Paralelo.

1.5.3. Fresado

El fresado es una operación de maquinado en la cual se hace pasar una parte de trabajo enfrente de una herramienta cilíndrica rotatoria con múltiples bordes o filos cortantes (en algunos casos raros se usa una herramienta con un solo filo cortante llamado cortador volante). El eje de rotación de la herramienta cortante es perpendicular a la dirección de avance. La orientación entre el eje de la herramienta y la dirección del avance es la característica que distingue al fresado del taladrado. En el taladro, la herramienta de corte avanza en dirección paralela a su eje de rotación. La herramienta de corte en fresado se llama fresa o cortador para fresadora y los bordes cortantes se llaman dientes. La máquina herramienta que ejecuta tradicionalmente esta operación es una fresadora. [14]



Figura. 1.11 Fresadora convencional.

1.5.4 Taladrado

Taladrado es una operación de maquinado que se usa para crear agujeros redondos en una parte de trabajo. Esto contrasta con el perforado descrito previamente, el cual solamente puedes usarse para agrandar un agujero existente. El taladrado se realiza por lo general con una herramienta cilíndrica rotatoria, llamada broca, que tiene dos bordes cortantes en su extremo. La broca avanza dentro de la parte de trabajo estacionaria para formar un agujero cuyo diámetro está determinado por el diámetro de la broca. El taladrado se realiza en un taladro prensa, aunque otras máquinas herramienta pueden ejecutar esta operación. [15]



Figura. 1.12 Taladradora Vertical.

1.5.5. Cepillado

Es un proceso de maquinado en el cual una herramienta de punta sencilla remueve material de la superficie de una pieza de trabajo con un movimiento de vaivén. Este proceso de maquinado se realiza en una máquina denominada cepillo.



Figura. 1.13 Cepilladora Convencional de uso común.

1.6 Instrumentación

2.6.1 Variadores de frecuencia

Un variador de frecuencia (también conocido como Variable Frequency Drive o VFD en inglés) es un sistema utilizado para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada (Figura 1.12). Como el voltaje es

variado a la vez que la frecuencia, algunas veces son llamados drivers VVVF (variador de voltaje variador de frecuencia).



Figura 1.14 Variadores de Frecuencia

Estos dispositivos operan bajo el principio de que la velocidad sincrónica de un motor de corriente alterna, la cual está dada por una relación entre la frecuencia suministrada al motor y el número de pares de polos que físicamente existen en el estator, de acuerdo con la relación:

$$\text{RPM} = \frac{60f}{p}$$

Donde:

RPM = Revoluciones por minuto

f = frecuencia de suministro (hertz)

p = Número de pares de polos (adimensional)

Los motores síncronos operan a velocidad síncrona determinada por la ecuación anterior, sin embargo la velocidad de un motor de inducción es un poco menor que la velocidad síncrona debido al deslizamiento, este es la diferencia entre la velocidad de operación y la velocidad síncrona.

$$s = \frac{n_s - n}{n_s}$$

La curva de par torsor efectivo del motor respecto a la frecuencia de alimentación no es constante, y no sólo depende de la frecuencia de alimentación, y ésta se ve altamente afectada por el sistema de ventilación del motor, si el mismo es autoventilado se ve mayormente afectado ya que su refrigeración depende de la velocidad de giro del motor el cual está acoplado al ventilador. Si en cambio el motor es motoventilado su refrigeración es independiente de la velocidad de giro por ende su rendimiento no se ve tan afectado al disminuir las RPM. Al funcionar cualquiera de estos motores a sobre velocidad y no poder hacer evolucionar más la tensión con la frecuencia, la inducción en el motor disminuye, lo cual provoca una pérdida de par. Además no todos los motores pueden funcionar a sobre velocidad.

1.6.2 Galgas extensiométricas (Strain Gage)

Estos elementos se basan en el cambio de resistencia eléctrica que ocurre en un hilo de resistencia al existir una variación en la longitud y en el diámetro debido a la aplicación de una tensión mecánica. El término entre paréntesis es el usado en ingles y se coloca debido a su amplio uso.

Existen básicamente dos tipos de galgas extensiométricas, el primer tipo son las cementadas (Figura 1.15), las cuales están formadas por varios bucles de hilo muy fino pegados a una hoja base de papel, cerámica o plástico, el segundo tipo son las galgas sin cementar (Figura 1.16), estas están compuestas por una serie de hilos previamente tensados que se encuentran dentro de un armazón que tiene una parte fija y una móvil.

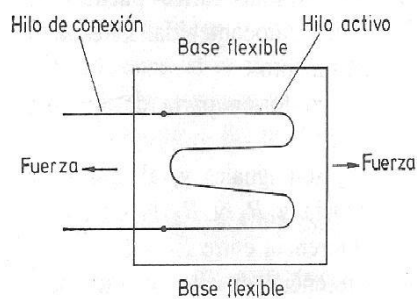


Figura. 1.15 Galga Cementada

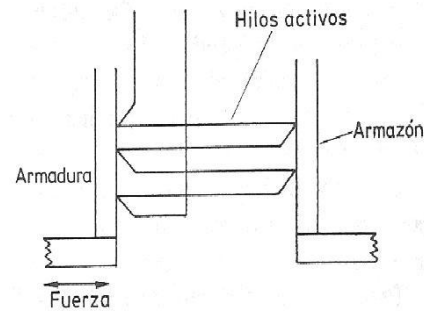


Figura. 1.16 Galga no Cementada

Cualquiera sea el tipo de galga utilizada la aplicación de presión produce un cambio en las dimensiones de los hilos, variando así su resistencia eléctrica. Durante la operación la galga es conectada a un puente de Wheatstone (Figura 1.17) y se le suministra un voltaje base, la corriente que circula entonces por la galga crea una caída de tensión en ésta, luego el puente es equilibrado para esta posición.

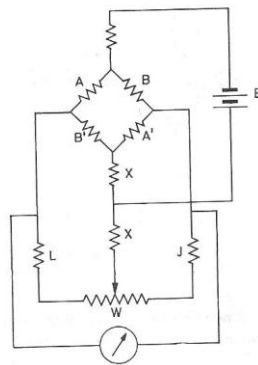


Figura. 1.17 Puente de Wheatstone para Galgas Extensiométricos.

Al ser la galga sometida a una presión, el cambio de resistencia eléctrica desequilibra el puente de Wheatstone, con lo cual es posible calcular la resistencia eléctrica que presenta la galga en ese momento, el principio de la galga es que presenta una resistencia variable al ser sometida a distintos esfuerzos y la variación de esta resistencia es en base a una función conocida o se conoce de alguna manera, por ende al conocer la resistencia existente en un momento dado es posible saber el valor del esfuerzo al cual esta se encuentra sometida, conocidas las variables geométricas de la galga también es posible saber la presión y la fuerza que se está aplicando sobre esta.

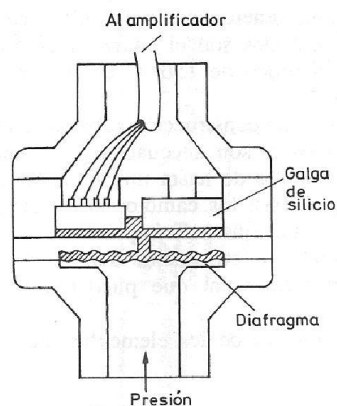


Figura 1.18 Transductor de Presión de Silicio

Los transductores de presión de silicio representan una innovación en esta área, estos consisten en un cristal de silicio el cual se encuentra contenido dentro de un armazón y se encuentra en contacto con el proceso mediante un diafragma flexible (Figura 1.18). Dentro del microcristal de silicio se difunde boro para formar así varios puentes de Wheatstone (Figura 1.19), de esta forma se forma una galga extensiométrica autocontenida.

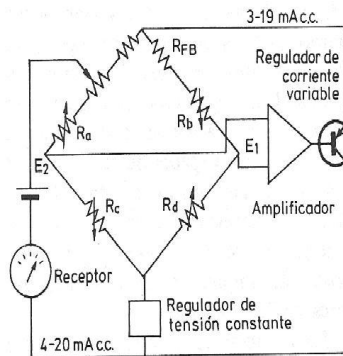


Figura 1.19 Puente de Wheatstone para Transductores de Silicio Difundido.

En la figura se muestra el puente de Wheatstone del cual forma parte el sensor de silicio difundido, el puente se equilibra para que las tensiones E_1 y E_2 sean iguales cuando la presión es cero, cuando la presión aumenta R_b y R_c disminuyen su resistencia eléctrica y R_a y R_d la aumentan dando lugar a caídas de tensión distintas y a una diferencia de tensión entre E_1 y E_2 , esta diferencia es aplicada a un amplificador diferencial de alta ganancia el cual controla un regulador de corriente variable. Un margen de corriente continua de 3 a 19mA más 1mA aportado por el puente proporciona una señal final de salida de 4 a 20mA corriente continua.

En la actualidad algunos instrumentos inteligentes vienen incorporados con microprocesadores que permiten realizar funciones adicionales como por

ejemplo compensación por temperatura de la medida, aumentando la precisión de la medida, funciones de autodiagnóstico entre otras.

CAPITULO II**APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO****2.1 Análisis de la Necesidad**

Actualmente en la E.I.M. de la U.C.V. se encuentra una máquina diseñada para realizar ensayos de indentación del tipo dinámico, es decir, fatiga por indentación. Ahora bien, esta máquina después de un período de uso falló debido a que algunos de sus componentes cedieron. Además la máquina posee unas bases que no ayudan a disminuir las vibraciones producidas, un mecanismo porta probeta que puede ser mejorado, y un disco de transmisión de movimiento que para variar la fuerza de indentación hay que realizar el desmontaje de una pieza y su posterior colocación.

Otra carencia de la máquina es la falta de un dispositivo que se encargue de la medición de la carga a la que está sometida la probeta, siendo esta una variable necesaria para realizar los ensayos de indentación dinámica. Para implementar un dispositivo de medición de carga será necesario tener un diseño definitivo de la máquina para poder estudiar la ubicación óptima de la misma de lo contrario se tendría que incluir la ubicación de la celda de carga en cada una de las propuestas, haciendo así, una limitante en las mismas.

2.2 Uso de técnicas creativas para generar ideas.

Para obtener ideas sobre como solucionar los problemas que presenta la máquina para ensayos de indentación dinámica de la escuela de ingeniería mecánica, se colocó en marcha el sistema inicial frente a un grupo de estudiantes de la facultad y se hizo una sesión de ideas. A las personas que participaron se les explico el funcionamiento de la máquina. Empleando técnicas como la inversión, la empatía y la analogía surgieron dos grupos de soluciones mostradas a continuación:

2.2.1. Primer grupo de soluciones

Propuesta 1

Un disco conectado a una biela comprime un placa en la que se encuentra fija el porta indentador y el indentador. La placa lleva como guía dos columnas para que el movimiento sea únicamente vertical. Las columnas están fijadas a la placa base en donde se encuentra el porta probeta y la probeta. Estas columnas poseen un resorte para reducir el impacto ocasionado por la placa superior y el indentor sobre la muestra.

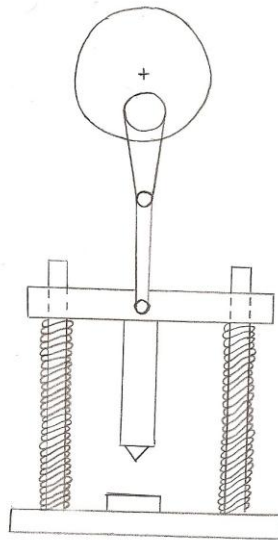


Figura 2.1 Propuesta 1

Propuesta 2

Un disco conectado a una biela transmite el movimiento al eje que comprime el resorte, y a su vez empuja al eje porta indente en el otro extremo del resorte. El movimiento es vertical ya que estos ejes pasan a través de unas bocinas que se encuentran en las placas. El porta probeta se encuentra sobre dos columnas. Estas columnas poseen una serie de orificios por medio de los cuales se va a sujetar la placa que soporta la probeta por medio de unos pasadores, los pasadores serán sujetos con dos tuercas, uno para cada uno.

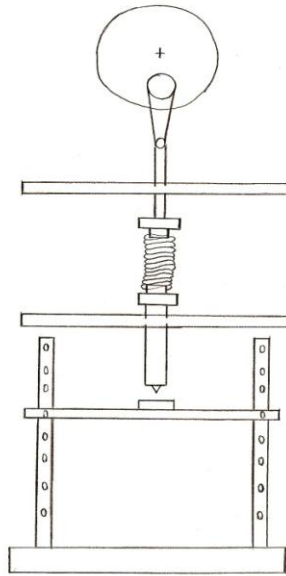


Figura 2.2 Propuesta 2

Propuesta 3

Agregar al sistema general una columna cilíndrica de acero la cual se encontraría soldada a una base de acero macizo. El sistema se divide en 2 partes, el primero consta de la placa base con el porta probeta, el segundo se tendrían las 3 placas, (soporte del motor, superior e inferior) unidas por la columna maciza que atravesaría a las 3 placas. Cada una de las placas tendría un sistema de sujeción atornillada para ajustar la altura, desplazándose por la barra cilíndrica. Las placas necesitan ser suficientemente gruesas como para sujetarse bien de la barra, el sistema en general sería robusto, evitando así las vibraciones.

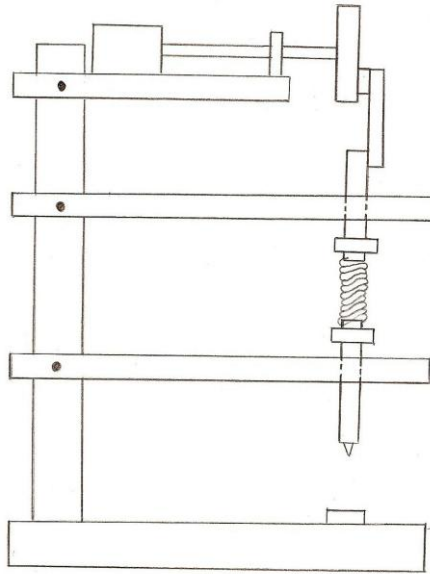


Figura 2.3 Propuesta 3

Propuesta 4

El eje porta indentador varia su longitud para poder presentarse con el porta probeta, este sistema consta de dos piezas una con un roscado interno (hembra) y otra con un roscado que hace que calcen ambas (macho). La variación de longitud se produce al desenroscar la pieza, para fijar la longitud deseada se usara una contratuerca.

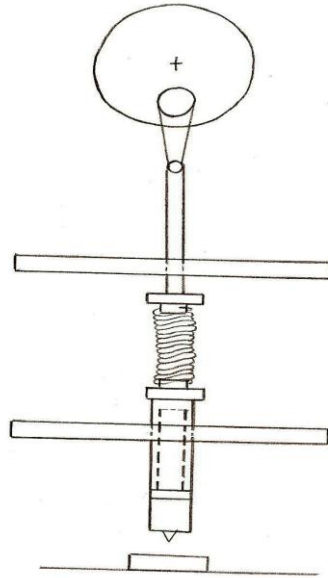


Figura 2.4 Propuesta 4

Propuesta 5

Se basa en utilizar una leva que se une al otro extremo del eje del motor para que gire. Sobre la leva se coloca una rueda loca que lleva articulada el eje porta indentor. Cuando gira la leva la rueda loca permite que el porta indentador se desplace de arriba abajo, para lograr esto se hace pasar a este eje por una bocina, restringiendo que se mueva hacia los lados.

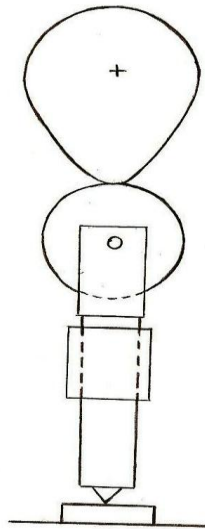


Figura 2.5 Propuesta 5

Propuesta 6

Cumple el mismo principio que la propuesta anterior, lo que difiere es en el uso de un resorte que se sujeta de un tope que se le hace al eje porta indentador. Una vez en movimiento el resorte se comprime con la placa donde va la bocina para que el eje pase a través de esta.

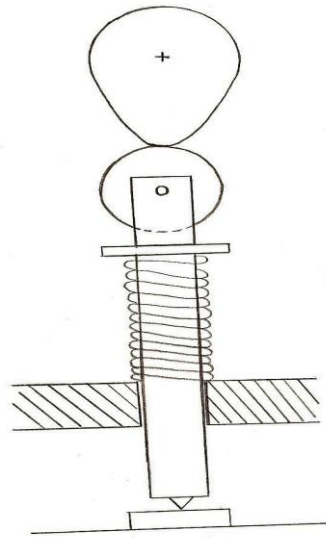


Figura 2.6 Propuesta 6

Propuesta 7

Se plantea el uso de una leva en el extremo del eje del motor. Esta leva se encuentra en contacto con una lámina que se encuentra confinada a unas columnas con resortes. Esta lamina lleva además el sistema porta indentor. Al momento de accionar la máquina la leva hace que la lámina baje, por consiguiente el porta indentor, y gracias a los resortes vuelve a la posición original

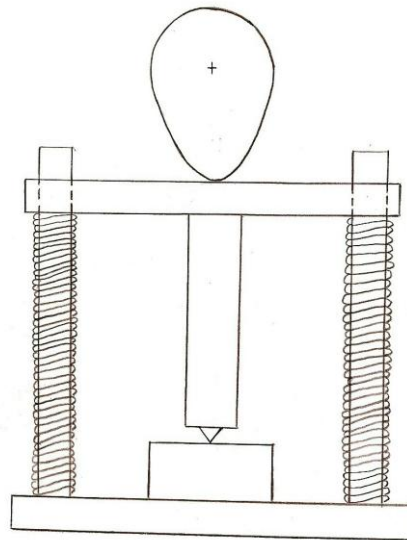


Figura 2.7 Propuesta 7

Propuesta 8

Cuenta con un disco excéntrico del cual se conecta una biela. De la biela se conecta un sistema tipo pistón, que cuenta con dos ejes conectados por un resorte en medio, este sistema se encuentra dentro de un tubo de manera tal que el movimiento sea únicamente de vertical. Para el sistema porta probeta, se cuenta con unas guías tipo cola de milano por donde se coloca la lámina que lleva la probeta. Y dependiendo de la altura requerida se puede deslizar esta lámina para colocarla más arriba o más abajo.

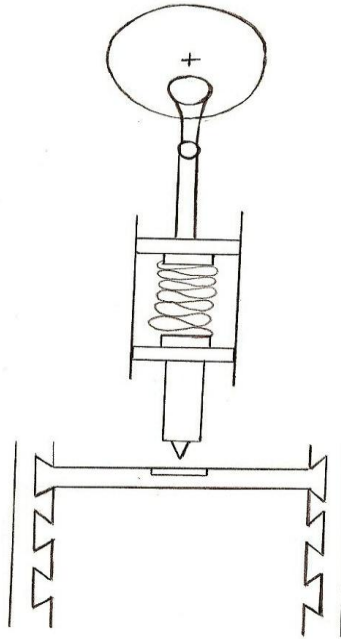


Figura 2.8 Propuesta 8

Propuesta 9

En esta propuesta el indente está dispuesto en el extremo de una placa liviana de un material conductor, justo debajo se encuentra la probeta. Para generar la indentación se hace pasar corriente por una bobina que al conectarse a una corriente alterna genera un campo eléctrico que atrae y repele a la placa en intervalos muy pequeños, la fuerza de indentación se puede variar con el brazo generado por la distancia entre la articulación de la placa y el indente. Se generan grandes velocidades de indentación pero los desplazamientos son cortos. La carga de indentación depende de la intensidad de corriente.

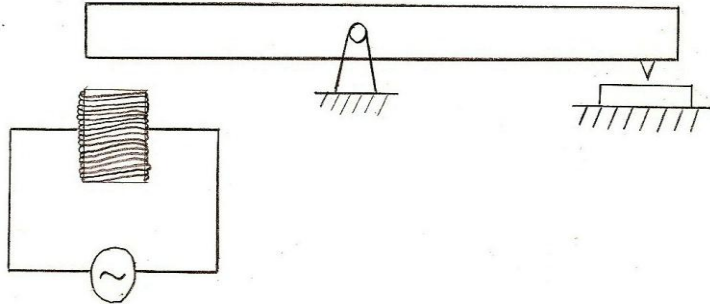


Figura 2.9 Propuesta 9

2.2.2. Segundo grupo de soluciones:

Este grupo de soluciones se orienta a la incorporación de una base maciza o bancada donde se va a colocar la probeta.

Propuesta 10

Para sujetar la probeta se utiliza una guía con un tope de un lado y del otro se usa una lamina en forma de 'u' la cual se atornilla de ambos lados.

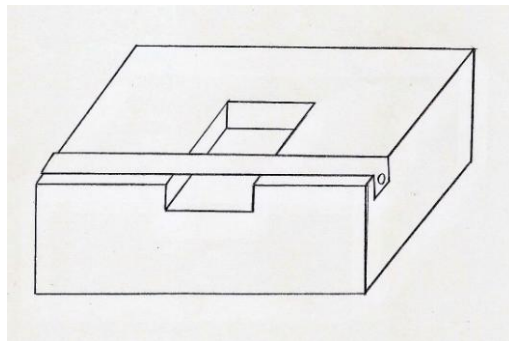


Figura 2.10 Propuesta 10

Propuesta 11

Para sujetar la probeta se utiliza un tornillo que atraviesa la parte superior de la bancada en un lateral, de tal forma que apriete la pieza.

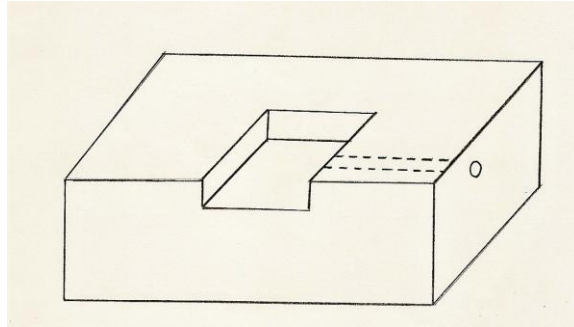


Figura 2.11 Propuesta 11

Propuesta 12

Para sujetar la probeta se plantea un sistema que cuenta con dos piezas en forma de 'L'. Ambas podrán desplazarse para aflojar o apretar a la probeta. Las piezas tendrán una zona roscada la cual va a pasar por unos sujetadores que poseen una tuerca de cada lado, es decir que aflojando una y apretando otra generaremos el movimiento de la pieza en L, lo cual nos permitirá ajustar la probeta.

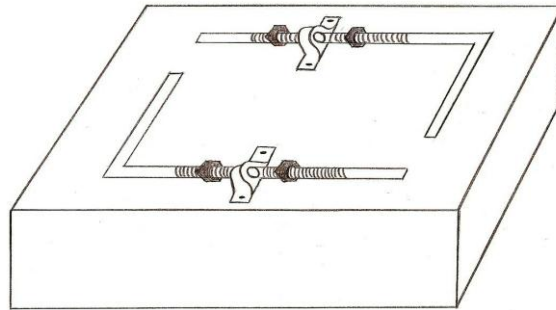


Figura 2.12 Propuesta 12

Propuesta 13

Para sacar la probeta sin desmontarla se crea una guía que permita meter y sacar la lamina de acero sobre la cual está colocada la misma. Estas guías cuentan con una zona hueca para permitir el paso de la lámina, como el principio usado para las gavetas.

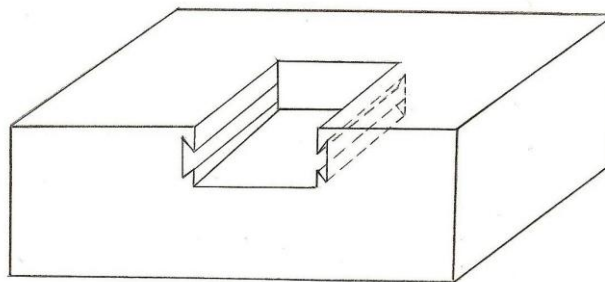


Figura 2.13 Propuesta 13

2.3 Evaluación y selección

La matriz de selección será aplicada a cada uno de los grupos por separado, y se basa en una evaluación cuantitativa de las propuestas por medio de valores asignados a parámetros y criterios de diseño para obtener la mejor solución.

La selección del diseño para el primer grupo de propuestas se realizó en dos (2) etapas. En la primera etapa se usaron dos (2) criterios de diseño que fueron resultado de estudios al desempeño de la máquina de indentación dinámica original. Dichos criterios son:

- Que en la presentación del indentor con la probeta, sea el indentor el que se desplace, y la probeta quede fija. así se asegura que la indentación será en un mismo punto.
- Que la carga de indentación se pueda variar de forma rápida.

Para el primer grupo de soluciones solamente pasaron el filtro las propuestas número 3,4 y 9.

2.4 Análisis de los criterios de diseño.

A continuación se muestran los criterios seleccionados y una breve explicación de cada uno de ellos.

1. Adquisición de materiales: se refiere a la factibilidad de obtener los materiales en el mercado, para la realización del diseño.

2. Confiabilidad: referido a la probabilidad de que los elementos fallen bajo condiciones prescritas.
3. Costo: está relacionado a los costos de la materia prima, equipos, construcción y maquinado de las piezas.
4. Disponibilidad: es la proporción de tiempo que la máquina estará en condiciones de ser utilizada, es decir, que no esté fuera de servicio por mantenimiento, reparaciones u otras formas de atención.
5. Estilo: debe poseer un diseño llamativo y que se mantenga en armonía con las piezas que no sean modificadas.
6. Fabricación: se refiere a la facilidad de fabricación y ensamblaje de las partes de la máquina que sean rediseñadas.
7. Operatividad: es la facilidad con la cual los seres humanos puedan manejar al equipo luego de ser modificado.
8. Peso: que los componentes que requieran ser sustituidos no representen un aumento elevado del peso, que impida el transporte de la máquina.
9. Seguridad: consiste en evaluar los niveles de riesgo que una posible falla en algún elemento de la máquina pueda ocasionar, se debe garantizar la seguridad del operador.
10. Tamaño: que las dimensiones de las piezas modificadas no interfiera con el funcionamiento de la máquina en general.
11. Tiempo de construcción: el tiempo necesario para la construcción y maquinado de todos los elementos rediseñados.
12. Mantenimiento: que la máquina no permanezca largos períodos de tiempo fuera de servicio por mantenimiento.

Para destacar la importancia de un criterio con respecto a otro se le asignó un valor porcentual, además este valor se multiplicó por el puntaje dado

a cada una de las soluciones. Dicho puntaje ira de 0 a 10, siendo 10 lo más favorable. De esta forma se obtuvo el valor total de cada propuesta.

Tabla 2.1 Ponderación de los criterios de evaluación.

	Criterios	Valor (%)
1	Adquisición de materiales	12
2	Confiabilidad	12
3	Fabricación	12
4	Disponibilidad	10
5	Seguridad	10
6	Costo	10
7	Operatividad	10
8	Tiempo de Construcción	6
9	Estilo	5
10	Mantenimiento	5
11	Tamaño	4
12	Peso	4

La adquisición de materiales tiene un valor elevado debido a que esta depende de la disponibilidad de los mismos dentro del mercado nacional. La confiabilidad posee un valor elevado debido a que es una máquina que realiza ensayos repetitivos a largos periodos.

El costo posee un valor elevado ya que para la obtención de los materiales se cuenta con los recursos de los bachilleres. La disponibilidad posee un valor alto ya que la máquina debe estar siempre disponible para realizar ensayos o investigaciones por los estudiantes.

El estilo posee un valor promedio ya que es una máquina de uso académico y como luzca no tiene mucha relevancia. La fabricación tiene un alto valor por la necesidad de utilizar máquinas de herramientas convencionales.

La operatividad tiene un alto valor debido a que atiende en forma directa al factor humano a la necesidad de que la máquina sea de fácil manejo. La seguridad al igual que el anterior posee un alto valor porque el uso de la máquina debe realizarse por personas con los conocimientos necesarios.

El resto de los valores en la tabla como por ejemplo peso, tamaño, entre otros, poseen valores bajos ya que no poseen una importancia tan relevante como los demás, pero sin embargo juegan cada uno su papel.

2.5 Matriz de selección.

Grupo 1

Tabla 2.2 Evaluación de los criterios del grupo 1

Criterios	Propuestas	3		4		9	
	Valor %	Ev	T	Ev	T	Ev	T
Adquisición de materiales	12	6	0,72	8	0,96	6	0,72
Confiabilidad	12	7	0,84	8	0,96	3	0,36
Fabricación	12	6	0,72	8	0,96	7	0,84
Disponibilidad	10	9	0,9	9	0,9	4	0,4
Seguridad	10	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Costo	10	6	0,6	8	0,8	8	0,8
Operatividad	10	5	0,5	7	0,7	9	0,9
Tiempo de Construcción	6	5	0,24	5	0,3	7	0,42
Estilo	5	5	0,25	7	0,35	6	0,3
Mantenimiento	5	4	0,20	7	0,35	9	0,45
Tamaño	4	8	0,32	8	0,32	4	0,16
Peso	4	9	0,36	9	0,36	2	0,08
Total		6,45		7,76		6,23	

Evaluación (Ev)

Total (T)

Como resultado de la matriz de selección de este grupo uno (1) la propuesta con mayor puntaje es la número 4, siendo esta la que se usara para formar parte del diseño final.

Grupo 2

Tabla 2.3 Evaluación de los criterios del grupo 2

Criterios	Propuestas	10		11		12		13	
	Valor %	Ev	T	Ev	T	Ev	T	Ev	T
Adquisición de materiales	12	9	1,08	9	1,08	7	0,84	10	1,2
Confiabilidad	12	5	0,6	7	0,84	8	0,96	8	0,96
Fabricación	12	7	0,84	9	1,08	5	0,6	4	0,48
Disponibilidad	10	8	0,8	9	0,9	8	0,8	6	0,6
Seguridad	10	7	0,7	9	0,9	8	0,8	9	0,9
Costo	10	8	0,8	10	1	6	0,6	7	0,7
Operatividad	10	7	0,7	8	0,8	6	0,6	9	0,9
Tiempo de Construcción	6	7	0,42	10	0,6	5	0,3	6	0,36
Estilo	5	6	0,3	7	0,35	8	0,4	9	0,45
Mantenimiento	5	7	0,35	8	0,4	7	0,35	8	0,4
Tamaño	4	8	0,32	7	0,28	8	0,32	7	0,28
Peso	4	8	0,32	9	0,36	8	0,32	9	0,36
Total		7,23		8,59		6,89		7,59	

Como podemos observar la propuesta con mayor puntaje dentro de la matriz de selección de este grupo (2) es la número 11, siendo esta la propuesta que se utilizará para la elaboración del diseño final.

2.6 Mejoramiento del diseño

Una vez tomada la decisión del diseño final, y asistidos por un programa de diseño se procedió a la simulación de la máquina, al momento de ver el comportamiento cinemático de la misma y simular un ensayo, surgieron ideas que podían ser implementadas para mejorar el uso y desempeño de la esta.

Con la visualización de la máquina surgió la idea de cambiar el modo de variar la carga de indentación, se pensó en implementar un disco excéntrico que para variar su excentricidad no sea necesario el desmonte de la biela. Basados en el de una excéntrica que varia su excentricidad por medio de engranajes que se encontró en el trabajo de investigación titulado “Diseño y construcción de una máquina para ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa” realizado por Gondar, Geffrey y Rodriguez, Rolando, se hizo una adaptación a nuestro diseño, modificando parámetros para que cumpla con las exigencias de nuestra máquina.

CAPITULO III

DESARROLLO DEL DISEÑO INICIAL

3.1 Diseño inicial

El diseño a desarrollar se basa en que el movimiento vertical de la probeta sea generado por el indentador en lugar de ser originado por el porta probeta. Con la incorporación de un porta probeta fijo se logra evitar vibraciones y mayor precisión en la indentación.

El movimiento vertical del indentador es generado por una variación en la longitud del eje porta indentador, esto se logra dividiéndolo en dos (2) partes, mediante un roscado interno y externo. El punto más importante a desarrollar en los cálculos es el de la resistencia a la fatiga en la zona de roscado, razón por la que el diámetro y el tipo de material son determinantes en dicho diseño.

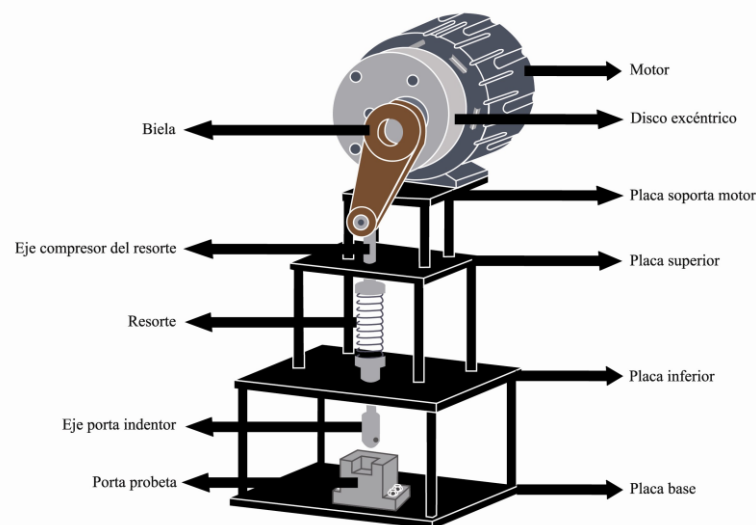


Figura 3.1 Máquina de Indentación Dinámica

3.2 Cálculo de los componentes y sistemas que conforman la máquina

3.2.1 Cálculo de la carga

La carga de indentación se calcula tomando en cuenta la potencia del motor y el brazo generado por el disco excéntrico, anteriormente se estableció el valor de la excentricidad máxima, esta varía de 45mm a 15mm. Con el valor de la potencia del motor $P = 0,5Hp$ se procede a calcular la carga máxima y la carga mínima de indentación.

$$P = 0,5Hp \rightarrow 367,633W$$

$$P = \frac{\lambda \cdot rpm \cdot 2\pi}{60} \rightarrow \lambda = \frac{60 \cdot 367,5663}{600 \cdot 2\pi} = 5,85Nm$$

$$\lambda = F \cdot b \rightarrow F = \frac{\lambda}{b}$$

Donde “b” representa el brazo o excentricidad, con esto podemos determinar el rango de la carga de indentación.

$$F_{\min} = \frac{\lambda}{b_{\min}} = \frac{5,85Nm}{0,045m} = 130N \qquad F_{\max} = \frac{\lambda}{b_{\max}} = \frac{5,85Nm}{0,015m} = 390N$$

3.2.2 Cálculo del eje motor-excéntrica

$$\sum M_A = AB \cdot Rb - AC \cdot F = 0$$

$$\sum M_A = 0,05m \cdot 4Rb - 0,06m \cdot 400N = 0$$

$$Rb = 480N$$

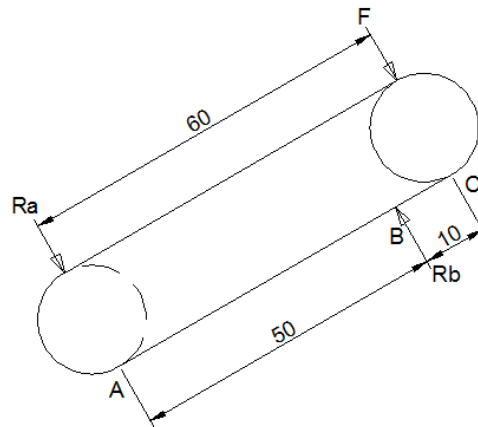


Figura 3.2 Eje motor

$$\sum F_y = R_b - R_a - F = 0$$

$$R_a = 480N - 400N = 80N$$

De la gráfica de Nm el momento $M=4Nm$

Acero AISI 4340

Por tabla: $S_{ut} = 833MPa$
 $S_y = 637MPa$

Calculando:

$$M_t = r \cdot F = 0,06m \cdot (400N) = 24Nm$$

Torsor

$$\tau_{xy} = \frac{M_t \cdot (r)}{I_p} = \frac{M_t \left(\frac{d}{2} \right)}{I_p} \leq \frac{S_y}{2 \cdot \psi}$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Sustituyendo y despejando tenemos:

$$\frac{32 \cdot M_t \cdot d}{2\pi \cdot d^4} \leq \frac{S_y}{2\psi} \rightarrow \frac{16(24Nm)}{\pi d^3} \leq \frac{637 \cdot 10^6 Pa}{2 \cdot (4)}$$

$$d^3 \geq \frac{16(24Nm) \cdot 2 \cdot (4)}{\pi \cdot 637 \cdot 10^6 Pa} \rightarrow d \geq 1,5351 \cdot 10^{-3} m$$

Según este resultado el diámetro del eje es de aproximadamente 1,54mm, para reforzar y aumentar la resistencia de la maquina se incorporara un eje de un diámetro mayor, que representa un aumento en el factor de seguridad. El diámetro seleccionado es de 25.4mm, debido a que es de mayor accesibilidad en el mercado.

Fatiga

$$S_e' = 0,504 \cdot S_{ut} = 419,8320MPa$$

$$K_a(\text{maquinado}) = 4,45 \cdot S_{ut}^{-0,265} = 0,7488$$

$$K_b(\text{mm}) = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 0,9692$$

$$K_c = 0,328 \cdot S_{ut}^{0,125} = 0,7602$$

$$K_d = 1,01$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} = 1$$

$$K_f = 1$$

No existen concentradores de esfuerzo, y la temperatura va hasta 50 centígrados.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e' = 233,9397MPa$$

Por Goodman

Para $d \geq 25,4 \cdot 10^{-3}m$

$$\sigma_a = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{4Nm \cdot 25,4 \cdot 10^{-3}m}{4,0863 \cdot 10^{-8}m^4} = 2,48MPa$$

$$\lambda_{xy} = \frac{M_t \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{I_p} = \frac{16 \cdot (r \cdot 400N)}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot (24Nm)}{\pi \cdot (25,4 \cdot 10^{-3}m)^3} = 7,46MPa$$

$$\sigma_m = \sqrt{(\sigma_a)^2 + 3(\lambda_{xy})^2} = \sqrt{(2,48MPa)^2 + 3(7,46MPa)^2} = 13,16MPa$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \rightarrow 0,010601008 + 0,015794651 = \frac{1}{n}$$

$$n = 37,89$$

Donde n es el factor de seguridad

3.2.3 Cálculo de la excéntrica

El disco excéntrico implementado en el rediseño de la máquina de indentación dinámica varia su excentricidad mediante un juego de engranes.

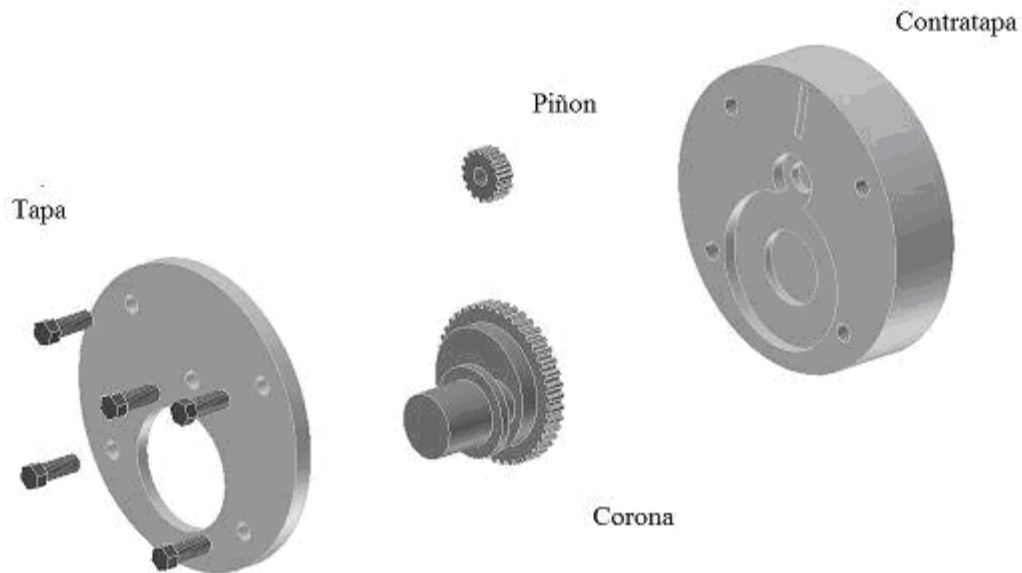


Figura 3.3 Despiece del Disco Excéntrico.

Para los cálculos del disco excéntrico se utilizó como parámetro el desplazamiento máximo o carrera (y) del mismo. Para este estudio se empleó $y = 45\text{mm}$; así mismo se estableció que el centro de la corona tendría una distancia de 30mm medidos desde del centro del eje de la pieza completa, y que a su vez, de la corona tendrá un eje, por medio del cual se sujetara la parte inferior de la biela, con una excentricidad de 15mm ; de esta forma al rotar la corona se logran excentricidades que varían de 0 a 45mm .

El juego de engranajes tiene como única función variar la posición del centro de rotación, ya que no transmiten movimiento alguno a ningún otro elemento, los cálculos de resistencia a fatiga serán obviados.

Los parámetros de diseño considerados, para el cálculo de la corona y del piñón, fueron los siguientes:

Cálculo de la corona

$$M=1,75$$

Número de dientes $N=46$, por lo que:

$$De = M(N + 2) \rightarrow De = 84mm$$

$$Dp = M \cdot N \rightarrow Dp = 80,5mm$$

$$p = \pi \cdot M \rightarrow p = 5,4978$$

$$Y \text{ con } \alpha = 20^\circ \rightarrow Di = 76,41mm$$

Cálculo del piñón

Se utilizaron como parámetros para el diseño el módulo $M=1,75$ y el número de dientes $N=14$, por lo que:

$$De = M(N + 2) \rightarrow De = 28mm$$

$$Dp = M \cdot N \rightarrow Dp = 24,5mm$$

$$p = \pi \cdot M \rightarrow p = 5,4978mm$$

$$Y \text{ con } \alpha = 20^\circ \rightarrow Di = 20,41mm$$

Cálculo de los tornillos de la excéntrica

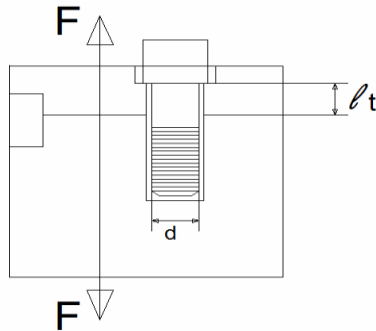


Figura 3.4 Tonillo de la excéntrica

La fuerza de separación F se halla haciendo un análisis de la fuerza de roce P que se opone al movimiento de la masa de la excéntrica y una superficie que es la tapa, igualando así la normal N a la fuerza F de separación.

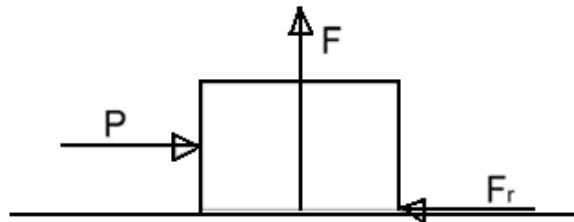


Figura 3.5 Diagrama de fuerza en el tornillo

$$\sum F_x = 0 \rightarrow P = F_r$$

$$F_r = \mu F$$

Donde μ es el coeficiente de fricción entre dos aceros. $\mu = 0,15$

Despejando tenemos que:

$$F = \frac{F_r}{\mu}$$

$$F = \frac{400N}{0,15} = 2,67kN \rightarrow F = 0,6kip$$

Ahora para los tornillos se utilizo uno SAE numero 7 (bajo o medio carbono) de la tabla 8-9 Pag. 475 del Shegley 6ta ed.

$$k_b = \frac{A_t \cdot E}{l_t} \quad \text{Para un tornillo de } d = 10mm = 0,393in, \quad A_t = 0,0878in^2$$

$$E = 30kpsi \quad \text{y} \quad l_t = 5mm = 0,19in$$

Entonces

$$k_b = 18789,473 \frac{lb}{in}$$

$$k_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot 0,577}{2 \cdot \ln \left(5 \left(\frac{0,577 \cdot l_t + 0,5 \cdot d}{0,577 \cdot l_t + 2,5 \cdot d} \right) \right)} \rightarrow k_m = 31655,941 \frac{lb}{in}$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \rightarrow C = 0,3725$$

$$\sigma_a \cdot n = S_a \rightarrow n = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2 \cdot A_t} = \frac{C \cdot F}{2 \cdot A_t} \quad \sigma_a = \frac{C \cdot F}{2 \cdot A_t \cdot N_{\text{tornillos}}}$$

$$S_a = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{1 + \frac{S_{ut}}{S_e}} \quad F_i = 0,75F_p \quad \text{donde } F_p \text{ es la carga de prueba}$$

$$F_p = A_t \cdot S_p \quad \text{y} \quad S_p = 105kpsi$$

$$F_p = 9219lb$$

$$F_i = 6914,25 \text{ lbf}$$

$$S_e = 20,6 \text{ kpsi} \text{ (para tornillos SAE grado 7 Shigley 6ta ed. Tabla 8-17 Pag.493)}$$

$$S_{ut} = 133 \text{ kpsi} \text{ (para tornillos SAE grado 7 Shigley 6ta ed. Tabla 8-9 Pag.475)}$$

$$S_a = \frac{133 \text{ kpsi} - 78,75 \text{ kpsi}}{7,456317} = 7,27571 \text{ kpsi}$$

$$\left(\frac{C \cdot F}{2 \cdot A_t \cdot N_{\text{tornillos}}} \right) \cdot n = S_a \quad \frac{C \cdot F \cdot n}{2 \cdot A_t \cdot S_a} = N_{\text{tornillos}} \rightarrow N_{\text{tornillos}} = 0,8747 \approx 1$$

3.2.4 Cálculo del eje compresor del resorte

Acero AISI 4340

$$S_{ut} = 833 \text{ MPa}$$

$$S_y = 637 \text{ MPa}$$

Sabiendo que S_e' del 4340 es muy aproximado a la propuesta académica del libro Shigley utilizamos:

$$S_e' = 0,504 S_{ut} = 419,8320 \text{ MPa}$$

$$K_a(\text{maquinado}) = 4,45 \cdot S_{ut}^{-0,265} = 0,7488$$

$$K_b(d \text{ en mm}) = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 0,9692$$

$$K_c(\text{axial}) = 1,23 S_{ut}^{-0,0778} = 0,7289$$

$$K_d(\text{hasta } 50^\circ \text{ C}) = 1,01$$

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

$K_t = 0,5555$ de la tabla E 15-11 Pag.1206 del Shigley

$$Se = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Se' = 124,6029MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + 3\lambda_{xy}^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_x + \sigma_y} \quad \sigma_y = 0 \quad \rightarrow \sigma_a$$

$$\sigma_a = \frac{F}{a} = \frac{400N}{\frac{\pi \cdot (0,005m)^2}{2}} = 10,186MPa$$

$$Mt = b \cdot F = 0,005m \cdot 400N = 2Nm$$

$$\lambda_{xy} = \frac{Mt \cdot \frac{d}{2}}{Ip} = \frac{2Nm \cdot 0,01m}{\pi \cdot \frac{(0,005m)^4}{32}} = 325,949MPa$$

$$\sigma_m = \sqrt{(10,186MPa)^2 + 3(325,949MPa)^2} = 564,561MPa$$

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{\psi} \rightarrow 0,081748 + 0,677744 = \frac{1}{\psi} \quad \psi = 1,32$$

3.2.5 Selección de la biela

Cinemáticamente la longitud de la biela debe ser dos (2) veces el valor de desplazamiento máximo (y) de la excéntrica, garantizando que el mecanismo funcione y no se obstruya. Conociendo el valor máximo de la excéntrica, se determina: $L = 2y \rightarrow L = 2(45mm) = 90mm$. Se buscó en el mercado local la existencia de bielas con longitud entre centros igual superior o igual a L y se escogió una biela de moto modelo Yamaha XT 600, que posee 115mm de longitud.



Figura 3.6 Biela XT-600

3.2.6 Cálculos del eje porta indentador

La rosca del eje seguirá las especificaciones SAE para pernos de acero, quedando así definidos los valores límites de esfuerzos. Se diseñara la rosca para un diámetro estandarizado. Mientras más robusta sea la pieza la resistencia a fallas por fatiga disminuyen ya que aumenta el área del filete que esta esforzado.

El acero con que se fabricará la rosca será un 4340, acero de aleación y mediano carbono.

De la tabla 8-6 p388 Shigley 4^{ta} edición se tiene

$$S_{ut} = 150Kpsi$$

$$S_y = 130Kpsi$$

Siendo un perno SAE 8, de la tabla 8-12 p400 Shigley 4^{ta} edición se tiene

$$S_e = 23.2Kpsi$$

$$F = 400N$$

$$F_i = \frac{0,4}{4,45} \rightarrow F_i = 8,98 \cdot 10^{-2} Kip$$

Factor de seguridad que previene contra una falla por fatiga

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

Donde $\sigma_a = \frac{CP}{2A_t}$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad k_1 = k_2 \quad \frac{1}{k_m} = \frac{2}{k_b} \quad k_m = \frac{k_b}{2}$$

$$C = \frac{2k_m}{2k_m + k_m} \rightarrow C = \frac{2}{3}$$

$$P = 2F_i \rightarrow P = 0,18Kip$$

$$S_a = S_m - \frac{F_i}{A_t} \quad S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e} \right) \quad S_a = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{1 + \frac{S_{ut}}{S_e}}$$

$$\sigma_a = \frac{\frac{2}{3} \cdot 0,18Kip}{2 \cdot 0,203in^2} \rightarrow \sigma_a = 0,3Kpsi$$

$$S_a = \frac{150 - \frac{8,98 \cdot 10^{-2}}{0,203}}{1 + \frac{150}{23,2}} \rightarrow$$

$$S_a = 20,1Kpsi \quad \text{Entonces} \quad n = \frac{S_a}{\sigma_a} \rightarrow n = \frac{20,1Kpsi}{0,3Kpsi} \rightarrow n = 67$$

3.2.7 Cálculos y selección de rodamientos

Para realizar la selección de los rodamientos a usar en la maquina, es necesario conocer el valor de la carga y el diámetro del eje. Para la máquina de indentación dinámica es necesario seleccionar 2 tipos de rodamientos, uno para la conexión biela-excéntrica, y otro para el eje de la excéntrica.

Rodamientos con soporte de pie

La selección se realizo siguiendo el programa de selección de rodamientos SKF. Teniendo como parámetro inicial el diámetro interno $d = 25,4mm$ se calcula la carga equivalente $P = XF_r + YF_a$ teniendo en cuenta que no existen fuerzas axiales, y que el valor de la fuerza radial $F_r = 800N$. Se introdujeron los valores, arrojando como resultados:

De la tabla 1 del manual se obtiene

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$e = 0,31$$

$$P = Fr = 800$$

Con estos valores seleccionamos el rodamiento

Rodamiento SY 1. RM

$$C = 14kN \quad C_0 = 7,8kN$$

$$X = 1 \quad X_0 = 0,6$$



Figura 3.7 Rodamiento eje motor.

$$V_{Limite} = 7000rpm$$

$$P = 800N$$

La duración del rodamiento expresada en número de revoluciones se calcula de

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\rho$$

L = duración nominal expresada en millones de revoluciones

C = capacidad de base dinámica del rodamiento

P = carga equivalente sobre el rodamiento

$\rho = 3$ para rodamientos de bola.

$$L = \left(\frac{14kN}{0,800kN} \right)^3 = 2360$$

Con la relación entre la duración en millones de revoluciones y la duración en horas de funcionamiento se calcula:

$$L = \frac{60 \times n \times L_h}{1000000}$$

Donde:

L_h = duración nominal en horas de funcionamiento

n = velocidad en revoluciones por minuto

$$L_h = \frac{2360 \times 10^6}{60 \cdot 400RPM} = 5200 \text{ horas}$$

Rodamiento conexión biela-excéntrica

Para esta conexión se uso el rodamiento tipo aguja, original que trae la biela del Yamaha antes mencionado. Este rodamiento fue diseñado para trabajos de mayor performance a los solicitados por nuestra máquina por lo tanto se considero el mas idóneo para nuestra selección. Cabe destacar que los datos técnicos del fabricante no están disponibles al cliente.



Figura 3.8 Rodamiento biela-excéntrica

3.2.8 Cálculo del tornillo del acople

AISI 4340

$$S_{ut} = 833 \text{ MPa}$$

$$S_y = 637 \text{ MPa}$$

Fuerza de corte

$$\lambda = \frac{F_p}{\pi \cdot d^2} \leq \frac{S_y}{2 \cdot \psi} \quad d^2 \geq \frac{8 \cdot F_p \cdot \psi}{\pi \cdot S_y}$$

$$d^2 \geq \frac{8(400\text{N}) \cdot 2}{\pi(637 \cdot 10^6 \text{ Pa})}$$

$$d \geq 3,195 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

El diámetro a usar será de 6mm.

3.2.9 Cálculo del resorte

De la formula:

$$y = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot N}{d^4 \cdot G}$$

Se buscará el numero de vueltas del resorte necesarios para soportar la fuerza propuesta, previamente se establece el material, el diámetro y espesor del mismo, dependiendo de la disponibilidad en el mercado.

Donde:

(F) es el esfuerzo de compresión en N

(D) es el diámetro del centro de gravedad de la sección

(y) es la longitud del resorte

(N) es el número de espira útiles

(G) es el modulo de elasticidad

(d) es el diámetro del alambre redondo

Para el material utilizado de acero inoxidable A313 se tiene que:

$G = 69GPa$ por la tabla 10-12. Pag. 614 del Shigley 5ta edición

Sustituyendo

$$\begin{array}{l}
 y = 0,094m \\
 F = 400N \\
 D = 0,0316m \\
 d = 0,003m
 \end{array}
 \quad
 N = \frac{y \cdot d^4 \cdot G}{8 \cdot F \cdot D^3}
 \quad
 N = \frac{0,094m \cdot (0,003m)^4 \cdot 69 \cdot 10^9 \frac{N}{m^2}}{8 \cdot 400N \cdot (0,0316m)^3}$$

$N = 5,5 \approx 6$ Aproximadamente son 6 vueltas que debe tener la espira del resorte.

CAPITULO IV**CONSTRUCCIÓN DE LAS PIEZAS****4.1. Selección de materiales**

Para la selección de los materiales se tomaron en cuenta ciertos aspectos que fueron de importancia antes de su adquisición, tales como:

- La capacidad del material para poder trabajar bajo las condiciones del ensayo.
- La factibilidad a ser modificado por medio de las máquinas y herramientas disponibles.
- La disponibilidad en el mercado nacional.
- El costo del material.

Los materiales utilizados para la construcción de la máquina debían tener una resistencia a las cargas que serían sometidos. Luego con esta información se procedió a buscar que materiales cumplen, para revisar su existencia en el mercado, las dimensiones en las que se encuentran disponibles y su costo.

Acero AISI 1045: Mn(%)=0,7; C(%)=0,44; Si(%)=0,25. Acero fino al carbono de alta calidad; templabilidad garantizada. Gran pureza lograda con un proceso especial de fabricación y estricto control de calidad. Se aplica para la construcción de maquinaria en general para partes y piezas expuestas a exigencias medianas, desgaste por fricción, etc. Fácil de conseguir y económico.

Acero AISI 4340: C(%)=0,34; Si(%)=0,3; Mn(%)=0,5; Cr(%)=1,5; Mo(%)=0,2; Ni(%)=1,5. Acero de especial resistencia a la tracción y torsión. Muy buena resistencia al desgaste y al impacto. Se suministra un estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional. Utilizable a temperaturas de hasta 500°C a 95-115 kg/mm² y liberado de tensiones.

Bronce SAE 660 : Cu(%)=0,83; Sn(%)=0,7; Zn(%)=0,3. Presenta cualidades de anticorrosión, resistencia al desgaste, antifricción y auto lubricación, para aplicaciones generales en piezas mecánicas.

Acero inoxidable: Cr(%)=19; Ni(%)=10; C(%)=0,08. Utilizado para el resorte con una carga de rotura de 105 a 196Kg/mm² y un límite de elasticidad de 52 a 105 Kg/mm².

4.2. Construcción de las Piezas

Luego de haber finalizado la etapa de selección del diseño final, los cálculos, la selección de los materiales, y los planos de cada pieza se procede a la construcción de las mismas. Para ello se utilizo el taller de ingeniería mecánica de la Universidad Central de Venezuela, donde se encuentra la maquinaria necesaria para la fabricación de las piezas, así como también se cuenta con la ayuda del personal encargado que con su experiencia y capacitación fueron de valioso aporte para la construcción de las mismas. A continuación se describe el proceso de fabricación usado en la construcción de cada una de las piezas.

4.2.1. Excéntrica

Para la construcción de la excéntrica se empleó un acero AISI 1045. Se compraron 2 tochos de sección redonda y de distintos diámetros, un tocho de 170 mm de diámetro 60 de ancho se usó para la tapa y contratapa, y otro tocho de 85 mm de diámetro y 100 de espesor para la corona y el piñón. Se trabajaron de la siguiente manera:

Tapa: con la sierra se cortó el tocho con un espesor de aproximadamente 11mm, para ser rebajado en la rectificadora hasta 10mm. Se abrió un agujero excéntrico de 66mm de diámetro (con centro a 30mm del centro general de toda la pieza). Luego se abrieron dos agujeros más de 29mm y 85mm respectivamente, ambos con 3mm de profundidad y excéntricos. Por último se abrieron 5 agujeros con una broca de 10mm en el taladro.

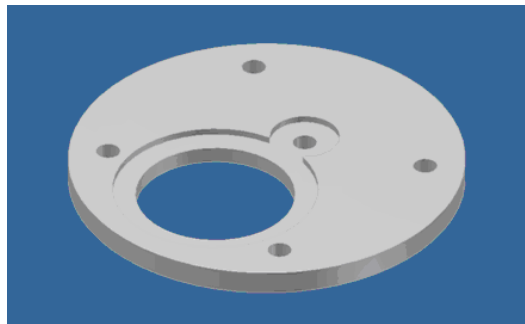


Figura 4.1 Tapa de la excéntrica

Contratapa: con el resto del material del tocho se procedió a hacer dos careados excéntricos de 16mm y 40mm de diámetro cada uno y con 12mm de profundidad. Concéntrico a estos careados se realizaron dos agujeros de 29mm y 85mm de diámetro con una profundidad de 7mm. Se abrieron también 4 agujeros con una broca de 10mm en el taladro.

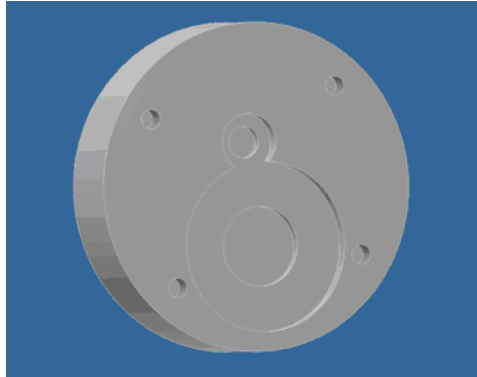


Figura 4.2 Contratapa de la excéntrica

Corona: cortando el segundo tocho hasta obtener 80 mm de largo se procedió a la construcción de esta pieza. Se refrentaron ambas caras del tocho para llevarla a la medida. Se procede hacer un careado con 40mm de diámetro y 5mm de profundidad por un extremo, luego se deja una sección de 84mm de diámetro y 10mm de profundidad donde van los dientes del engrane, a continuación se hace otro careado de 66mm de diámetro con 10mm de profundidad. Tomando en cuenta el centro de la pieza se hace un careado excéntrico de 25mm de diámetro y 15mm de profundidad, a partir de ahí se hace un reten que sobresale teniendo 49mm de diámetro y 5mm de profundidad. Después se hace el eje excéntrico que posee 35mm de diámetro y 30mm de profundidad. En el diámetro mayor y con ayuda de la fresa y el plato divisor se realizo el fresado de diente recto, teniendo un total de 46 dientes rectos.

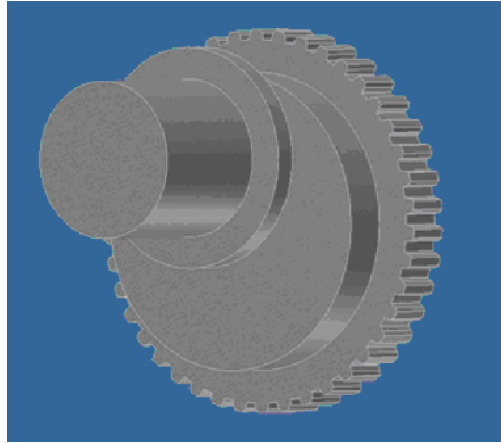


Figura 4.3 Corona

Piñón: con el material restante del mismo tocho usado para la corona se procede mediante el torno a llevarlo a las medidas de 28mm de diámetro y 18mm de largo. Posteriormente se hace un escariado de 16mm de diámetro y 8mm de profundidad. Con el taladro se realizo un agujero de 10mm en el centro de la pieza. Y se realizo un fresado de diente recto, teniendo un total de 14 dientes.

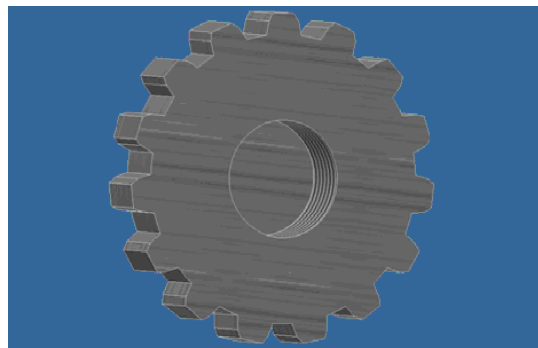


Figura 4.4 Piñón

4.2.2. Eje porta indentador

El eje porta indentador se divide en dos partes, el roscado hembra y el roscado macho, ambos en acero AISI 4340. La rosca del eje porta indentor se rige bajo las normas SAE, y es una rosca número 8 con un diámetro de 9/16 pulgadas y 18 hilos por pulgada.

Para la construcción del eje roscado hembra se uso un tocho de 40mm de diámetro y 60mm de largo. Se le realizo un careado de 28,6mm de diámetro y 10mm de profundidad. Por el otro extremo y centrado se hizo un roscado interno de 50mm de profundidad.

Para la construcción del roscado macho se uso un tocho de 25mm de diámetro y 100mm de largo. Se rebaja el diámetro inicial de 25mm a 14,06mm (9/16pulgadas), por un largo de 60mm restando 40mm para la instalación del indentor. La adaptación del indentor se hace mediante un taladrado en la parte inferior.

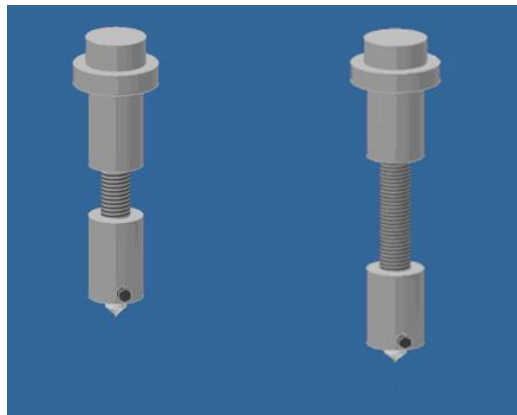


Figura 4.5 Eje porta indentador

4.2.3. Eje compresor del resorte

El eje compresor del resorte consta de 2 partes cilíndricas, la primera de una radio de 17mm que lleva un trabajo de fresado en la parte superior para conectarse con la biela y en el extremo inferior un roscado que conecta al soporte superior del resorte. Esta pieza se construye a partir de un tocho de 45mm que se rebaja a 40,4 por 10mm y luego se rebaja nuevamente a 30mm por 10mm. Ambas piezas se fijan por medio de un tornillo.

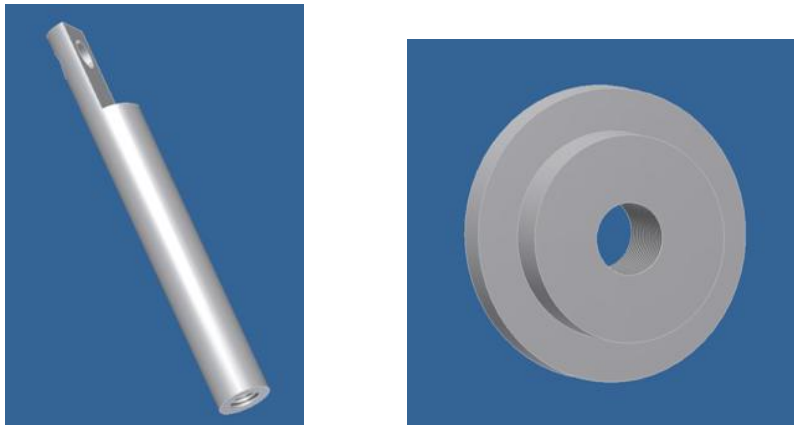


Figura 4.6 Eje compresor del resorte

4.2.4. Eje motor-excéntrica

El eje de que conecta el motor con el disco excéntrico esta hecho en acero AISI 4340 y para su construcción se compro un tocho de 17mm de diámetro y 200mm de largo, se corto a la medida requerida y se refrentaron ambas caras. Perpendicular al eje se abrieron dos agujeros roscados opuestos uno del otro, para fijarlo al eje acople del motor.

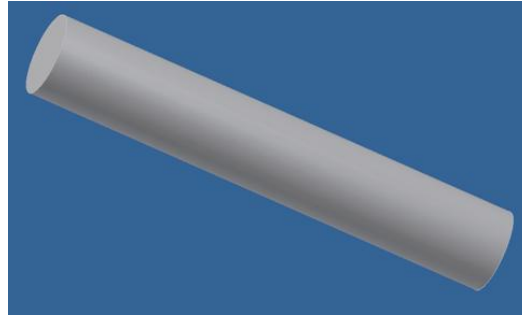


Figura 4.7 Eje motor-excéntrica

4.2.5. Acople del eje del motor

Para la construcción de ese este se utilizó un tocho redondo de acero AISI 1045 y se modifico para que cumpliera con los requisitos.

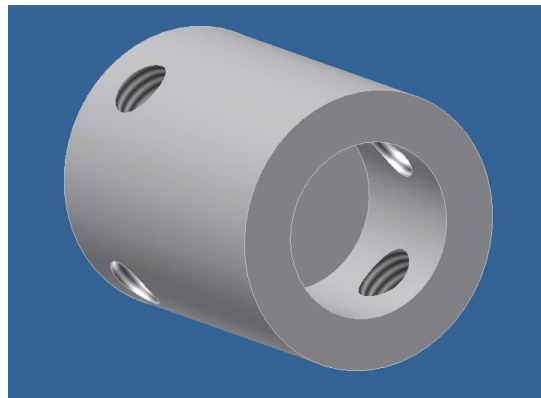


Figura 4.8 Acople del eje del motor

4.2.6. Placa soporta motor

Se utilizó una placa de acero AISI 1045 que mediante la fresa se le dieron 126mm de ancho, 222mm de largo y 10mm de espesor. Además con el

taladro se le abrieron orificios roscados donde van las columnas que sostienen y separan esta placa de la otra.

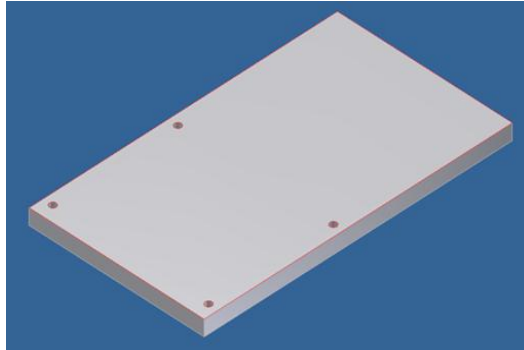


Figura 4.9 Placa Soporta Motor

4.2.7. Placa superior

Para la construcción de esta placa se utilizó acero AISI 1045 y por medio de la fresa se le dieron dimensiones de 20mm de largo, 20mm de ancho y 10mm de espesor. Además con el taladro se le hacen orificios por donde van atornilladas las columnas que la soportan. También con el taladro se le hace un orificio de 20mm donde va colocada una bocina por donde va a pasar el eje que comprime al resorte.

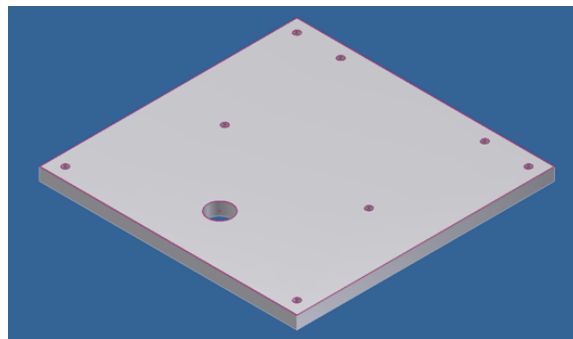


Figura 4.10 Placa superior

4.2.8. Placa inferior

Se compro una placa de acero AISI 1045 y usando la fresa se llevó a 300mm de largo, 300mm de ancho y 10mm de espesor. Adicionalmente se le hacen los agujeros con el taladro por donde van atornilladas las columnas que la van a sostener y separar de las placas. Esta placa cuenta con un orificio de 32mm por donde pasa el eje porta indentor.

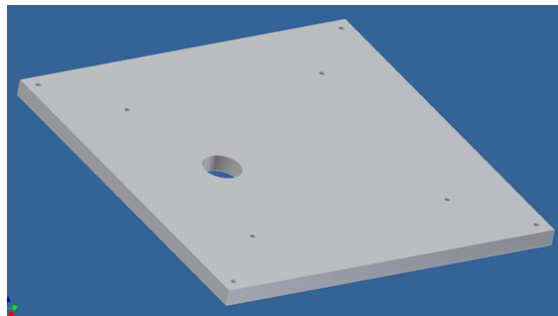


Figura 4.11 Placa inferior

4.2.9. Placa base

Para la placa base se compro una placa de acero AISI 1045 y mediante la fresa se llevo a 300mm de largo, 300mm de ancho y 20mm de espesor. Esta placa cuenta con los orificios roscados donde van las columnas que soportan la placa inferior. También posee 4 orificios por donde se va a fijar el porta probeta.

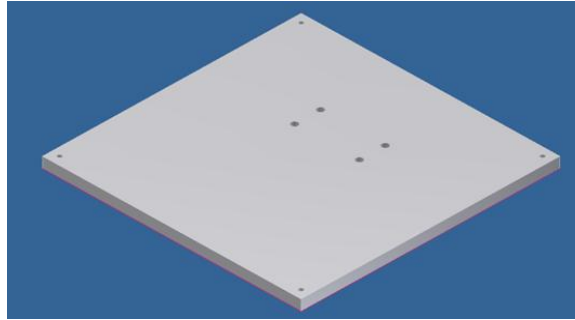
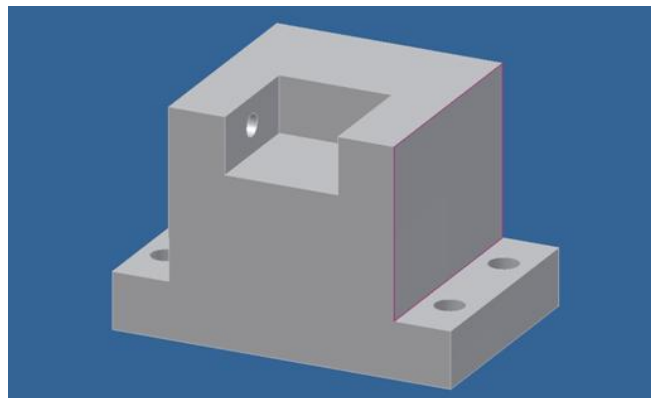


Figura 4.12 Placa base

4.2.10. Porta probeta

El porta probeta se construyó a partir de un tocho de sección cuadrada de 80mm de largo por 80mm, se refrentaron ambas caras dejando en la cara inferior pestañas para atornillarla a la placa base. En la parte superior se procede a realizar una muesca con las dimensiones de la probeta de forma tal que calza sin juego. Luego por una de las caras laterales se abrió un agujero roscado para mediante un tornillo fijar la probeta en esa posición.



4.13. Porta Probeta

CAPITULO V**VERIFICACIÓN EXPERIMENTAL DEL DISEÑO**

La idea obtenida que resulto seleccionada en el proceso metodológico de la matriz de selección debe ser tangible y que su puesta en marcha sea factible, una vez que se procede a la construcción de alguna maquinaria surgen todos aquellos detalles productos de los errores y de la no idealización de los procesos de fabricación, naturales de la realidad.

Una vez finalizada la fase de construcción de todas las piezas que conforman a la máquina de indentación dinámica se procedió al ensamblaje de la misma. En esta etapa se presentaron las siguientes inconvenientes:

- Se tenía una excentricidad que variaba de 0mm a 45 mm, lo cual generaba que el diámetro de la excéntrica era de un diámetro considerablemente mayor para la capacidad de respuesta del motor.
- El eje del motor requiere un mecanizado de alta precisión (de alrededor de dos centésimas de milímetro) el cual no podía lograrse con los equipos del taller de las Escuela de Ingeniería Mecánica, debido a que la herramienta del torno presentaba fallas a la hora de operar en el proceso de cilindrado externo.
- El fresado de los dientes de la corona se tuvo que repetir en varias ocasiones por lo complejo de la pieza y su construcción como tal.

Para el cambio de la excentricidad se planteó mantener las mismas dimensiones de la corona y el piñón, y se optó por cambiar de dimensiones la contratapa y tapa de excéntrica. La nueva excéntrica obtenida varía la excentricidad de 0mm a 30mm, y así se logró reducir en un 36% la masa, logrando así reducir las vibraciones que generaba el desbalance de masa por la excéntrica.

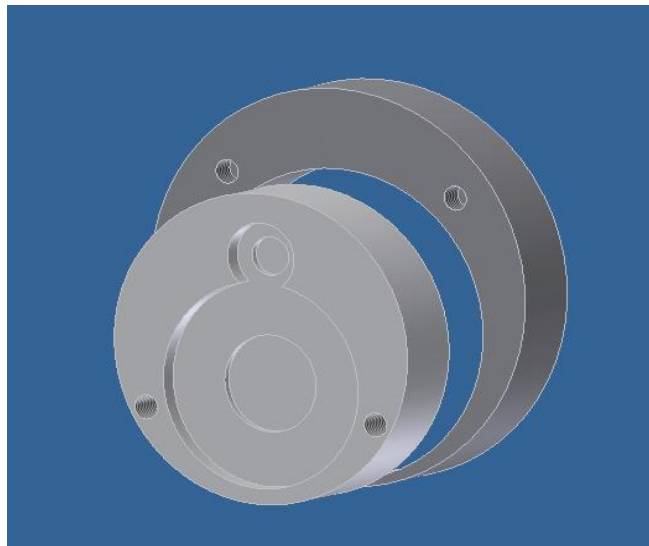


Figura 5.1. Corte de la excéntrica.

A la nueva excéntrica se le acoplo el eje excéntrica-motor soldándolo al nuevo centro de la contratapa, este eje fue cilindrado para llevarlo a medida externa de 25.4mm, y cilindrado interno para llevarlo a 14mm, ambos maquinados permiten una tolerancia máxima de 0,02mm.

Al tener la máquina ensamblada nuevamente se procedió a la puesta en marcha y se pudo constatar que la misma funcionaba, pero presentaba vibraciones que alteraban la realización de ensayos con la misma. Existe un rango de velocidades bajo las cuales se puede operar la máquina sin que esta

entre en resonancia, dicho rango está comprendido entre 450RPM hasta 520RPM, luego de este rango la máquina presenta excesivas vibraciones que podrían traducirse en inseguridad para la maquina y el operador. El problema que presenta la maquina abre un nuevo campo de investigación, para mejorar así su desempeño.

Existen dos factores que producen la vibración de la máquina; el primero tiene que ver con el desbalance que posee el disco excéntrico, donde a medida que aumenta las RPM del disco, las vibraciones aumentan a su vez. El segundo está referido a la estructura y disposición de los elementos de la máquina, estos varían el centro de gravedad de la misma aumentando las amplitudes de las vibraciones. Sin embargo y a pesar de que la corrección de dichos factores escapan de los objetivos del presente trabajo, hemos considerado importante emprender un estudio sistemático del balanceo, ya que la excéntrica provee a la máquina que hemos diseñado una característica especial, que nos permite cambiar la excentricidad y obtener un espectro de cargas amplio. También presentamos un estudio de la estructura de la máquina, específicamente de su centro de masa.

5.1 Estudio de la estructura de la máquina

Todo el movimiento de la máquina de Indentación dinámica se genera en la parte superior de la misma, es necesario el estudio de la estructura completa para tener idea del magnitud y comportamiento de las reacciones generadas en cada punto de la maquina. Por esto es necesario el cálculo de las coordenadas del centro de masa de la maquina.

El centro de masa de cualquier maquinaria es el punto geométrico que dinámicamente actúa como si la resultante de las fuerzas externas del sistema estuviera aplicada sobre él, para realizar este cálculo se emplea la siguiente ecuación:

$$r_{cm} = \frac{\sum_i m_i * r_i}{\sum_i m_i} = \frac{1}{M} \sum_i m_i * r_i$$

m_i : Masa de la partícula i-esima.

r_i : Vector de posición de la masa de la partícula i-esima al sistema de referencia asumido.

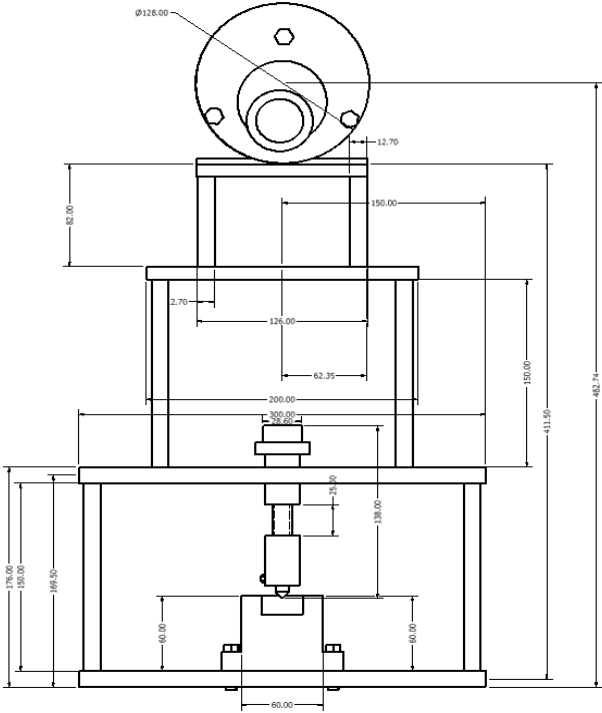
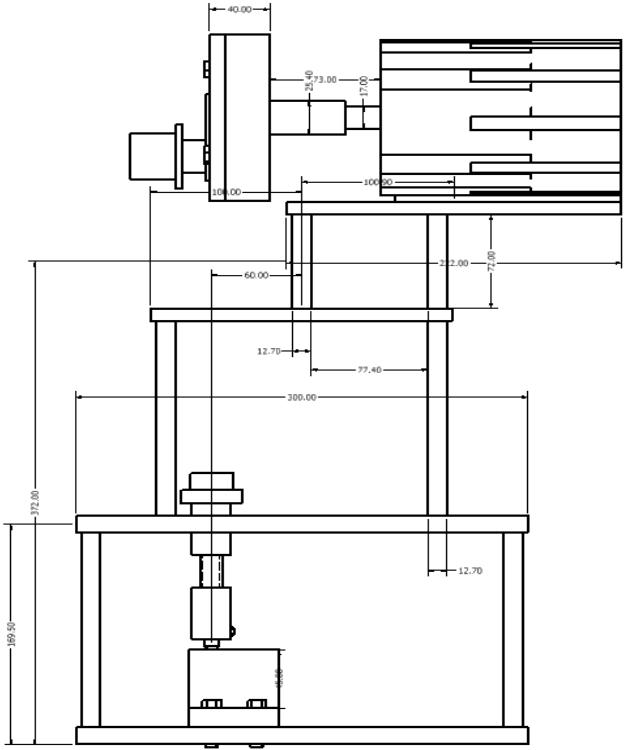


Figura 5.2. Frente de la máquina.

Figura 5.3 Perfil de la máquina



Cálculo del centro de masa:**Columnas base.**

$$C_{b1} (-100, 81.5, 150)$$

$$C_{b2} (100, 81.5, -150)$$

$$C_{b3} (100, 81.5, 150)$$

$$C_{b4} (-100, 81.5, -150)$$

La masa de cada una se calcula aprox. por su densidad de 7.85 gr/mm³

$$m = V \times d$$

$$d = 7850 \text{Kg} / \text{m}^3$$

Entonces

$$m_{\text{columnas}} = \left(\frac{12.6}{2} \right)^2 \times \pi \times 150 \times d = 147.5 \text{gr}$$

Columnas medias

$$C_{m1} (-100, 183.5, 100)$$

$$C_{m2} (100, 183.5, -100)$$

$$C_{m3} (100, 183.5, 100)$$

$$C_{m4} (-100, 183.5, -100)$$

La masa de cada una es la misma masa de las columnas base, ya que tienen las mismas dimensiones

$$m_{\text{columnas}} = 147.5 \text{gr}$$

Columnas superiores

$$C_{s1} (0, 372, 56)$$

$$C_{s1} (0, 372, -56)$$

$$C_{s1} (83.7, 372, 56)$$

$$C_{s1} (83.7, 372, -56)$$

$$m_{columnas} = \left(\frac{12.6}{2} \right)^2 \times \pi \times 72 \times d = 70,47 \text{ gr}$$

Placa base

$$P_b (0, 6.5, 0)$$

$$m_{placabase} = 300 \times 200 \times 13 \times d = 6084 \text{ gr}$$

Placa inferior

$$P_i (0, 169.5, 0)$$

Y posee la misma masa que la placa base ya que tienen las mismas medidas así que

$$m_{placainferior} = 300 \times 200 \times 13 \times d = 6084 \text{ gr}$$

Placa superior

$$P_s (0, 411.5, 0)$$

$$m_{placasuperior} = 200 \times 200 \times 10 \times d = 3140 \text{ gr}$$

Placa motor

$$P_m (101, 413, 0)$$

$$m_{placasuperior} = 126 \times 220 \times 10 \times d = 2176 \text{ gr}$$

Disco excéntrico

$$D_e (-40, 483, 0)$$

$$m_{disco} = \left(\frac{128}{4} \right)^2 \times \pi \times 30 \times d = 3030 \text{ gr}$$

Motor

$$M (140, 483, 0)$$

La masa del motor según especificaciones es aproximadamente de 4 kg.

Porta probetas

$$P_p (-50, 32, 0)$$

$$m_{disco} = 60 \times 60 \times 60 \times d = 1695 \text{ gr}$$

Porta indenter

$$P_i (-60, 140, 0)$$

$$m_{disco} = \left(\frac{28.6}{4} \right)^2 \times \pi \times 138 \times d = 569.8 \text{ gr}$$

Las coordenadas del centro de masa de la maquina se definen como

$$X_m = \frac{\sum m_i x_i}{M}$$

$$Z_m = \frac{\sum m_i z_i}{M}$$

$$Y_m = \frac{\sum m_i y_i}{M}$$

El diseño de la maquina es completamente simétrico en el plano YZ, esto quiere decir que la coordenada Z del centro de masa es 0.

$$X_m = \frac{\sum m_i x_i}{M} = \frac{243922.678 \text{gr}}{26000 \text{gr}} = 9.3816$$

$$Y_m = \frac{\sum m_i y_i}{M} = \frac{6999257}{26000} = 269.202$$

Las coordenadas del centro de gravedad de la maquina son (9.38, 269.2, 0)

La altura de la máquina (máx. valor de Y) es de 512mm, teniendo la ubicación del centro de masa queda evidenciado que el centro de masa está por encima del mismo centro geométrico de la maquina, al menos en el eje Y. este es un factor de gran importancia en la etapa de diseño, ya que nos puede evitar a reducir las vibraciones de la misma. Mientras más bajo este el centro de gravedad de la maquina, los momentos que actúen sobre este punto tendrán menor valor debido a que el brazo (distancia desde el punto de aplicación de la fuerza al centro de masa) será menor

Una vez realizado este cálculo en la estructura de la maquina construida se pudo observar que en este punto se encuentra por encima del centro geométrico de la maquina en el eje ordenadas, actuante en el centro de masas, que generan que el desbalance del sistema sea mayor puesto que su brazo de acción al origen es mayor, lo cual no ocurre en el eje de las abscisas porque en este eje si existe geometría debido a que el centro geométrico y de masa coinciden. Por otra parte en el diseño de este tipo se debe considerar el peso de la estructura como criterio de diseño de gran importancia a la hora de emplear la matriz de selección y darle mayor ponderación que la que se le dio en el presente trabajo de investigación; ya que estructuras más robusta, con bases y

columnas de mayores dimensiones se traducen en una disminución de las vibraciones.

5.1.2 Modificación de la estructura: Diseño Final

Como resultado del estudio del centro de masa quedó en evidencia que existe un pequeño, pero importante desbalance de masa en dos planos. Estos son causantes de vibraciones importantes en la máquina. Para lograr la estabilidad necesaria y así reducir las vibraciones presentadas se planteó la incorporación de masa que pueda llevar el centro de masa al centro de simetría de la estructura (plano xy), y además se logra disminuir la coordenada y del centro de masa, esto se traduce en una disminución de las vibraciones ya que se reduce el brazo de acción.



Figura 5.4 Máquina con barra estabilizadora (Diseño Final).

Con la incorporación de la barra se lograron reducir las vibraciones considerablemente y estabilizar la estructura de la máquina.

Al momento de estudiar las vibraciones de la máquina es de vital importancia mantener los elementos que fueron diseñados, con esto hacemos referencia al disco excéntrico que nos permite tener un espectro de cargas mucho más variado y una más rápida variación de las cargas al momento de variar la excentricidad. El porta indentador nos permite presentar el indentador con la probeta a ensayar, haciendo que el punto de aplicación de la carga sea siempre el mismo. Por último el porta probeta mantiene la probeta fija eliminando el movimiento que existía anteriormente, y además permite observar la superficie de la probeta durante los ensayos.

Aún con la incorporación de la barra estabilizadora a la máquina que permitió estabilizar el centro de masa de la estructura, la máquina presenta leves vibraciones. Por lo que otra opción para disminuir estas vibraciones es realizar un balanceo dinámico del disco excéntrico para las diferentes posiciones de la biela-corona. Para ello se toman varias pesas de distintos tamaños, y se hace una leyenda donde dependiendo de la excentricidad tomada se indicará que pesa y en qué lugar debe estar situada para lograr el balanceo.

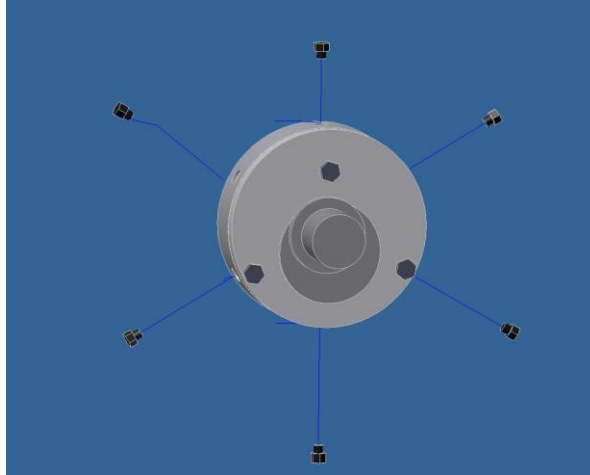


Figura 5.5 Disco excéntrico con el conjunto de pesas para su balanceo.

Un mayor aporte para futuras investigaciones y desarrollo de esta máquina se pueden observar en los anexos, donde agregamos teoría de vibraciones y balanceo, que permitirán enfocar los próximos esfuerzos en esta área de investigación, con la finalidad de preservar los elementos diseñados en este trabajo.

CAPITULO VI**MANUAL DE OPERACIÓN****6.1 Descripción General**

La máquina de indentación dinámica tiene como objetivo realizar ensayos de fatiga superficial basada en los principios de los ensayos de dureza. El movimiento de rotación del motor es transformado en uno lineal y alternante por medio de un disco excéntrico que está unido al otro extremo del eje del motor. Del disco excéntrico se sujeta una biela que en su otro extremo está conectada al eje que comprime al resorte. El resorte se comprime y transmite la fuerza al eje porta indenter, donde se encuentra el indenter que esta contacto con la probeta, y a su vez evita que la probeta reciba un golpe de impacto absorbiendo el movimiento.

6.2 Descripción Detallada

El motor que posee la máquina es un motor eléctrico trifásico de inducción, marca Siemens de ½ HP de 1750 RPM 4 polos, la alimentación eléctrica es de 220V y su torque nominal es de 12,51Nm. Dicho motor está conectado por medio del eje motor a un disco que trasmite la fuerza para indentar.

La excéntrica ajustable se encuentra conformada por un tornillo-piñón, una corona, una tapa, una contratapa y cuatro tornillos de sujeción. Las piezas

son de aceros para herramientas, ésta se encuentra sujeta al eje por dos prisioneros con una distribución de 90 grados. La biela se conecta a la excéntrica a través de un rodamiento que permite el giro libre y se sujeta con una arandela y un tornillo.

La biela acciona los ejes que transmiten la carga, estos son, el eje compresor del resorte y el eje porta indentor, ambos ejes pasan a través de las placas superior e inferior del sistema respectivamente, cada placa posee una bocina para confinar a los ejes en un movimiento vertical. El eje compresor está sujeto a la biela por medio de una tuerca y posee una bocina, en el otro extremo tiene un cambio de diámetro para conectar con el resorte.

El eje porta indentor se divide en 2 partes, la parte superior que conecta con el resorte, y la inferior que además de sujetar el indentor, posee una celda de carga.

La máquina cuenta con un porta probeta macizo que sujeta a la probeta en la parte superior mediante un tornillo, y esta fija a la placa base mediante 4 tornillos pasantes.

6.3 Dimensiones de la probeta

Las probetas podrán ser cuadradas o circulares cumpliendo las siguientes restricciones:

- Cuadradas: de 30mm de largo y un espesor no mayor de 15mm
- Circulares: de 30mm de diámetro y un espesor no mayor de 15mm

6.4 Instalación del Equipo

6.4.1 Dimensiones y peso

Aproximadamente las dimensiones de la máquina son:

- Largo: 320mm.
- Ancho: 300mm.
- Alto: 420mm.
- El peso aproximado de la máquina es de: 70kg.

6.4.2 Montaje

La máquina está apoyada sobre cuatro bases amortiguadas en los extremos de la placa. Así se garantiza la estabilidad y se evitan vibraciones que afecten el funcionamiento óptimo de la máquina durante el ensayo.

6.4.3 Montaje de la probeta

La probeta se introduce completamente en la ranura superior del porta probeta macizo, esta ranura está hecha para calzar sin juego con la probeta. Además para evitar cualquier vibración se sujeta con el tornillo lateral que posee la base.

6.4.4 Puesta a punto para la activación

Luego de colocar correctamente la probeta se debe ajustar la máquina para el ensayo a realizar siguiendo los siguientes pasos.

Para establecer la carga de indentación se deben seguir los siguientes pasos:

- Aflojar los cuatro (4) tornillos principales de la excéntrica con la llave Allen correspondiente.
- Se introduce una llave Allen en el tornillo-piñón y se desplaza la marca que posee la corona sobre la escala hasta alinearse en la medida de carga deseada por el operador.
- Después de establecer la carga se procede a apretar los tornillos.
- Por último se posiciona la biela en el punto muerto superior, luego se procede a desenroscar el eje porta indentor hasta que haga contacto con la probeta y ajustarlo con la contratuerca para mantenerlo en posición.

6.5 Activación y parada del equipo

Para dar inicio al ensayo se debe verificar que los pasos anteriores se hayan cumplido. A continuación se hace el siguiente procedimiento:

- Conecte el equipo a la toma de 220V,
- Se encenderá el display del variador de frecuencia, donde aparecerá **rd** (accionamiento preparado), indicando que está listo para iniciar.

- Seleccione las RPM a las que desea el ensayo presionando las flechas hacia arriba ▲ o abajo ▼ , en el display aparecerá las RPM a las que va a trabajar.
- Presione la tecla I para poner en marcha la máquina y luego O para detener el ensayo.

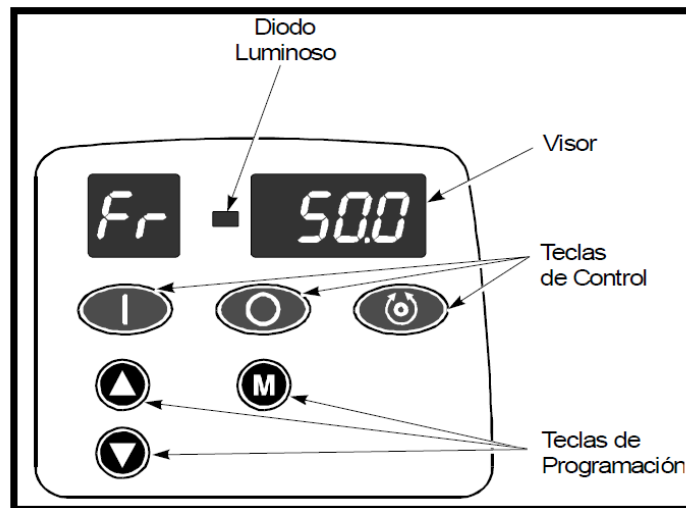


Figura 6.1 Display del variador de frecuencia


Manipulación y programación del variador de frecuencia:

Pantalla y teclado

La pantalla y el teclado se emplean para lo siguiente:

- Visualización del estado operativo del accionamiento.
- Visualización de fallos o códigos de desconexión.
- Lectura y modificación de los valores de los parámetros.
- Parada, puesta en marcha y reinicio del accionamiento.

Teclas de programación

La tecla  de modo sirve para cambiar el modo de funcionamiento de la pantalla.


Si pulsa la tecla de modo M y la suelta antes de que transcurran 2 segundos, la pantalla pasa del modo de estado al de visualización de parámetros.


Si mantiene pulsada la tecla M durante 2 segundos, el modo de estado alternará las indicaciones de velocidad y carga.


Si se interrumpe la alimentación, el accionamiento recordará las unidades mostradas en pantalla (velocidad o carga) y volverá a presentarlas cuando se reanude el suministro.

Las teclas de aumento y de reducción sirven para seleccionar los parámetros y modificar los valores de éstos. En el modo de teclado permiten aumentar o reducir la velocidad del motor.


Teclas de control

La tecla  de marcha se utiliza en el modo de teclado para poner en marcha el accionamiento.

La tecla  de parada/reinicio se utiliza en el modo de teclado para parar y reiniciar el accionamiento. También sirve para reiniciar el accionamiento en el modo de control mediante terminales.

La tecla  de marcha adelante/inversa se utiliza en el modo de teclado para cambiar la dirección de rotación del motor.

6.6 Parada del ensayo

Para detener el ensayo se presiona el botón  en el variador de frecuencia, luego se procede a retirar la probeta siguiendo los siguientes pasos:

- Aflojar la contra tuerca para subir el indentor manualmente.
- Aflojar el tornillo que aprieta la probeta.
- Retirar la probeta.

CAPITULO VII**CONCLUSIONES**

- Se aplicó apropiadamente la metodología del diseño para la elaboración de este proyecto, dando un resultado satisfactorio ante las necesidades requeridas, siendo este un diseño inédito que permite abrir un nuevo campo de investigación para el estudio de fatiga superficial por indentación dinámica.
- La incorporación de un sistema excéntrica-biela fijo permite variar la fuerza de indentación dinámica del ensayo de manera rápida y el espectro de aplicación de carga aumentó sustancialmente.
- La incorporación de un sistema porta probeta óptimo permite sujetar la probeta de una forma sencilla ayudando que la indentación se realice en un mismo punto. Además permite su montaje y desmontaje de manera rápida y la fácil observación de la superficie de la probeta durante el ensayo.
- Los requerimientos principales para la elaboración de una máquina de indentación dinámica son los costos de fabricación, la seguridad y la confiabilidad, ya que la máquina se empleará en condiciones extremas durante largos períodos de operación.

- El peso como factor de diseño empleado dentro de la matriz de selección, fue subestimado, ya que para reducir las vibraciones presentes es necesario el uso de un diseño más robusto

CAPITULO VIII**RECOMENDACIONES**

Observando el funcionamiento de la máquina se tienen las siguientes recomendaciones:

- Leer el manual de operaciones.
- Mantener una lubricación en el eje compresor del resorte.
- Es recomendable lubricar los rodamientos con grasa cada tres (3) ensayos.
- Reemplazar los rodamientos en el caso de que presentes ruidos vibraciones y movimientos radiales entre las pista.
- Es recomendable agregar una celda de carga con su transductor en el porta indentor, de tal forma que se pueda medir la fuerza de indentación en el ensayo.
- Implementar un microscopio óptico que permita observar la huella impresa en la superficie de la probeta.

- Contar con el financiamiento de manera tal que los costos no sean relevantes al momento de diseñar.

Referencias Bibliográficas

1. AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, 1976, *Fractography*, Vol. 12, Ohio.
2. Dobrovolsky, V., 1968, *Máquinas – Elementos*, Mir Publishers, Moscow.
3. Callostter, W.D. (2005). *Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales*. Editorial Revertí. S.A, España.
4. Dieter, G. *Metalurgia Mecánica*. (1967). Editorial Aguilar (1era ed.), Madrid.
5. Avallone, E. y Baumeister III, T. (1995). *Manual del ingeniero mecánico* (9na ed.) McGraw-Hill, México.
6. SHIGLEY J. E., (2002), MISCHKE C. R., *Diseño en Ingeniería Mecánica* (4ta ed.) McGRAW-Hill, México.
7. Millani R., 1985, *Diseño para Nuestra Realidad*, Editorial U.S.B., Equinoccio, Caracas.
8. DASTKO, J., (1966), *Material properties and manufacturing processes*. New York, Wiley.
9. CASILLAS A. L., (2004), *Máquinas.-Cálculos de Taller*, España, 38va Edición Artes Gráficas ENCO.
10. Mechanical Vibration and Shock Measurements Jens Trampe Broch
Briel & Kjaer
11. FERRUM ACEROS C.A., (2005), **Catálogo FERUM Aceros C.A.**, Venezuela, Gráficas Evil II.

12. Hibbeler R. C, 1997, *Mecánica de Materiales*, Prentice Hall, 3^{era} Edición, México.
13. Gondar G. y Rodríguez R., 2007, *Diseño y Construcción de una Máquina de Ensayos Fatiga de Muestras Planas por Flexión Alternativa*, Caracas.
14. Mott R., 1992, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Prentice Hall Hispanoamericano, México.
15. Glen White., 1990, *Introducción al Análisis de Vibraciones*, Azima DLI, USA.
16. <http://es.wikipedia.org/wiki/Dureza> (consultada 2009, Octubre, 14)
17. <http://www.struers.com> (consultada 2009, Octubre, 14)
18. <http://www.monografias.com/trabajos70/ensayo-durezas/ensayo-durezas2.shtml> (consultada 2009, Octubre, 14)
19. <http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/26035-Parametros-y-condiciones-de-corte-en-MAV.html> (consultada 2009, Octubre, 14)
20. http://www.quiminet.com/ar5/ar_AAaszgtAAAss-el-torneado-y-los-diferentes-tipos-de-tornos.htm (consultada 2009, Noviembre, 7)
21. <http://www.bricotodo.com/fresar.htm> (consultada 2010, Enero 25)
22. <http://wapedia.mobi/es/Taladro> (consultada 2010, Enero 25)
23. <http://www.skf.com/portal/skf/home> (consultada 2009, Enero 27)
24. <http://www.monografias.com/trabajos14/vibraciones/vibraciones.shtml> (consultada 2010, Octubre 9)